

Analyse og redesign av gir og girhus for elektromotor

Marius Bjornes

Master i produktutvikling og produksjon
Innlevert: juni 2015
Hovedveileder: Bjørn Haugen, IPM
Medveileder: Anders Brevik, Adigo AS

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for produktutvikling og materialer

**MASTEROPPGAVE VÅR 2015
FOR
STUD.TECHN. MARIUS BJORNES**

**Analyse og redesign av gir og girhus for en elektromotor
*Analysis and design of gear box for an electric motor***

Adigo AS ønsker å optimalisere konstruksjonen av sine elektromotorer. Oppgaven går ut på å foreta en analyse av nåværende design samt å komme frem til ett forbedret design for motoren sitt planetgir.

Arbeidet kan legges opp etter følgende plan:

- Foreta analyse av eksisterende design.
- Identifisere mulige forbedringer
- Vurdere forbedrete design med følgende muligheter
 - Utskiftbare komponenter for forskjellige reduksjonforhold
 - Mulighet for å seriekoble planetgir for ytterligere reduksjon
- Vurdere og prioritere forbedringer
- Foreta analyse av forbedret design
- Vurdere graden av forbedring for det nye designet.

Dynamisk og statisk analyse av tannhjulene utføres i det detaljnivå som tiden tillater. Valg av analyseverktøy og metoder er en integrert del av oppgaven.

Formelle krav:

Senest 3 uker etter oppgavestart skal et A3 ark som illustrerer arbeidet leveres inn. En mal for dette arket finnes på instituttets hjemmeside under menyen masteroppgave (<http://www.ntnu.no/ipm/masteroppgave>). Arket skal også oppdateres en uke før innlevering av masteroppgaven.


Risikovurdering av forsøksvirksomhet skal alltid gjennomføres. Eksperimentelt arbeid definert i problemstilling skal planlegges og risikovurderes innen 3 uker etter utlevering av oppgavetekst. Konkrete forsøksvirksomhet som ikke omfattes av generell risikovurdering skal spesielt vurderes før eksperimentelt arbeid utføres. Risikovurderinger skal signeres av veileder og kopier skal inngå som vedlegg til oppgaven.

Besvarelsen skal ha med signert oppgavetekst, og redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse, etc. Ved utarbeidelse av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på


begge steder. Ved bedømmelse legges det stor vekt på at resultater er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte og diskuteres utførlig.

Besvarelsen skal leveres i elektronisk format via DAIM, NTNUs system for Digital arkivering og innlevering av masteroppgaver.

Kontaktperson: Anders Brevik, Adigo AS, anders.brevik@adigo.no



Torgeir Welo
Instituttleder



Bjørn Haugen
Faglærer



NTNU
Norges teknisk-
naturvitenskapelige universitet
Institutt for produktutvikling
og materialer

Forord

Denne oppgaven ble skrevet våren 2015 ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet, NTNU, institutt for produktutvikling og materialer (IPM), i samarbeid med bedriften Adigo AS. Oppgaven markerer avslutningen på atten år med skolegang og på mastergraden ved sivilingeniørstudiet ved NTNU.

Motivasjonen for valg av denne oppgaven var interesse for den gode gamle maskinlæren og elementære maskinkomponenter som tannhjul og tannhjulsveksler. Dette i kombinasjon med redesign og utvikling på et eksisterende produkt hos Adigo gjorde oppgaven relevant og svært spennende. Oppgaven har gitt rom for å anvende mye av det jeg har lært gjennom fem år på NTNU, samtidig som jeg har fått lære mye nytt i arbeidet med oppgaven.

Jeg vil takke min veileder Bjørn Haugen for at han ville veilede denne oppgaven og for all hjelp jeg har fått med oppgaven, og for at han har tatt seg tid til å svare på spørsmål når de ha dukket opp underveis i arbeidet.

Jeg vil også takke professor Gunnar Härkegård for nyttige tanker rundt utmattingsberegningene og amanuensis Knud Helmer Knudsen for å ha delt av sin erfaring med tannhjul og gir.

En takk også til gutta på kontoret for god stemning gjennom semesteret og til kjæresten for overbærenhet og støtte gjennom lange dager med jobbing.

Veileder i bedrift, Anders Brevik, og Adigo skal også ha stor takk for at jeg fikk muligheten til å skrive denne oppgaven på et konkret og relevant produkt og for god veiledning gjennom oppgaven. Jeg har satt stor pris på de gode tilbakemeldingene, og at det har vært lav terskel for å stille spørsmål når jeg har lurt på ting. Besøket hos Adigo var også nyttig og lærerikt.

Marius Bjornes

Marius Bjornes

Trondheim, 8. juni 2015

Sammendrag

I denne oppgaven er en elektromotor utviklet av Adigo AS blitt studert, og elektromotorens gir har blitt analysert med formål å lage et skreddersydd gir og en redesignet elektromotor.

Teori rundt tannhjul, tannhjulstransmisjoner og planetveksler har blitt anvendt i kombinasjon med kjente teorier for spenninger i tannhjul til å utvikle et nytt planetgir for elektromotoren utviklet av Adigo. Bøyepenninger er beregnet fra teori etter Lewis, og kontakttrykk og kontaktspenninger er beregnet etter Hertz-teori. Ved hjelp av utmattingsberegninger er det estimert en levetid på planetgiret for de spesifikke materialdataene som er valgt i oppgaven. Håndberegninger er gjort ved hjelp av Microsoft Excel og elementmetodeberegninger er gjort ved hjelp av Abaqus CAE. Det utviklede planetgiret er satt i sammenheng med resten av motorsammenstillingen og et konseptforslag til redesignet motorhus er gjort. Det utarbeidede konseptet for redesignet elektromotor er en lettere og enklere motor med færre deler enn eksisterende løsning, og med et gir som gir større utveksling og har bedre egenskaper med hensyn til styrke. Det er også implementert en mulig clutch-løsning som sikkerhet mot overbelastning. Muligheten for et ekstra trinn i planetgiret for ytterligere å øke utvekslingen, og dermed fleksibilitet i anvendelsesområdet til elektromotoren, er også analysert og vurdert.

Abstract

In this thesis an electric motor developed by Adigo AS has been studied, and the gear of the electric motor has been analyzed with the aim to develop a customized gear and a redesign of the electric motor. Theory of basic gears and epicyclic planetary gears have been applied in combination with well-known theories for stresses in spur gears, with the main goal of developing a new gear for the electric motor developed by Adigo. Bending stresses are calculated from formulas by Lewis and contact stresses are calculated according to Hertzian theory. For the specific material data given in the thesis, fatigue calculations are carried out to estimate the lifetime for the gear. Microsoft Excel was used for the hand calculations and Abaqus for the two-dimensional finite element analysis. The newly designed gear is put in context with the rest of the motor assembly and a concept for a redesigned motor housing is presented. This redesigned motor is lighter and simpler with fewer parts than the existing motor, and the gear has a higher ratio than before and increased strength. An optional clutch assembly has also been implemented as a safety against high torques. The possibility of adding a second stage to the planetary gear for increased ratio, widening the area of application, has been analyzed and evaluated.

Innholdsfortegnelse

Forord	i
Sammendrag	iii
Abstract	iii
Innholdsfortegnelse	v
Figurliste	ix
Tabelliste	x
Begreper, symboler og enheter	xi
1 Innledning	1
1.0 Bakgrunn for oppgaven	1
1.1 Avgrensning av oppgaven	1
1.2 Adigo Mekatronikk	1
1.3 Oppgavens struktur	2
2 Hoveddel	2
2.1 Teori	2
2.1.0 Generelt om tannhjulstransmisjoner	2
Typer tannhjul	2
Tannhjulsgeometri	3
Interferens og inngrepslengde	6
Tilvirkning av tannhjul	8
Feilmodi for tannhjul	9
Materialvalg	11
2.1.1 Krefter og moment	11
2.1.2 Bøyepening (Lewis)	13
2.1.3 Kontaktpening (Hertz)	14
2.1.4 Utmatting	18
2.1.5 Dimensjoneringskriterier og sikkerhetsfaktor	20
2.1.6 Planetgir	23
Antall trinn	25
2.2 Metode	27
2.2.0 Eksisterende løsning	27
2.2.1 Dimensjonering av planetgir	29

Dimensjonering av tannhjul	29
Materialvalg	32
Antall trinn	33
Antall planethjul.....	33
Sikkerhetsfaktor	33
2.2.2 Abaqus.....	34
Kontakttrykk/spenning	34
Bøyepening.....	36
Utmatting.....	37
2.2.3 Redesign av motorsammenstilling for implementering av girøsning.....	37
Clutch	37
Motorhus	38
Andre komponenter.....	38
Alternativt trinn 2.....	38
2.3 Resultater	39
2.3.0 Tannhjulsgeometri	39
2.3.1 Krefter	42
2.3.2 Lewis bøyepening.....	42
2.3.3 Hertz kontaktspenning.....	43
2.3.4 Abaqus.....	44
2.3.5 Utmatting.....	50
2.3.6 Redesign.....	51
Clutch	51
Motorhus	52
Alternativt trinn 2.....	55
2.4 Diskusjon	57
2.4.0 Tannhjulsgeometri	57
2.4.1 Lewis bøyepening.....	57
2.4.2 Hertz kontaktspenning.....	57
2.4.3 Utmatting.....	59
2.4.4 Vurdering av forbedret design.....	59
3 Oppsummering.....	61
4 Videre arbeid	63

5	Litteraturliste	65
6	Vedlegg	67
	Vedlegg A: Oppsett av analyse i Abaqus	67
	Vedlegg B: Formfaktor for Lewis bøyespenning	71
	Vedlegg C: Materialdata 16MnCr5	73
	Vedlegg D: Excelark med beregninger	77
	Vedlegg E: Neugart PLE80 Planetgir	83
	Vedlegg F: Effekt av modul på bøyespenning og kontaktspenning	85
	Vedlegg G: Spenninger i og under overflaten av tannflanken	87
	Vedlegg H: Diverse plots fra Abaqus	89
	Vedlegg I: Datablad Maedler	95
	Vedlegg J: Risikovurderingsskjema	99

Figurliste

Figur 1 Rettfortannet tannhjul (Kohara Gear Industry Co.).....	2
Figur 2 Skråfortannet tannhjul (Kohara Gear Industry Co.).....	2
Figur 3 Konisk tannhjul (Kohara Gear Industry Co.).....	3
Figur 4 Snekkegir (Kohara Gear Industry Co.).....	3
Figur 5 Tannhjulsgeometri (Härkegård, 2004) s.74	4
Figur 6 Tannprofil (Härkegård, 2004) s.81	6
Figur 7 Slitasje på tannhjul (kilde: drriders.com, feb 2015).....	9
Figur 8 Rivning (kilde: novexa.com, feb 2015).....	9
Figur 9 Gropdannelse (mtfca.com, feb 2015).....	10
Figur 10 Brudd (machinerylubrication.com, feb 2015).....	10
Figur 11 Krefter og moment mellom to tannhjul (Budynas et al., 2015) s.698 fig.13-32.....	12
Figur 12 Krefter Lewis bøyespenningsmodell (Budynas et al., 2015) s.729 fig.14-1.....	14
Figur 13 Kontakttrykk mellom to sylindere (Budynas et al., 2015) s.139 fig.3-38.....	15
Figur 14 Kurvatur og radius på evolventfortannede tenner (kilde:engineeronadisk.com, mai2015)	16
Figur 15 Mohrs sirkel for tredimensjonal spenningstilstand (Budynas et al., 2015) s.101 fig.3-12 .	18
Figur 16 Miseskriteriet og Trescakriteriet 3D (Wikipedia, mars 2015).....	20
Figur 17 Planetgir (kilde: carstopin.com, feb2015).....	23
Figur 18 Krefter og momenter i planetgir (Juvinall and Marshek, 2012) s.663.....	24
Figur 19 Snitt av eksisterende motor.....	27
Figur 20 Neugart PLE80 planetgir (kilde: neugart.com, feb. 2015)	28
Figur 21 Innside av planetgir. Kun illustrasjonsfoto. (kilde: tractors.wikia.com, feb. 2015)	28
Figur 22 Eksisterende gir. Foto tatt hos Adigo AS. Copyright©Adigo AS	28
Figur 23 Designprosessen	30
Figur 24 Noder i overflaten av tannflanken	34
Figur 25 Noder midt på elementet	35
Figur 26 Noder i indre hjørner på elementet.....	35
Figur 27 Noder innover i tannen.....	35
Figur 28 Elementer for plotting av kontakttrykk (CPRESS)	36
Figur 29 Noder i roten av tannen.....	36
Figur 30 Noder i avstand fra overflaten	37
Figur 31 CAD-modell av planetgir	39
Figur 32 Ulike parametre for planetgirets tannhjul og tenner	40
Figur 33 Parametre for tannhjulsgeometri	40
Figur 34 Kreftene som virker på tannhjulene i planetgiret	42
Figur 35 Beregning av Lewis bøyespenning i Excel	42
Figur 36 Beregning av Spenningsbildet i tannen på solhjulet.....	43
Figur 37 Node 422 til venstre og node 33 til høyre	44
Figur 38 Bildesekvens av kontakt langs tannflanken	45
Figur 39 Spenninger i tannen under inngrep	46
Figur 40 Tresca skjærspenning for noder i tannflanken	46

Figur 41 Noder innover i tannen.....	47
Figur 42 Tresca skjærspenning i node 33.....	48
Figur 43 Resultater fra kontroll av elementnett	49
Figur 44 Resultater fra utmattingsberegninger i Excel	50
Figur 45 Skisse av clutchprinsipp 1	51
Figur 46 Skisse av clutchprinsipp 2	52
Figur 47 Skisse av clutchprinsipp 3	52
Figur 48 Motorhuset før og etter redesign.....	53
Figur 49 Snitt av motorsammenstilling etter redesign	53
Figur 50 Eksplodert visning av motorsammenstilling.....	54
Figur 51 Doble planethjul (kilde: http://en.wikipedia.org/wiki/Hub_gear , mai2015)	56
Figur 52 To-trinns planetgir	56

Tabelliste

Tabell 1 Mulige tiltak for økt styrke på tannhjul	11
Tabell 2 Input for dimensjonering	29
Tabell 3 Materialdata.....	33
Tabell 4 Sammenligning av eksisterende løsning og ny løsning.....	41
Tabell 5 Resultat for spenninger i tannflanken.....	47
Tabell 6 Tresca-spenning innover i tannen.....	47
Tabell 7 Sammenligning av resultater	48
Tabell 8 Sammendrag av essensielle data for trinn 2.....	55

Begreper, symboler og enheter

Begrep	Symbol	Enhet
Tannprofil		
Tannantall	Z	tenner
Modul	m	mm
Tannbredde	w	mm
Breddefaktor	λ	-
Tanntykkelse	s	mm
Tannhøyde	h	mm
Tanntopphøyde	h_a	mm
Tannfothøyde	h_f	mm
Radiell klaring	c	mm
Flankeklaring	j	mm
Tannluken	e	mm
Omkretsdelingen	p	mm/tann
Tannhjulsgeometri		
Grunnsirkelradien	r_b	mm
Fotsirkelradien	r_f	mm
Topp sirkelradien	r_a	mm
Topp sirkeldiameteren	d_a	mm
Krumningsradien	ρ	mm
Inngrepsvinkel	α	radianer/grader
Delesirkeldiameter	d	mm
Delesirkelradius	r	mm
Grunnsirkeldelingen	p_b	mm/tann
Inngrepslengde	g	mm
Overdekning	ϵ	-
Forholdstall tenner	m_g	-
Forholdstall tenner faktor	m_g^*	-
Maksimum antall tenner planethjul	Z_p^{maks}	tenner
Minimum antall tenner solhjul	Z_s^{min}	tenner
Krefter og momenter		
Kraft	F	N
Kraft, tangentiell komponent	F_t	N
Moment	T	Nm
Omdreiningshastighet	ω	rpm
Delesirkelastighet	V	m/s
Vinkelhastighet	ω_a	1/s
Effekt	P	W

Materialdata		
Elastisitetsmodul	E	MPa
Tverrkontraksjonstall	ν	-
Flytespenning	σ_{ys}	MPa
Strekfasthet	R_m	MPa
Hardhet	HB	HB
Planetgir		
Oversetning/utveksling	i	-
Antall planethjul	n	planethjul
Virkningsgrad	η	-
Virkningsgrad sol- og planethjul	η_{sp}	-
Tillatt bøyemoment		
Tillatt bøyemoment	σ_b^{maks}	MPa
Lewis` formfaktor	γ	-
Lewis` bøyespenning	σ_b	MPa
Dynamisk faktor	K_V	-
Største kontaktrykk	P_{maks}	MPa
Halvvidde	b	mm
Hertz kontaktspenning	σ_c	MPa
Tannhjulsbredde (sylinderbredde)	l	mm
Vinkel mellom radius og evolvent	φ	radianer/grader
Spenninger		
Avstand under overflaten	z	mm
Spenning i x-retning	σ_x	MPa
Spenning i y-retning	σ_y	MPa
Spenning i z-retning	σ_z	MPa
Skjærspenning i xy-retning	τ_{xy}	MPa
Skjærspenning i yz-retning	τ_{yz}	MPa
Skjærspenning i xz-retning	τ_{xz}	MPa
Hovedspenning 1	σ_1	MPa
Hovedspenning 2	σ_2	MPa
Hovedspenning 3	σ_3	MPa
Maksimal skjærspenning	τ_{maks}	MPa
Mises ekvivalentspenning	σ_e	MPa
Tresca skjærspenning	τ_{tresca}	MPa
Utmattning		
Utmattingsgrense	S_e	MPa
Kontaktutmattingsstyrke	S_c	MPa
Spenningsvidde	$\Delta\sigma$	MPa
Basquins utmattingssekspont	b	-
Spenningsforhold	R	-
Ekvivalent spenningsamplitude	σ_{ar}	MPa
Utmattingsstyrkekoefisient	σ_f'	MPa

Spenningsamplitude	σ_a	MPa
Middelspenning	σ_m	MPa
Største hovedspenning	σ_{maks}	MPa
Minste hovedspenning	σ_{min}	MPa
Levetid	N	
Antall sykler ved brudd	N_f	sykler
Sikkerhetsfaktor mht. flyt	f_{flyt}	-
Sikkerhetsfaktor mht. styrke	f_{styrke}	-

1 Innledning

1.0 Bakgrunn for oppgaven

Bakgrunn for denne prosjektoppgaven er videreutvikling av et produkt i samarbeid med Adigo AS (heretter Adigo) med mål om et bedre og optimalisert produkt tilpasset deres behov. Ved utvikling, montering og testing av den første utgaven av dette produktet, en elektromotor for bruk i maritime omgivelser, har man funnet ut at flere av de valgte løsningene kan gjøres på andre og bedre måter. Adigo ser også nytten av å bruke dette produktet som en integrert del i flere større produkter i fremtiden hvor det også stilles strengere krav til vekt og pris. Det er dermed ønskelig å gjøre en analyse av eksisterende løsning med hensyn til styrke og vekt, for å kartlegge muligheter for et forbedret sluttprodukt.

Denne oppgaven fokuserer spesielt på elektromotorens planetgir. Motorens gir består i dag av et komplett planetgir med tannhjul, girhus og aksling ut. Dette er bestilt fra eksternt leverandør, og plassert i motorhuset laget av Adigo. Arbeidet i denne oppgaven har bestått i å analysere dette giret, se på muligheter for forbedring, og utvikle et redesignet gir. Ved å lage et gir som er mer skreddersydd til den spesifikke motoren til Adigo, vil det være mulig å oppnå et bedre produkt med hensyn til styrke, vekt og pris.

1.1 Avgrensning av oppgaven

Med utgangspunkt i den eksisterende girløsningen og elektromotoren til Adigo er det i oppgaven fokusert på å lage en ny løsning for giret til elektromotoren, samt å utvikle et funksjonelt konsept av en redesignet elektromotor med dette giret. Det er lagt vekt på å beskrive hele prosessen med utviklingen av planetgiret med hensikt å lage en metodikk for utvikling av denne type gir for eventuell senere bruk. Det er derfor fokusert på å ta med en bredde av viktige momenter og enkelte detaljer har ikke fått stor oppmerksomhet, da dette ville vært svært tidkrevende. Eksempelvis er det valgt et materiale som er mye brukt innen tannhjulsoverføringer til analysene, men det er ikke gjort noen analyser med et annet materiale. Det er valgt å gå mer i dybden på analysene rundt spenningene i tannhjulstennene som møtes under inngrep og hvordan disse korresponderer med eksisterende teorier for håndberegning av kontaktspenning og bøyespenning.

1.2 Adigo Mekanikk

Opgaven er skrevet i samarbeid med Adigo AS. Adigo ble etablert i 1996 og har siden den gang arbeidet med blant annet industriell produktutvikling og tilbyr tjenester som produktutvikling, prototyping og produksjon av pilotserier. Adigo har god kompetanse og erfaring innen produktdesign, mekanisk konstruksjon, sanntidselektronikk, kybernetikk, og produksjon. Kunder som Adigo har vært med å utvikle produkter for er Jøtul, PhotoCure ASA, PGS, NOV, BioForsk, Diplom-is og Electrocompaniet.

1.3 Oppgavens struktur

Denne oppgaven har en hoveddel som er delt inn i fire underdeler: teori, metode, resultat og diskusjon. Dette er gjort for å ha en ryddig gjennomgang og presentasjon av oppgavens innhold. Teori som er brukt i utvikling av det nye giret er presentert i teoridelen, og deretter anvendt i metodedelen. I metodedelen er fremgangsmåten for arbeidet med utviklingen av nytt gir beskrevet gjennom tekst og figurer. Resultatdelen inneholder resultatene fra arbeidet gjort i metodedelen, og i diskusjonsdelen forklares resultatene og drøftes i den grad det er relevant.

2 Hoveddel

2.1 Teori

Dette kapittelet tar for seg grunnleggende teori rundt tannhjulsgeometri, planetgir og beregninger på disse. Formler for definering av tannhjulets parametre er oppgitt og formler i forbindelse med styrkeberegning og utmatting er gitt. Aktuelle dimensjoneringskriterier har blitt presentert og ulike feilmodi for tannhjul, samt krefter og spenninger i tennene.

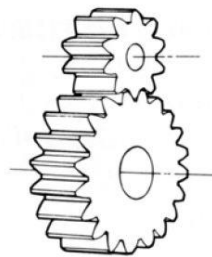
2.1.0 Generelt om tannhjulstransmisjoner

Tannhjulstransmisjoner er essensielle maskinkomponenter som er mye brukt i en rekke ulike maskiner og konstruksjoner. Disse brukes til oversetning/utveksling av krefter og rotasjon i mekaniske konstruksjoner.

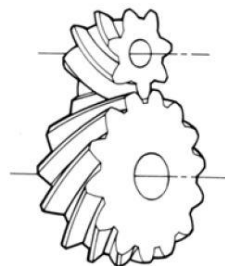
Typer tannhjul

Det finnes flere ulike typer tannhjul. De vanligste er rettfortannede, skråfortannede, koniske og snekkehjul.

Rettfortannede hjul har tenner som er parallelle med rotasjonsaksen, mens skråfortannede hjul har en vinkel mellom tennenes lengdeakse og rotasjonsaksen. Fordeler med skråfortanning framfor rettfortanning er at de har høyere lastkapasitet i form av gradvis pålasting av flere tenner i inngrep samtidig og større deler av tennene er i inngrep, samt at de produserer mindre støy under drift enn rettfortannede hjul. Noe man må ta med i beregninger av skråfortannede drev som man slipper med rettfortanning er aksielle krefter og bøyemomenter. Ofte løses dette ved at man setter to skråfortannede drev etter hverandre med aksielle krefter som virker i motsatt retning og på denne måten



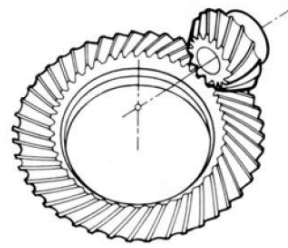
Figur 1 Rettfortannet tannhjul (Kohara Gear Industry Co.)



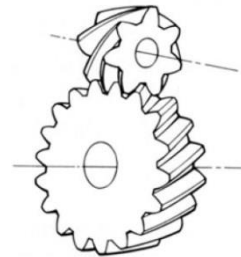
Figur 2 Skråfortannet tannhjul (Kohara Gear Industry Co.)

oppveier hverandre. Dette kalles ofte pilfortanning når det kombineres i ett tannhjul.

Rettfortannede hjul er enklere og vil dermed også være mindre kostbare med hensyn til produksjonspris -og tid. Koniske tannhjul brukes mye i biler som differensial i drivlinjen, da disse kan overføre krefter mellom kryssende akslinger. Snekkedrev fungerer også ved å overføre rotasjon fra en akse til en kryssende akse. Man har da en sylindrisk skrue som er i inngrep med et snekkehjul med samme skruefortanning.



Figur 3 Konisk tannhjul (Kohara Gear Industry Co.)



Figur 4 Snekkedrev (Kohara Gear Industry Co.)

Tannhjulsgeometri

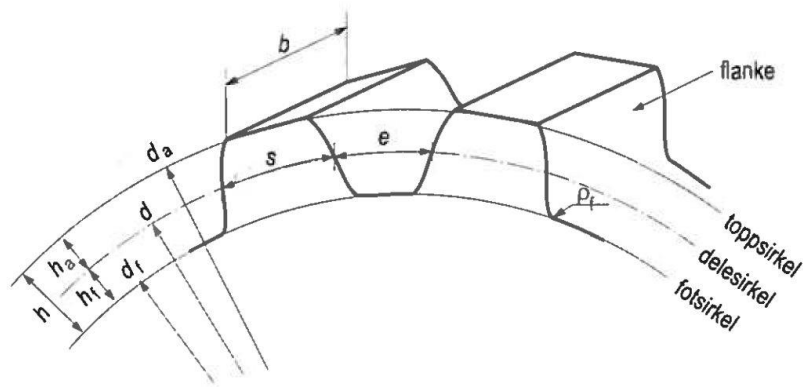
Ved beregning av tannhjul brukes som regel modul, som er forholdet mellom omkretsen på tannhjulet og antall tenner. For at to tannhjul skal kunne virke sammen må de ha samme modul.

Modulen er gitt av

$$m = \frac{d}{Z} \quad (1)$$

Liten modul vil si små tenner og mange tenner rundt omkretsen på tannhjulet. Hvis en øker modulen, øker størrelsen på tennene og det blir færre tenner totalt rundt omkretsen på tannhjulet.

Basisprofilen for tannhjul er ofte gitt i standarder som for eksempel AGMA (American Gear Manufacturers Association) eller NS (Norsk Standard). Disse standardene spesifiserer verdier for blant annet tanntopphøyde (addendum), tannfothøyde (dedendum), tanntykkelse, tannhøyde og inngrepsvinkel. Tidligere ble det mye brukt inngrepsvinkel på $14,5^\circ$, men i det senere har det blitt vanlig å benytte inngrepsvinkel på 20° . Liten inngrepsvinkel gir en jevnere overføring og mindre støy, mens en større inngrepsvinkel gir fordelen å kunne overføre mer last.



Figur 5 Tannhjulsgometri (Härkegård, 2004) s.74

Tanntopphøyden ved normalfortannede tannhjul er gitt av

$$h_a = m \quad (2)$$

og likedan tannfothøyden
$$h_f = 1.25 \cdot m \quad (3)$$

ved tanntoppklaring
$$c = 0.25 \cdot m \quad (4)$$

Hele tannhøyden er da
$$h = h_f + h_a = 2.25 \cdot m \quad (5)$$

Største anbefalte tannbredde er ofte gitt ved en tannbreddefaktor, λ , som varierer mellom 6 og 30 avhengig av hvor presist tilvirket tannhjulet er og hvor fint bearbeidet det er. Høyere tall for finere, og mer nøyaktig bearbeiding. Merk at i Figur 5 er tannbredden betegnet som b , men på grunn av at b brukes til å definere kontaktområdet i Hertz-spenninger, brukes w for tannbredden i denne oppgaven.

Tannbredden er dermed gitt ved
$$w \leq \lambda \cdot m \quad (6)$$

Ved valgt modul og tannantall fås delesirkeldiameteren ved

$$d = m \cdot Z \quad (7)$$

Flankeklaringen er gitt ved
$$j \leq 0.1 \cdot m \quad (8)$$

Omkretsdelingen mellom tennene kan uttrykkes ved

$$p = \frac{\pi d}{Z} \quad (9)$$

$$\text{Tanntykkelsen} \quad s = \frac{p}{2} - \frac{j}{2} \quad (10)$$

$$\text{Tannluken} \quad e = \frac{p}{2} + \frac{j}{2} \quad (11)$$

Formlene er hentet fra (Härkegård, 2004) s.67-88 og (NS5001:1969).

Tannhjulsgeometri er noe som har blitt studert i lange tider, og så tidlig som siste halvdel av 1600-tallet begynte man å eksperimentere med evolventprofil på tannhjulstenner. Flere kjente naturfilosofer var opptatt av geometrisk utforming av evolventprofil, men det var først når Leonhard Euler (1707-1783) uttrykte evolventprofilen ved hjelp av algebra og likninger at den kom til sin rett. Euler viste at man ved hjelp av evolventprofil på to kurver som møtes kan få en jevn og uniform overføring mellom de to kurvene. (Goss, 2013)

Evolventprofil brukes for å få konstant oversetning, eller konstant vinkelhastighet mellom to tannhjul i inngrep. Dette er også kjent fra andre mekanismer som kammer eller kamakslinger, og omtales ofte som konjugert bevegelse. For å unngå uønskede effekter som vibrasjoner og støt, er det ønskelig med en mest mulig jevn oversetning. En annen stor fordel med denne formen på tennene er at man vil oppnå størst mulig rulling mellom to tenner i inngripen og minst mulig glidning. Dette gjør at slitasjen på tennene blir mindre og dermed lengre levetid på tannhullet. Under følger noen essensielle parametre for tannhjul.

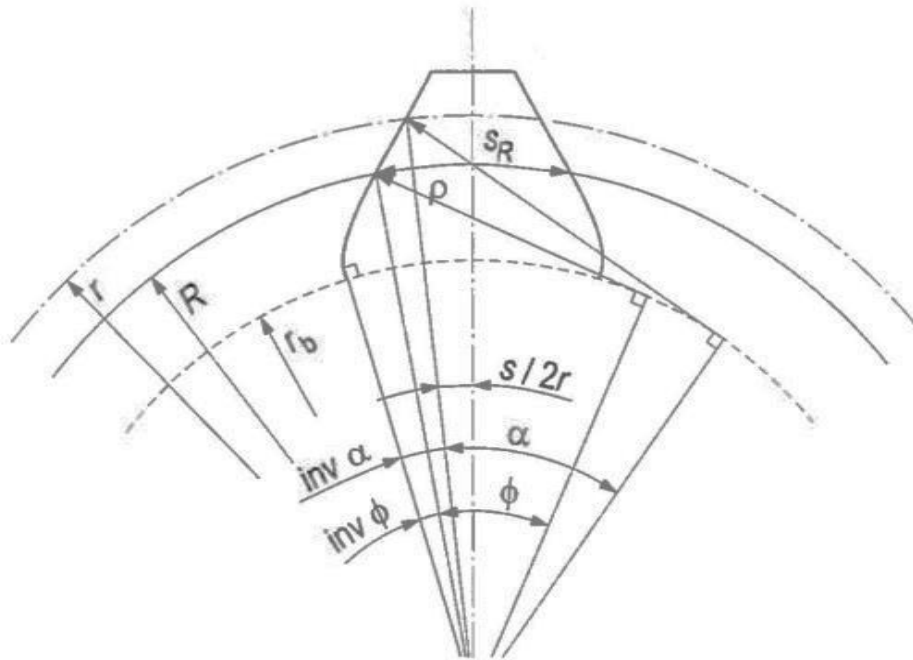
$$\text{Fotsirkelradien} \quad r_f = r - h_f = \frac{Z \cdot m}{2} - 1.25 \cdot m \quad (12)$$

$$\text{Grunnsirkelradien} \quad r_b = r \cdot \cos \alpha \quad (13)$$

$$\text{Topp sirkelradien} \quad r_a = r + m \quad (14)$$

$$\text{Krumningsradien kan uttrykkes ved} \quad \rho = r_b \tan \alpha \quad (15)$$

I figuren under er toppsirkelradien angitt som r og ikke r_a.



Figur 6 Tannprofil (Härkegård, 2004) s.81

Når to tenner i inngrep møtes eksakt i kontaktpunktet på delesirkelen, er glidehastigheten lik null og bevegelsen anses som ren rulling. For kontakt i alle andre punkter enn dette må bevegelsen ansees som en kombinasjon av glidning og rulling. (Juvinall and Marshek, 2012) s. 649.

Interferens og inngrepslengde

En kontroll for å verifisere at tenner på to tannhjul går sammen innebærer kontroll av interferens. Interferens vil si at toppen av tannen på det ene tannhullet går inn i tannflanken på det andre tannhullet. Merk at dette skjer i delen av tannen som ikke har evolventprofil. For å unngå dette må man hindre at inngrepet starter innenfor grunnsirkelen, og dette uttrykkes ved ulikheten

$$\sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} \leq (r_1 + r_2) \sin \alpha \quad (16)$$

Hvor r_{a2} og r_{b2} er hhv. toppsirkelradien og grunnsirkelradien på tannhjul 2, og r_1 og r_2 er delesirkelradiene for tannhjul 1 og 2. I Figur 6 er det brukt R i stedet for r.

Formelen for normal senteravstand mellom to tannhjul er gitt av

$$r_1 + r_2 = (Z_1 + Z_2) \frac{m}{2} \quad (17)$$

Ved å kombinere disse to formlene med (13) og (14) kan man finne ut hvor mange tenner man minimum må ha på det minste tannhullet for å unngå interferens.

Inngrepslengden er avstanden fra der inngrepet begynner til der inngrepet slutter. Inngrepet begynner når toppen av tannen på det ene tannhullet treffer tannflanken på det andre tannhullet, og avslutter når toppen på det andre tannhullet forlater tannflanken på det første hjulet. (Härkegård, 2004) s. 82-83.

Antall tenner som er i inngrep samtidig er gitt av overdekningen

$$\varepsilon = \frac{g}{p_b} \quad (18)$$

hvor g er inngrepslengden og p_b er grunnsirkeldelingen.

Denne overdekningen bør være større enn 1 for å få en god og jevn oversetning mellom tannhjulene.

Det kan vises ved innsetting i (18) at overdekningen for det enkelte tannhjul blir

$$\varepsilon_i = \frac{g_i}{p_b} = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \frac{Z_i \sin \alpha}{2} \left(\sqrt{1 + \frac{4}{Z_i \sin^2 \alpha} + \frac{4}{Z_i^2 \sin^2 \alpha}} - 1 \right) \quad i = 1, 2 \quad (19)$$

Og den totale overdekningen mellom to tannhjul, hhv. tannhjul 1 og tannhjul 2 er

$$\varepsilon = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \quad (20)$$

Ved å anvende disse formlene med hensyn på tannantallet på de to tannhjulene og å se på grensetilfellet for den totale overdekningen, altså når $\varepsilon = 1$, kan man finne hvilket antall tenner tannhjulene må ha for å unngå interferens.

For å få et litt penere uttrykk innføres forholdstall mellom antall tenner på tannhjul 1 og tannhjul 2 definert ved

$$m_g = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (21)$$

gitt at $Z_1 < Z_2$ slik at $m_g > 1$.

Minste antall tenner på det minste tannhullet for å unngå interferens er da gitt av formelen

$$Z_1 = \frac{2}{(1 + 2m_g) \sin^2 \alpha} \left(m_g + \sqrt{m_g^2 + (1 + 2m_g) \sin^2 \alpha} \right) \quad (22)$$

Og maksimalt antall tenner på det største tannhullet for gitt antall tenner på det minste tannhullet

$$Z_2 = \frac{Z_1^2 \sin^2 \alpha - 4}{4 - 2 \cdot Z_1 \sin^2 \alpha} \quad (23)$$

Med disse formlene kan man da sjekke om to valgte tannhjul går sammen uten interferens. For eksempel med inngrepsvinkel på 20° og et solhjul med 15 tenner må planethjulet ha maksimalt 102 tenner.

Interferens kan reduseres ved å øke antall tenner på det minste tannhjulet, som igjen vil føre til større delediameter, eller ved å øke inngrepsvinkelen som gjør at grunnsirkeldiameteren blir mindre og større del av tannen får evolventform. En annen metode for å redusere interferens er såkalt underskjæring, hvor man under tilvirkningen av tannhjulet tar bort noe materiale der hvor interferensen mellom tennene ville oppstått.

Formlene er hovedsakelig hentet fra (Härkegård, 2004) s. 82-84. og (Budynas et al., 2015) s. 677-679.

«Hunting tooth combination» er en gunstig kombinasjon av antall tenner på to tannhjul i inngrep. Den går ut på at antall tenner på to tannhjul i inngrep har tallet 1 som høyeste og eneste felles multiplum. Praktisk nytte av dette er at man fordeler slitasje på tennene. Ved en slik kombinasjon vil en tann på det ene tannhjulet være i kontakt med alle tennene på det andre tannhjulet etter et gitt antall omdreininger, før den treffer samme tann for andre gang. Hvis man har en annen fordeling på antall tenner kan man risikere at samme tann på det ene tannhjulet treffer samme tann på det andre tannhjulet for hver omdreining. Hvis da en tann har en ujevnhet vil denne treffe samme tannen og samme sted hver omdreining og slitasje og brudd vil kunne inntreffe. «Hunting tooth combination» gir dermed den beste mulige fordelingen av slitasje på tennene (AGMA 901-A92, 1992).

Tilvirkning av tannhjul

Tannhjul tilvirkes på ulike måter avhengig av bruksområde og hvilke egenskaper som kreves av tannhjulet. I mindre applikasjoner med lavt moment brukes det en del plastmaterialer, mens for større, tyngre applikasjoner brukes det mye messing og stål. Dette vil være med å avgjøre hvilken produksjonsmetode som er mest hensiktsmessig. De vanligste tilvirkningsmetodene er støping, forming, trådkutting, og fresing. Hvilke type tenner man skal ha, for eksempel om man skal ha rettfortanning eller skråfortanning, vil også virke inn på valg av tilvirkningsmetode. Som en del av tilvirkningen hører også etterbehandling med. Overflatebehandling som sliping og polering er spesielt aktuelt for tannhjul med høy omdreiningshastighet og som overfører store momenter og krefter, da dynamiske effekter blir forsterket av ujevnheter fra tilvirkningen. Ulike typer herding er også mye brukt for tannhjul til tyngre applikasjoner. Ved store momenter og krefter oppstår det store spenninger i overflaten av tannen, og herding av denne overflaten blir nødvendig for å sørge for tilstrekkelig styrke og levetid på tannhjulet. Vanlige herdemetoder er bråkjølingsherding, gløding og anløpsherding, og også metoder som nitrerherding og settherding er mye brukt.

Feilmodi for tannhjul

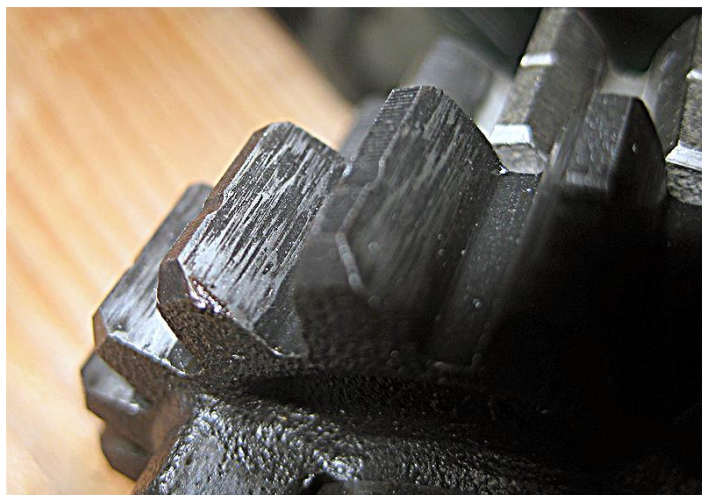
En oversikt over de vanligste feilmodiene til en mekanisk komponent kan være nyttig i dimensjonering og styrkeberegning slik at man kan ha en formening om hva som vil være avgjørende for å forhindre at komponenten feiler. Det er i hovedsak to årsaker til at tannhjul feiler. Den første er på grunn av stort bøyemoment ved roten av tannen, og den andre er stort overflatetrykk på tannflanken. Det viser seg at det veldig ofte er den sistnevnte som blir mest avgjørende. (Juvinall and Marshek, 2012) s.648.

Det er vanlig å velge en større sikkerhetsfaktor på feiling med hensyn til bøyning enn til overflatetrykk, da feiling på grunn av bøyning vil være mer kritisk. Dette er fordi gropdannelse i overflaten skjer sakte og utvikler seg gradvis. Man vil da få et forvarsel om at tannhjulet er slitt ved at det blir mer støy og vibrasjoner som følge av defekter i overflaten på tannen. Det er da mulig å forhindre kritisk brudd som kan ødelegge giret permanent. Feiling som følge av bøyemoment skjer ved at en sprekk får utvikle seg til et punkt hvor man plutselig får brudd, og dette skjer ofte uten forvarsel og kan være veldig kritisk. (AGMA 901-A92, 1992)

Det vil være rimelig å anta, om man har samme materiale på to tannhjul av ulik størrelse i inngrep, at det minste tannhjulet vil feile først da tennene på dette belastes med flere sykler.

De vanligste årsakene til feil er slipende slitasje, rivning, gropdannelse og sprekkdannelse.

Slipende slitasje (eng. abrasive wear) er en av de vanligste overflateeffektene som kan føre til girsvikt. Dette forekommer ved dårlig smøring, ved tilstedeværelse av fremmedlegemer som for eksempel støv, sand, stein, eller som følge av ujevnheter etter tilvirkning. (Juvinall and Marshek, 2012) s. 387 og 650.



Figur 7 Slitasje på tannhjul (kilde: drriders.com, feb 2015)

Rivning (eng. scuffing) er en annen vanlig årsak til at tannhjul svikter og er også en form for slitasje som spesielt forekommer ved høye hastigheter og ved utilstrekkelig smøring. Det oppstår da høye temperaturer i kontaktområdet og man får rivning. Ved å la tennene formes litt i en innkjøringsperiode kan man forhindre rivning. (Juvinall and Marshek, 2012) s. 650.



Figur 8 Rivning (kilde: novexa.com, feb 2015)

En tredje effekt å være oppmerksom på er gropdannelse og avskalling (eng. pitting and spalling) forårsaket av de komplekse spenningsforholdene i kontaktsonen. (Juvinall and Marshek, 2012) s.650.



Figur 9 Gropdannelse (mtfca.com, feb 2015)

Sprekkdannelse ved roten av tannen som resultat av syklisk bøyespenning er også en vanlig årsak til svikt. Det starter med en sprekkinitiering som får vokse seg til en sprekk, og til slutt får man brudd. Spenningen blir stor i overgangen ved roten av tannen på grunn av spenningskonsentrasjoner, ofte omtalt som kjerneeffekter.



Figur 10 Brudd (machinerylubrication.com, feb 2015)

Kjøling og smøring er med andre ord to viktige momenter i forhold til vedlikehold av tannhjul og gir for i størst mulig grad å forhindre svikt.

Tabell 1 Mulige tiltak for økt styrke på tannhjul

Følgende kan gjøres for å forbedre styrke med hensyn til bøyemoment og gropdannelse:

- **Mindre last**
- **Større senteravstand mellom tannhjul**
- **Større modul**
- **Større inngrepsvinkel**
- **Finere maskinering**
- **Sterkere materiale, høyere kvalitet**
- **Større radius på overgang i tannfoten**
- **Bredere tannflanke**

Materialvalg

Felles for materialer som brukes i gir er at de trenger å ha en høy hardhet for å motstå et høyt overflatetrykk, samtidig som at det skal være duktilt nok til ikke å feile på grunn av store bøyepenninger i roten av tannen. Resultatet blir ofte at det velges et materiale med tilstrekkelig duktilitet og at tannhjulet gjennomgår en form for herding slik at overflaten av tennene får økt hardhet og styrke.

For tannhjul med relativt lav belastning brukes det plastmaterialer som nylon, polykarbonat og acetal, eller hvis litt høyere belastning er tilfelle, messing. Fordeler med tannhjul av plast er at de ikke trenger smøring og er rimelige å produsere.

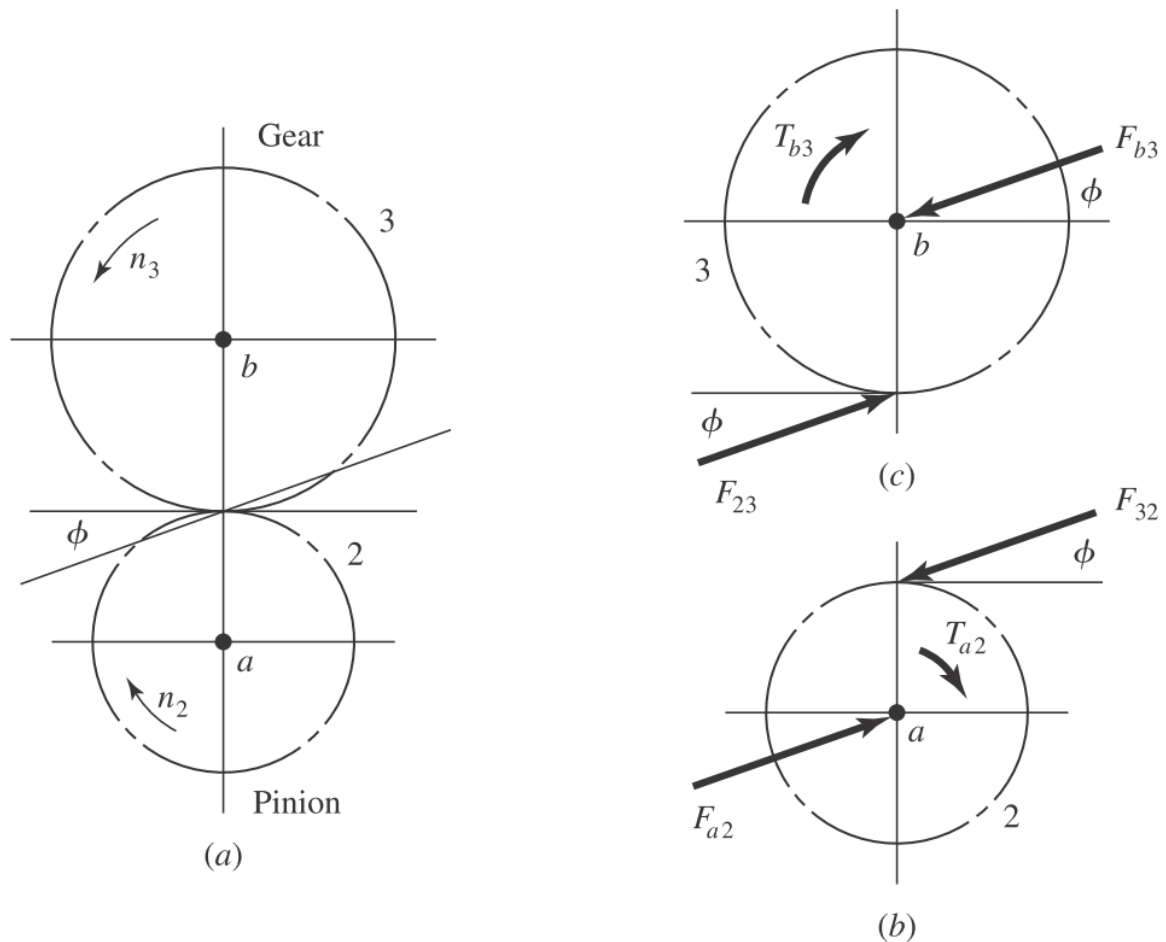
For tannhjul som skal overføre store krefter og momenter brukes det som regel ulike stållegeringer. Det tilsettes ulike typer stoffer ettersom hvilke egenskaper man ønsker. Overflatespenninger er ofte dimensjonerende framfor bøyepenninger. (Juvinal and Marshek, 2012) s. 648.

Det kan være hensiktsmessig å ha ulike materialer på tannhjul i inngrep for å redusere slitasje. Det er da vanlig å ha det hardeste materialet på det minste tannhjulet, da tennene på dette vil ha flest belastningssyklus og samtidig ha de største spenningsene. Det er også billigere å fremstille mindre tannhjul med høy hardhet enn store tannhjul med høy hardhet. (Juvinal and Marshek, 2012) s. 657.

2.1.1 Krefter og moment

For to tenner i inngrep har man krefter som virker i kontaktpunktet hvor tennene møtes og tilsvarende reaksjonskrefter i senter av tannhjulet hvor det er opplagret på for eksempel en aksling. Disse kreftene er som regel et resultat av et påsatt moment på det ene tannhjulet og et motholdsmoment på det andre tannhjulet. Resultantkraftene virker i retning langs med inngrepslinjen, så derfor deler man opp kraften i en tangentiell komponent og en radiell

komponent. Da er det spesielt den tangentielle komponenten som er interessant, og som overfører kraften mellom tennene.



Figur 11 Krefter og moment mellom to tannhjul (Budynas et al., 2015) s.698 fig.13-32

Kraften er gitt av
$$F = \frac{T}{r} \quad (24)$$

hvor T er momentet på tannhjulet og r er delesirkelradien.

Tangentiell komponent er da
$$F_t = F \cos \alpha \quad (25)$$

Effekten er videre gitt som
$$P = T \cdot \omega \quad (26)$$

hvor ω er omdreinings hastigheten gitt i 1/s slik at man får effekten i W (watt).

Inngrepslinjen danner en vinkel ϕ med horisontallinjen. Denne linjen kan illustreres ved at man trekker en tråd rundt det ene hjulet og over på det andre slik at man får et halvt åttetall, og inngrepslinjen er linjen fra der tråden forlater det ene hjulet til der den treffer det andre hjulet.

Delesirkelhastigheten er gitt av
$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot \omega}{60000} \quad (27)$$

hvor d er oppgitt i mm, ω i 1/min og 60 000 er en faktor for å få V i m/s.

Vinkelhastigheten finnes fra
$$\omega_a = \omega \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \quad (28)$$

hvor ω er gitt i 1/min.

2.1.2 Bøyesspenning (Lewis)

Så langt tilbake som i 1892 introduserte Wilfred Lewis en formel for beregning av bøyesspenningen i tenner på tannhjul, og denne er fortsatt mye brukt i dag. (Budynas et al., 2015) s.762. Denne bygger på elementær bjelketeori og bøyning av en simpel utkragerbjelke påsatt en punktlast i fri ende. Se Figur 12.

Lewis' bøyesspenningsformel er gitt av:

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot K_v}{w \cdot m \cdot Y} \quad (29)$$

Y er her Lewis' formfaktor som kan finnes numerisk eller i tabellverk, w er tannbredden og m er modulen.

K_v er hastighetsfaktor som tar hensyn til dynamiske effekter. Carl G. Barth var den første som tok i bruk denne dynamiske faktoren, som avhenger av delesirkelhastigheten på tannhjulene og hvilken tilvirkningsmetode som er brukt ved framstilling av tannhjulene (Budynas et al., 2015) s.730-731.

Ifølge AGMA-standard (AGMA 2010-D04, 2005) uttrykkes hastighetsfaktoren slik:

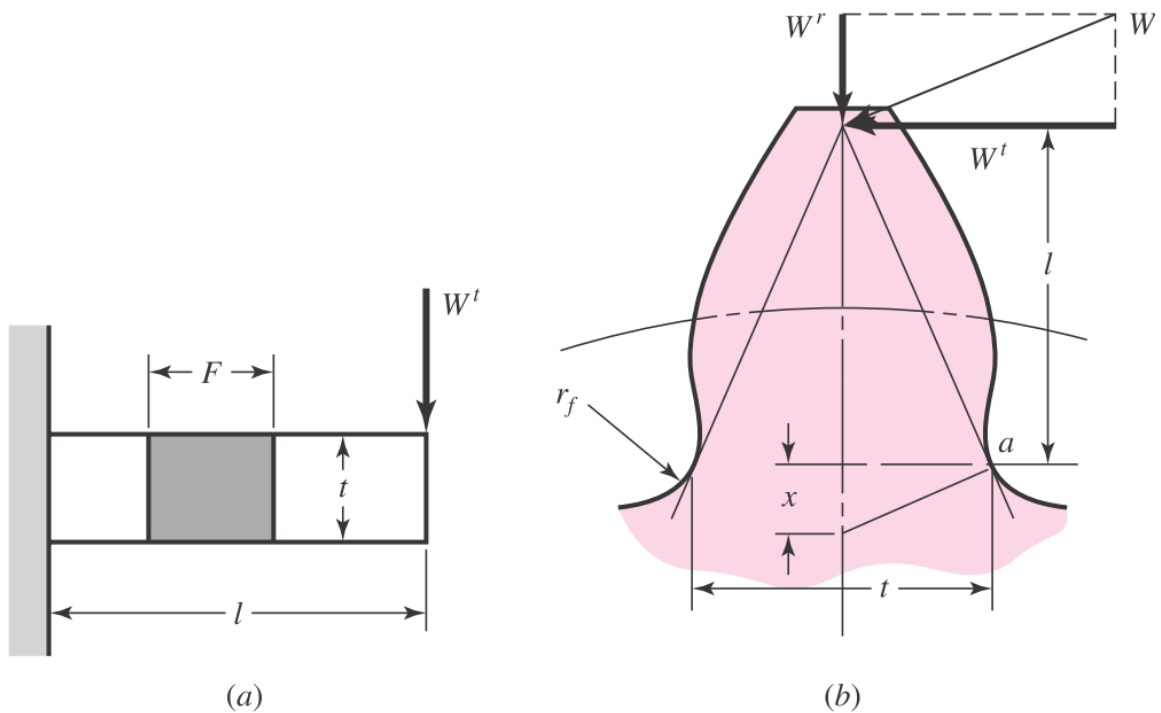
Støpte tannhjul
$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05} \quad (30)$$

Trådkuttete og freste tannhjul
$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1} \quad (31)$$

Formede tannhjul
$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56} \quad (32)$$

Høvlede tannhjul
$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}} \quad (33)$$

hvor V er oppgitt i m/s.



Figur 12 Krefter Lewis bøyespenningsmodell (Budynas et al., 2015) s.729 fig.14-1

Lewis gjorde noen antakelser for spenningsberegning av tannhjulstenner (Juvinall and Marshek, 2012) s.638-639.

1. All last er påført som punktlast på enden av tannen
2. Radiell komponent av lasten F gir lite bidrag til overført kraft og kan neglisjeres
3. Lasten er jevnt fordelt utover hele tannens bredde
4. Friksjonskrefter fra glidefriksjon mellom tennene neglisjeres
5. Neglisjerer spenningskonsentrasjoner i overgangen i bunnen av tannen

I tillegg forutsettes elastisk, isotropt og homogent materiale, og at overflateruhet neglisjeres.

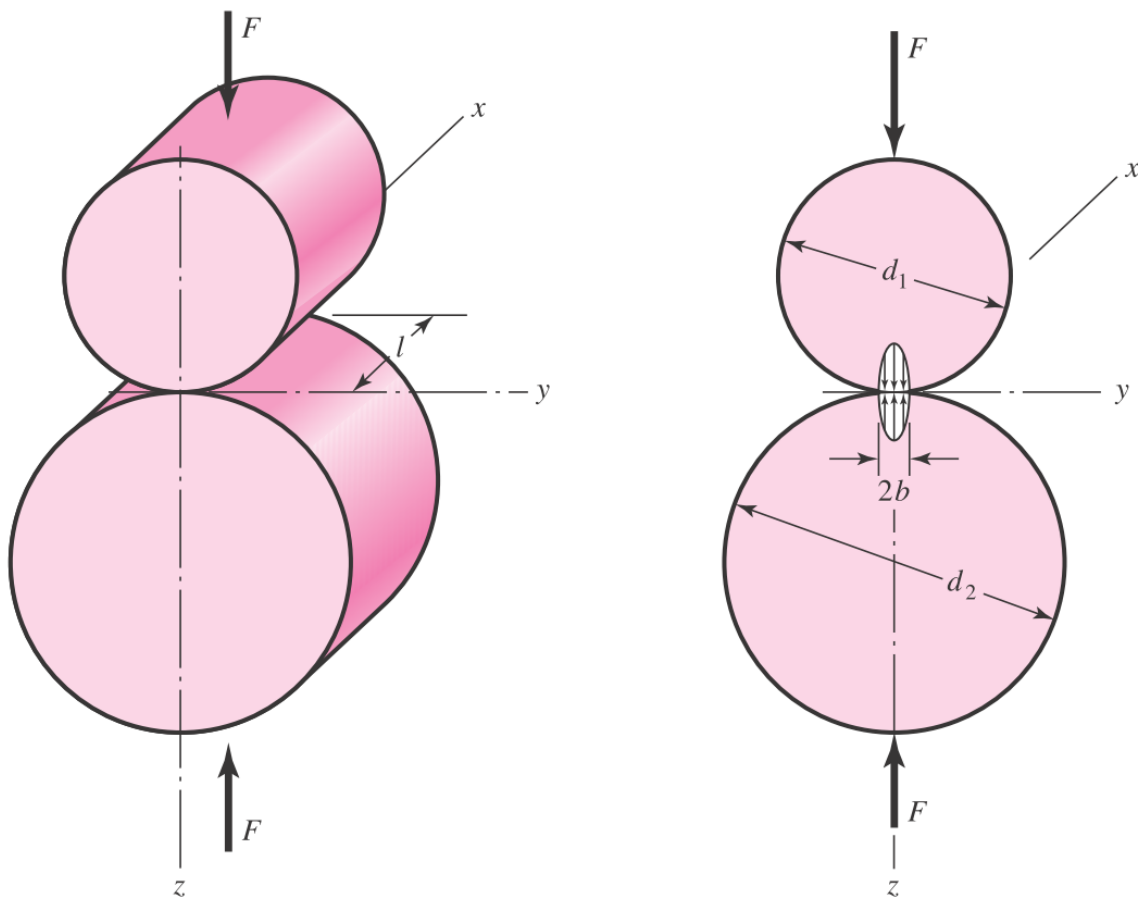
2.1.3 Kontaktspenning (Hertz)

For å beregne kontaktspenningene som oppstår mellom to tenner i inngrep brukes ofte en framgangsmåte først benyttet på 1880-tallet av den tyske fysikeren Heinrich Hertz. Hertz så på spenningene som oppstod når to kurvede flater presses mot hverandre, og utledet en formel for å beskrive den største kontaktspenningen. Earle Buckingham tok dette videre og så nytten av å anvende dette på rettfortannede tannhjul. (Buckingham, 1949).

Hertz-spenninger henviser til spenninger og deformasjoner som oppstår i kontaktflaten hvor to kuler eller sylindere møtes. Når to sylindere presses mot hverandre dannes det en rektangulær kontaktflate med lengde tilsvarende sylindrelengden og bredde $2b$. Kontaktflaten uttrykkes ved

$$b = \left[\frac{2F}{\pi l} \frac{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right]^{1/2} \quad (34)$$

hvor ν_1, ν_2, E_1 , og E_2 er elastiske konstanter for materiale 1 og 2, og d_1 og d_2 er diameter på de to sylindrene. Selve trykkfordelingen får en elliptisk form mellom de to sylindrene.



Figur 13 Kontakttrykk mellom to sylindere (Budynas et al., 2015) s.139 fig.3-38

Største kontakttrykk i overflaten gis så av

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (35)$$

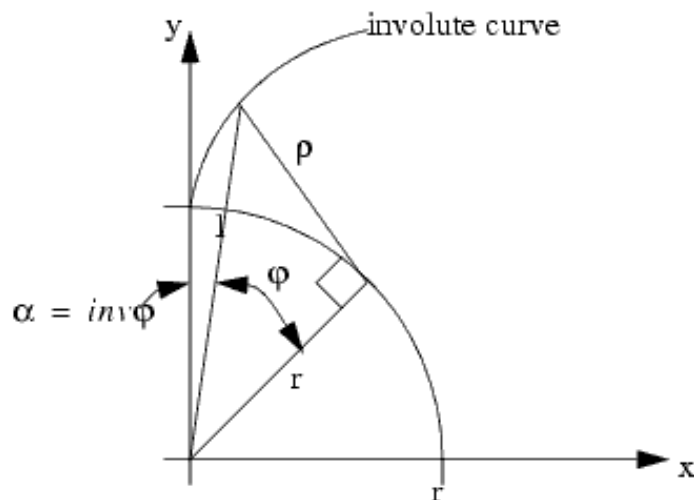
hvor l er lengden på sylindrene. For beregning på tannhjul vil l tilsvare tannbredden w .

Hvis man setter inn for a i uttrykket for P_{\max} og bytter ut F med $F_t/\cos(\varphi)$ og d med $2r$ får man følgende uttrykk for Hertz overflatespenning

$$\sigma_c^2 = \frac{F_t}{\pi \cdot b \cdot \cos \varphi} \left(\frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right) \quad (36)$$

Og r_1 og r_2 er uttrykt ved $r_i = \frac{d_i \sin \varphi}{2} \quad i = 1, 2$ (37)

hvor 1 og 2 viser til tannhjul 1 og tannhjul 2. Disse radiene er radius på kurvaturen til tennenes evolventfunksjon. φ er gitt som den inverse av inngrepsvinkelen α .



Figur 14 Kurvatur og radius på evolventfortannede tenner (kilde:engineeronadisk.com, mai2015)

Spenningskomponentene i x-, y-, og z-retning som funksjon av høyde under overflaten er gitt ved formlene under. Kontaktflaten ligger i xy-planet og z-aksen står normalt på dette planet. Se Figur 13.

$$\sigma_x = -2\nu P_{\max} \left(\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}} - \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (38)$$

$$\sigma_y = -P_{\max} \left(\frac{1 + 2 \frac{z^2}{b^2}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} - 2 \left| \frac{z}{b} \right| \right) \quad (39)$$

$$\sigma_z = \frac{-P_{\max}}{\sqrt{1 + \frac{z^2}{b^2}}} \quad (40)$$

z indikerer avstand fra overflaten. (Budynas et al., 2015) s.139.

To antakelser som er gjort for Hertz-teorien er at kontaktflaten mellom de to sylindrene er friksjonsfri og at man kan anta små tøyninger eller plan tøyning. Friksjon i kontaktflaten vil endre spenningsbildet og kan øke den maksimale spenningen vesentlig, og det er gjort forsøk som viser at maksimalspenningen har økt med 40 % ved en friksjonskoeffisient på 0,333. Når man ser bort fra friksjonskrefter vil de tre hovedspenningene i overflaten være i trykk, men når man har friksjonskrefter i overflaten vil to av hovedspenningene være i strekk i et område rett bak friksjonskraften. Dette gjør det enklere å forstå at man vil kunne få sprekkdannelse og svikt i overflaten, enn om man kun har trykk. Samtidig vil den største skjærspenningen både endre maksimalverdi og lokasjon for største skjærspenning når det er friksjon tilstede. (Boresi and Schmidt, 2003) s.614-617.

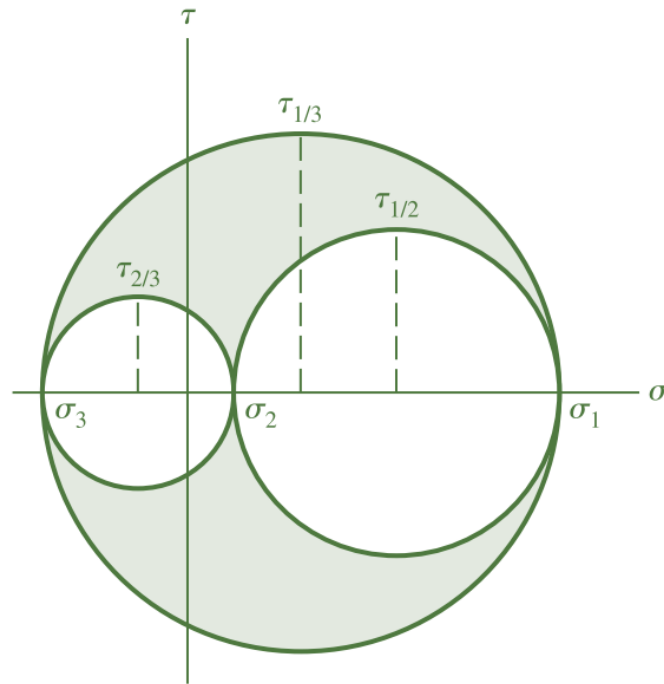
Plan tøyning fører til at to av tre skjærkrefter vil være lik null. Skjærspenningen som er ulik null finnes fra

$$\tau_{yz} = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \quad (41)$$

mens τ_{xy} og τ_{xz} er lik null.

Plan tøyning kan antas med bakgrunn i at tannhjulet har relativt liten bredde og det er fritt til å ekspandere i bredderetning slik at tverrtøyningene vil bli minimale.

For hovedspenningene har vi at $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ og disse kan tegnes inn i Mohrs sirkel. Største hovedspenning, σ_1 , er da den største av σ_x og σ_y , mens den minste av disse blir hovedspenning 2. Hvem som blir hvilken kan variere med avstanden fra overflaten. Tredje hovedspenning er derimot den samme og lik σ_z hele tiden.



Figur 15 Mohrs sirkel for tredimensjonal spenningstilstand (Budynas et al., 2015) s.101 fig.3-12

Maksimal skjærspenning er også ofte relevant i dimensjoneringsoppgaver, og som man kan se av Mohrs sirkel blir største skjærspenning

$$\tau_{\max} = \tau_{1/3} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (42)$$

Det er også fornuftig at denne blir størst når man rangerer hovedspenningene som $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. (Budynas et al., 2015) s.234.

2.1.4 Utmatting

Roterende maskineri slik som tannhjul, gjennomgår et stort antall belastningssyklus under drift, og utmatting er en viktig del av designprosessen. Denne typen utmatting omtales ofte som kontaktutmatting, når to maskinkomponenter møtes og virker mot hverandre enten ved at de presses mot hverandre eller glir/ruller mot hverandre. Typiske tilfeller er tannhjulsveksler, kamakslingsmekanismer, og kjede og tannhjul. På samme måte som kontakt er også kontaktutmatting et særs komplekst og intrikat område som i vesentlig grad består av empirisk-utviklede tilnærminger, testing og forenklinger. Det er mange faktorer som spiller inn på utmatting av et tannhjul, blant annet Hertzspenningene, antall belastningssyklus, overflatebehandlingen, hardhet, smøring og temperatur. Det er utviklet et mangfold av beregningsmetoder for utmatting alt ettersom hvilke parametre som er kjent, og hvilke man er interessert i å finne. Det er vanlig å dele disse metodene opp i tre hovedkategorier, spenningsbasert metode, tøyingsbasert metode og lineær-elastisk bruddmekanisk metode. (LEFM¹) (Budynas et al., 2015) s.281. Smith-Watson-

¹ Linear Elastic Fracture Method

Topper, Coffin-Manson, Basquin, Palmgren-Miner, Neuber, Findley, og Paris er eksempler på metoder som er mye brukt i utmattingsammenheng. Man deler også ofte utmattingsforløpet opp i to deler, en for belastningsforløpet fram til sprekkinitiering, og en for sprekkvekst. Spenning- og tøyingsbasert metode brukes typisk for fasen før sprekkinitiering, og LEFM ved sprekkvekst.

Ved beregning av levetid på en maskinkomponent definerer man ofte en utmattingsgrense representert ved den spenningen som gir svikt ved et gitt antall belastningssyklus. Denne finnes ofte ved testing av prøveeksemplarer av samme materiale, men når dette ikke er tilgjengelig må man estimere på annet vis.

For stål viser erfaring at denne utmattingsgrensen ligger i området $0,35-0,5 \cdot R_m$ ved 10^5-10^7 syklus. En del litteratur foreslår å bruke $0,5 \cdot R_m$. (Dowling et al., 2013) s.441.

Utmattingsgrense, stål
$$S_e \approx 0,5 \cdot R_m \quad (43)$$

Shigley foreslo et uttrykk for kontaktutmattingsstyrken som det trykket som vil føre til svikt i overflaten ved et gitt antall belastningssyklus. (Budynas et al., 2015) s.336.

Kontaktutmattingsgrense
$$S_C = \frac{2F}{\pi b w} \quad (44)$$

hvor w er bredden på tannhjulet, og b er gitt i (34).

Basquins likning skrives ofte som
$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (45)$$

hvor σ_f' er utmattingsstyrkekoefisient og b er Basquins eksponent. Disse er ofte tabulert som materialparametre. N_f er antall syklus ved svikt. (Dowling et al., 2013) s.423.

Basquins eksponent b ligger som oftest mellom $-0,05$ og $-0,12$ for de fleste metaller. (Milella, 2013) s.257.

Denne likningen forutsetter fullt reversibel spenning, dvs. at middelspenningen er lik null. Dette beskrives ofte ved spenningsforholdet $R = -1$. (Dowling et al., 2013) s.452.

Spenningsforholdet er gitt ved
$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (46)$$

Ved estimering av levetid ved en middelspenning som er ulik null må man benytte en ekvivalent spenningsamplitude for fullt reversibel spenning, σ_{ar} . Denne spenningsamplituden er forventet å gi samme levetid ved middelspenning lik null som kombinasjonen av σ_a og σ_m .

Ekvivalent spenningsamplitude
$$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_f'}} \quad (47)$$

Denne kan så kombineres med Basquins likning (45) og få et uttrykk som gjelder for tilfeller med middelspenning ulik null.

$$\sigma_a = (\sigma'_f - \sigma_m)(2N_f)^b \quad (48)$$

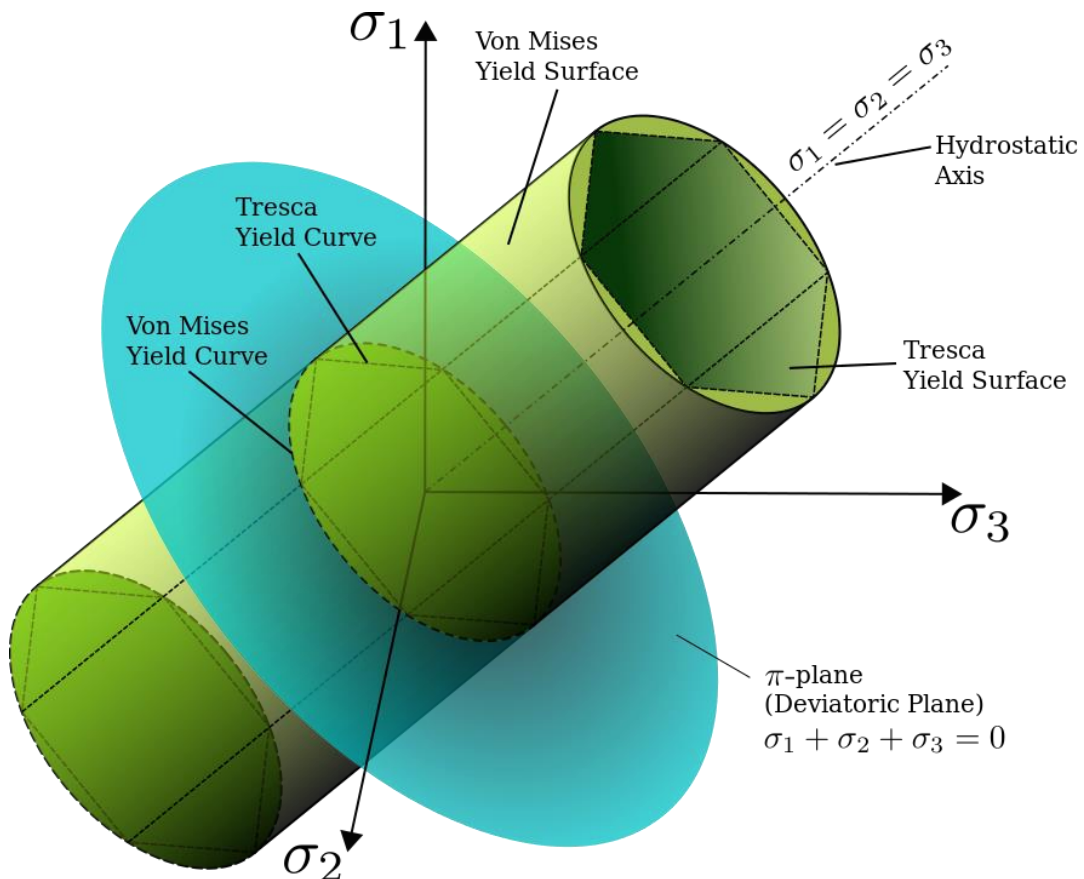
Dowling og Shigley bruker litt forskjellig notasjon på utmatningsstyrken, så her er $\sigma'_f = S_e$.

Amplitudespenningen er gitt som
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (49)$$

og middelspenningen som
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (50)$$

2.1.5 Dimensjoneringskriterier og sikkerhetsfaktor

For beregning av tannstyrke trenger man et dimensjoneringskriterium, et krav som spesifiserer tillatte verdier for de ulike spenningene. To slike kriterier er Miseskriteriet og Tresca-kriteriet.



Figur 16 Miseskriteriet og Trescakriteriet 3D (Wikipedia, mars 2015)

Miseskriteriet sier at materialflyt vil forekomme når den effektive spenningen, eller Mises-spenningen, overstiger flytespenningen til materialet. Misesspenningen er gitt av

$$\sigma_e = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (51)$$

hvor «e» betegner effektiv spenning eller ekvivalentsspenning.

Kravet for å unngå flyt er dermed

$$\sigma_e \leq \sigma_{ys} \quad (52)$$

Flytegrensen gitt av Miseskriteriet kan illustreres ved en elliptisk kurve i todimensjonal spenningstilstand, og som en sylinder i tredimensjonal spenningstilstand. Se Figur 16.

I tilfeller hvor man kan se på belastningen som rent hydrostatisk og hvor man har et duktilt materiale kan von Mises-kriteriet uttrykkes som

$$\tau_{xy} = \frac{\sigma_{ys}}{\sqrt{3}} \quad (53)$$

hvor σ_{ys} er flytespenningen til materialet. (Budynas et al., 2015) s.239.

Dette er da den maksimale verdien man kan ha for skjærspenningen for å unngå flyt.

Miseskriteriet er også ofte omtalt som «distortion-energy criterion».(Budynas et al., 2015) s.237.

Tresca-kriteriet, ofte omtalt som «maximum-shear-stress criterion», sier at maksimal skjærspenning vil føre til flyt når den overstiger halve flytespenningen.

$$\tau_{maks} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{\sigma_{ys}}{2} \quad (54)$$

Tresca skjærspenning er gitt som $\tau_{tresca} = |\sigma_1 - \sigma_3|$ (55)

Dette vises i Figur 16 som en sekskant i todimensjonal spenningstilstand og som en sekskantet sylinder i tredimensjonal spenningstilstand. Det fremgår også av figuren at Tresca-kriteriet er mer konservativt enn Mises-kriteriet, og Tresca blir derfor også mye anvendt i tilfeller med dimensjonerende skjærspenning. (Budynas et al., 2015) s. 233-235. Forskjellen mellom Mises- og Tresca-kriteriet skal generelt ikke overstige 15 %. (Dowling et al., 2013) s.295.

Sikkerhetsfaktor brukes for å ta høyde for ulike typer usikkerhet i beregningene man har gjort. Det kan være usikkerhet i materialdataene, og hvorvidt disse representerer det eksakte materialet som skal brukes, da materialdataene ofte baseres på en rekke tester gjort på prøveeksemplarer av tilsvarende materiale. Det kan være usikkerhet i belastningstilfellet, f.eks. ved vindlast må man anta en representativ last som kan være noe avvikende fra den aktuelle lasten. Det er også vanlig å

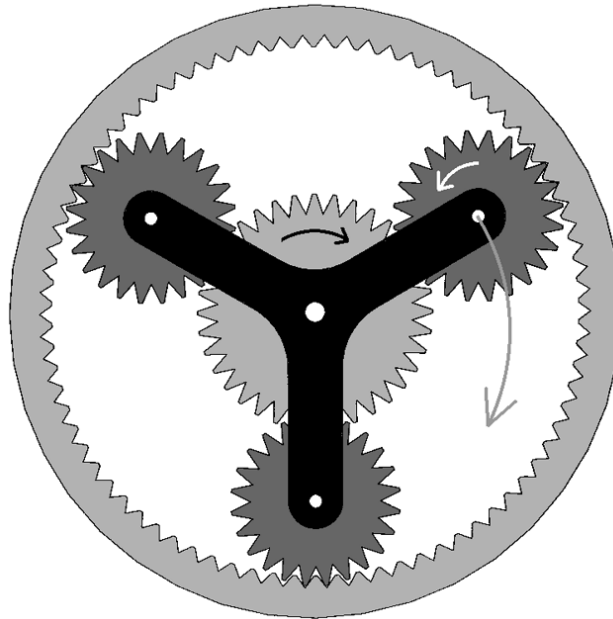
legge på en sikkerhetsfaktor i samsvar med hvor kritisk det er at en komponent feiler, og om det er fare for liv og helse hvis komponenten feiler. Det er med andre ord ingen fasit på hvilken sikkerhetsfaktor man bruker når og i hvilke tilfeller, og det krever lang erfaring som ingeniør for å kunne ta gode beslutninger rundt valg av sikkerhetsfaktor. Dette er også en avveining mellom pris, vekt og styrke. Lavere sikkerhetsfaktor gir lettere komponenter som er billigere fordi det brukes mindre materiale og krever mindre maskinering og bearbeiding, men på bekostning av sikkerhetsfaktor og styrke. Der hvor det er lite ønskelig å bytte ut en komponent og hvor dette kan bli relativt kostbart vil man ofte derfor velge en konservativ, større sikkerhetsfaktor. For noen tilfeller, som for eksempel trykk tanker, er det utarbeidet standarder som inneholder retningslinjer for valg og bruk av sikkerhetsfaktorer. Sikkerhetsfaktorer beregnes fra forholdet mellom den maksimalt tillatte spenningen og spenningen fra det aktuelle lasttilfellet. Ofte velges flytegrensen til materialet som den maksimalt tillatte spenningen. Det er også vanlig å definere en egen tillatt maksimal spenning ut fra materialets hardhet når man har repeterende laster og materiale som er herdebehandlet. (Juvinall and Marshek, 2012) s.272-276.

Sikkerhetsfaktor med hensyn til flytespenningen er gitt ved formel (56) under. For sikkerhetsfaktor med hensyn til overflatestyrke blir uttrykket tilsvarende, men med den maksimalt tillatte spenningen i telleren i stedet for flytespenningen, slik som i formel (57).

Sikkerhetsfaktor mht. flyt
$$f_{flyt} = \frac{\sigma_{ys}}{\sigma, \tau} \quad (56)$$

Sikkerhetsfaktor mht. styrke
$$f_{styrke} = \frac{R_m}{\sigma, \tau} \quad (57)$$

2.1.6 Planetgir



Figur 17 Planetgir (kilde: carstopin.com, feb2015)

Planetgir er en form for tannhjulsvexsel, og har mange fordeler som gjør det til en mye brukt komponent i en rekke ulike produkter. Noen eksempler på bruksområder er automatgirkasser i biler, i elektriske håndverktøy som f.eks. driller og i vindturbiner. En av de store fordelene med planetgir er at de gir en relativt stor utveksling samtidig som at giret er kompakt og tar lite plass. At inngående og utgående aksling er parallelle er også i mange tilfeller en fordel. Et planetgir kan enkelt utvides med flere trinn for å få en større utveksling, men med flere trinn øker kompleksiteten på girmekanismen betraktelig, og effektiviteten reduseres.

For to tannhjul i inngrep kan oversetningen/utvekslingen finnes fra

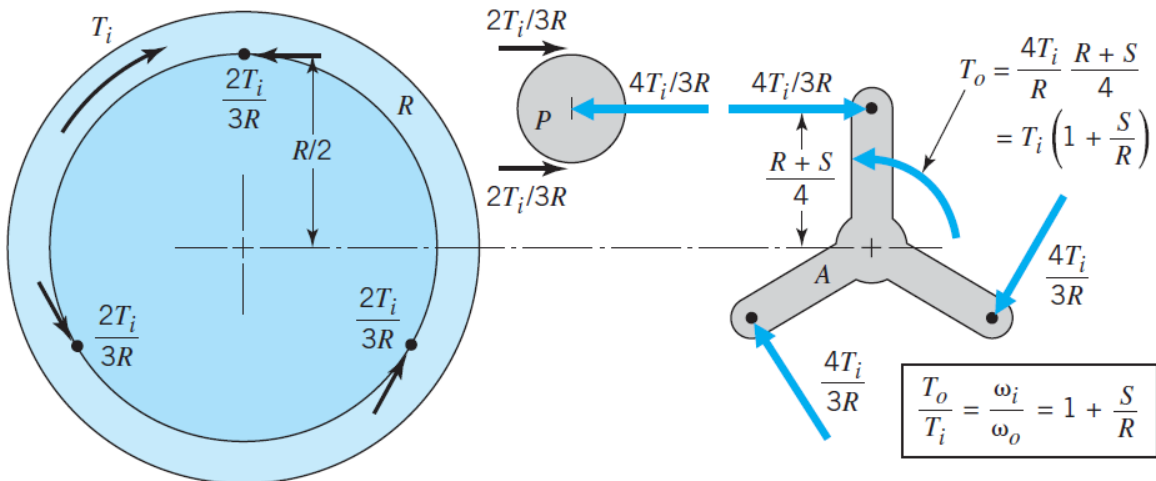
$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{ut}} \quad (58)$$

Fortegnet vil avhenge av om det er tenner med indre eller ytre fortanning, og dermed av dreieretningen.

For et planetgir med tre planeter slik som i Figur 17 kan man få ulike oversetninger avhengig av hvilket tannhjul som er drivende, hvilket som er drevet, og hvilke som er fiksert. I et slikt planetgir har man 8 frihetsgrader. Ringhjulet og solhjulet har en rotasjonsfrihetsgrad hver, og de tre planetene har både en rotasjonsfrihetsgrad og en translasjonsfrihetsgrad. I kontaktpunktene mellom tannhjulene må periferihastigheten være den samme, og rotasjonsfrihetsgradene blir dermed koblet, dvs. de er ikke uavhengige. Da har man to frihetsgrader igjen og avhengig av hvem man da velger å fikserer, får man en gitt utveksling eller oversetning. Hvis man fikserer tannkransen, eller ringhjulet, får man følgende uttrykk for oversetningen.

$$i = \frac{\omega_{inn}}{\omega_{ut}} = \frac{r_{ring}}{r_{sol}} + 1 \quad (59)$$

Inngående aksling er da solhjulet og utgående aksling er medbringerplaten. Dette impliserer at inngående og utgående aksling har samme dreieretning. (Härkegård, 2004) s.70.



(R = input; A = output; S = fixed member)

Figur 18 Krefter og momenter i planetgir (Juvinall and Marshek, 2012) s.663

Figuren over viser kraftsituasjonen i et planetgir med tre planeter. Her er det inngående momentet T_i på ringhjulet og momentet ut er fra medbringerplaten. Momentet overføres mellom solhjulet og ringhjulet via medbringerplaten, også ofte kalt armen, og tre planethjul. Momentet som kommer inn blir da fordelt ut på de tre planethjulene, og kraften på hvert tannhjul blir dermed en tredjedel av totalkraften. I tillegg vil planethjulene være i kontakt med både solhjulet og ringhjulet, slik at kraften som er gitt av momentet igjen blir fordelt på to punkter. Dette vil også gjelde for tilfellet hvor ringhjulet er fastholdt og inngående moment er på solhjulet og utgående moment er på medbringerplaten. Kraften på solhjulet og planethjulet vil være den samme, og delesirkelhastigheten vil også være lik da hastigheten må være lik i punktet hvor solhjul og planethjul møtes.

Tre betingelser som må være oppfylt for at tannhjul i et planetgir skal ha konstant, jevn overføring er:

$$1. \quad Z_R = Z_S + 2 \cdot Z_P \quad (60)$$

$$2. \quad \frac{Z_S + Z_R}{n} = \text{heltall} \quad (61)$$

$$3. \quad Z_P + 2 < (Z_S + Z_P) \cdot \sin\left(\frac{180^\circ}{n}\right) \quad (62)$$

Z er antall tenner og indeks S, R og P står for hhv. solhjul, ringhjul og planethjul.

Den første betingelsen sier at den totale radien, altså delesirkelradien på ringhjulet, må være like stor som radien til to planethjul og ett solhjul. Siden modulen er lik for de tre tannhjulene vil dette være ekvivalent med at tannantallet på ringhjulet må være lik summen av tannantallet på solhjulet og to planethjul.

Den andre betingelsen må være oppfylt for å sikre at planethjulene er jevnt fordelt rundt solhjulet.

Den tredje betingelsen sørger for at planethjul som ligger ved siden av hverandre ikke kommer i kontakt med hverandre, da det kun er ønskelig at disse er i kontakt med solhjulet og ringhjulet.

(Kohara Gear Industry Co.) s.713-714.

Virkningsgraden til et planetgir avhenger blant annet av hvor presist tilvirkningen av tannhjulene er gjort, antall planethjul og bredden på tannhjulene. For oversetning mellom to tannhjul er det vanlig å bruke en virkningsgrad på 98 %. (Juvinall and Marshek, 2012) s.620.

For ett trinn i planetgiret bestående av solhjul, ringhjul og planethjul kan man finne virkningsgraden fra formelen

$$\eta = \frac{1 - m_{g^*} \cdot \eta_{sp}}{1 - m_{g^*}} \quad (63)$$

hvor
$$m_{g^*} = 1 - m_g \quad (64)$$

og m_g er forholdstallet mellom antall tenner på planethjul og solhjul, og η_{sp} er virkningsgraden mellom solhjul og planethjul. (Niemann et al., 2005).

Antall trinn

Planetgir kan bestå av ett eller flere såkalte trinn, dvs. sett med solhjul, planethjul og ringhjul.

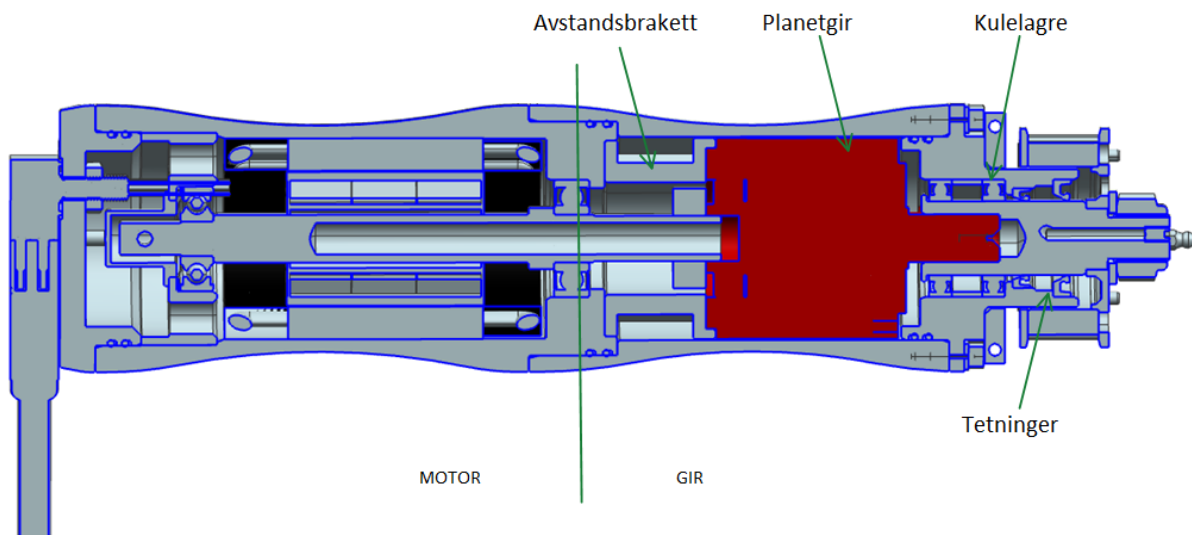
Planetgir med flere trinn blir på engelsk ofte kalt «compound»-gir. For å oppnå ønsket utveksling på giret og ønsket overføring av kraft og hastighet må man ofte benytte flere trinn, og utvekslingen kan da være i området 0,1:1 til 2500:1.

2.2 Metode

Denne delen beskriver framgangsmåte for arbeidet i oppgaven. Dagens løsning for gir i elektromotoren er beskrevet og hvordan designprosessen er gjennomført. Gjennomgangen av beregninger ut fra formlene i teorikapitlet er beskrevet og essensielle valg som materiale, antall planethjul og sikkerhetsfaktor. Videre er analysen utført i Abaqus beskrevet og til slutt en kort beskrivelse av redesign av motoren.

2.2.0 Eksisterende løsning

Adigo AS har i dag en elektromotor med en planetgirenhet produsert og levert av Neugart. Dette giret er laget som en selvstendig enhet med en gitt utveksling og med gitte dimensjoner. Giret inngår i motorsammenstillingen ved at det er plassert i motorhuset og skrudd fast til en avstandsbrakett, som igjen er montert til motorhusdelen som inneholder rotor/stator. Akslingen fra rotor/stator er klemt på aksling inn i giret med en låsering.



Figur 19 Snitt av eksisterende motor

Ut fra planetgiret er det en aksling som overfører momentet videre til en ny aksling. Denne akslingen er opplagret med to kulelagre og har to tetninger for å sørge for en tett gjennomføring av akslingen ut.

Som man kan se av

Figur 21 under har også den komplette girenheten et eget sett med kulelagre for opplagring av akslingen som går gjennom giret.

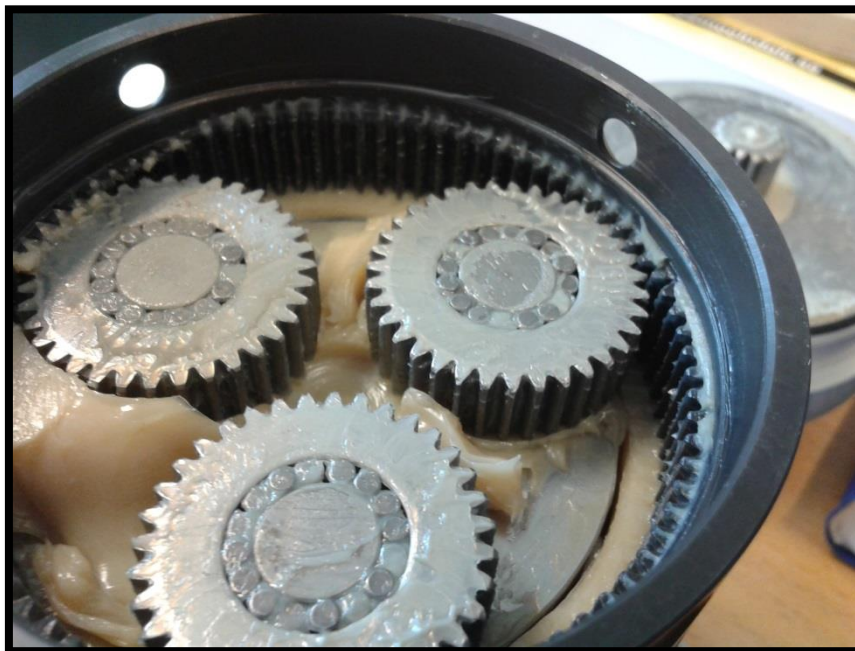


Figur 20 Neugart PLE80 planetgir (kilde: neugart.com, feb. 2015)



Figur 21 Inne av planetgir. Kun illustrasjonsfoto. (kilde: tractors.wikia.com, feb. 2015)

Selve planetgiret består av et ringhjul eller også kalt tannkrans maskinert inn i girhuset med 84 tenner. Materialet på denne er oppgitt å være svartstål. Det er tre planethjul hvor materiale ikke er oppgitt, men det kan være rimelig å anta at disse er av en annen type stål enn tannkransen/ringhjulet. Planethjulene har 35 tenner og er opplagret på akseltapper med nålelager. Planethjulene har en bredde på 10,7 mm. Solhjulet står fast på medbringerplaten og har 14 tenner. Dette har en bredde på 11,7 mm. Materialet på solhjulet er heller ikke kjent, men antakelig er det en type stål som er hardere enn det på ringhjulet. Dette er et såkalt ett-trinns planetgir med en utveksling på 1:7. Datablad for giret fra Neugart ligger vedlagt i vedlegg E.



Figur 22 Eksisterende gir. Foto tatt hos Adigo AS. Copyright©Adigo AS

2.2.1 Dimensjonering av planetgir

Dimensjonering av tannhjul

Ved utvikling av planetgir er det en del parametre man må ta hensyn til, både for at systemet i det hele tatt skal fungere, og for å få en optimalisert løsning med komponenter som virker bra sammen. Dette er en sammensatt prosess og planetgir kan ofte være et komplekst system, spesielt når man utvider med flere trinn. Siden spenningsberegninger i planetgir innebærer kontaktanalyse er også dette komplisert i form av kompleks spenningsfordeling i kontaktpunktet og flere ukjente faktorer som man må ta høyde for gjennom tilleggsfaktorer. Dette kan for eksempel være en faktor som tar høyde for defekter i materialet.

Som oftest har man noen rammer for dimensjoneringen, og disse gis som inndata i beregningene. Det kan for eksempel være et gitt turtall inn på giret, en gitt effekt fra f.eks. motor, begrensninger på størrelse eller ønsket utveksling.

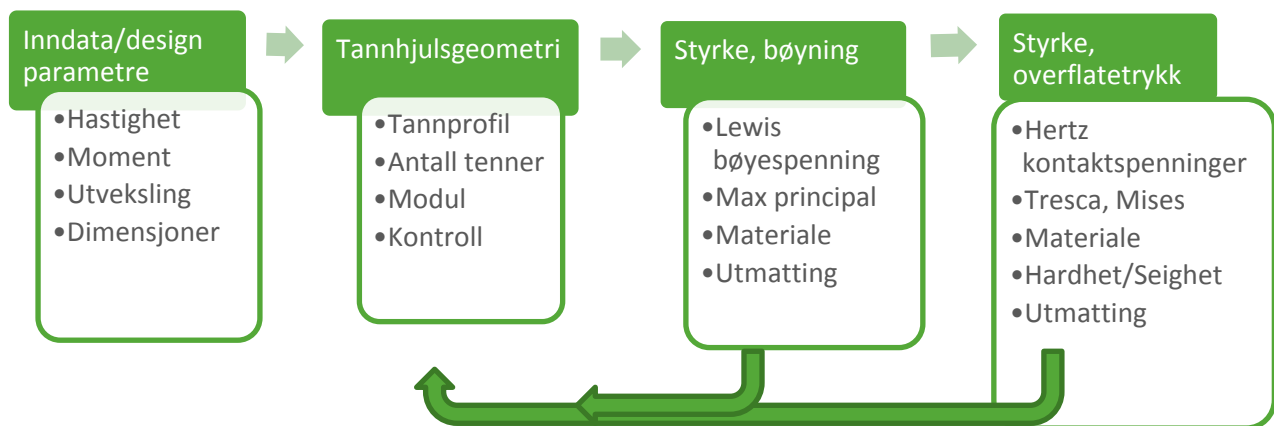
Tabell 2 Input for dimensjonering

Inndata		
Moment inn	M_{inn}	5,5 Nm
Hastighet inn	ω_{inn}	3000 RPM
Utteksling	i	7-10

I denne oppgaven er det gitt et inngående moment, turtall og ønsket utveksling. Se Tabell 2. Med bakgrunn i disse dataene begynner så utviklingen av planetgiret. I tillegg, siden elektromotoren allerede er produsert og i bruk, er det hensiktsmessig at dimensjonene på planetgiret ligger i samme området som motoren for å få en god kobling mellom motor og gir.

Figur 23 under viser designprosessen for utvikling av tannhjulsoverføringen.

Dette er en iterativ prosess, spesielt mellom de tre siste blokkene. Man kan tenke seg at man har en tilbakekoblingsløyfe fra både boks 3 og 4 tilbake til boks 2.



Figur 23 Designprosessen

Med de gitte inndataene brukes formlene (1)-(11) for å definere tanngemetrien. (Blokk nr.2 i Figur 23). Det er valgt å bruke rettfortannede tannhjul da dette er billigere og raskere å maskinere enn for eksempel skråfortannede tannhjul, og man unngår aksielle krefter som følge av skråfortanning. Det er også valgt evolventprofil på tennene, da dette er så å si enerådende på grunn av sine fordelaktige egenskaper som blant annet jevn overføring.

I hovedsak er det modulen på tannhjulene og antall tenner på solhjul og planethjul som har blitt valgt for å oppnå et tilfredsstillende kompromiss mellom de ulike parameterne. Et eksempel på dette er at større modul gir tenner som tåler høyere belastning, men på bekostning av størrelsen på giret. Utfordringen er å finne et sterkt nok gir innenfor de ønskede dimensjonene. Videre er også fotsirkel, toppsirkel og grunnsirkel funnet av formlene (12)-(14). Krumningsradiusen, gitt ved (15), er også nyttig når man senere skal regne på spenningene.

Som en del av dimensjoneringen er det også viktig å kontrollere at parameterne som er valgt er fornuftige. Dette er gjort ved å beregne interferens og overdekning mellom to tannhjul i inngrep. Formel (16) og (17) er brukt sammen med (13) og (14) for å finne minimum og maksimum antall tenner for å unngå interferens. Minimum antall tenner på solhjulet er gitt av (22) og maksimum antall tenner på planethjulene av (23). Dette er gitt av formlene for overdekning (18), (19) og (20), med forutsetning om at overdekningen bør være større enn 1 for å få en god oversetning mellom solhjul og planethjul. Det ble dermed flere interne iterasjoner i denne blokken for å få en modul og et tannantall som stemte bra. Til sist ble det en kombinasjon av tenner på solhjul, planethjul og

ringhjulet som defineres som «hunting tooth combination». Dette vises i Excel²-skjemaet ved at det sjekkes om tannantallet er delelig på 3 i «kontroll av tannantall» og om tannantallet er et primtall.

Neste trinn i designprosessen, når tannhjulsgeometrien er på plass og man har fått tannhjul som går bra sammen, er å beregne krefter og spenninger som oppstår når de to tannhjulene er i inngrep. Kraften i tannflanken mellom de to tennene i inngrep ble funnet fra (24) ved at momentet inn på solhjulet er kjent, og radiusen på solhjulet er kjent. Den tangentielle kraften ble da funnet fra (25). Omdreiningshastigheten er også kjent, så da ble effekten beregnet fra (26). Delesirkelhastigheten ble beregnet fra (27) og vinkelhastigheten fra (28). Siden kraften mellom solhjul og planethjul er den samme kan momentet på planethjulet beregnes fra (24), da radien er kjent. Dette momentet multipliseres også med virkningsgraden på 0,98. Omdreiningshastigheten på planethjulet finnes fra omdreiningshastigheten på solhjulet og oversetningsforholdet gitt av (58). Delesirkelhastigheten for planethjulet er den samme som for solhjulet og vinkelhastigheten finnes på samme måte som for solhjulet fra (28). Effekten regnes også ut på samme måte som for solhjulet fra (26). For ringhjulet som er fastholdt er det kun momentet som er interessant. Dette finnes ved at kraften som virker på tennene på ringhjulet er den samme som på solhjul og planethjul, og dermed kan momentet finnes fra (24). Kraften må da multipliseres med tre, siden det er tre planethjul, og det multipliseres også med virkningsgraden på 0,98. Medbringerplaten er utgående ledd, det vil si at momentet man får ut fra motor og gir kommer fra aksling i forbindelse med medbringerplaten. Momentet her finnes fra momentet på solhjulet, oversetningsforholdet og virkningsgraden. Omdreiningshastigheten finnes også fra omdreiningshastigheten på solhjulet og oversetningen mellom solhjul og medbringerplate. Delesirkelhastigheten på medbringerplaten vil være halvparten av den på solhjul og planethjul. Dette kan utledes fra at hastigheten på planethjulet mot ringhjulet er lik null og lik V mot solhjulet, så da blir hastigheten midt på planethjulet $V/2$. Vinkelhastighet og effekt ut på medbringerplaten finnes på samme måte som tidligere med (28) og (26).

Bøyepeningen i tannen beregnes etter Lewis' bøyepenningsformel (29). Kraftkomponenten som brukes er gitt av (25) og en av tilleggsfaktorene i (30)-(33). Formfaktoren Y er funnet fra tabell i vedlegg B.

Videre ble kontaktrykket når tennene på de to tannhjulene møtes beregnet med formel (35) utarbeidet av H. Hertz. Denne gir det maksimale trykket på tannflanken fordelt utover et kontaktområde, b , uttrykt ved (34). Overflatespenningen i henhold til Hertz ble også beregnet med formel (36).

Effektiviteten eller virkningsgraden på planetgiret ble beregnet fra formel (63).

For videre å kunne beregne maksimal skjærspenning etter Tresca-kriteriet og etter von Mises-kriteriet, ble hovedspenningene i en gitt avstand under overflaten beregnet. Disse ble beregnet fra spenningskomponentene i x -, y - og z -retning med formlene (38), (39) og (40). Disse ble så brukt i beregning av Mises-spenningen (51) og (53), og av Tresca skjærspenning (54). Skjærspenningen ble funnet fra (41).

² Microsoft Excel 2010

Fokusområdet i spenningsbetraktningene er tennene i inngripen mellom solhjul og planethjul, fordi det er her de største spenningene vil være. Dette kan vi se av formel (36) og at spenningen blir større med mindre radius på tannhjulet. Det minste tannhjulet vil også være dimensjonerende da dette er det tannhjulet som vil få flest belastningssyklus per tann i løpet av girets levetid.

Mises-spenningen og Tresca-spenningen ble så vurdert opp mot de valgte materialdataene og om en tilstrekkelig sikkerhetsfaktor ble oppnådd. Sikkerhetsfaktorene for henholdsvis Mises og Tresca ble beregnet fra (56) og (57). Ut fra resultatene på spenningene og sikkerhetsfaktorene ble det gjort en rekke iterasjoner tilbake til tannhjulsgeometrien og valg av materiale for å få akseptable resultater.

Det ble også gjort beregninger rundt utmatting av tannhjulene, og igjen er det solhjulet som er dimensjonerende på grunn av flest belastningssyklus per tann. Først ble utmattingsgrensen for bøyning funnet fra (44) og sammenlignet med (43). Utmattingsgrensen for overflaten er gitt av hardheten og herdebehandlingen for materialet, og er på 1390 MPa. Videre ble Basquins likning (45) og den ekvivalente spenningsamplituden (47) brukt til å komme fram til (48). Denne ble så benyttet for å finne levetiden N . Verdier for utmattingssekspONENTEN b for en rekke materialer er ofte oppgitt i tabellverk eller materialsertifikater, men hvis dette ikke er tilfelle er det vanlig å estimere en verdi for b gjennom utmattingsgrensen og anta antall sykler ved brudd til å være 10^5 - 10^7 sykler. Her er det valgt at den gitte utmattingsgrensen er gjeldende for $N_f = 10^6$ sykler, og dermed kan b finnes ved å snu på formel (48). Maksimalverdi og minimalverdi for bøyepening og Tresca-spenningen fra Abaqusanalysen er brukt for å finne amplitudespenning og middelspenning.

Når b er kjent, utmattingsgrensen er kjent, og amplitudespenningen og middelspenningen er kjent, finner man antall sykler ved svikt, N_f , for den gjeldende spenningen.

For mekaniske komponenter som tannhjulsoverføringer er det vanlig å beregne en levetid på 10 000 timer ved maksimal hastighet. Fra dette kan antall belastningssyklus finnes ved omdreiningstallet og antall inngrep per omdreining for hver tann.

Denne levetiden er brukt som dimensjonering for å finne den utmattingssekspONENTEN b som materialet må ha, i og med at denne ikke er kjent. Dette er gjort ved målsøkingsfunksjonen i Excel og at det er funnet en b som gir levetid på 10 000 timer.

Materialvalg

Valg av riktig materiale for det gitte formålet er en viktig del av designprosessen. Materialet som er valgt er en stållegering som har en god avveining mellom hard overflate, og samtidig en seigere kjerne. Dette er oppnådd gjennom herdeprosesser som gløding og bråkjøling. Materialet går ofte under betegnelsen 16MnCr5, som er et lavlegert stål med små tilsatser av mangan og krom. Tilsats av mangan bedrer den mekaniske styrken, uten at det går ut over duktiliteten til materialet. Tilsats av krom har blant annet fordel av å bedre oksidasjonsbestandigheten og dermed minke dannelsen av glødeskall i materialets overflate. (Thaulow & Valberg, 2012) s.6-6 og 6-34.

Noen av de mest essensielle materialdataene er gjengitt i tabellen under. Fullstendig data ligger vedlagt i vedlegg C.

Tabell 3 Materialdata

Egenskaper for 16MnCr5		
Elastisitetsmodul	E	206 000 MPa
Tverrkontraksjonstall	ν	0,3
Flytespenning	σ_{ys}	588 MPa
Hardhet	HB	60 HRC /380 HB
Strekfasthet	R_m	785 MPa

Antall trinn

Med flere trinn øker kompleksiteten på girsystemet, og med flere deler følger også mer slitasje og dermed også mer vedlikehold og smøring. Det er da også flere deler som skal produseres og kjøpes inn og monteres.

Siden ett av målene med oppgaven er å lage enklere og færre deler, vil fokuset ligge på et ett-trinns planetgir, men med mulighet for utvidelse til to trinn for bruk i andre applikasjoner.

Effektiviteten på planetgiret går også ned for hvert trinn man legger til. Det velges en utveksling på 1:10 som er maksimalt anbefalt utveksling i ett trinn.

Antall planethjul

Flere planethjul gir mindre belastning per planethjul og en bedre fordeling av belastning, men det kan være en utfordring å fordele belastningen likt mellom planethjulene. Med tre planethjul vil belastningen fordele seg likt, men med f.eks. fire planethjul må man sørge for riktig plassering for å få like mye belastning på hvert planethjul. Flere planethjul vil også medføre større friksjon og tap fordi det er flere kontaktpunkter og flere flater som møtes og glir/ruller mot hverandre.

Flere planethjul vil også føre til flere deler som flere tannhjul og lagre som igjen fører til et mer komplekst system. Tidsmessig vil flere deler bety lengre montering og lengre maskineringstid, samt flere deler som skal kjøpes inn og vedlikeholdes.

Med bakgrunn i dette er det valgt tre planethjul for planetgiret.

Sikkerhetsfaktor

NEK-standard³ for design av girboks til vindturbin foreslår sikkerhetsfaktor med hensyn til flyt på 1,25 for overflateutmatting, 1,56 for bøyning og 1,3 for slitasje. (NEK EN 61400-4, 2013) s.33-34.

En sikkerhetsfaktor mellom 1,25 og 1,5 kan benyttes ved kjent, pålitelig materiale under kontrollerte omgivelser hvor laster og spenninger kan bestemmes med relativt høy sikkerhet. Ved

³ NEK – Norsk Elektroteknisk Standard

noe mer usikre data på materialet og sprikende last -og spenningstilfeller burde en sikkerhetsfaktor på 1,5-2 benyttes. (Juvinal and Marshek, 2012) s.276.

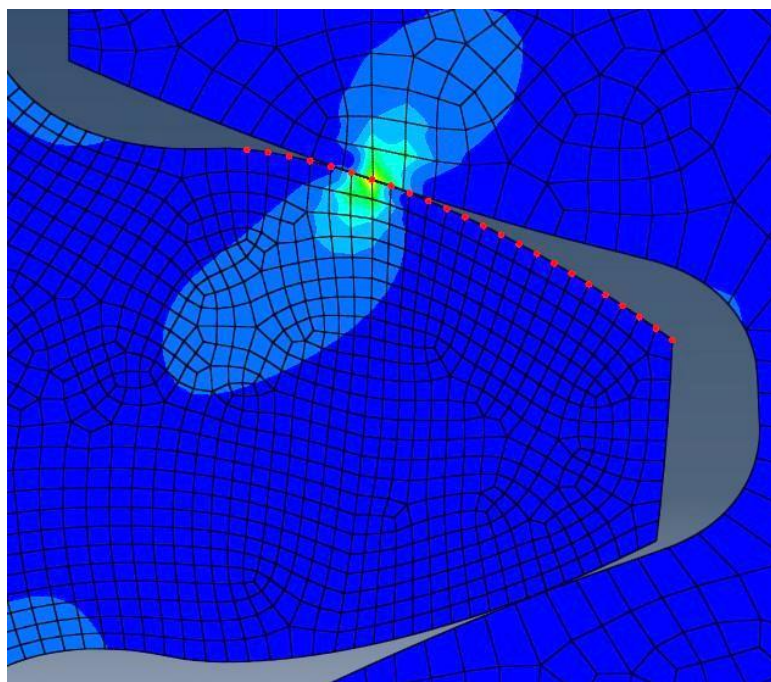
Valgt materiale har gjennom herdebehandling fått økt styrke med hensyn til overflateutmatting, og det er dermed valgt en minste sikkerhetsfaktor med hensyn til materialets overflatestyrke på 1,25 for overflateutmatting og 1,56 for bøyning med hensyn til flyt.

2.2.2 Abaqus

Oppsett av analysen i elementmetodeprogrammet Abaqus⁴ er beskrevet i vedlegg A.

Kontakttrykk/spenning

Tresca-spenningen og Misesspenningen i Abaqus ble funnet for en rekke elementer og noder langs med tannflanken. For å finne den største verdien for både Tresca og Mises ble disse spenningene plottet for hver node i det valgte nodesettet bortover tannflanken. Se Figur 24.

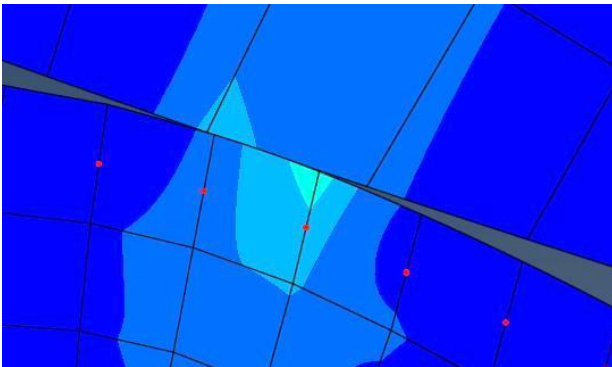


Figur 24 Noder i overflaten av tannflanken

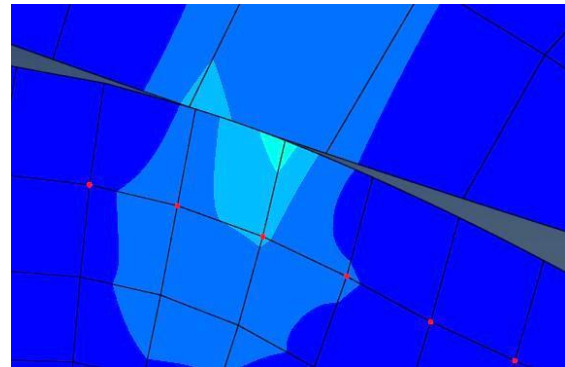
For å se hvordan disse spenningene utvikler seg i dybden ble det laget to sett med noder tilsvarende det i overflaten, i to forskjellige dybder under overflaten. Dette tilsvarer nodene på elementene i den ytterste raden med elementer, som har noder i alle hjørnene samt midtnode på alle sidene. Se Figur 25 og Figur 26.

Konvergering av spenningene i overflaten og i tannroten ble sjekket som kontroll av elementnettet. Elementstørrelsen ble da redusert helt til endringen av den maksimale spenningen i tannroten ble mindre enn 0,4 %. Dette skal gi et tilstrekkelig godt elementnett i følge Kawalec og Wiktor. (Kawalec and Wiktor, 2001). Dette ble gjort med og uten friksjon i kontaktflaten.

⁴ Abaqus versjon 6.13-1

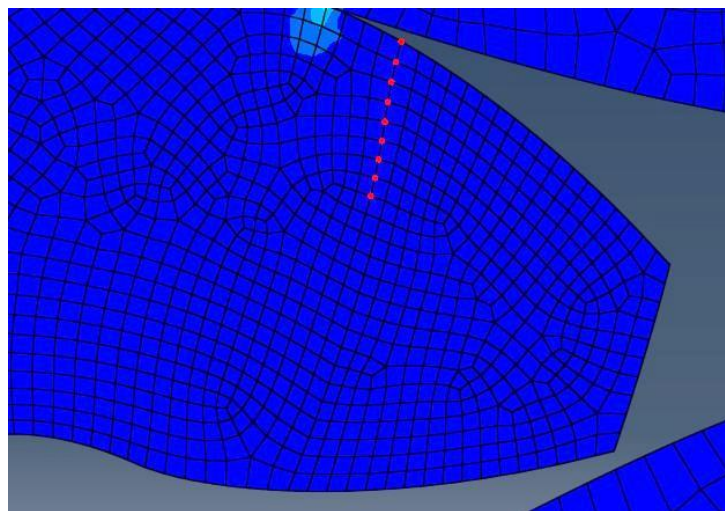


Figur 25 Noder midt på elementet



Figur 26 Noder i indre hjørner på elementet

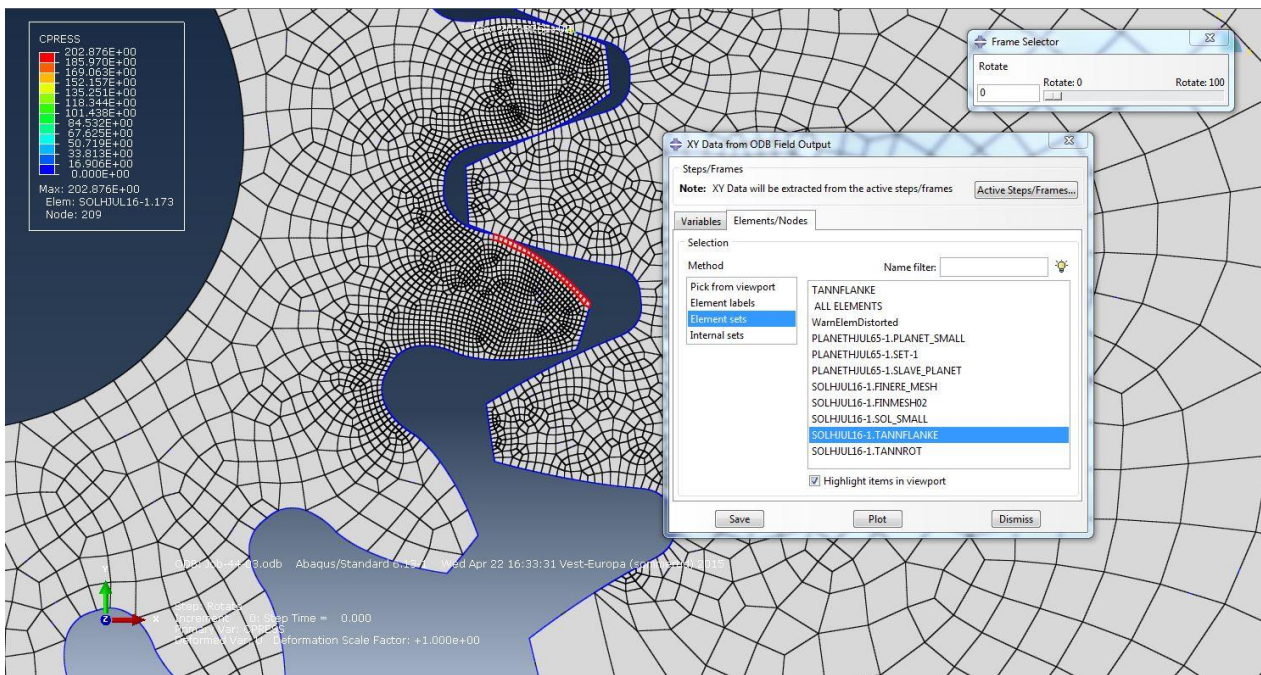
Spenningene for Tresca og Mises ble deretter plottet for hvert av disse punktene, og «probe»-funksjonen ble brukt til å identifisere den største verdien for spenningene i plottet. «Probe value»-funksjonen gir verdien på spenningen og i hvilken node denne spenningen oppstår. Dermed ble hele spenningsforløpet for kun denne noden plottet med hensyn til tiden. Se vedlegg H.



Figur 27 Noder innover i tannen

Videre ble det valgt ut en rekke med elementer innover i tannen, og Tresca-spenningen for disse punktene ble plottet. Dette for å studere hvordan spenningen endret seg i dybden på tannen. Se Figur 27.

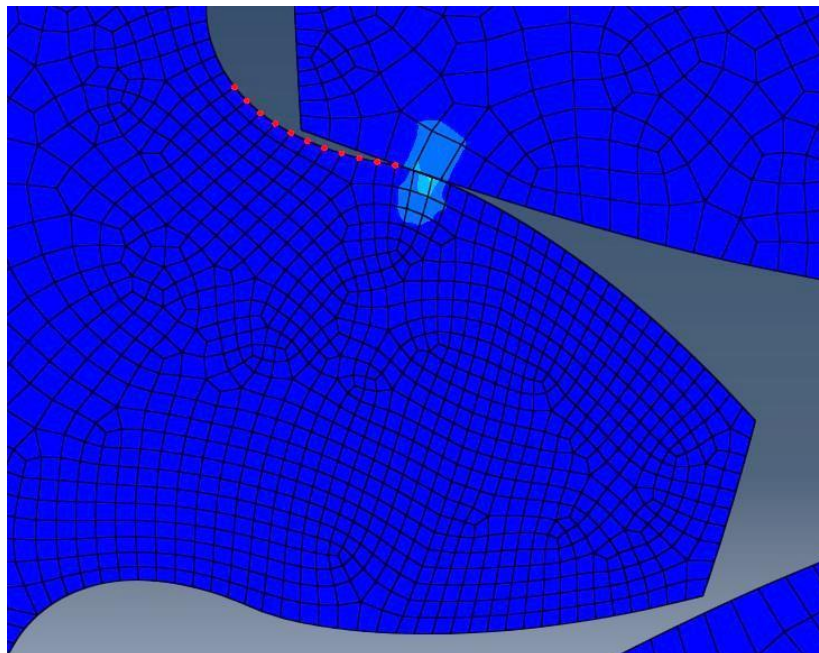
Av interesse er også kontaktrykket mellom de to tannflankene. Elementene i tannflanken på Figur 28 er valgt og kontaktspenningen CPRESS er plottet for samtlige elementer. «Probe value» ble så brukt for å finne høyeste verdi for kontaktrykket og i hvilken node denne oppstår. Videre ble så kontaktrykket for denne noden plottet med hensyn til tiden. Se vedlegg H.



Figur 28 Elementer for plotting av kontaktrykk (CPRESS)

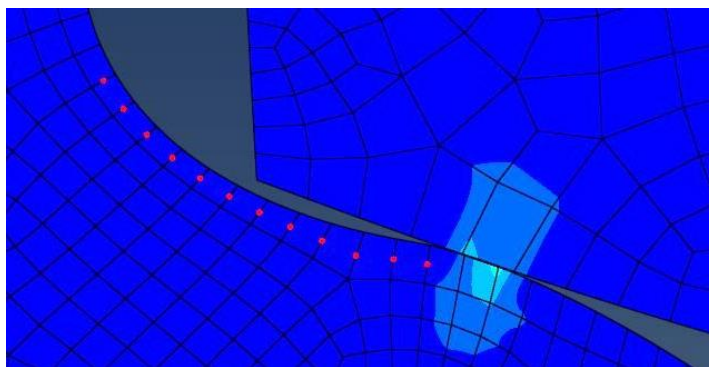
Bøyespenning

Tilsvarende som for kontaktspenning og overflatespenning ble det valgt en rekke med noder for å finne hvor den største bøyespenningen oppstår. Som vist i Figur 29 ble disse nodene valgt i roten av tannen.



Figur 29 Noder i roten av tannen

I tillegg til nodene i overflaten av tannen, ble det også valgt en rekke med noder litt under overflaten, på midten av elementene. Dette igjen for å få et bilde av endringen i spenning innover i tannen.



Figur 30 Noder i avstand fra overflaten

Spenningen «Max Principal stress» ble plottet for hvert av disse settene med noder, og den maksimale spenningen ble funnet sammen med noden hvor denne spenningen befant seg. Maksimalspenningen ble så plottet for denne noden med hensyn til tiden.

Utmatting

Utmattingsberegninger ble ikke gjort direkte i Abaqus, men spenningshistorikk ble hentet ut og eksportert til Excel. Dette ble gjort ved å velge «Excel utilities» under «Plug-ins» og «tools», og så velge den aktuelle spenningen, dvs. Tresca for overflaten og max principal for tannroten. Fra spenningshistorikken ble største og minste spenning funnet og brukt til å finne amplitudespenningen og middelspenningen til utmattingsberegningen. For utmatting med hensyn til bøyning ble maksimalspenningen i den mest påkjente noden i tannroten brukt. For overflateutmattning ble Tresca maksimal skjærspenning i den mest påkjente noden i overflaten brukt. Levetiden ble så beregnet i Excel på tilsvarende måte som tidligere.

2.2.3 Redesign av motorsammenstilling for implementering av girløsning

Når spesifikasjonene på giret var utarbeidet var neste steg å utvikle et konseptforlag med giret tilpasset den eksisterende elektromotoren med nødvendige modifikasjoner og oppgraderinger.

Clutch

Ved enkelte tilfeller kan det oppstå svært store momenter og krefter i komponentene i elektromotoren, vesentlig høyere enn hva de er under vanlig drift. Dette kan for eksempel forekomme ved en eventuell bråstopp, hvis motoren driver et reimsystem som kiler seg vil det oppstå et moment som følge av treghetsmomentet i motoren. I forprosjektet til denne masteroppgaven⁵ ble det beregnet et stoppmoment som følge av treghetsmomentet til rotoren, og dette viste seg å kunne være opp mot ti ganger det oppgitte driftsmomentet. Det kan derfor være hensiktsmessig i et redesign av elektromotoren å implementere en form for overbelastningsvern, som for eksempel en clutch. Tre ulike konsepter for clutch-løsning ble dermed utarbeidet.

⁵ «Analyse og redesign av elektromotor» Marius Bjornes, IPM NTNU 2014

Motorhus

Motorhuset bestod av to deler festet sammen med skruer rundt omkretsen, hvor den ene delen inneholdt rotor/stator og den andre inneholdt gir-komponentene. Under redesign av motorhuset ble girdelen av motorhuset fjernet, og motordelen forlenget. På denne måten ble hele motorhuset én del. Se Figur 48.

Siden det nye giret har større dimensjoner enn det eksisterende giret blir også dimensjonene på motorhuset tilsvarende større. Det ble også gjort noen endringer av monteringshensyn, som f.eks. å sette inn kulelager på akslingen fra gir-siden og ikke fra rotor/stator-siden. Dermed måtte huset modifiseres noe. I tillegg til ytre lengde og bredde på huset før og etter redesign ble det gjort et estimat på vekt for å se om det ble en besparelse eller en økning i vekt. Det ble da som referanse valgt aluminium6061 som materiale på huset.

Andre komponenter

Som følge av endringene på motorhuset ble det også laget et nytt lokk til motorhuset. Dette lokket ble laget slik at det inneholder en tetning for å sikre en tett gjennomføring av akslingen. Det ble også laget en lagerholder for to kulelagre som sikrer at akslingen er stabil under drift. Figur som viser sammenstilling er gitt under resultatdelen i rapporten.

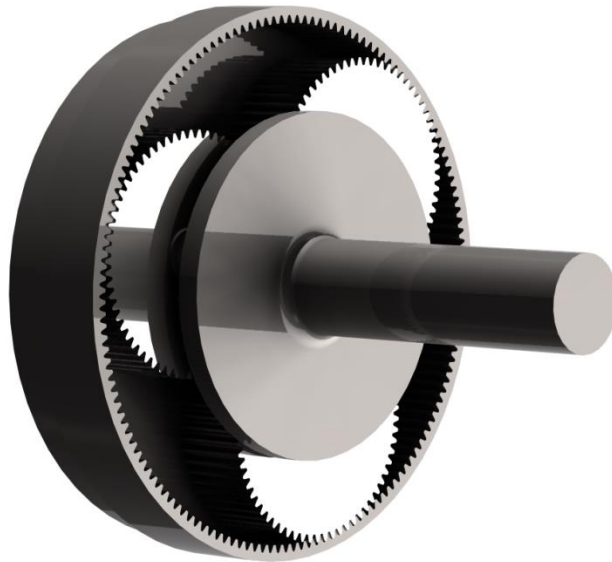
Alternativt trinn 2

Det er i oppgaven også sett på muligheten for å utvide planetgiret med ett trinn slik at det blir to trinn totalt. De samme formlene og den samme fremgangsmåten som for trinn 1 er brukt, men for trinn 2 er momentet vesentlig større da momentet inn på trinn 2 er lik momentet ut fra trinn 1. Hastigheten vil bli tilsvarende lavere. Større moment gir større krefter og spenninger på tannhjulene i trinn 2, så dette må dimensjoneres sterkere enn tannhjulene i trinn 1. Det er valgt modul, tannantall og tannbredde som gir tilstrekkelig styrke. Det er antatt samme materiale på tannhjulene i trinn 2 som i trinn 1.

Metode og fremgangsmåte for beregninger på tannhjuloverføringer og planetgir er beskrevet i denne delen. Utforming av tenner og tannhjulsgeometri og beregning av krefter, momenter og spenninger er gjennomgått. Det er beskrevet valg rundt planetgiret som antall trinn, antall planeter og materialvalg. Det er beskrevet fremgangsmåte for Lewis bøyingspenning, kontaktrykk og Hertz kontaktspenning, samt utmatting og sikkerhetsfaktor. Til sist er analysen i Abaqus beskrevet, og redesign av den eksisterende elektromotoren med tanke på implementering av det utviklede planetgiret.

2.3 Resultater

I det følgende kapittelet er resultatene fra arbeidet beskrevet i metodedelen presentert. Tallsvar fra formlene i teorikapittelet er gjengitt som utsnitt fra Excel-programmet som er benyttet til utregningene. Inngrepssekvensen når to tenner møtes er vist og forklart og ulike grafer og bilder fra analysene i Abaqus er gitt. Det er presentert skisser for clutch-løsninger og bilder fra CAD-modell av utviklet konseptforslag.



Figur 31 CAD-modell av planetgir

2.3.0 Tannhjulsgeometri

Den endelige modulen ble valgt å være $m = 0,75$, og det endelige tannantallet endte på 16 tenner på solhjulet, 65 tenner på de tre planethjulene og 146 tenner på ringhjulet. Dimensjonene på tannhjulene ble dermed også gitt, og fikk verdier som vist i Figur 32 under. Kontroll av tannantallet viste at ingen av dem var delelig på 3 og tannantallet på planethjulene var primtall, så «hunting tooth combination» er oppnådd. Tallet 54 på medbringer er funnet ved å addere tannantallet på solhjulet og ringhjulet, og dividere på antall planeter, som gitt i (61). Dette tallet skal være et heltall for at planethjulene skal være jevnt fordelt, så dette er tilfredsstillt. Valgt tannantall på solhjulet ligger over det minste anbefalte på 15,5. Det samme gjør tannantallet på planethjulet som ligger under maksimalt anbefalte tannantall på 101. Verdiene som beskriver de ulike dimensjonene på tennene er gitt i Figur 32.

Rettfortannede tannhjul

Norsk	Engelsk	Symbol	Enhet	Solhjul	Planethjul	Ringhjul	Medbringer
Ant. tenner	Number of teeth	Z	tenner	16	65	146	30,375
Modul	Module	m	mm	0,75	0,75	0,75	
Delesirkel diameter	Pitch circle	d	mm	12	48,75	109,5	
Delesirkel radius	Pitch radius	r	mm	6	24,375	54,75	
Topp sirkel	Top circle	d,a	mm	13,5	50,25	108	
Fotsirkel	Root diameter	d,f	mm	10,125	46,875	111,375	
Ytre diameter ringhjul	Outer diameter ring gear	d,k	mm	0	0	115	
Tykkelse ringhjul (tannkrans)	Rim thickness	t,R	mm	0	0	1,8125	

Kontroll

				Solhjul	Planethjul	Ringhjul	Medbringer
Kontroll av tanntall				5,33	21,67	48,67	54
				Ikke	Ikke	Ikke	
				primtall	primtall	primtall	
Z,p/Z,s		m,g		4,06			
Minimum antall tenner solhjul	Min # of teeth sun wheel	Z,s_min		15,5			
Maximum ant tenner planethjul	Max # of teeth planet wheel	Z,p_max			101,1		

Tannprofil

		Symbol	Enhet	Solhjul	Planethjul	Ringhjul
Breddefaktor, tann	Tooth width factor	λ	-	22,00	22,00	22,00
Tannbredde	Face width	w	mm	16,50	16,50	16,50
Tanntykkelse	Tooth thickness	s	mm	1,14	1,14	1,14
Tannhøyde	Working depth	h	mm	1,69	1,69	1,69
Tannluken	Width of space	e	mm	1,22	1,22	1,22
Tanntoppøyde (addendum)	Addendum	h,a	mm	0,75	0,75	0,75
Tannfotøyde (dedendum)	Dedendum	h,f	mm	0,94	0,94	0,94
Radiell klaring	Clearance	c	mm	0,19	0,19	0,19
Flankeklaring	Face clearance (backlash)	j	mm	0,08	0,08	0,08

Figur 32 Ulike parametre for planetgirets tannhjul og tenner

Tannhjulsgometri

		Symbol	Enhet	Solhjul	Planethjul	Ringhjul
Inngrepsvinkel	Pressure angle	α	grader	20	20	20
			radianer	0,349	0,349	0,349
Omkringsdeling		p	mm/tann	2,356	2,356	2,356
Grunnsirkelradien	Base radius	r,b	mm	5,638	22,905	51,448
Grunnsirkeldelingen		p,b	-	0,962	0,962	0,962
Krumningsradius	Radius of curvature	ρ	mm	2,052	8,337	18,726
Ekvivalent krumningsradius	Equivalent radius of curvature	ρ,e	1/mm	1,647		
				5,769		
Inngrepslengde	Mesh length	g	mm	1,632		
				1,639		
Overdekningen	Contact ratio	ϵ	-	0,845	0,852	0,853
				1,697		
				1,705		
Interferens	Interference		hs	10,326		
			vs	16,404		
Krav $hs \leq vs$				27,731		
				72,237		
				17,405		
				55,833		

Figur 33 Parametre for tannhjulsgometri

Figur 33 viser verdier som definerer tannhjulsgeometrien, og som er brukt i videre beregninger. Overdekningen mellom solhjul og planethjul er i underkant av 1,7, noe som tilsier at det i gjennomsnitt er 1,7 tenner i inngrep. For oversetningen mellom planethjul og ringhjul er overdekningen på 1,7. For å unngå interferens når tennene på to tannhjul møtes er det en forutsetning at likning (16) er oppfylt, altså at den høyre siden skal være mindre enn den venstre. Dette er tilfelle både for oversetningen mellom solhjul og planethjul, og for planethjul og ringhjul, så interferens vil ikke være et problem.

Under er det gitt en oppsummering av noen av de mest essensielle parameterne som har vært viktige under utviklingen av den nye løsningen for planetgiret.

Tabell 4 Sammenligning av eksisterende løsning og ny løsning

	Eksisterende løsning, Adigo	Ny løsning
Ant. tenner solhjul	14	16
Ant. tenner planethjul	35	65
Ant tenner ringhjul	84	146
Modul	0,85	0,75
Ytre diameter (fotsirkel)	73,525	111,375
Oversetning (1: x)	7	10,125
Tannhøyde (mm)	1,9125	1,6875
Moment ut (Nm)	37,7	54,6
Hastighet ut (RPM)	428,6	296,3
<i>Mellom sol og planet</i>		
Bøyespennning Lewis	137,5	103,0
Sikkerhetsfaktor, flyt	2,91	3,89
Kontakttrykk (Hertz)	471,9	372,3
Sikkerhetsfaktor, flyt	1,25	1,58
Kontaktspenning (Hertz)	922,3	728,3
Sikkerhetsfaktor, flyt	0,64	0,81
Sikkerhetsfaktor, styrke	1,51	1,91
Tresca maks skjærspenning	281,9	223,6
Sikkerhetsfaktor, flyt	2,09	2,63

I og med at materiale på eksisterende gir ikke er kjent, er det for sammenligningens skyld valgt samme materiale som i den nye løsningen. Med samme material på den eksisterende løsningen og ny løsning og det samme formelverket som grunnlag for beregningene kan de to løsningene sammenlignes. Det nye planetgiret har en høyere utveksling enn det eksisterende, og får dermed større dimensjoner da forskjellen mellom solhjul og planethjul må være større. Samtidig er modulen noe mindre, som gjør at dimensjonene på tennene og tannhjulene blir mindre. Hvordan modulen virker inn på bøyespenningen i tannroten og kontaktspenningen i kontaktflaten kan sees ut fra grafene i Vedlegg F. Det framgår av grafene at begge spenningstypene synker betraktelig med økt modul. Dette fordi større modul, gir større tenner og større tannhjul som tåler høyere

belastning. I Tabell 4 kan man se at sikkerhetsfaktorene for de ulike spenningene er relativt like, og at den nye løsningen har verdier som ligger litt høyere på samtlige spenninger. Momentet ut blir noe høyere og hastigheten noe lavere for den nye løsningen som resultat av større utveksling. Sikkerhetsfaktoren med hensyn til flyt for Hertzspenningen er under 1, noe som er ganske lavt, men med hensyn til overflatestyrke er den > 1,5.

2.3.1 Krefter

Planetgir				<i>Solhjul</i>	<i>Planethjul</i>	<i>Ringhjul</i>	<i>Medbringer</i>
Moment	Torque	T	Nm	5,5	-14,60	-49,18	54,57
Omdreiningshastighet	Velocity (RPM)	ω	1/min	3000	-738,46	0,00	296,30
	Pitch line velocity	V	m/s	1,88	-1,88	0,00	0,94
Vinkelhastighet	Angular velocity	ω, a	rad/s	314,16	-77,33	0,00	31,03
Effekt	Power	P	W	275	179,67	0,00	269,50
Antall planethjul	Number of planets	n,p	-	-	3	-	-
Vinkel mellom planeter	Angle between planets	β	grader	120			
Virkningsgrad	Efficiency	η, sp	-	0,98			
						0,98	

Krefter				<i>Solhjul</i>	<i>Planethjul</i>	<i>Ringhjul</i>	<i>Medbringer</i>	
Kraft	Force	F	N	305,56	305,56	305,56		
Kraft, tangentiell komponent	Tangential force	F,t	N	287,13	287,13			
Kraft, separerende	Separating force	F,s	N	104,51	104,51			
Kraftoverføring	Transmitted load	W,t	N	291,78	0,00			
Oversetning/utveksling	Ratio	i	-	-4,063				
					2,246			
				10,125				
Virkningsgrad	Efficiency	η	-	0,985				
				-3,063				

Figur 34 Kreftene som virker på tannhjulene i planetgiret

Momentet og hastigheten inn på planetgirets solhjul er gitt som inputparametre i designprosessen. Oversetningsforholdet mellom solhjul og planethjul er omtrent 4 og mellom solhjul og medbringerplate rett over 10. Effektiviteten eller virkningsgraden til planetgiret er teoretisk beregnet til 98,5 %. Momentet og hastigheten resulterer i en effekt på 275 W, og det påsatte momentet fører til en tannkraft på 306 N. Denne kraften har en tangentiell komponent på 287 N. Momentet ut på aksling fra medbringerplaten er på 54,6 Nm og hastigheten på 296 rpm. Effekten ut er 269 W, med virkningsgrad på 0,98.

2.3.2 Lewis bøyespenning

Lewis bending equation				<i>Solhjul</i>	<i>Planethjul</i>	<i>Ringhjul</i>
Lewis formfaktor	Lewis form factor	Y	-	0,295	0,425	0,458
Dynamisk faktor	Dynamic (velocity) factor	Kv	-	1,309	1,309	1,309
Lewis Bøyemoment	Lewis Tooth bending stress	σ, b	MPa	103,0	71,5	
Tillatt bøyemoment	Allowable bending stress	σ, b_maks	MPa	400,0	400,0	343,3
Sikkerhetsfaktor	Safety factor	f	-	3,9	5,6	

Figur 35 Beregning av Lewis bøyespenning i Excel

Bøyespenningen i tannroten ble beregnet til å være 103 MPa med en dynamisk lastfaktor på 1,3. Dette gav en sikkerhetsfaktor med hensyn til flyt på 3,9. Det maksimalt tillatte bøyemomentet på 400 MPa er funnet fra Maedler datablad i vedlegg I.

2.3.3 Hertz kontaktspenning

Hertz kontaktspenning				<i>Solhjul-Planethjul</i>
<i>- mellom sol og planet</i>				
Halvidde	Halfwidth	b	mm	0,031670
Største kontakttrykk	Largest surface pressure	P,max	MPa	372,3
Sikkerhetsfaktor, flyt	Safety factor, yield	f,P_ys	-	1,58
Sikkerhetsfaktor, styrke	Safety factor, surface strength	f,P	-	3,73
Spenningskomponenter				
Avstand fra overflaten	Depth below surface	z	mm	0,0249
Spenning i x-retning	Principal stress, x	σ,x	MPa	-108,51
Spenning i y-retning	Principal stress, y	σ,y	MPa	-69,07
Spenning i z-retning	Principal stress, z	σ,z	MPa	-292,63
Skjærspenning, xz	Shear stress, xz	τ,xz	MPa	0,00
Skjærspenning, yz	Shear stress, yz	τ,yz	MPa	111,78
Skjærspenning, xy	Shear stress, xy	τ,xy	MPa	0,00
Hovedspenning 1	Principal stress in 1 direction	$\sigma,1$	MPa	-69,07
Hovedspenning 2	Principal stress in 2 direction	$\sigma,2$	MPa	-108,51
Hovedspenning 3 = sigma,z	Principal stress in 3 direction	$\sigma,3$	MPa	-292,63
Maksimal skjærspenning	Maximum shear stress	$\tau,maks$	MPa	111,8
Misesspenning	Mises equivalent stress	σ,e	MPa	206,7
Sikkerhetsfaktor flyt, Mises	Safety factor yield, Mises	f,y_mises	-	2,84
Mises skjærspenning	Mises shear stress	τ,e	MPa	119,33
Tresca skjærspenning	Tresca shear stress	$\tau,tresca$	MPa	223,6
Sikkerhetsfaktor flyt, Tresca	Safety factor yield, Tresca	f,y_tresca	-	2,63
Differanse Mises - Tresca	Difference Mises - Tresca	delta_mt		8 %
Hertz kontaktspenning	Hertz stress	σ,w	MPa	728,3
		r1	mm	2,052
		r2	mm	8,337
Elastisk konstant	Elastic constant	Z,E	rot(MPa)	189,81
Sikkerhetsfaktor, flyt	Safety factor, yield	f,H_ys	-	0,81
Sikkerhetsfaktor, styrke	Safety factor, surface strength	f,H	-	1,91

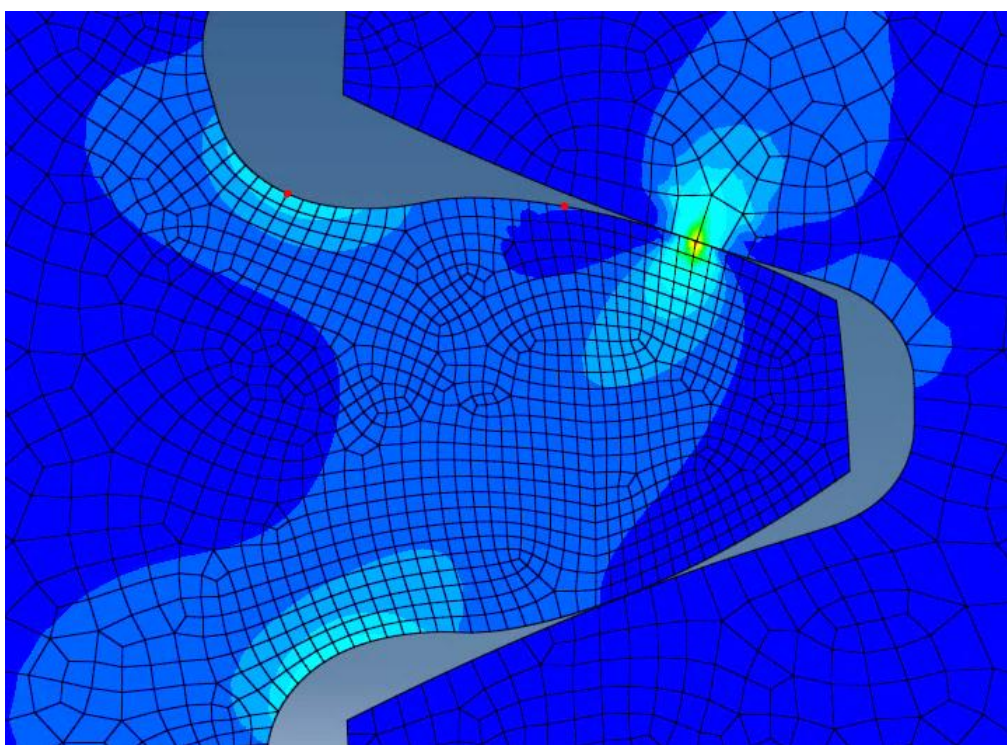
Figur 36 Beregning av Spenningsbildet i tannen på solhjulet

Halvvidden på kontaktområdet mellom de to tennene i inngrep på solhjulet og planethjulet ble beregnet til 0,03 mm, noe som resulterte i et kontakttrykk på 372 MPa. Dette gav en

sikkerhetsfaktor på 1,6 med hensyn til flyt og en sikkerhetsfaktor på 3,7 med hensyn til styrke. Sikkerhetsfaktoren med hensyn til styrke er gitt av overflatestyrken som er oppnådd gjennom herdeprosessen. I Figur 36 over vises verdiene for spenningene i x-, y-, og z-retning, samt i de tre hovedspenningsretningene. Hovedspenningsretning 1 ble satt lik σ_y , hovedspenningsretning 2 lik σ_x , og hovedspenningsretning 3 lik σ_z .

En graf som viser hvordan disse spenningene og Tresca skjærspenning endrer seg med avstand under overflaten av tannen er gitt i vedlegg G. Fra denne grafen er det funnet at største skjærspenning opptrer i en avstand 0,03 mm under overflaten av tannen. Misesspenningen ble 207 MPa og Tresca skjærspenning ble 224 MPa. Dermed ble det en differanse mellom Mises og Tresca på 8 %. Sikkerhetsfaktor for henholdsvis Mises og Tresca ble på 2,8 og 2,6 med hensyn til flyt. Hertz kontaktspenning gav en verdi på 728 MPa og en sikkerhetsfaktor på 1,9 med hensyn til styrke i tannoverflaten og 0,8 med hensyn til flyt.

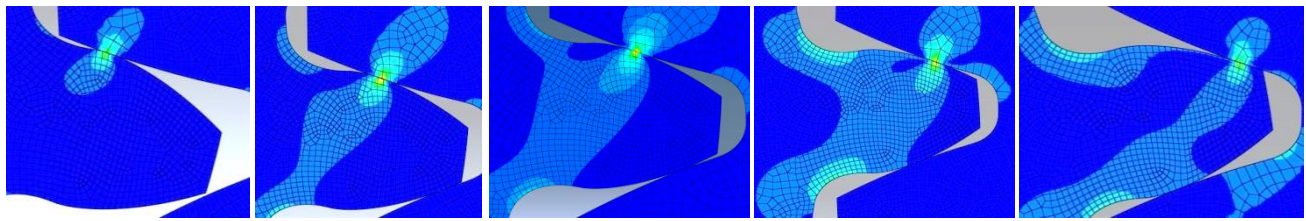
2.3.4 Abaqus



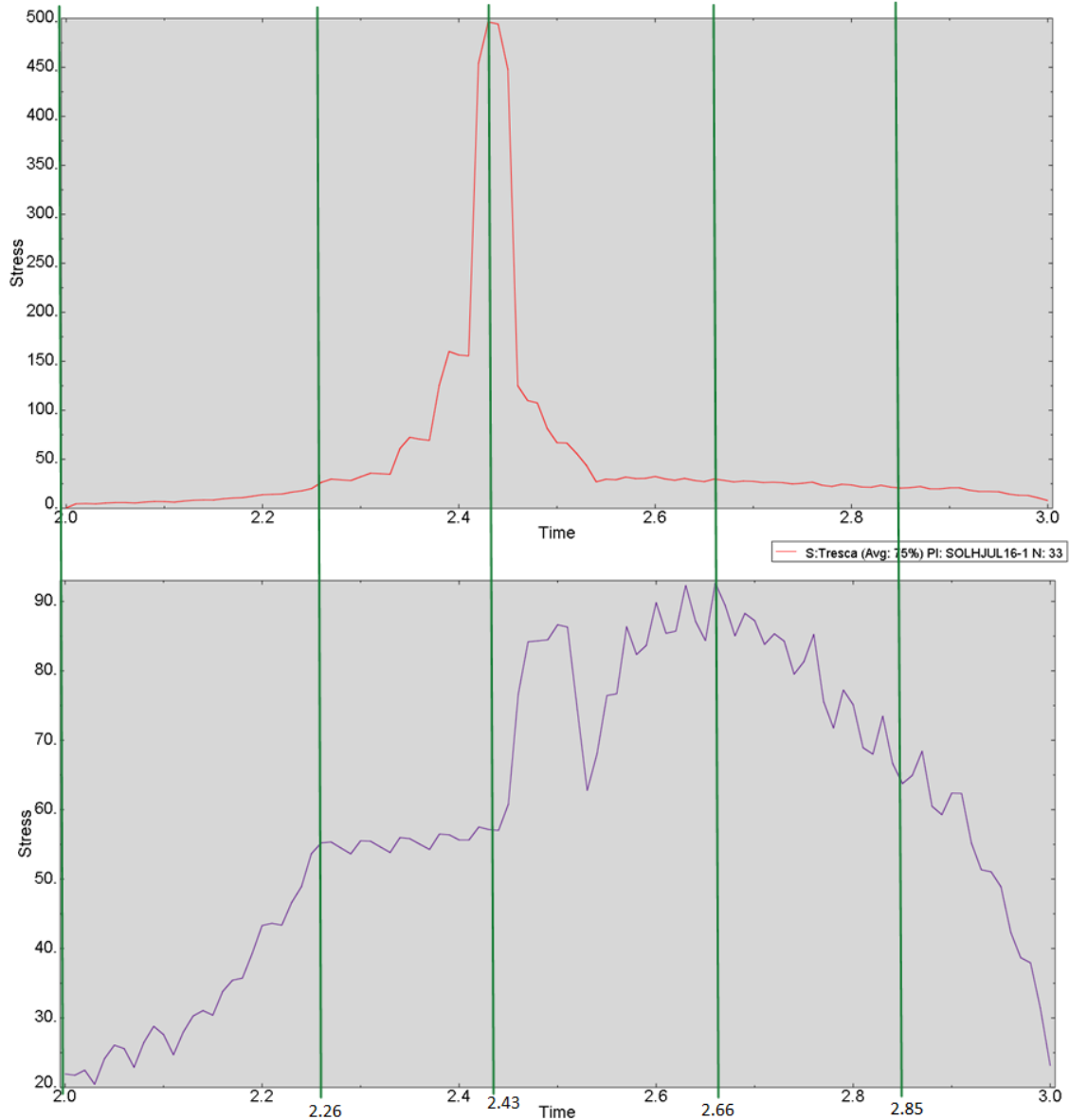
Figur 37 Node 422 til venstre og node 33 til høyre

I figuren over er nodene med største verdier for bøyepening, node 422, og kontaktspenning, node 33, indikert med rød prikk. Node 422 ligger i tannroten og node 33 ligger i tannflanken.

Bildeserien under består av noen utvalgte steg i inngrepet og viser spenningsfordelingen for kontakten mellom de to tennene når de ruller mot hverandre. Tidspunktet for de ulike bildene er representert ved vertikale linjer i grafene under. Den øverste grafen viser Tresca skjærspenning i node 33 i overflaten på tannen, og den nederste grafen viser største hovedspenning i node 422 i tannroten.



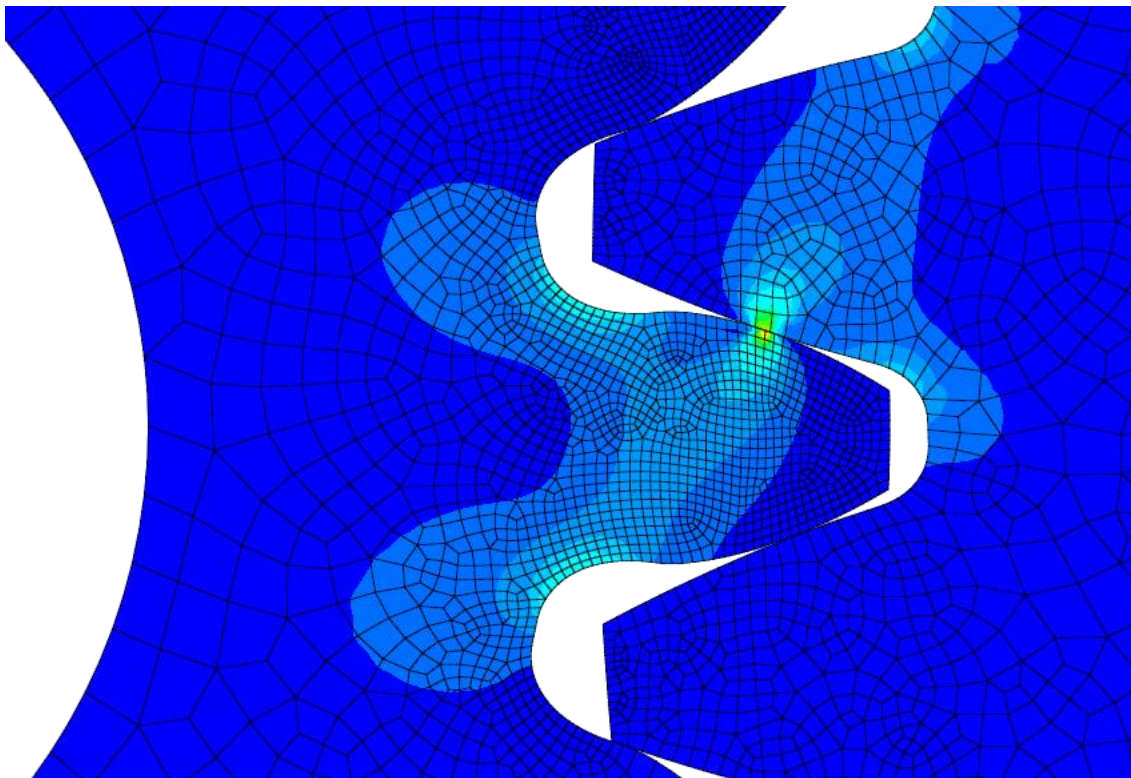
Inkrement 7 Tid: 2 Inkrement 34 Tid: 2.26 Inkrement 44 Tid: 2.43 Inkrement 74 Tid: 2.66 Inkrement 93 Tid: 2.85



Figur 38 Bildesekvens av kontakt langs tannflanken

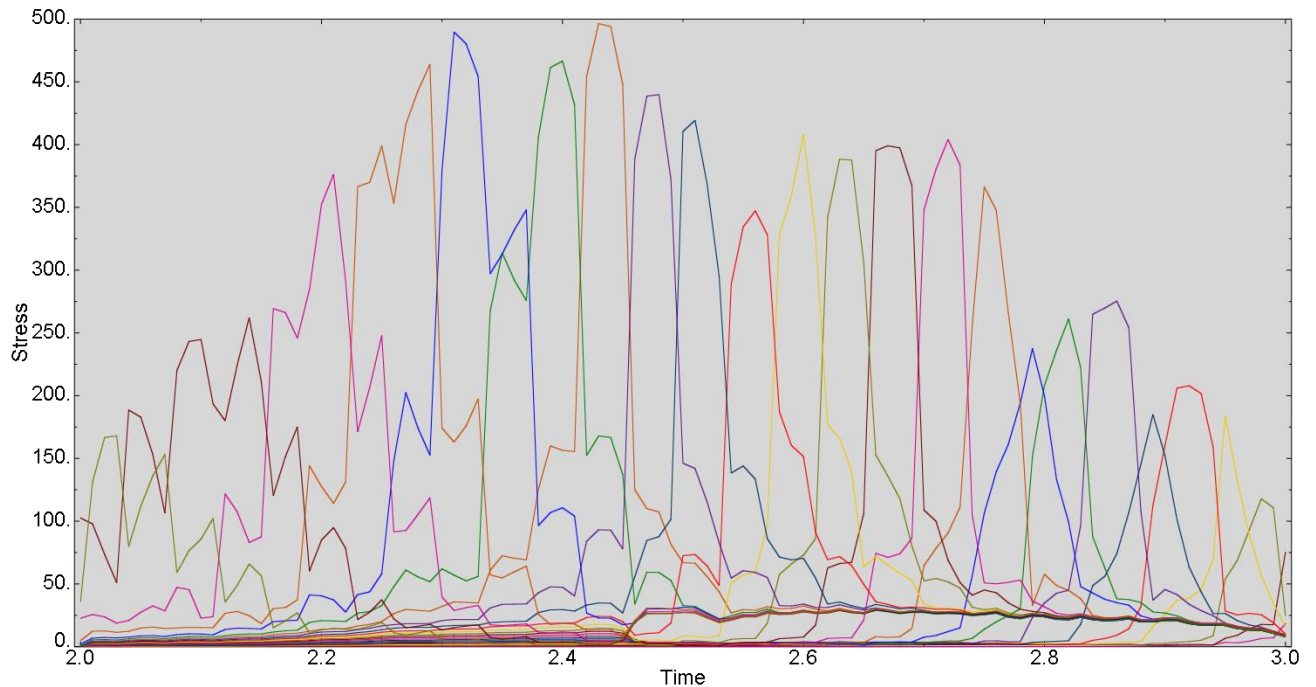
Største skjærspenning i overflaten av tannen oppstår etter 44 inkremitter og den største bøyespenning i tannroten oppstår etter 74 inkremitter.

Figur 39 under viser den typiske spennings situasjonen i tannen under inngrep. Det vises at det vil være spenninger i roten på begge sider av tannen og i tannflanken som er i kontakt med den andre tannen.



Figur 39 Spenninger i tannen under inngrep

Spenningene fra Abaqus-analysen for alle nodene i overflaten er vist i plottet i Figur 40.



Figur 40 Tresca skjærspenning for noder i tannflanken

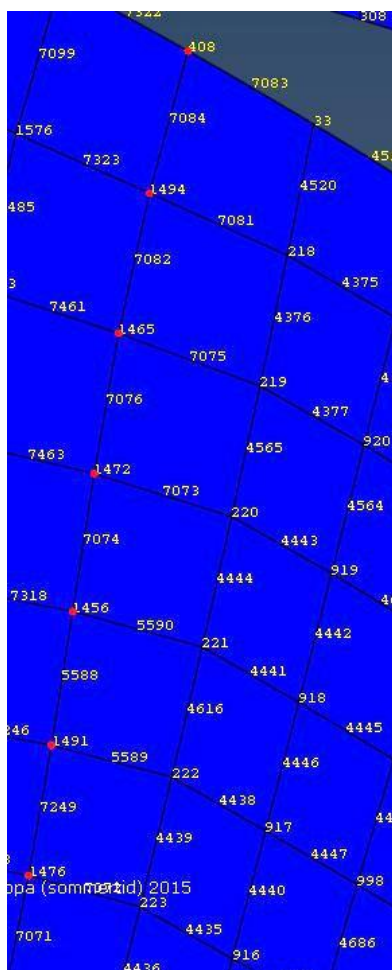
Fra denne figuren ble det funnet at node 33 hadde den høyeste spenningen.

Node 33 ligger i overflaten som vist på Figur 24. Node 4520 og 7084 ligger i en avstand 0,0245 mm under overflaten og er midtnoder på dette (samme) elementet. Se Figur 25. Node 1576 ligger 0,090 mm under overflaten, i elementets underkant, jf. Figur 26.

Tabell 5 Resultat for spenninger i tannflanken

Node	Tresca-spenning (MPa)	Misesspenningen (MPa)
33	496,0	439,0
4520	341,6	-
7084	-	306,1
1576	283,6	266,6

Plot av spenningene i nodene oppgitt i Tabell 5 ligger vedlagt i vedlegg H.



Figur 41 Noder innover i tannen

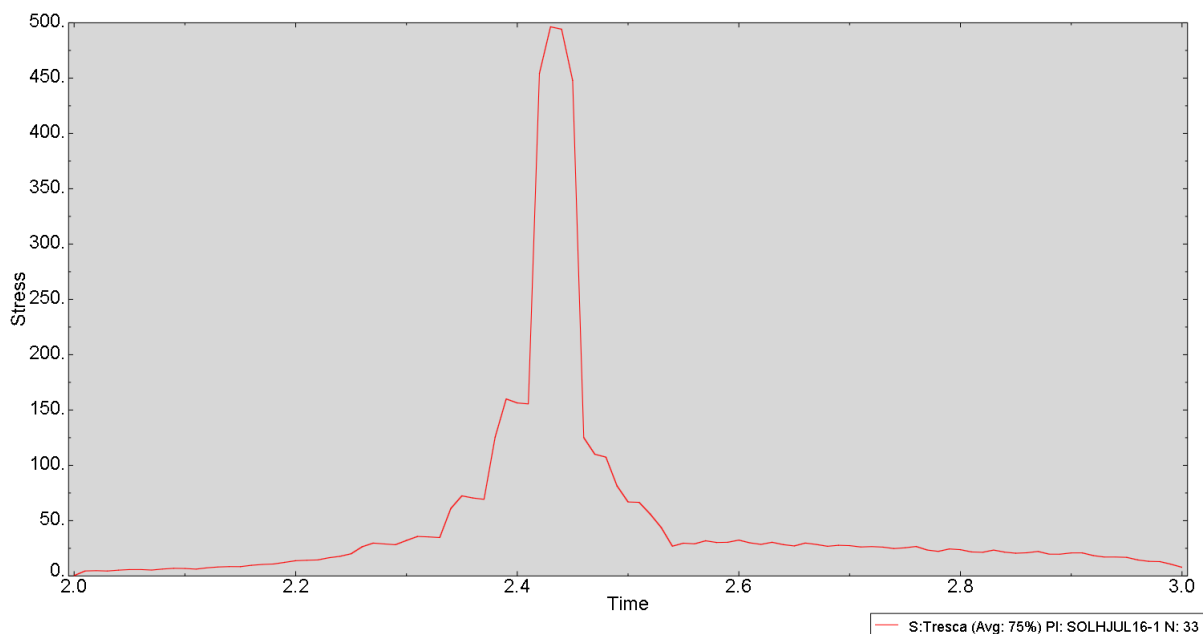
I Figur 41 til venstre vises nodene som er henvist til i Tabell 6 under. I tabellen er den maksimale Tresca-spenningen i disse nodene oppgitt.

Tabell 6 Tresca-spenning innover i tannen

Node	Tresca-spenning (MPa)
408	466,5
1494	279,0
1465	152,2
1472	97,6
1456	76,8
1491	66,1

Tabellen gir en oppsummering av maksimalspenningen i de fem øverste nodene. Et plot av spenningen som funksjon av tiden for alle nodene ligger vedlagt i vedlegg H.

Siden node 33 var der hvor den største spenningen oppstod var det denne som ble plottet alene med hensyn til tiden. Dette er vist i Figur 42.



Figur 42 Tresca skjærspenning i node 33

Plot av det maksimale kontaktrykket (CPRESS) for alle nodene, og for noden med det største kontaktrykket ligger i vedlegg H.

Det største kontaktrykket var 478,6 MPa i node 1576.

Bøyepeningen i roten av tannen fikk en maksimal verdi på 92,6 MPa for noden som ligger i overflaten og 83,9 MPa for noden som ligger midt på elementet, litt under overflaten. Plot av maksimal spenning i alle nodene i settet i Figur 29 og Figur 30 er gitt i vedlegg H, samt plot av den maksimale spenningen i node 422, som er noden med høyest spenning i tannroten.

I tabellen under er det gitt en sammenligning av resultatene fra håndberegninger i Excel og analyse i Abaqus.

Tabell 7 Sammenligning av resultater

	Excel	Abaqus	Differanse	Avvik
Bøyepening	103,0	92,6	10,3	10 %
Misesspenning	206,7	439,0	232,3	53 %
Tresca skjærspenning	223,6	496,4	272,4	55 %
Differanse Mises-Tresca	8 %	11 %	-	-
Kontaktrykk	372,3	478,6	106,3	22 %
Kontaktspenning (Hertz)	728,3	478,6	249,7	34 %
Tresca skjærsp. innover node 4520, z=0,0249	223,6	341,0	117,4	34 %

Ved kontroll av elementnettet ble det funnet at spenningen i tannroten konvergerer før skjærspenningen i overflaten, og at begge spenningene konvergerer fortere for analysene uten friksjon i kontaktflaten. For tilfelle uten friksjon er de tre siste iterasjonene med forfining av elementnett på solhjulet vist i Figur 43 under, og fire iterasjoner er vist for tilfelle med friksjon. Elementnettet ble forfinet til endringen i maksimal spenning i tannroten (max principal) var mindre enn 0,4 %. Tresca-spenningen har ikke helt konverget for tilfellet med friksjon, men er akseptabel for tilfelle uten friksjon. Ytterligere forfining av elementnettet gir lang beregningstid for datamaskinen med minimal forbedring i spenningsverdi.

Solhjul

Uten friksjon:

Iterasjon	Elementstørrelse	Antall elementer	Tresca max		Max principal		CPU time	Wallclock time
			Tresca max	Endring	Max principal	Endring		
1	0,1	6124	363,863	-	89,788	-	469	474
2	0,06	6971	455,284	20,08 %	80,816	-9,99 %	615,2	627
3	0,05	7606	457,230	0,43 %	80,854	0,05 %	624,8	645

Med friksjon:

Iterasjon	Elementstørrelse	Antall elementer	Tresca max		Max principal		CPU time	Wallclock time
			Tresca max	Endring	Max principal	Endring		
1	0,1	6124	371,397	-	103,237	-	667,1	693
2	0,06	6971	458,353	18,97 %	91,955	-10,93 %	756,8	763
3	0,05	7606	496,360	7,66 %	92,635	0,73 %	838,8	849
4	0,04	8543	541,254	8,29 %	92,873	0,26 %	1060,9	1114

Figur 43 Resultater fra kontroll av elementnett

Elementstørrelsen er oppgitt i mm, Tresca max og Max principal i MPa, og CPU time og Wallclock time er gitt i sekunder.

Siden det er valgt en elementstørrelse på 0,05 mm i oppgaven vil analysene som er gjort med friksjon kunne avvike noe fra elementnett med elementstørrelse 0,04 mm, men denne forskjellen vil ikke være stor, og kun gjelde for Tresca skjærspenning i overflaten av tannen.

2.3.5 Utmatting

<i>Spenninger</i>	Node 33	Node 422	
Maks	496,36	92,64	MPa
Min	0,37	20,44	MPa
Middel	248,37	56,54	MPa
Amplitude	247,99	36,10	MPa

Utmatting : Overflate, tannflanke				
Strekfasthet, Rm	785	MPa		
Utmattingsgrense, S _e	1390	MPa	Amplitude <table border="1"><tr><td>247,99</td></tr></table> MPa	247,99
247,99				
Ekv.sp.amp. sigma _{a,r}	301,9	MPa	Middel <table border="1"><tr><td>248,37</td></tr></table> MPa	248,37
248,37				
eksponent b	-0,066088			
Levetid, N _f	1,00E+06	Sykler		
Levetid, N	5,40E+09	sykler		
Omdreiningshastighet	3000	rpm		
Antall sykler per omdreining	3			
Levetid i timer	10 000	timer		

Utmatting : Bøying, tannrot				
Strekfasthet, Rm	785	MPa		
Utmattingsgrense, S _e	372,25	MPa	Amplitude <table border="1"><tr><td>36,10</td></tr></table> MPa	36,10
36,10				
Ekv.sp.amp. sigma _{a,r}	42,6	MPa	Middel <table border="1"><tr><td>56,54</td></tr></table> MPa	56,54
56,54				
eksponent b	-0,066088			
Levetid, N _f	1,00E+06	Sykler		
Levetid, N	8,92E+13	sykler		
Omdreiningshastighet	3000	rpm		
Antall sykler per omdreining	3			
Levetid i timer	165 095 221	timer		

Figur 44 Resultater fra utmattingberegninger i Excel

Utmattingsgrensen S_e ble funnet å være 372,3 MPa ved bruk av (44), og hvis (43) hadde blitt brukt ville verdien blitt 392,5 MPa. Basquins eksponent, b, for dette materialet er ikke kjent, så denne ble beregnet ved at man satte et ønsket antall belastningssykler til brudd.

Hvis elektromotoren kjører på maksimal hastighet ved 3000 omdreininger i minuttet, og hver tann på solhjulet treffer tre tenner hver omdreining blir dette 9000 belastningssykler hvert minutt og 540 000 belastningssykler per time. Med levetid på 10 000 timer gir dette et totalt antall

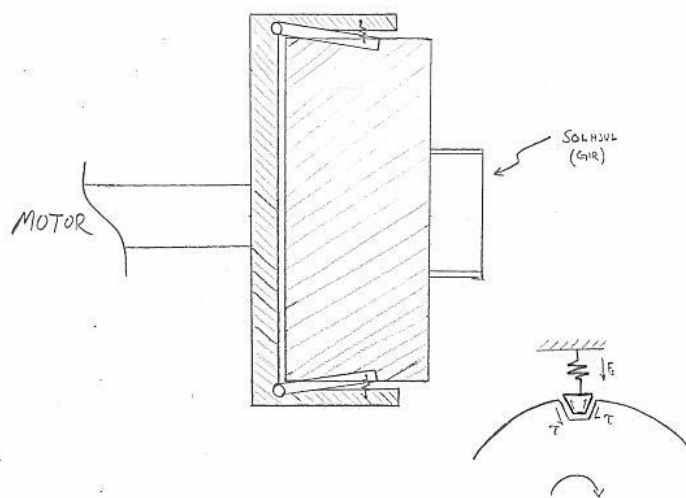
belastningssyklus før svikt på $5,4e9$ for overflateutmatting og en utmattingsekspONENT $b = -0,066$. For utmatting på grunn av bøyemoment i tannroten vil det ta $8,92e13$ belastningssyklus.

Elektromotoren antas å ha en driftstid på 2 timer per dag, og 730 timer per år. Med den gjeldende levetiden vil planetgiret holde i 6,67 år.

2.3.6 Redesign

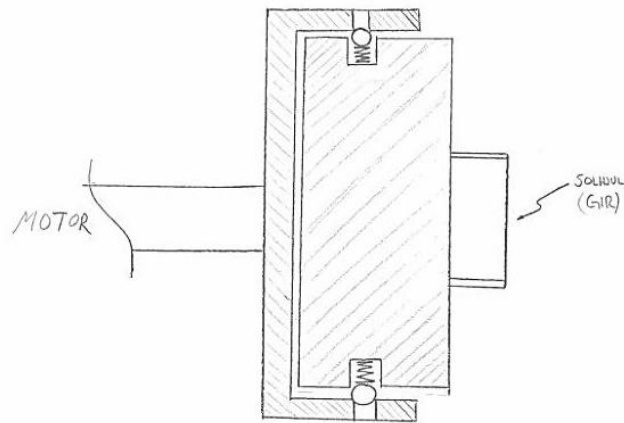
Clutch

Tre ulike alternativer for clutch er vist som prinsippskisser i figurene under.



Figur 45 Skisse av clutchprinsipp 1

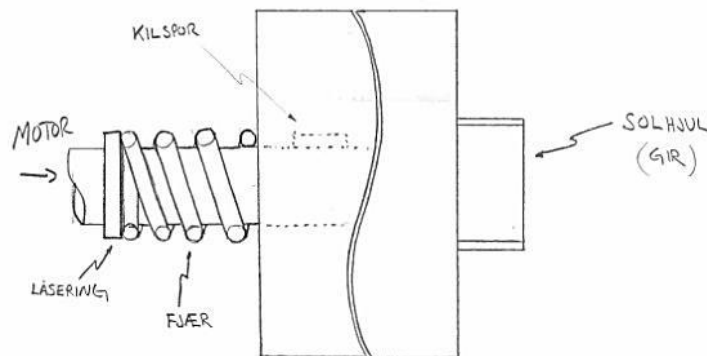
Det første og det andre alternativet går hovedsakelig ut på det samme, forskjellen er hvordan de to roterende delene låser seg mot hverandre. Med den første løsningen i Figur 45 sitter det to eller flere «klaffer» eller kiler på den ene roterende delen som glir inn i to eller flere spor på den andre roterende delen. Disse kilene er fjærbelastet, og fjærkraften er gitt av det maksimalt tillatte momentet og friksjon mellom kilen og sporet. Når momentet i koblingen overstiger det maksimalt tillatte momentet vil fjæren komprimeres og kilen bli presset ut. Når momentet blir lavere enn det maksimalt tillatte vil kilen bli presset inn i sporet igjen. En clutch-løsning som dette kan derfor kalles overbelastningsvern eller momentbegrenser. (eng. torque limiter).



Figur 46 Skisse av clutchprinsipp 2

Prinsipp nr.2 har en variasjon hvor det er en kule i stedet for en kile som presses inn i et spor, og denne sitter på motsatt del av den i prinsipp 1. Denne forskjellen kan utgjøre en fordel til den ene eller andre løsningen med tanke på montering og hva som er mest hensiktsmessig måte å sette komponentene sammen på.

Clutchprinsipp nr.3 består av to deler som går sammen med en buet kontaktflate. En forspent spiralfjær rundt akslingen ut fra motor sørger for at de to clutchplatene presses mot hverandre med riktig kraft. Denne kraften kan justeres med en låsering. Når momentet blir høyere enn ønsket vil clutchskivene skli mot hverandre og bli presset litt fra hverandre slik at spiralfjæren komprimeres. Når momentet blir lavere igjen vil clutchplatene presses inn i sporet igjen og rotere sammen. Denne løsningen kan trenge en form for opplagring for å hindre rotasjon av delene når de presses fra hverandre ved stort dreiemoment.



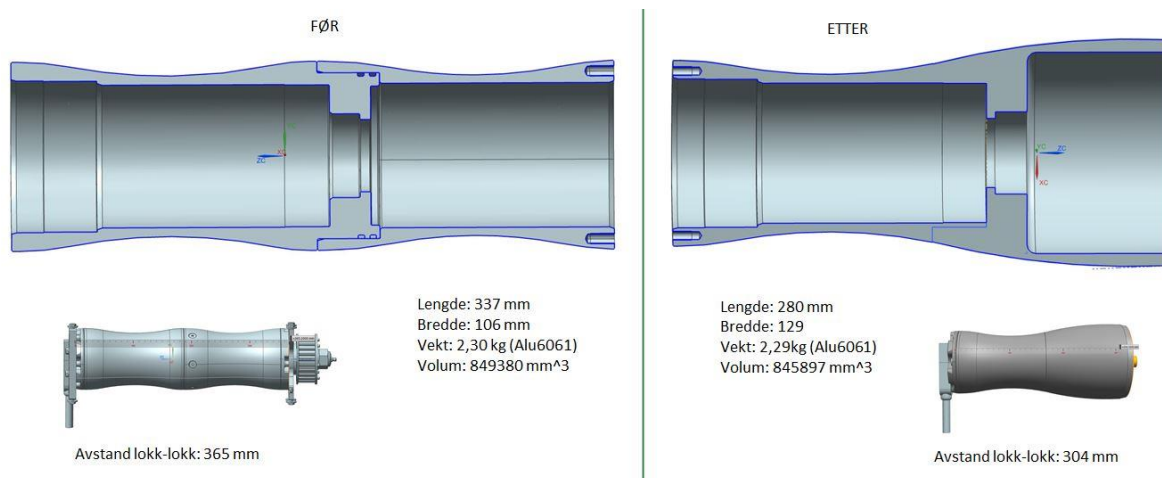
Figur 47 Skisse av clutchprinsipp 3

Av disse tre alternativene ble nummer to valgt da denne muligens er enklest å implementere, og den av de tre som tar minst plass.

Motorhus

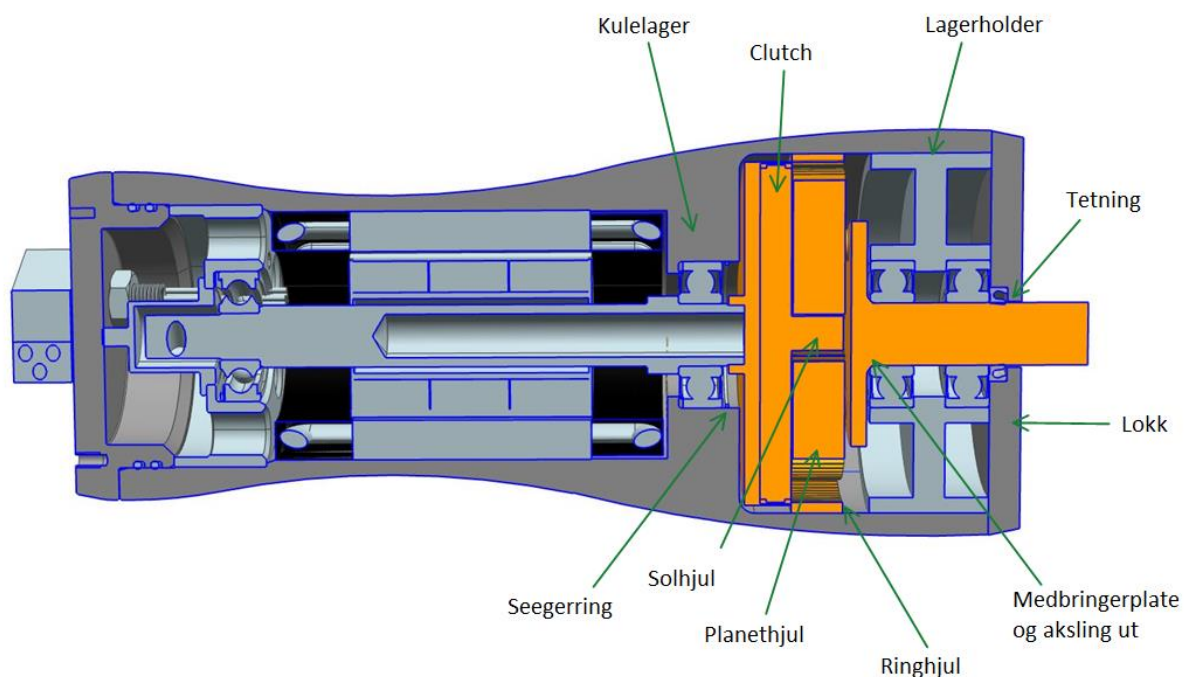
Som følge av det nye giret, som har noe større dimensjoner enn det gamle, er motorhuset blitt redesignet. Motorhuset har blitt kortere og bredere. Mer spesifikt er det blitt 57 mm kortere og 23 mm bredere. Med tanke på volum og vekt er det så å si ingen endring da den økte bredden har veid opp for den reduserte lengden. Total lengde fra endelukk til endelukk på eksisterende

elektromotor er 365 mm, og på den nye løsningen er lengden fra endelokk til endelokk 304 mm. Motorhuset består i eksisterende løsning av to deler, mens det i den nye løsningen kun er én del. Se Figur 48.



Figur 48 Motorhuset før og etter redesign

I Figur 49 under er det vist et snitt av den redesignede elektromotoren til Adigo. Rotor og stator med tilhørende aksling er uendret. Inn mot giret er akslingen kortet ned noe og kulelageret er flyttet slik at det skyves inn fra høyre i Figur 49, og ikke fra venstre som tidligere. Dette med tanke om enklere montering. Motorhuset ble dermed modifisert slik at kulelageret har en kant å hvile mot, og så er det satt inn en seegerring for å hindre kulelageret i å bevege seg ut av posisjon.

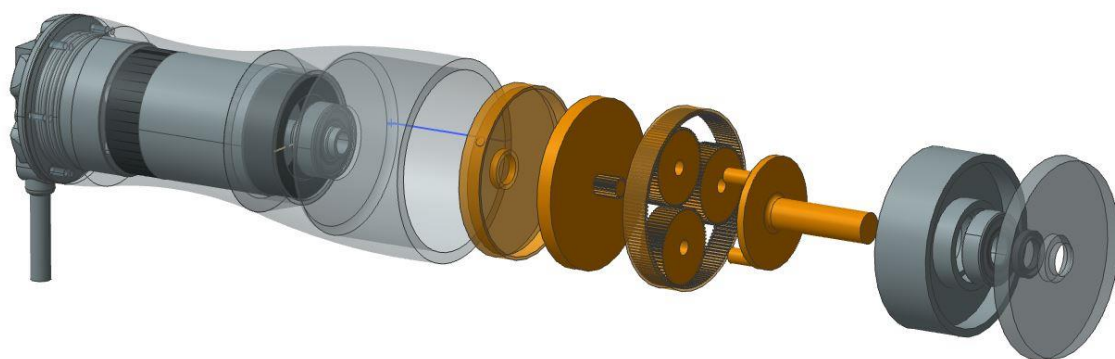


Figur 49 Snitt av motorsammenstilling etter redesign

På akslingen er det montert en clutchplate. Denne er tenkt festet til akslingen ved liming eller en form for kile eller splint, eller eventuelt ved at den skrues på akslingen. I forbindelse med denne sitter den andre clutchplaten som også har solhjulet til planetgiret på andre siden. Så lenge momentet er under maksimalt tillatt moment vil de to clutchplatene rotere sammen. Blir momentet større en tillatt vil disse platene gli mot hverandre og forhindre at giret og rotor/stator blir ødelagt. Clutchen er plassert på den siden av planetgiret som har lavest moment, da det muliggjør en mindre clutchløsning enn om den skulle stått på andre siden med vesentlig høyere moment. Etter solhjulet står tre planethjul og ringhjulet. Fra planethjulene, som er opplagret på akslinger på medbringerplaten, blir momentet fra stator overført videre til en utgående aksling. Denne akslingen er opplagret på to kulelagre som sitter i en lagerholder. Ytterst sitter et lokk med en tetningsring. Ved ønske om dobbel tetning kan dette enten gjøres ved å velge et kulelager fra SKF⁶ med innebygd tetning eller ved å legge til en tetning i lokket.

Montering er tenkt å gjøres i rekkefølgen som vist i Figur 50 under. Først plasseres kulelageret og seegerringen inn i motorhuset. Så monteres clutchplaten på akslingen, og den andre clutchplaten plasseres inni den første.

Planetgiret er tenkt å monteres inn i motorsammenstillingen ved at ringhjulet enten limes eller presspasses inn i aluminiumshuset. Eventuelt kan dette ringhjulet maskineres som en integrert del av motorhuset for å redusere antall deler. Solhjulet er forbundet med den ene delen av clutchen slik at planethjulene må plasseres inn mellom solhjulet og ringhjulet. Medbringerplaten kan med fordel monteres på planethjulene før disse plasseres med tanke på nålelagrene som sitter mellom akseltappene og senterhullene på planethjulene. I lagerholderen monteres det et kulelager fra hver side, og denne plasseres i motorhuset med en lett pasning. Til slutt plasseres tetningen i lokket, og dette monteres til motorhuset.



Figur 50 Eksplodert visning av motorsammenstilling

Detaljer som skråfaser på kanter for enklere montering, skruer og o-ring i lokket med mer er ikke tatt med i sin helhet da dette ikke har vært hovedfokuset i oppgaven. Dette vil være naturlig å ta med i neste fase når det endelige konseptet er valgt og de endelige løsningene er bestemt.

⁶ SKF Lager, tetninger og smøresystemer. www.skf.com

Alternativt trinn 2

For alternativ om utvidelse med ett trinn til et to-trinns planetgir ble det valgt et tannantall på 17 for solhjulet, 26 for planethjulene og 69 for ringhjulet. Dette tannantallet tilfredsstillers også «hunting tooth combination» da disse tallene ikke har noen felles faktorer. Med økt modul øker også størrelsen på tennene og dermed også styrken til tennene som vist i grafene i vedlegg F. Det er derfor valgt en modul $m = 1,5$, altså dobbelt så stor som for trinn 1. Det er også valgt en litt større tannbredde for å fordele kontaktrykket og redusere kontaktspenningen. Noen av de viktigste resultatene er gjengitt i tabellen under.

Tabell 8 Sammendrag av essensielle data for trinn 2

	Trinn 2
Ant. tenner solhjul	17
Ant. tenner planethjul	26
Ant tenner ringhjul	69
Modul	1,5
Ytre diameter (fotsirkel)	107,25
Oversetning (1: x)	5,0588
Tannhøyde (mm)	3,375
Tannbredde (mm)	18
Moment ut (Nm)	270,6
Hastighet ut (RPM)	58,6
<i>Mellom sol og planet</i>	
Bøyepening Lewis	175,1
Sikkerhetsfaktor, flyt	2,28
Kontaktrykk (Hertz)	608,6
Sikkerhetsfaktor, flyt	0,966
Kontaktspenning (Hertz)	1073,9
Sikkerhetsfaktor, flyt	0,548
Sikkerhetsfaktor, styrke	1,294
Tresca maks skjærspenning	311,3
Sikkerhetsfaktor, flyt	1,889

Valgte tannhjul tilfredsstillers kontroll av tannantall og tannhjulparametre som interferens og overdekning. I motorsammenstillingen blir trinn 2 stående etter trinn 1 slik at solhjulet i trinn 2 er montert på medbringerplaten fra trinn 1. Medbringerplaten fra trinn 2 blir da den som fører momentet ut av motoren via aksling ut. Motorhuset må da forlenges med bredden på tannhjulene i trinn 2 og tykkelsen på medbringerplaten. Totaloversetningen for hele planetgiret ble 1:51,22.

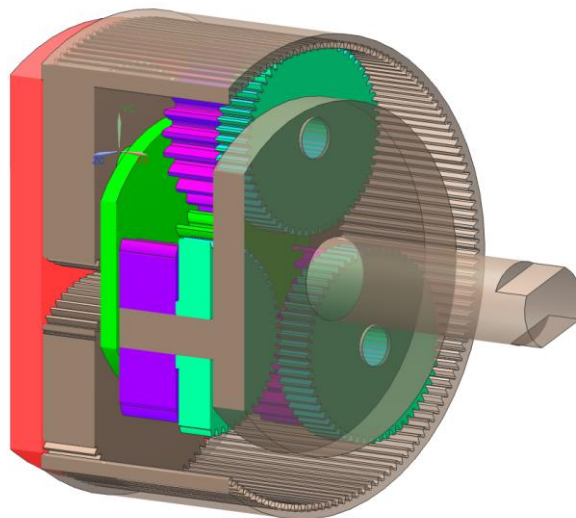
Ved montering er en mulighet å forlenge ringhjulet fra trinn 1 og bruke dette også på trinn 2 med doble planethjul på trinn 2. Da vil tre av planetene på trinn 2 være i kontakt med ringhjulet fra

trinn 1, og tre av planetene i kontakt med solhjulet på trinn 2. Se Figur 51. Dette blir et såkalt «compound gir».



Figur 51 Doble planetehjul (kilde: http://en.wikipedia.org/wiki/Hub_gear, mai2015)

I Figur 52 under vises trinn 2 med lilla og grønne/turkise planetehjul festet på akslinger til brun medbringerplate med aksling ut. Fra trinn 1 overføres momentet via grønn medbringerplate og solhjul for trinn 2. Lilla planetehjul på trinn 2 er i kontakt med grønt solhjul, og roterer sammen med turkise planetehjul som er i kontakt med ringhjulet. På denne måten kan samme ringhjul brukes for begge trinnene i planetgiret.



Figur 52 To-trinns planetgir

Det endelige planetgiret og konseptforslag til implementering i elektromotor er presentert og beskrevet i denne resultatdelen. Spesifikasjonene på tenner og tannhjulsgeometri er oppgitt for planetgiret og verdier for krefter, momenter og omdreiningshastigheter. Resultatene fra Lewis bøyespennning, kontaktrykk, Hertz kontaktspenning og utmatting er oppgitt. Et forslag til trinn 2 er også presentert med noen av de viktigste dataene.

2.4 Diskusjon

I denne delen er kommentarer til ulike deler av oppgaven lagt frem. Det er noe refleksjon rundt antagelser som er tatt, beregningene som er utført og resultater som er oppnådd, samt eventuelle avvik fra forventet resultat.

2.4.0 Tannhjulsgeometri

En effekt av å øke antall planeter og å fordele kreftene og momentet på flere tannhjul gir lavere krefter og spenninger på hvert tannhjul. Dette blir på bekostning av flere deler som gir et mer komplekst system. Ofte brukes det dobbel plate på medbringer, en på hver side av planethjulene, da det sikrer plassering av planethjul og man hindrer bøyemoment på akseltapper. Dette bøyemomentet blir spesielt viktig ved tannhjul med stor tannbredde. I og med at bredden på tannhjulene her er innenfor anbefalt bredde sees ikke dette på som en nødvendighet.

Tannantallet som ble valgt ved den endelige løsningen tilfredsstiller kravene til «hunting tooth combination», noe som vil si at solhjul, planethjul og ringhjul har en gunstigst mulig kombinasjon av tenner med tanke på slitasje og utmatting av tannoverflaten. Dette vil i kombinasjon med god smøring og kjøling være med på å gi giret lang levetid.

Med den høye oversetningen (1:10,125) vil det ikke være mulig å ha flere planethjul enn 3, da dette vil føre til interferens, altså at disse planethjulene kommer i kontakt med hverandre.

2.4.1 Lewis bøyespenning

Som kommentar til antakelsene i kapittel 2.1.2 om Lewis bøyespenning er nok antakelse 1 noe konservativ, da det er vanlig med en overdekning som tilsier at det er flere enn én tann i inngripen samtidig, noe som vil si at lasten vil bli fordelt over flere tenner. Dette er også tilfelle for planetgiret i denne oppgaven. Det vil også være et lavere bøyemoment som følge av at kraftens angrepspunkt er noe lenger ned på tannflanken enn toppen, og dermed kortere arm som gir bøyning. Antakelse 5 kan nok virke i mindre konservativ retning. I dag vet man mer om spenningskonsentrasjoner i kjerv og ville antakelig lagt på en faktor større enn 1, som dermed ville økt bøyespenningen noe. Dette er tatt med i videreutvikling av Lewis' bøyespenningsformel som AGMA har gjort.

Resultatene stemmer bra overens mellom Excel og Abaqus med kun 10 % avvik. Det er veldig bra i og med at håndberegningen av Lewis' bøyespenning er såpass forenklet. Den egentlige bøyespenning man regner ut her er den midt inne i tannen på tannens fotsirkel, mens bøyespenningen funnet i Abaqus er i den faktiske tannroten, der hvor den største spenningen ble funnet.

2.4.2 Hertz kontaktspenning

Når det kommer til kontaktspenningene er det en vurderingssak hvordan man anslår spenningene. For eksempel hvor langt under overflaten de representative spenningene befinner seg og hvor man skal si at den dimensjonerende spenningen ligger. Er materialet tilstrekkelig duktilt til at man

kan bruke Tresca- og Miseskriteriene er også en vurderingssak. Her er det gjeldene materialet tilstrekkelig duktilt til at Mises og Tresca vil gi akseptable resultater. Når det er sagt så er det ikke tatt hensyn til defekter og liknende i materialet, altså er det antatt perfekt materiale, noe som ikke vil være tilfelle i virkeligheten.

Resultatene for Misesspenningen og Tresca skjærspenning stemmer ikke like bra mellom Excel og Abaqus som bøyesspenningen. Avviket er rett over 50 %, noe som er relativt mye. Dette kan skyldes en rekke ulike årsaker. Håndberegningen gjort i Excel er kun en tilnærming etter Hertz` metode, og beskriver kontakt mellom to sylindere hvor kraften står normalt på kontaktflaten. Kontaktflaten på tennene har ikke samme kurvatur som sylindrene, men en ekvivalent krumningsradius. I håndberegningen er det antatt jevnt fordelt belastning over hele tannbredden, noe som ikke nødvendigvis er tilfelle. Hertz kontaktspenningsmodell beregner kontaktspenning for en overdekning på 1, altså med 1 tann i inngrep på hvert tannhjul, mens Abaqus vil beregne ut fra den faktiske overdekningen.

Abaqus gjengir også bedre den komplekse spenningsfordelingen i overflaten som det ikke tas høyde for i håndberegningen. En kunne muligens fått en bedre tilnærming mellom resultatene ved å lage en enkelt tann i 3D i stedet for 2D og påført en jevnt fordelt kraft, men det kan fort bli en tung jobb for datamaskinen å beregne. Det kan tyde på at antakelsen om plan tøyning ikke er helt god, og at alle seks spenningene burde brukes i beregningen. Det vil også utgjøre en forskjell at det i håndberegningene jf. Hertz-teori er antatt friksjonsfri kontaktflate, mens det i Abaqus er brukt en friksjonskoeffisient på 0,2. Ved kjøring av analyse uten friksjon i Abaqus viser det seg imidlertid at innvirkningen i dette tilfellet ikke er særlig stor. Mises-spenningen synker med 5 % og Tresca-spenningen med 7 %.

I forhold til det faktiske, virkelige tilfelle vil man også måtte ta høyde for elementer som restspenninger, tannfeil, spenningskonsentrasjoner og skjevstilling.

For Tresca skjærspenning sees det av Tabell 7 at spenningen synker innover i tannen. Fra noden i overflaten av elementet til noden midt på elementet synker spenningen fra 496 MPa til 341 MPa. Videre ned til noden i underkant av elementet synker spenningen til 283 MPa. Det blir en vurderingssak hvilken spenning som tilsvarer håndberegningen best, men i teorien er den største skjærspenningen beregnet å være i en avstand 0,0249 mm under overflaten og den største skjærspenningen fra Abaqus forekommer i overflaten. Spenningen fra Abaqus i en avstand under overflaten tilsvarende Excel på 0,0249 mm gir en Tresca-spenning på 341 MPa og dermed blir avviket noe lavere på 34 %. (31 % uten friksjon).

Generelt for Hertz-teori gjelder at $\tau_{maks} = 0,3 \cdot P_{maks}$, noe som gir $\tau_{maks} = 111$ MPa, noe som stemmer bra med resultatet oppnådd med (42). Det er også tidligere funnet at største skjærspenning opptrer $0,786 \cdot b$ mm under overflaten, noe som vil si 0,0249 mm i dette tilfellet. Dette stemmer også godt med beregningene gjort i denne oppgaven og grafen i vedlegg G.

En kommentar til avviket mellom Mises-spenningen og Tresca skjærspenning er at avviket mellom de to er noe mindre for håndberegningen i Excel enn analysen i Abaqus, men begge er godt innenfor kravet om avvik < 15 %.

2.4.3 Utmatting

Utmatting i kontaktanalyse er ingen enkel sak å forholde seg til og er et område hvor det gjøres en del forskning og utvikling. Det er utviklet et mangfold av ulike metoder for å kunne estimere levetiden på en mest mulig nøyaktig måte, men det er viktig å merke seg at dette kun er estimater. Beregningen brukt for utmatting her er muligens noe enkel til å kunne si noe sikkert rundt levetiden, i og med at det ikke er tatt høyde for noen form for defekter eller sprekker, og det kun er brukt den maksimale spenningsamplituden i beregningene.

Som nevnt tidligere i oppgaven feiler tannhjul som regel på grunn av slitasje og defekter som følge av blant annet manglende eller utilstrekkelig smøring og fremmedlegemer i kontaktflaten.

Overflaten blir over tid slitt, tannhjulet får en mer ujevn overføring, bøyemomentet blir større, sprekk dannes og vokser, og til slutt får man brudd. Det vil derfor også være interessant å se på utmatting ved LEFM-metode og se på levetid med sprekk i overflate og sprekk under overflaten. Det finnes tilfeller, når tannhjulet har en herdet overflate, hvor sprekkvekst starter rett innenfor herdesjiktet og vokser gjennom tannen derfra. Dette er lite gunstig da det ikke vil oppdages ved visuell inspeksjon av tannhjulet.

Siden utmattingsekspONENTEN b ikke var kjent ble denne beregnet via et ønsket antall belastningssyklus til brudd på 10 000 timer. Ved å gjøre eksperimenter på materialet kan man finne denne parameteren og dermed finne antall sykler til brudd, noe som er en mer vanlig måte å gjøre det på. Den oppnådde verdien for b ligger i intervallet hvor de fleste slike metaller ligger, så verdien kan være et godt utgangspunkt. Utmatningsberegningen har tatt utgangspunkt i at elektromotoren kjører på maksimal hastighet, noe som er konservativt da hastigheten sannsynligvis vil være noe lavere enn dette og dermed vil også levetiden være noe lengre.

2.4.4 Vurdering av forbedret design

Et av målene med redesign var å se på effekten av å lage et skreddersydd planetgir framfor å bruke en ferdigløsning fra leverandør. Skreddersydd planetgir med ringhjul maskinert eller limt inn i motorhuset gjør at planetgiret kan være noe større og dermed ha en større utveksling. Størrelsen ble økt ytterligere for å få en ønsket utveksling på 1:10. Dermed ble motorhuset noe bredere enn tidligere. Til gjengjeld ble det en del kortere, da dette planetgiret ble en del smalere enn ferdigløsningen. Samtidig så ble motorhuset redesignet til å være en del i stedet for to. Hvordan dette vil påvirke maskineringstid og produksjonskostnad er vanskelig å si, men det er uansett en fordel med færre deler, og med ett sammenhengende hus slipper man pakninger i overgangen mellom de to delene og skruer som holder de to delene sammen. I den eksisterende motoren er det også en avstandsbrakett for å kunne montere giret fast til motorhuset, noe som ikke trengs i den redesignede motoren. Med det eksisterende giret følger også et eget girhus og aksling og lagre. Denne akslingen og lagrene trengs ikke med ny løsning, og ved å droppe eget girhus inne i motorhuset spares en del vekt. Så selv om motorhuset har så å si uendret vekt vil antakelig totalsammenstillingen ha en lavere vekt, i hvert fall uten den nye clutch-løsningen.

Med innføring av clutch i elektromotoren vil motoren og giret være mer robust i forhold til overbelastning og det gjør at mindre sikkerhetsmarginer med hensyn til styrke kan aksepteres. Målsetning om enklere, mindre motor med færre deler vil sies å være oppnådd, med rom for ytterligere forbedringer som f.eks. optimalisert design av medbringerplate. Alternativ med utvidelse til to trinn gav stor økning i utveksling med liten økning i lengde på motoren. Trinn 2 har litt andre dimensjoner enn trinn 1 som følge av annet tannantall og modul, og ved montering må dette tas hensyn til.

Denne oppgaven har også i stor grad blitt et litteraturstudium av gir og girdesign. En må kombinere ulike standarder som AGMA og ISO, og det finnes lite litteratur som kombinerer ulike teorier og standarder. Dette er et felt hvor det gjøres en del forskning, og hvor det skjer mye utvikling. Spesielt utviklingen av elementmetodebaserte programmer de senere årene har lagt til rette for nye måter å beregne og dimensjonere tannhjul og gir på. Man kan blant annet se eksempler i bilindustrien hvor det stadig kommer nye modeller med nye og forbedrede girkasser. Mye av arbeidet rundt gir er erfaringsbasert og man må innhente informasjon fra ulike kilder om hva som fungerer bra og ikke. Girdesign er et såpass komplekst fagfelt at det som regel delegeres til egne selskaper som har spesialisert seg på nettopp dette, i stedet for å gjøre det i egen beregningsavdeling.

Diskusjonsdelen inneholder refleksjoner rundt fremgangsmåten som er brukt og resultatene som er oppnådd. Den endelige tannhjulegeometrien er kommentert etterfulgt av analysene for bøyespenning og kontaktspenning. Usikkerhetsmomenter og avvik i Lewis- og Hertz-analysene er diskutert og viktige momenter i utmattingsberegningen er vurdert. Avslutningsvis er redesignet kommentert og vurdert opp mot målsetning.

3 Oppsummering

I denne oppgaven er det utviklet et planetgir til en eksisterende elektromotor utviklet av Adigo for å erstatte den eksisterende girløsningen. Målet med oppgaven har vært å lage et redesignet gir som er skreddersydd til motoren og den aktuelle applikasjonen. Det har vært ønskelig å utvikle et gir med større utveksling og som tillater en motorsammenstilling med lavere vekt og med færre og enklere deler. Dette er blant annet oppnådd gjennom grundig valg av tannhjulsgeometri og tannprofil for å oppnå best mulig avveining mellom styrke og vekt/størrelse på planetgiret.

Designprosessen startet med å definere tannprofilen og tannhjulsgeometrien på tannhjulene ut fra de gitte inndataene; moment, hastighet og utveksling. Fra disse dataene ble det beregnet krefter, momenter og hastigheter for solhjulet, planethjulene og medbringerplaten. Videre ble spenningene i tannroten beregnet etter Lewis' bøyespenningsformel, og kontaktspenningene i tannflanken etter Hertz sin kontaktspenningsformel. Modul, tannantall og tannbredde ble endret gjennom mange iterasjoner for å oppnå tilfredsstillende verdier for tannhjulsgeometrien og spenningene. I forhold til tannhjulsgeometrien var det spesielt interferens og overdekning som ble kontrollert og at dimensjonene på giret stod i samsvar med det eksisterende motorhuset. I forhold til spenningene ble det dimensjonert ut fra en ønsket sikkerhetsfaktor for bøyespenning i tannroten og kontaktspenning i tannflanken på tannhullet under inngrep.

Det ble valgt en løsning med ett-trinns planetgir med tre planethjul og ett solhjul for enklest mulig tannhjulsveksel. Disse tannhjulene har en kombinasjon av tenner som gir minst mulig slitasje på tennene, noe som er viktig for å oppnå lengst mulig levetid på planetgiret. Tennene på solhullet har vært fokus for analysene, da disse vil oppleve flest belastningssyklus og ha de høyeste spenningene. Beregningene ble først gjort i Microsoft Excel som håndberegninger, og deretter ble en tilsvarende to-dimensjonal elementanalyse gjort i Abaqus. Det viste seg at den dimensjonerende spenningen var skjærspenningen etter Tresca i overflaten av tannen, og at denne var nesten halvparten så stor i håndberegningen som i Abaqus-analysen for stedet med høyest spenning. Abaqus viste en maksimal skjærspenning i overflaten på 496 MPa, mens håndberegningen gav en verdi på 224 MPa. Bøyespenningen ble derimot omtrent lik for Abaqus og håndberegning med kun 10 % avvik. Verdi for denne i Abaqus ble 93 MPa. Det ble for bøyning valgt en sikkerhetsfaktor på 1,56, og for overflateutmatting 1,25. Disse ble overholdt med sikkerhetsfaktor på 3,9 for bøyning og 2,6 for Tresca skjærkraft i overflaten.

Utmattingsberegninger ble også utført for levetid på 10 000 timer, men utfyllende materialdata er nødvendig for å oppnå et best mulig estimat.

Som følge av den nye girløsningen ble motorhuset i sin helhet redesignet. Det ble laget et enklere motorhus med færre deler, og med mulighet for forlengelse til to gir-trinn og implementering av clutch-funksjon. Oppsummert har elektromotoren til Adigo fått et nytt planetgir som gir en utveksling på 1:10,125 kontra 1:7 med eksisterende løsning. Med utgangspunkt i samme materiale vil det nye giret også ha bedre egenskaper i forhold til styrke og vekt. Motorhuset har blitt redesignet til å være én sammenhengende del i stedet for to deler, og dette motorhuset er noe bredere og noe kortere enn det gamle. En mulig clutch-løsning har også blitt implementert som beskyttelse mot høye momenter som kan ødelegge giret. Det er også foreslått en mulig utvidelse til to trinn på planetgiret for en større utveksling.

4 Videre arbeid

I videre arbeid med planetgiret vil det være interessant å se nærmere på formler utarbeidet av AGMA for bøyespenning og kontaktspenning, da disse har med en rekke tilleggsfaktorer for å ta høyde for de mange parameterne som spiller inn ved kontaktanalyse av tannhjul.

Det ble forsøkt å kjøre analyse med komplett planetgir i 2D og analyse med to tannhjul i 3D i Abaqus, men dette ble for tungt å beregne for datamaskinen som er brukt i arbeidet. Det kan derfor ved videre arbeid være interessant å kjøre disse analysene på en kraftigere datamaskin og sammenligne resultatene med 2D-analysene av to tannhjul.

Andre punkter som er interessante for videre arbeid:

- Ulike materialer på planetgirets tannhjul
- Integrere kulelagre i endelokk
- Optimalisere design av enkeltdeler med hensyn til styrke og vekt, eks. kulelagerholder, endelokk, og medbringerplate

5 Litteraturliste

- AGMA 901-A92 1992. A Rational Procedure for the Preliminary Design of Minimum Volume Gears.
- AGMA 2010-D04 2005. ANSI/AGMA 2101-D04:2005.
- BORESI, A. P. & SCHMIDT, R. J. 2003. *Advanced mechanics of materials*, John Wiley & Sons.
- BUCKINGHAM, E. 1949. *Analytical mechanics of gears*, New York, McGraw-Hill.
- BUDYNAS, R. G., SHIGLEY, J. E. & NISBETT, J. K. 2015. *Shigley's mechanical engineering design*, New York, McGraw-Hill.
- DOWLING, N. E., NARAYANASAMY, R. & PRASAD, K. S. 2013. *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*, Boston, Mass., Pearson Education.
- GOSS, V. G. A. 2013. Application of analytical geometry to the form of gear teeth. *Resonance*, 18, 817-831.
- HÄRKEGÅRD, G. 2004. *Dimensjonering av maskindeler*, Trondheim, Tapir akademisk forl.
- JUVINALL, R. C. & MARSHEK, K. M. 2012. *Fundamentals of machine component design*, New York, John Wiley and Sons.
- KAWALEC, A. & WIKTOR, J. 2001. Analysis of strength of tooth root with notch after finishing of involute gears. *Archive of Mechanical Engineering*, Vol. 48, nr 3, 217-248.
- KOHARA GEAR INDUSTRY CO., L. Gear Technical Reference - The role gears are playing.
- MACHINERYLUBRICATION.COM. feb 2015. *Figure 3* [Online]. Available: <http://www.machinerylubrication.com/Read/150/gear-failures>.
- MILELLA, P. P. 2013. *Fatigue and Corrosion in Metals*, Milano, Springer Milan.
- MTFCA.COM. feb 2015. Available: <http://www.mtfca.com/discus/messages/50893/75340.html?1229458163>.
- NEK EN 61400-4 2013. Wind turbines -- Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes.
- NIEMANN, G., WINTER, H. & HÖHN, B.-R. 2005. *Maschinenelemente*, Berlin, Springer.
- NS5001:1969 Tannhjul - Basisprofil for sylindriske tannhjul.
- THAULOW & VALBERG 2012. Plastisk deformasjon og brudd. Trondheim: NTNU.
- WIKIPEDIA. mars 2015. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Von_Mises_yield_criterion.

6 Vedlegg

Vedlegg A: Oppsett av analyse i Abaqus

I dette vedlegget er fremgangsmåte for analysene i Abaqus presentert og kort beskrevet. Prosessen starter med å lage en modell av tannhjulene i Autodesk Inventor 2013, da det er vesentlig enklere å få til et bra tannhjul der enn i Abaqus. Tannhjulene modelleres opp med data fra Exelarket, dvs. med tannantallet, tannbredden og modulen. Deretter eksporteres modellen som en 2d-skisse i igs-format, som så kan hentes inn i Abaqus. Det ble laget en ny «model» i Abaqus, hvor skissen som ble laget i Autodesk Inventor ble importert.

Part

Deretter ble det laget en ny “part” og i skissevisning legges den importerte skissen til via «add sketch». Siden denne skissen er tegnet i «mm» må resten av dataene konsekvent velges med SI-enheter og «mm». Dvs. newton(N) for krefter, newtonmillimeter(Nmm) for moment og elastisitetsmodulen i $N/mm^2 = MPa$.

Properties

Under properties bles materialdataene lagt til under «create material».

Tetthet: 7,8 (kg/mm^3)

E-modul: 206 000 (MPa)

Tverrkontraksjonstall: 0,3

Når materialet var opprettet ble det laget en ny «section» av type «solid» og «homogeneous», og det nylig opprettede materialet ble valgt. Denne «sectionen» blir så tildelt tannhjulet ved «assign section».

Assembly

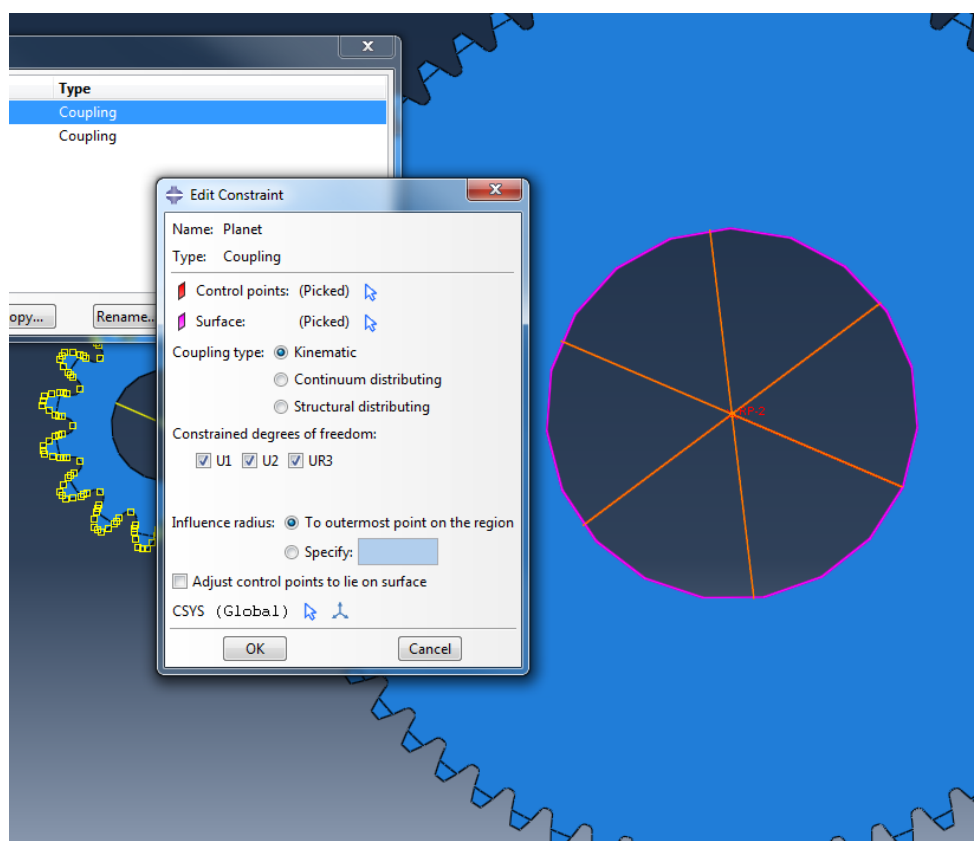
Det første tannhjulet ble plassert i origo, og det andre med «auto-offset». Det andre tannhjulet ble så plassert i riktig posisjon ved hjelp av «rotate» og «translate».

Step

Så ble det opprettet tre steg for analysen, i tillegg til det initielle steget. Det første steget for å opprette kontakt mellom de to kontaktflatene, det andre steget for å påføre momentet, og det tredje steget for rotasjonen. Ved å ikke gjøre disse operasjonene i samme steget kan man unngå en del potensielt krøll. Stegene er av type «static, general» med automatisk inkrementstørrelse mellom 0,00001 og 1, og maksimalt antall inkrementer på 100. Unntaket er siste steget med rotasjon som har fast størrelse på inkrementene. Dette fordi det er interessant å kontrollere antall inkrement i forhold til hvor langt tannhjulet skal rotere i et gitt tidsrom. «nlgeom» ble satt til «on», da kontaktanalyser innebærer ikke-lineær analyse, og at man ikke kan forutsette små deformasjoner.

Interaction

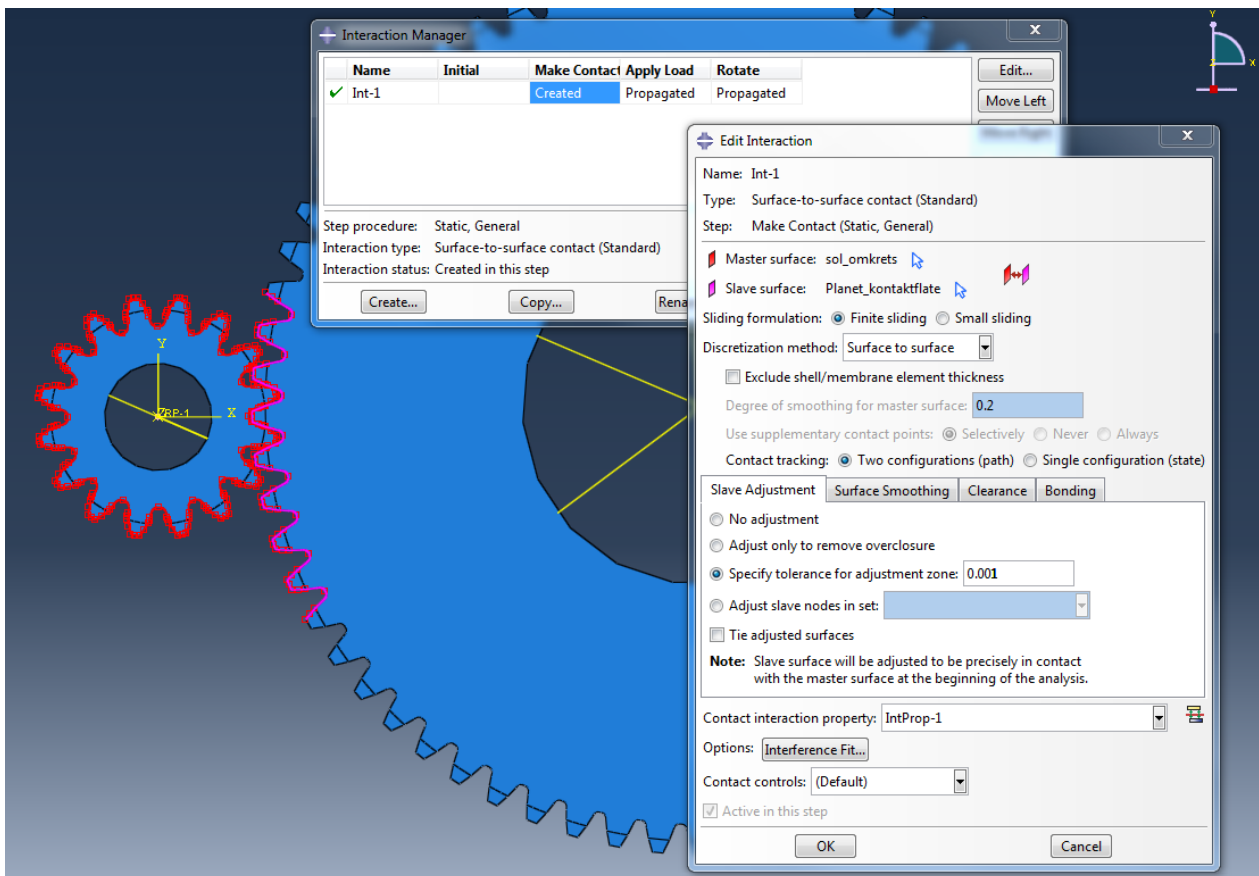
Kontakten mellom de to tannhjulene ble så definert, og også hvordan tannhjulene beveger seg. Ved å legge til et referansepunkt i senter av hvert hjul kan det brukes som en kobling til resten av geometrien på tannhjulet. Det vil si at frihetsgradene på tannhjulsgemetrien er koblet til frihetsgradene til senternoden. Dermed kan det påføres en rotasjon i senternoden, og tannhjulet vil rotere. Denne koblingen ble lagt til ved «create constraint» og «coupling» av type «kinematic». Det ble da valgt en referansenode og en overflate (slave), og hvilke frihetsgrader som skulle være koblet. Her ble referansepunktet i senter av tannhjulet valgt som referansenode, og innsiden av hullet i tannhjulet ble valgt som slave. Frihetsgradene som ble koblet var forskyvning i x-retning og y-retning, og rotasjon om senteraksen.



For kontaktdefinisjonen ble det valgt «surface-to-surface»-kontakt. Overflaten på det ene tannhjulet ble valgt som master og overflaten på det andre som slave. Siden det primært er ett inngrep som er studert er det ikke nødvendig å velge hele omkretsen til tannhjulet, men det holder å velge et utsnitt. «Finite sliding»-formulering er valgt.

Under «slave adjustment» er det valgt en toleranse på 0,001, som vil si at kontaktflatene vil opprette kontakt selv om det er en liten glippe mellom dem. Denne bør med fordel være minst mulig.

«Interaction property» må også defineres i en kontaktdefinisjon. Her ble det valgt «tangential behavior» til «penalty», og en friksjonskoeffisient på 0,2. For «normal behavior» er det valgt «hard contact».

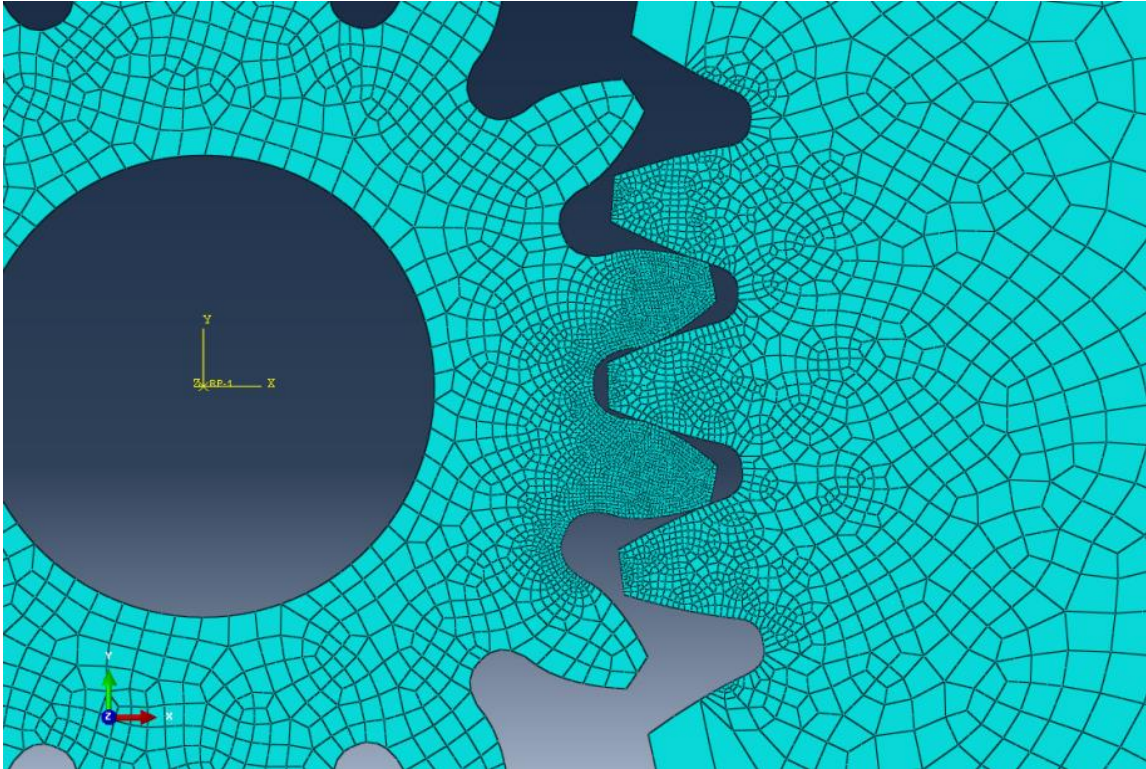


Load

Lasten som er satt på er et moment i senternoden på det ene tannhjulet. (solhjulet) I tillegg er det satt på «boundary conditions» i senternodene på begge tannhjulene som hindrer translasjon i x-retning og y-retning, men tillater rotasjon rundt senteraksen. Samtidig som det ene tannhjulet har et påført moment roteres det andre hjulet (planethjulet) en bestemt vinkel ved hjelp av grensebetingelser.

Mesh

Det er valgt et elementnett av CPS8R-elementer som er andreordens element (quadratic) for plan spenningstilstand og med redusert integrasjonsmetode. Elementstørrelsen på solhjulet er valgt til å være 0,35 mm generelt, med noe finere elementnett på tennene som er i inngrep. Her er elementstørrelsen 0,05 mm. På planethjulet er det valgt en generell størrelse på 5 mm og 0,08 mm på tennene i inngrep.



Job

En ny jobb ble så opprettet og jobben kjørt.

JOB TIME SUMMARY

USER TIME (SEC) = 880.30
SYSTEM TIME (SEC) = 25.500
TOTAL CPU TIME (SEC) = 905.80
WALLCLOCK TIME (SEC) = 929

Number of elements: 7 606

Number of nodes: 23 198

Visualization

Når jobben hadde kjørt ferdig ble resultatet åpnet i «visualization». Her ble de ulike kreftene, momentene og spenningene studert. I tillegg er det interessant å få ut grafer av ulike parametere som f.eks. Tresca-spenningen gjennom inngrepet og på ulike punkter på tannen. Dette ble gjort med «create xy data».

ENGINEERING INFORMATION

SPUR GEARS

LEWIS FORMULA (Barth Revision)

Gear failure can occur due to tooth breakage (tooth stress) or surface failure (surface durability) as a result of fatigue and wear. Strength is determined in terms of tooth-beam stresses for static and dynamic conditions, following well established formula and procedures. Satisfactory results may be obtained by the use of Barth's Revision to the Lewis Formula, which considers beam strength but not wear. The formula is satisfactory for commercial gears at Pitch Circle velocities of up to 1500 FPM. It is this formula that is the basis for all Boston Spur Gear ratings.

METALLIC SPUR GEARS

$$W = \frac{SFY}{P} \left(\frac{600}{600 + V} \right)$$

- W = Tooth Load, Lbs. (along the Pitch Line)
- S = Safe Material Stress (static) Lbs. per Sq. In. (Table II)
- F = Face Width, In.
- Y = Tooth Form Factor (Table I)
- P = Diametral Pitch
- D = Pitch Diameter
- V = Pitch Line Velocity, Ft. per Min. = .262 x D x RPM

For NON-METALLIC GEARS, the modified Lewis Formula shown below may be used with (S) values of 6000 PSI for Phenolic Laminated material.

$$W = \frac{SFY}{P} \left(\frac{150}{200 + V} + .25 \right)$$

TABLE II—VALUES OF SAFE STATIC STRESS (s)

Material	(s) Lb. per Sq. In.
Plastic	5000
Bronze	10000
Cast Iron	12000
.20 Carbon (Untreated).....	20000
.20 Carbon (Case-hardened).....	25000
.40 Carbon (Untreated).....	25000
.40 Carbon (Heat-treated).....	30000
.40 C. Alloy (Heat-treated).....	40000

Max. allowable torque (T) that should be imposed on a gear will be the safe tooth load (W) multiplied by $\frac{D}{2}$ or $T = \frac{W \times D}{2}$

The safe horsepower capacity of the gear (at a given RPM) can be calculated from $HP = \frac{T \times RPM}{63,025}$ or directly from (W) and (V);

$$HP = \frac{WV}{33,000}$$

$$\text{For a known HP, } T = \frac{63025 \times HP}{RPM}$$

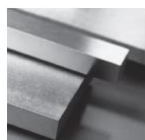
TABLE I TOOTH FORM FACTOR (Y)

Number of Teeth	14-1/2° Full Depth Involute	20° Full Depth Involute
10	0.176	0.201
11	0.192	0.226
12	0.210	0.245
13	0.223	0.264
14	0.236	0.276
15	0.245	0.289
16	0.255	0.295
17	0.264	0.302
18	0.270	0.308
19	0.277	0.314
20	0.283	0.320
22	0.292	0.330
24	0.302	0.337
26	0.308	0.344
28	0.314	0.352
30	0.318	0.358
32	0.322	0.364
34	0.325	0.370
36	0.329	0.377
38	0.332	0.383
40	0.336	0.389
45	0.340	0.399
50	0.346	0.408
55	0.352	0.415
60	0.355	0.421
65	0.358	0.425
70	0.360	0.429
75	0.361	0.433
80	0.363	0.436
90	0.366	0.442
100	0.368	0.446
150	0.375	0.458
200	0.378	0.463
300	0.382	0.471
Rack	0.390	0.484

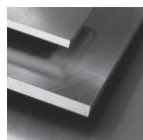
Steel grade

Material No. / Werkstoff-Nr.	PREMIUM 1.7131
Description	16MnCr5, EC 80
AISI/SAE	5115
Search for alternatives in the ABRAMS STEEL GUIDE*	www.steel-guide.eu/alternatives/5115

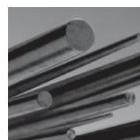
Specifications



Precision flat steel with machining allowance [PFS/BA]
L: 1.000 mm



€co-Präz 500 [€co]
L: 500 mm



Round steel [RS]
black
L: 500 mm
L: 1.000 mm

Chemical composition AISI/SAE 5115 (reference value %)

C	Si	Mn	P	S	Cr
0,14 - 0,19	0 - 0,4	1,0 - 1,3	0 - 0,025	0 - 0,035	0,8 - 1,1

Physical properties

Hardness (delivery condition)	max. 217 HB, annealed			
Tensile strength R_m (as received condition)	approx. 720 N/mm ²			
Working hardness	max. 60 HRC (surface hardness)			
Thermal expansion coefficient $10^{-6} m/(m \cdot K)$	20 - 100°C	20 - 200°C	20 - 300°C	20 - 400°C
	11,5	12,5	13,3	13,9
Thermal conductivity $W/(m \cdot K)$	20°C			
	44,0			

Technical properties

Cold work and plastic mould steel (group of case hardening steel) with the objective of high surface hardness with core toughness. Excellent machinability, good cold hobbing and polishing properties. The tensile strength is a result of the combination of hardened surface and tough core.

Applications

Machine construction, jig construction, plant engineering, apparatus engineering, plastic processing, plastic moulds, plastic squeezing moulds, synthetic resin moulds, base plates, bending bars, guide columns, gear parts, joint parts, shafts, gears, rods, bevel gears, crown wheels, piston pins, camshafts, bolts, pins, cardan joints.

Heat treatment

	Temperature	Cooling	Hardness
Soft annealing	650 - 700°C	Furnace	max. 217 HB
	Temperature	Quenching in	
Hardening			
Core hardening	860 - 900°C	Oil, hot basin (160 - 250°C)	
Surface hardening	780 - 820°C	Oil, hot basin (160 - 250°C)	
	Temperature	Cooling	
Tempering	150 - 200°C	Air	

ABRAMS PREMIUM STEEL

is a registered trademark of
Abrams Engineering Services GmbH & Co. KG
Hannoversche Str. 38 · 49084 Osnabrueck / Germany
Managing Director: Dipl.-Wi.-Ing. Dr. Juergen Abrams

Amtsgericht Osnabrueck / Germany, HRA 6865
VAT-No.: DE 221940667
General Partner: Abrams Engineering Verwaltungs GmbH
Amtsgericht Osnabrueck / Germany, HRB 20019

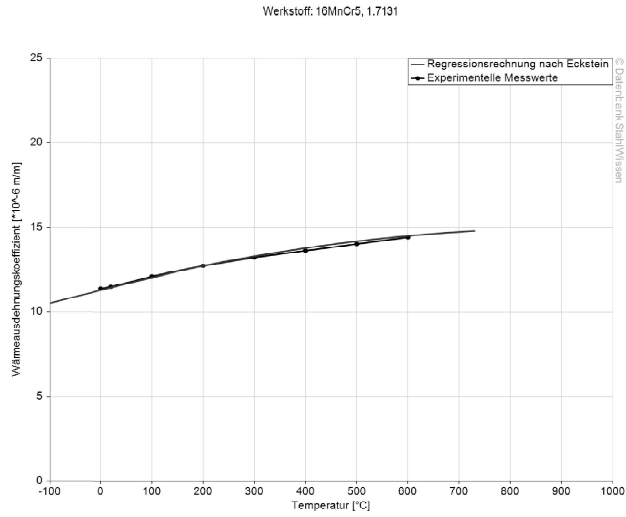
T: +49 (0) 5 41/3 57 39-0
F: +49 (0) 5 41/3 57 39-39

sales@premium-steel.eu
www.premium-steel.eu
www.shop.premium-steel.eu
www.steel-guide.eu

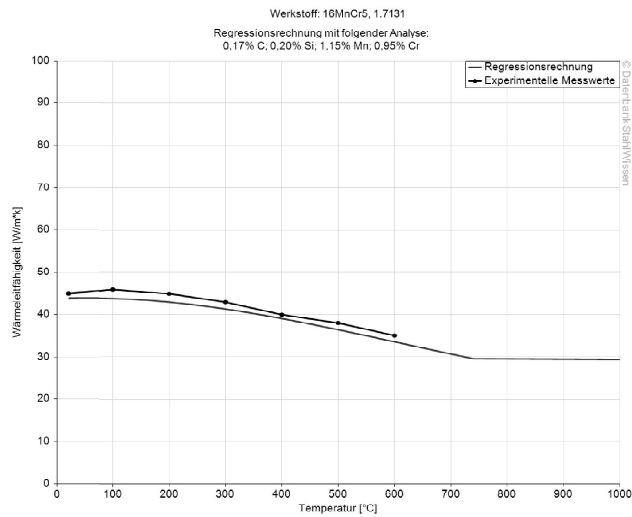
www.premium-steel.eu/news



Thermal expansion coefficient diagram

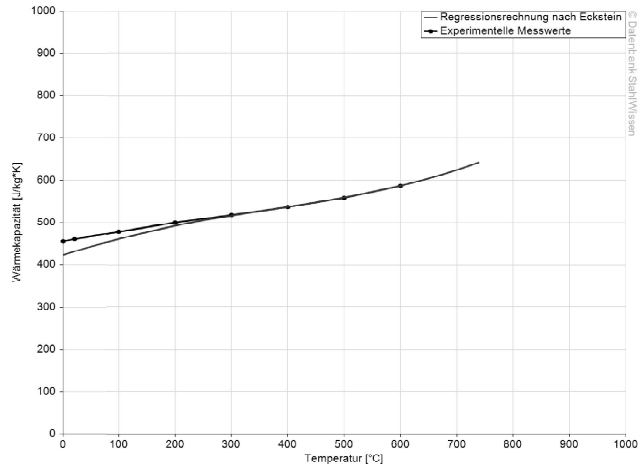


Thermal conductivity diagram



Thermal capacity diagram

Werkstoff: 16MnCr5, 1.7131



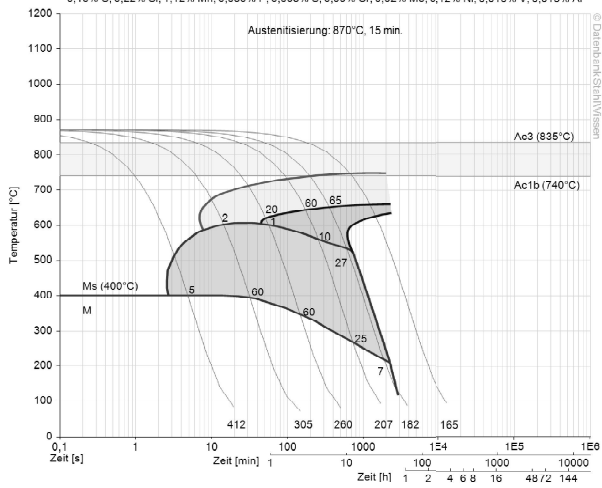
Continuous ZTU-diagrams

Werkstoff: 16MnCr5, 1.7131

Schmelzanalyse:

0,16% C, 0,22% Si, 1,12% Mn, 0,030% P, 0,008% S, 0,99% Cr, 0,02% Mo, 0,12% Ni, 0,010% V, 0,015% Al

Austenitisierung: 870°C, 15 min.



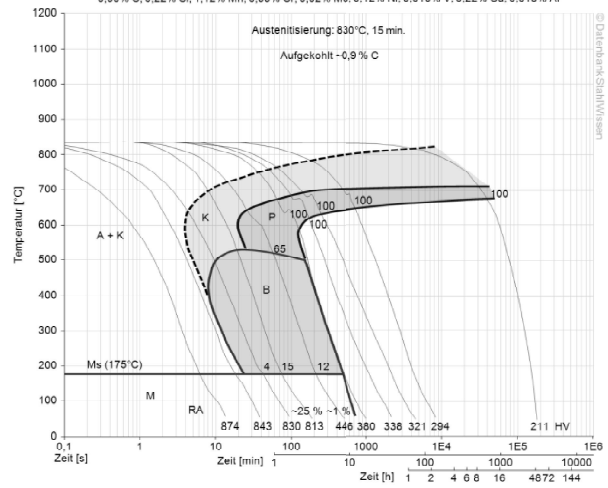
Werkstoff: 16MnCr5, 1.7131

Schmelzanalyse:

0,00% C, 0,22% Si, 1,12% Mn, 0,00% Cr, 0,02% Mo, 0,12% Ni, 0,010% V, 0,22% Cu, 0,015% Al

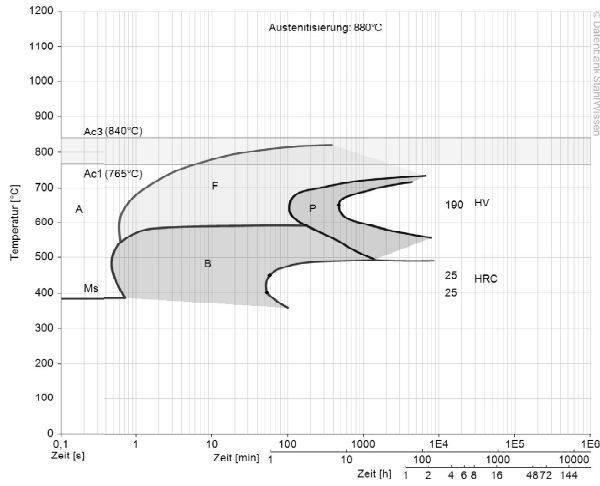
Austenitisierung: 830°C, 15 min.

Aufgekohlt -0,9% C



Isothermal ZTU-diagram

Werkstoff: 10MnCr5, 1.7131



The data shown here is to be used only as an indication of the statistics, thus we accept no liability.
Diagrams are taken from Datenbank StahlWissen Dr. Sommer Werkstofftechnik
Issued: 2012

ABRAMS PREMIUM STEEL

is a registered trademark of
Abrams Engineering Services GmbH & Co. KG
Hannoversche Str. 38 · 49084 Osnabrueck / Germany
Managing Director: Dipl.-Wi.-Ing. Dr. Juergen Abrams

Amtsgericht Osnabrueck / Germany, HRA 6865
VAT-No.: DE 221940667
General Partner: Abrams Engineering Verwaltungs GmbH
Amtsgericht Osnabrueck / Germany, HRB 20019

T: +49 (0) 5 41/3 57 39-0
F: +49 (0) 5 41/3 57 39-39

sales@premium-steel.eu
www.premium-steel.eu
www.shop.premium-steel.eu
www.steel-guide.eu

www.premium-steel.eu/news



Vedlegg D: Excelark med beregninger

Norsk	Engelsk	Symbol	Enhet	Verdi	Verdi	Verdi	Verdi
Ant. tenner	Number of teeth	Z	tenner	16	65	146	30,375
Modul	Module	m	mm	0,75	0,75	0,75	
Delesirkel diameter	Pitch circle	d	mm	12	48,75	109,5	
Delesirkel radius	Pitch radius	r	mm	6	24,375	54,75	
Toppirkel	Top circle	d,a	mm	13,5	50,25	108	
Fotsirkel	Root diameter	d,f	mm	10,125	46,875	111,375	
Ytre diameter ringhjul	Outer diameter ring gear	d,k	mm			115	
Tykkelse ringhjul (tannkrans)	Rim thickness	t,R	mm			1,8125	
Kontroll							
Kontroll av tanntall				5,33	21,67	48,67	54,000
				Ikke printtall	Printtall	Ikke printtall	
Z,p/Z,s		m,g		4,06			
Minimum antall tenner solhjul	Min # of teeth sun wheel	Z,s_min		15,47			
Maximum ant tenner planeten	Max # of teeth planet wheel	Z,p_max			101,07		
Tannprofil							
Breddefaktor, tann	Tooth width factor	λ	-	22	22	22	
Tannbredde	Face width	w	mm	16,5	16,5	16,5	
Tanntykkelse	Tooth thickness	s	mm	1,141	1,141	1,141	
Tannhøyde	Working depth	h	mm	1,6875	1,6875	1,6875	
Tannluken	Width of space	e	mm	1,216	1,216	1,216	
Tanntopphøyde (addendum)	Addendum	h,a	mm	0,75	0,75	0,75	
Tannfothøyde (dedendum)	Dedendum	h,f	mm	0,9375	0,9375	0,9375	
Radiell klaring	Clearance	c	mm	0,1875	0,1875	0,1875	
Flankeklaring	Face clearance (backlash)	j	mm	0,075	0,075	0,075	
Tannhjulsgometri							
Inngrepsvinkel	Pressure angle	α	grader	20	20	20	
		α	radianer	0,349	0,349	0,349	
Omkretsdeling		p	mm/tann	2,356	2,356	2,356	
Grunnsirkelradien	Base radius	r,b	mm	5,638	22,905	51,448	
Grunnsirkeldelingen		ρ,b	-	0,962	0,962	0,962	
Krumningsradius	Radius of curvature	ρ	mm	2,052	8,337	18,726	
Ekvivalent krumningsradius	Equivalent radius of curvature	ρ,e	1/mm	1,646763653			
				5,768551			
Inngrepslengde	Mesh length	g	mm	1,63167			
				1,63949			
Overdekningen	Contact ratio	ϵ	-	0,845	0,852	0,853	
				1,697			
				1,705			
Interferens	Interference	hs		10,326			
		vs		16,404			
				27,731			
				72,237			
Krav hs <= vs				17,405			
				55,833			
Materialdata				16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5*	Ferrium C64
E-modul	Young's modulus	E	MPa	206000	206000	206000	200000
Tverrkontraksjonstall	Poisson's ratio	ν	-	0,3	0,3	0,3	0,3
Flytespenning	Yield strength	σ_{ys}	MPa	588	588	735	1372
Strekkfasthet	Ultimate Tensile strength	Rm	MPa	785	785	1030	1579
Hardhet	Hardness	HB	HB	380	380	380	468
Overflatestyrke	Surface fatigue strength	σ_s	MPa	1390	1390	1290	1700
Bruddseighet	Fracture Toughness	K,IC	MPa*rot(m)	0	0	0	93,4
Forlengelse	Elongation	el	%	0	0	0	18
	Reduction of Area	RA	%	8	8	5	75
Skjærstyrke	Shear strength	S	MPa	339,48	339,48	424,35	792,12
Skjærmodul	Shear modulus	G	MPa	79231	79231	79231	76923
Planetgir							
Moment	Torque	T	Nm	5,5	-14,598	-49,184	54,574
Omdreiningshastighet	Velocity (RPM)	ω	1/min	3000	-738,46	0	296,3
Delesirkelastighet	Pitch line velocity	V	m/s	1,885	-1,885	0	0,942
Vinkelastighet	Angular velocity	ω,a	rad/s	314,159	-77,33	0	31,028
Effekt	Power	P	W	275,00	179,667	0	269,5
Antall planeten	Number of planets	n,p	-	-	3	-	-
Vinkel mellom planeter	Angle between planets	β	grader	120			
Virkningsgrad	Efficiency	η,sp	-	0,98			
				0,98			
Krefter							
Kraft	Force	F	N	305,56	305,56	305,56	
Kraft, tangentiell komponent	Tangential force	F,t	N	287,128	287,128		
Kraft, separerende	Separating force	F,s	N	104,506	104,506		
Kraftoverføring	Transmitted load	W,t	N	291,784			

Oversetning/utveksling	Ratio	i	-	-4,0625		
		i	-		2,246	
		i	-		10,125	
Virkningsgrad	Efficiency	η	-	0,985		
		m,g*	-	-3,063		

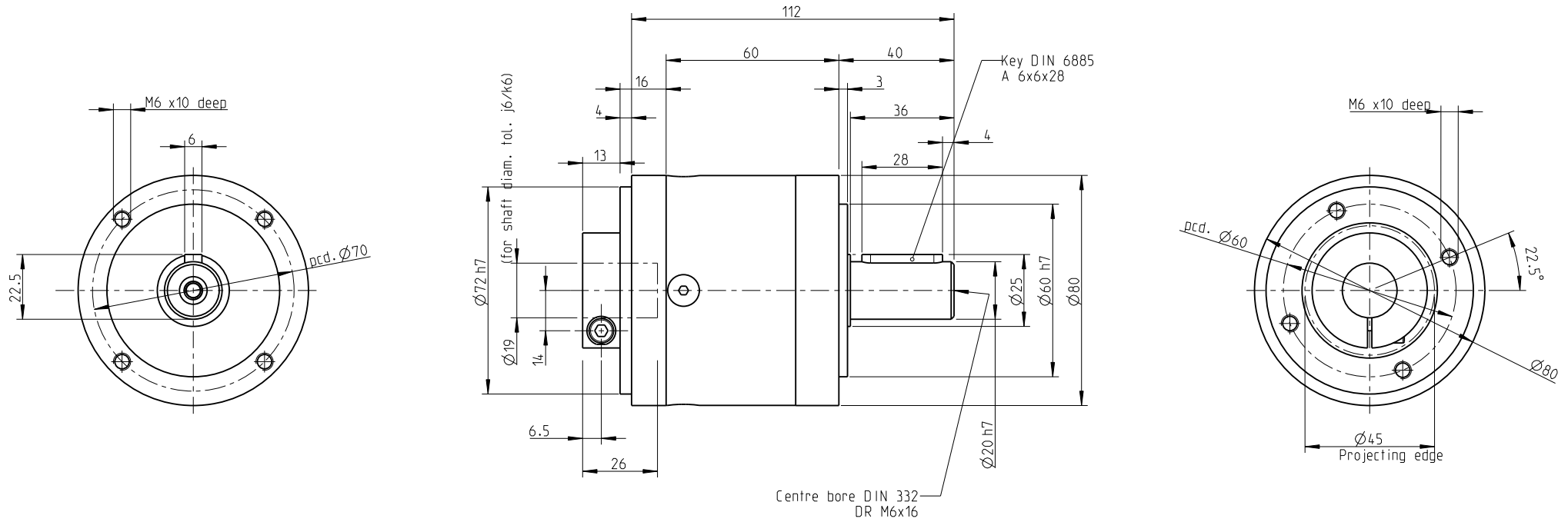
Lewis bending equation				<i>Solhjul</i>	<i>Planethjul</i>	<i>Ringhjul</i>	
Lewis formfaktor	Lewis form factor	Y	-	0,295	0,425	0,458	*tabell
Dynamisk faktor	Dynamic (velocity) factor	Kv	-	1,309	1,309	1,309	
Lewis Bøyemoment	Lewis Tooth bending stress	σ_b	MPa	102,96	71,46	0,00	
Tillatt bøyemoment	Allowable bending stress	σ_{b_maks}	MPa	400,00	400,00	343,33	Fra maedler
Sikkerhetsfaktor	Safety factor	f	-	3,89	5,60		

Hertz kontaktspenning				<i>Solhjul-Planethjul</i>			
<i>- mellom sol og planet</i>							
Halvvidde	Halfwidth	b	mm	0,0316701			
Største kontaktrykk	Largest surface pressure	P,max	MPa	372,3			
Sikkerhetsfaktor, flyt	Safety factor, yield	f,P_ys	-	1,580			
Sikkerhetsfaktor, styrke	Safety factor, surface strength	f,P	-	3,734			
Spenningskomponenter							
Avstand fra overflaten	Depth below surface	z	mm	0,025			
Spenning i x-retning	Principal stress, x	σ_x	MPa	-108,51			
Spenning i y-retning	Principal stress, y	σ_y	MPa	-69,07			
Spenning i z-retning	Principal stress, z	σ_z	MPa	-292,63			
Skjærspenning, xz	Shear stress, xz	τ_{xz}	MPa	0,00			
Skjærspenning, yz	Shear stress, yz	τ_{yz}	MPa	111,78			
Skjærspenning, xy	Shear stress, xy	τ_{xy}	MPa	0,00			
Hovedspenning 1	Principal stress in 1 direction	σ_1	MPa	-69,07			
Hovedspenning 2	Principal stress in 2 direction	σ_2	MPa	-108,51			
Hovedspenning 3 = sigma _z	Principal stress in 3 direction	σ_3	MPa	-292,63			
Maksimal skjærspenning	Maximum shear stress	τ_{maks}	MPa	111,78			
Misesspenning	Mises equivalent stress	σ_e	MPa	206,68			
Sikkerhetsfaktor flyt, Mises	Safety factor yield, Mises	f,y_mises	-	2,845			
Mises skjærspenning	Mises shear stress	τ_e	MPa	119,33			
Tresca skjærspenning	Tresca shear stress	τ_{tresca}	MPa	223,56			
Sikkerhetsfaktor flyt, Tresca	Safety factor yield, Tresca	f,y_tresca	-	2,630			
Differanse Mises - Tresca	Difference Mises - Tresca	delta_mt		8 %			
Hertz kontaktspenning	Hertz stress	σ_w	MPa	728,3			
		r1	mm	2,052			
		r2	mm	8,337			
Elastisk konstant	Elastiv constant	Z,E	rot(MPa)	189,812			
Sikkerhetsfaktor, flyt	Safety factor, yield	f,H_ys	-	0,807			
Sikkerhetsfaktor, styrke	Safety factor, surface strength	f,H	-	1,909			

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2	Norsk	Engelsk	Symbol	Enhet	Verdi	Verdi	Verdi	Verdi
3	Ant. tenner	Number of teeth	Z	tenner	16	65	=2*F3+E3	
4	Modul	Module	m	mm	0,75	=E4	=E4	
5	Delesirkel diameter	Pitch circle	d	mm	=E4*E3	=F4*F3	=G4*G3	
6	Delesirkel radius	Pitch radius	r	mm	=E5/2	=F5/2	=G5/2	=(E6+G6)/2
7	Topp sirkel	Top circle	d,a	mm	=E5+2*E26	=F5+2*F26	=G5-2*G26	
8	Fotsirkel	Root diametre	d,f	mm	=E5-2*E27	=F5-2*F27	=G5+2*G27	
9	Ytre diameter ringhjul	Outer diametre ring gear	d,k	mm			115	
10	Tykkelse ringhjul (tannkrans)	Rim thickness	t,R	mm			=(G9-G8)/2	
11								
12	Kontroll							
13	Kontroll av tanntall				=E3/3	=F3/3	=G3/3	=(E3+G3)/F72
14					=HVIS(E3=2;"Primtall";HVIS(OG(REST(E3;RAD(INDIREKTE ("2:"&AVRUND.OPP(ROT(E3;0))))>0)=SANN;"Primtall";"Ikke primtall"))	=HVIS(F3=2;"Primtall";HVIS(OG(REST(F3;RAD(INDIREKTE ("2:"&AVRUND.OPP(ROT(F3;0))))>0)=SANN;"Primtall";"Ikke primtall"))	=HVIS(G3=2;"Primtall";HVIS(OG(REST(G3;RAD(INDIREKTE ("2:"&AVRUND.OPP(ROT(G3;0))))>0)=SANN;"Primtall";"Ikke primtall"))	
15	Z,p/Z,s		m,g		=F3/E3			
16	Minimum antall tenner solhjul	Min # of teeth sun wheel	Z_s_min		=((2/((1+2*E15)*(SIN(E33))^2))*(E15+ROT(E15^2+(1+2*E15)*(SIN(E33))^2)))			
17	Maximum ant tenner planethjul	Max # of teeth planet wheel	Z_p_max			=(AVRUND.OPP(E16;0)^2*SIN(E33)^2-4)/(4-2*AVRUND.OPP(E16;0)*SIN(E33)^2)		
18								
19								
20	Tannprofil							
21	Breddefaktor, tann	Tooth width factor	λ	-	22	=E21	=E21	
22	Tannbredde	Face width	w	mm	=E21*E4	=F21*F4	=G21*G4	
23	Tanntykkelse	Tooth thickness	s	mm	=E34/2-E29/2	=F34/2-F29/2	=G34/2-G29/2	
24	Tannhøyde	Working depth	h	mm	=2,25*E4	=2,25*F4	=2,25*G4	
25	Tannluken	Width of space	e	mm	=E34/2+E29/2	=F34/2+F29/2	=G34/2+G29/2	
26	Tanntoppshøyde (addendum)	Addendum	h,a	mm	=1*E4	=1*F4	=1*G4	
27	Tannfothøyde (dedendum)	Dedendum	h,f	mm	=1,25*E4	=1,25*F4	=1,25*G4	
28	Radiell klaring	Clearance	c	mm	=0,25*E4	=0,25*F4	=0,25*G4	
29	Flankekling	Face clearance (backlash)	j	mm	=0,1*E4	=0,1*F4	=0,1*G4	
30								
31	Tannhjulsgometri							
32	Inngrepsvinkel	Pressure angle	α	grader	20	=E32	=E32	
33			α	radianer	=E32*PI()/180	=E33	=E33	
34	Omkringsdeling		p	mm/tann	=PI()*E5/E3	=PI()*F5/F3	=PI()*G5/G3	
35	Grunnsirkelradien	Base radius	r,b	mm	=(E6*COS(E33))	=(F6*COS(E33))	=(G6*COS(E33))	
36	Grunnsirkeldivingen		p,b	-	=PI()*E4*COS(E32)	=PI()*F4*COS(F32)	=PI()*G4*COS(G32)	
37	Krumningsradius	Radius of curvature	ρ	mm	=E6*SIN(E33)	=F6*SIN(E33)	=G6*SIN(E33)	
38	Ekvivalent krumningsradius	Equivalent radius of curvature	ρ,e	1/mm	=1/(1/E37+1/F37)			
39						=1/(1/F37+1/G37)		
40	Inngrepslengde	Mesh length	g	mm	=E36*E43			
41						=G36*F44		
42	Overdekningen	Contact ratio	ε	-	=(1/(PI()*COS(E32)))*(E3*SIN(E32)/2)*(ROT(1+(4/(E3*SIN(E32)^2))+4/(E3^2*SIN(E32)^2))-1)	=(1/(PI()*COS(F32)))*(F3*SIN(F32)/2)*(ROT(1+(4/(F3*SIN(F32)^2))+4/(F3^2*SIN(F32)^2))-1)	=(1/(PI()*COS(G32)))*(G3*SIN(G32)/2)*(ROT(1+(4/(G3*SIN(G32)^2))+4/(G3^2*SIN(G32)^2))-1)	
43					=E42+F42			
44						=F42+G42		

	A	B	C	D	E	F	G	H
45								
46	Interferens	Interference		hs	$=ROT((F7/2)^2-F35^2)$			
47						$=ROT((G7/2)^2-G35^2)$		
48				vs	$=(E6+F6)*SIN(E32)$			
49						$=(F6+G6)*SIN(F32)$		
50	Krav hs <= vs				$=E48-E46$			
51						$=F49-F47$		
52								
53	Materialdata				16MnCr5	16MnCr5	16MnCr5*	Ferrium C64
54	E-modul	Young's modulus	E	MPa	206000	206000	206000	200000
55	Tverrkontraksjonstall	Poisson's ratio	v	-	0,3	0,3	0,3	0,3
56	Flytespenning	Yield strength	σ_{ys}	MPa	588	588	735	1372
57	Strekfasthet	Ultimate Tensile strength	Rm	MPa	785	785	1030	1579
58	Hardhet	Hardness	HB	HB	380	380	380	468
59	Overflatestyrke	Surface fatigue strength	σ_s	MPa	1390	1390	1290	1700
60	Bruddseighet	Fracture Toughness	K _{IC}	MPa*rot(m)	0	0	0	93,4
61	Forlengelse	Elongation	el	%	0	0	0	18
62		Reduction of Area	RA	%	8	8	5	75
63	Skjærstyrke	Shear strength	S	MPa	$=E56/ROT(3)$	$=F56/ROT(3)$	$=G56/ROT(3)$	$=H56/ROT(3)$
64	Skjærmodul	Shear modulus	G	MPa	$=E54/(2*(1+E55))$	$=F54/(2*(1+F55))$	$=G54/(2*(1+G55))$	$=H54/(2*(1+H55))$
65								
66	Planetgir							
67	Moment	Torque	T	Nm	5,5	$=-2*E78*E74*(F6/1000)$	$=-(E3+2*F3)/E3*E67*E74$	$=-2*((E3+F3)/E3)*E67*E74$
68	Omdreiningshastighet	Velocity (RPM)	ω	1/min	3000	$=E68*1/E83$	0	$=E68*1/E85$
69	Delesirkelshastighet	Pitch line velocity	V	m/s	$=PI()*E5*E68/60000$	$=PI()*F5*F68/60000$	0	$=E69/2$
70	Vinkelshastighet	Angular velocity	ω_a	rad/s	$=(2*PI()*E68)/60$	$=(2*PI()*F68)/60$	0	$=(E70*E6)/(2*(E6+F6))$
71	Effekt	Power	P	W	$=E67*E70/(2*PI())$	$=(F67*F70)/(2*PI())$	$=G67*G70$	$=H67*H70/(2*PI())$
72	Antall planethjul	Number of planets	n,p	-	-	3	-	-
73	Vinkel mellom planeter	Angle between planets	β	grader		$=360/F72$		
74	Virkningsgrad	Efficiency	η_{sp}	-	0,98			
75						0,98		
76								
77	Krefter							
78	Kraft	Force	F	N	$=E67*1000/(E6*F72)$	$=E78$	$=F78$	
79	Kraft, tangentiell komponent	Tangential force	F,t	N	$=COS(E33)*E78$	$=COS(E33)*F78$		
80	Kraft, separerende	Separating force	F,s	N	$=E79*TAN(E33)$	$=F79*TAN(E33)$		
81	Kraftoverføring	Transmitted load	W,t	N	$=(60000*E71)/(PI()*E6*E68)$			
82								
83	Oversetning/utveksling	Ratio	i	-	$=-F3/E3$			
84			i	-		$=G3/F3$		
85			i	-	$=G3/E3+1$			
86	Virkningsgrad	Efficiency	η	-	$=(1-E87*E74)/(1-E87)$			
87			m,g*		$=1-E15$			
88								
89								
90	Lewis bending equation				Solhjul	Planethjul	Ringhjul	
91	Lewis formfaktor	Lewis form factor	Y	-	0,295	0,425	0,458	*tabell
92	Dynamisk faktor	Dynamic (velocity) factor	Kv	-	$=(6,1+E69)/6,1$	$=E92$	$=F92$	
93	Lewis Bøyemoment	Lewis Tooth bending stress	σ_b	MPa	$=E92*E79/(E22*E4*E91)$	$=F92*F79/(F22*F4*F91)$	$=G79/(G22*G4*G91)$	
94	Tillatt bøyemoment	Allowable bending stress	σ_{b_maks}	MPa	400	400	$=G57/3$	Fra maedler


Vedlegg E: Neugart PLE80 Planetgir



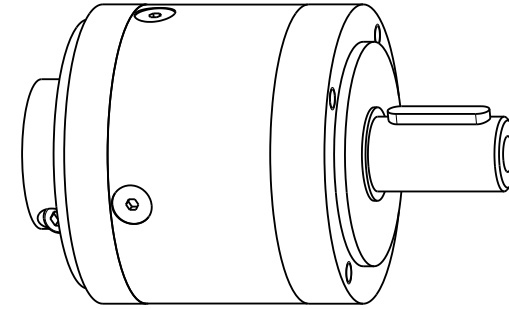
Materials:

Input flange: aluminium - untreated
 Housing: steel - black
 Output flange: aluminium - untreated

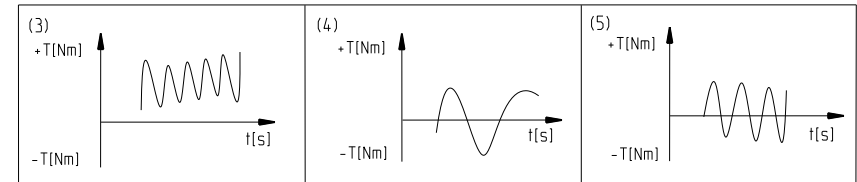
Consider motor fitting instruction!
 Consider operating manual!
 Modification reserved!

	Scale: 7:10	DIN A3	ISO
	Revision status: F from: 01.07.2013		
	Changed revision status: E from: 01.09.2012		
General tolerance DIN ISO 2768-cL	Data sheet PLE 80, 1-stage universal flange B5 for motor shaft Ø19		
Neugart GmbH Keltenstr. 16 D-77971 Kippenheim	MB-2484	Sheet 1/2	


Technical data		
Planetary gear - gearing type		Straight toothed
Life time (L10h)	h	30.000
Output shaft bearings		Deep groove ball bearing
Seal		Deep groove ball bearing 2RS
Protection class		IP 54
Lubrication		Grease lubrication
Permissible operating temperature	°C	-25 / +90
Motor attachment		M2
Operating mode		S1
Operating factor		cB=1
Max. permitted motor weight, static	kg	9
Reference speed (n2)	rpm	100
Permitted axial load for output bearing relating to middle of shaft after L10h/Fr=0/20000 h	N	1000
Permitted radial load for output bearing relating to middle of shaft after L10h/Fa=0/20000 h	N	750
Permitted axial load for output bearing relating to middle of shaft after L10h/Fr=0/30000 h	N	900
Permitted radial load for output bearing relating to middle of shaft after L10h/Fa=0/30000 h	N	650
Max. permitted radial load relating to middle of shaft and T2=0 Nm	N	2150
Installation position		any
Necessary motor flange precision		DIN 42955-N
Necessary motor shaft tolerance		j6: k6
Min. usable motor shaft length	mm	16
Torque of the clamp screw	Nm	9,5



Ratio-dependent data							
Ratio		3	4	5	7	8	10
Permanent output torque T2N no oscillating torque (3)	Nm	85	115	110	65	50	38
Permanent output torque T2N oscillating torque with slow incline (4)	Nm	37	37	37	37	37	37
Permanent output torque T2N oscillating torque with fast incline (5)	Nm	21	21	21	21	21	21
Max. output torque T2max for 30000 rotations at the output shaft no oscillating torque (3)	Nm	136	184	176	104	80	61
Emergency off torque permitted 1000 times	Nm	180	240	220	178	190	200
Max. torsional backlash relating to the output shaft	arcmin	< 7	< 7	< 7	< 7	< 7	< 7
Degree of efficiency at T2N, reference temperature 70°C and n1=1000 rpm	%	98	98	98	97	97	96
Mechanical limit speed (n1) Operational temperature may not be exceeded!	rpm	7000	7000	7000	7000	7000	7000
Max. average input speed (n1): at 50% T2N and S1 (a) Operational temperature may not be exceeded!	rpm	4000	3850	4000	4000	4000	4000
Max. average input speed (n1): at 100% T2N and S1 (a) Operational temperature may not be exceeded!	rpm	2700	2500	3000	4000	4000	4000
Mass inertia relating to the drive shaft and motor shaft diameter d=19 mm	kgcm ²	0.753	0.503	0.433	0.403	0.373	0.373
Idle torque at n1=3000 rpm and 20°C gear temperature	Nm	0.35	0.35	0.3	0.25	0.2	0.2
Breakaway torque at n1=0 and 20°C gear temperature	Nm						
Weight	kg	1.85	1.85	1.85	1.85	1.85	1.85
Torsional rigidity	Nm/arcmin	6	6	6	6	6	6
Operating noise at n1=3000 rpm without load at distance of 1 m	dB(A)	60	60	60	60	60	60



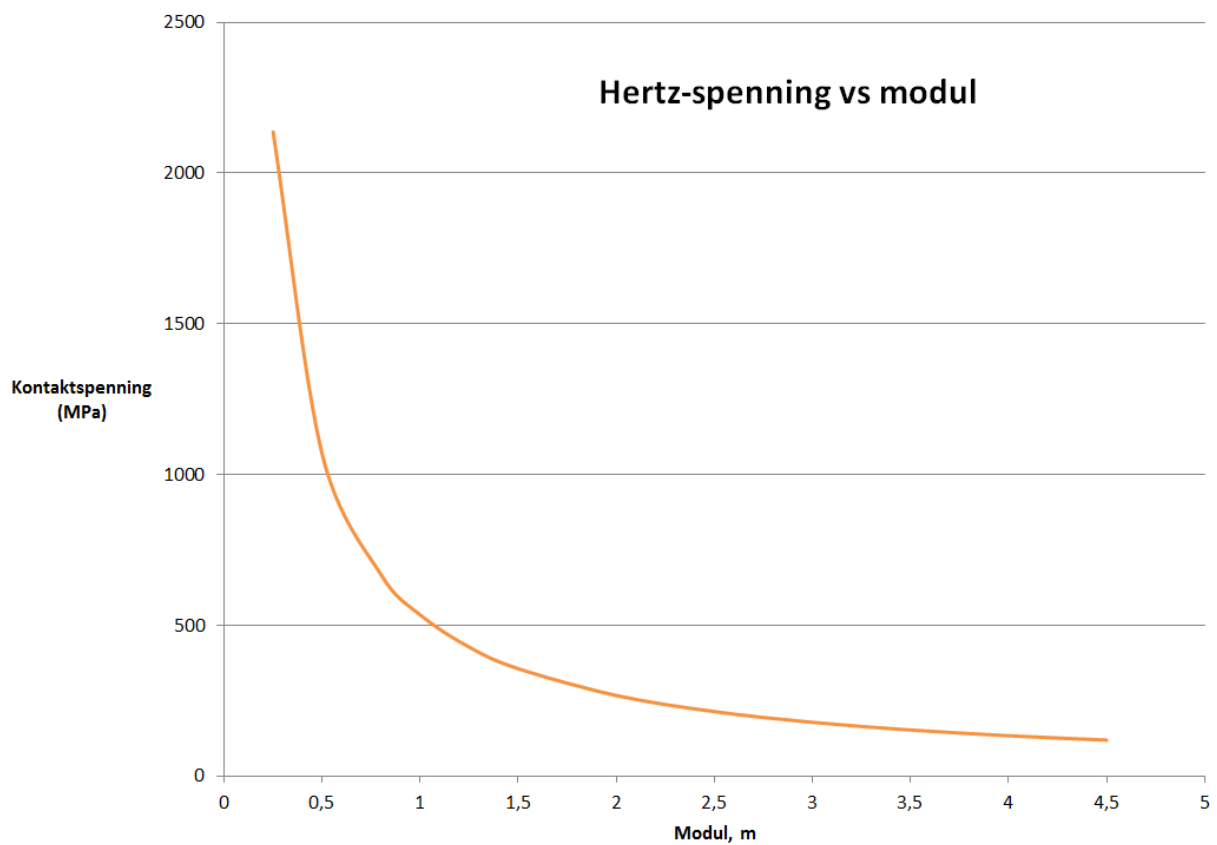
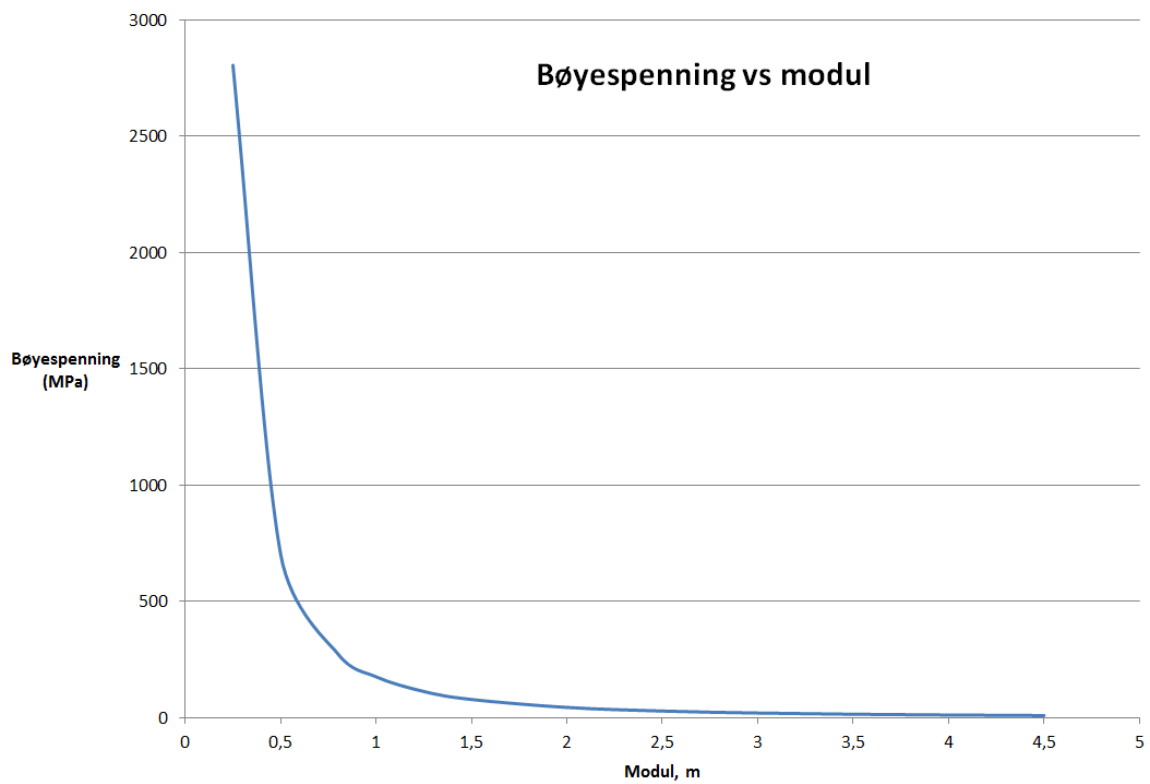
(a) Relating to the ambient temperature of 20 °C.
At higher temperatures, please reduce the rotational speed.
Modification reserved!



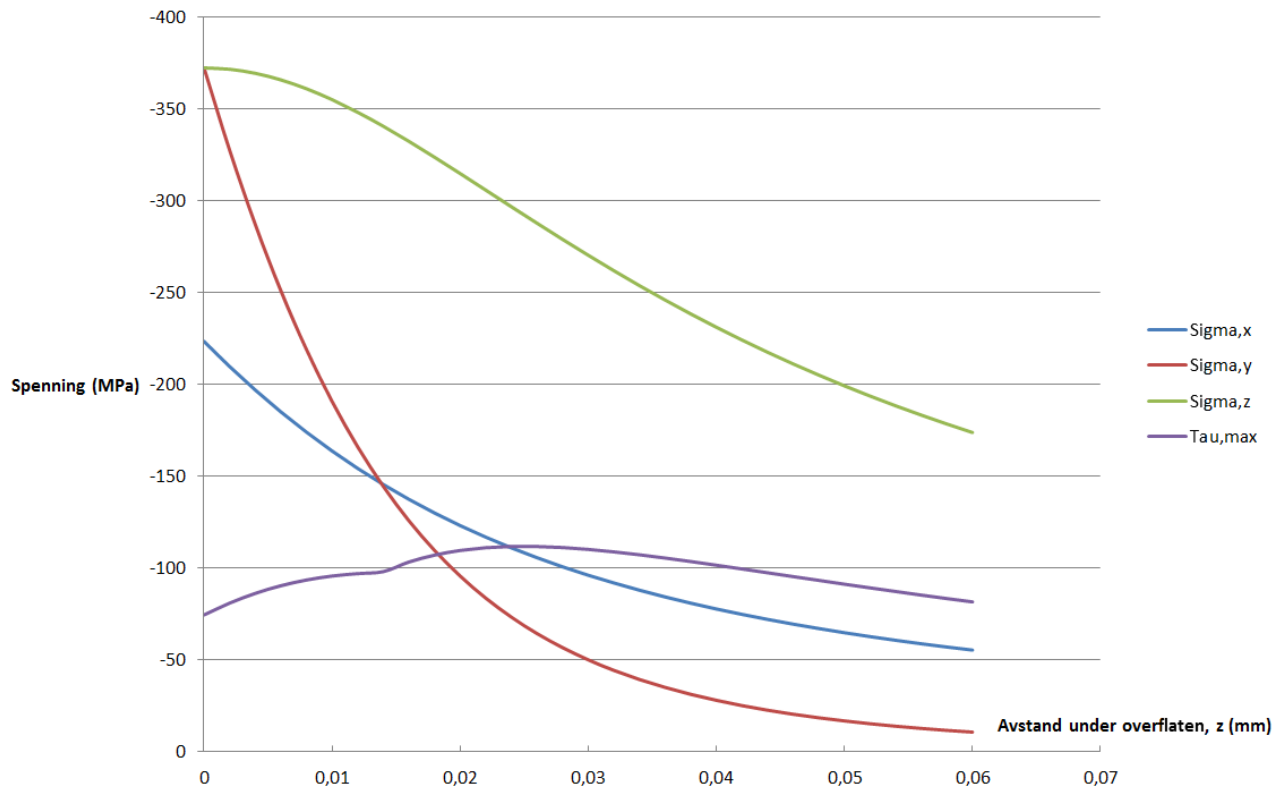
Data sheet PLE 80, 1-stage
universal flange B5 for motor shaft $\varnothing 19$

MB-2484	Sheet 2/2
Revision status: F from: 01.07.2013	

Vedlegg F: Effekt av modul på bøyespenning og kontaktspenning



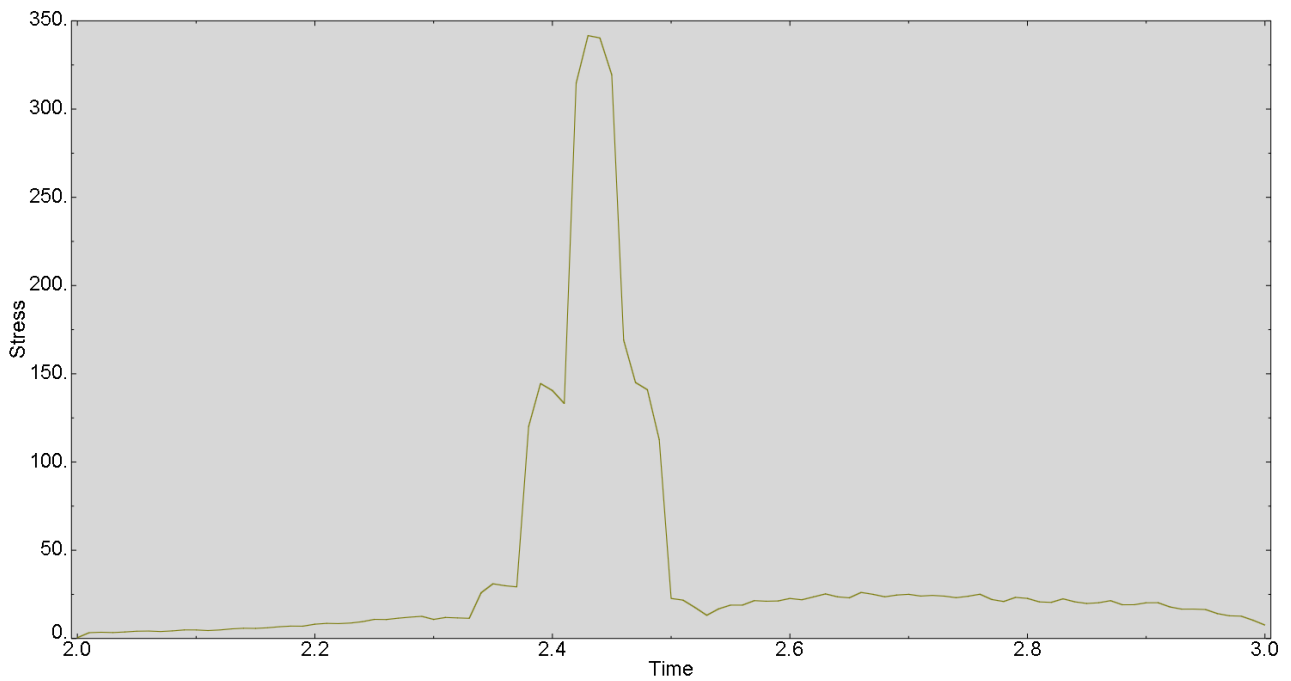
Vedlegg G: Spenninger i og under overflaten av tannflanken



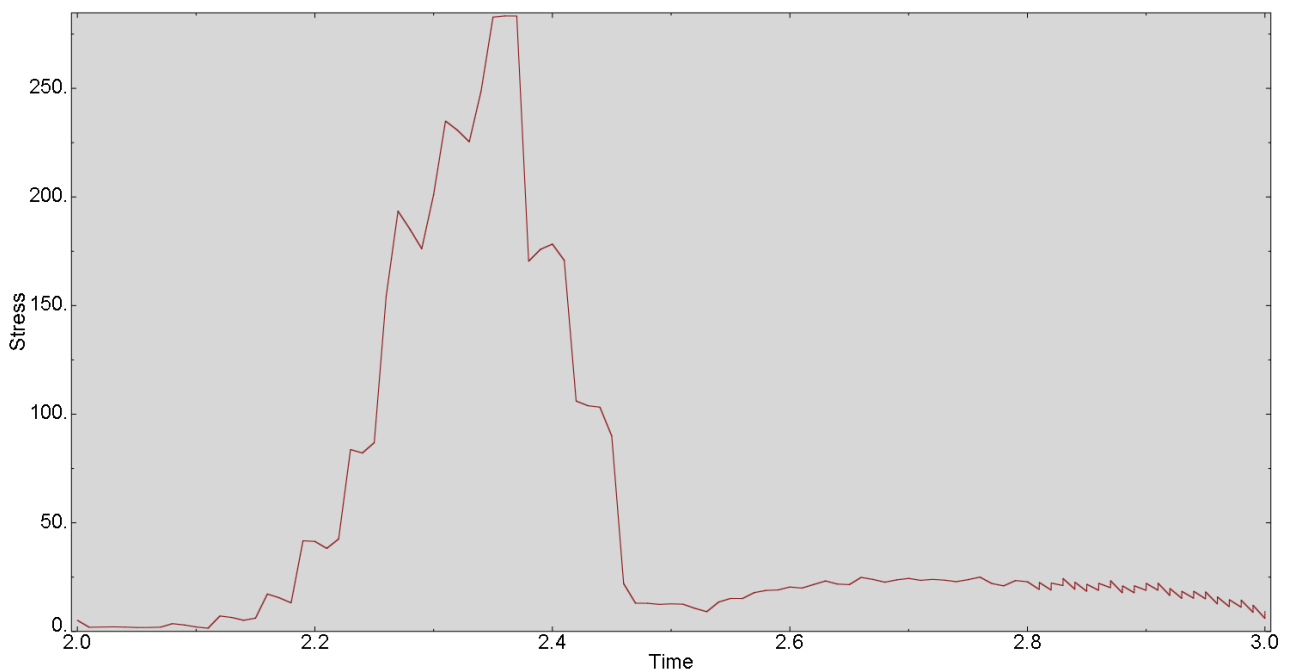
Vedlegg H: Diverse plots fra Abaqus

Overflatespenning

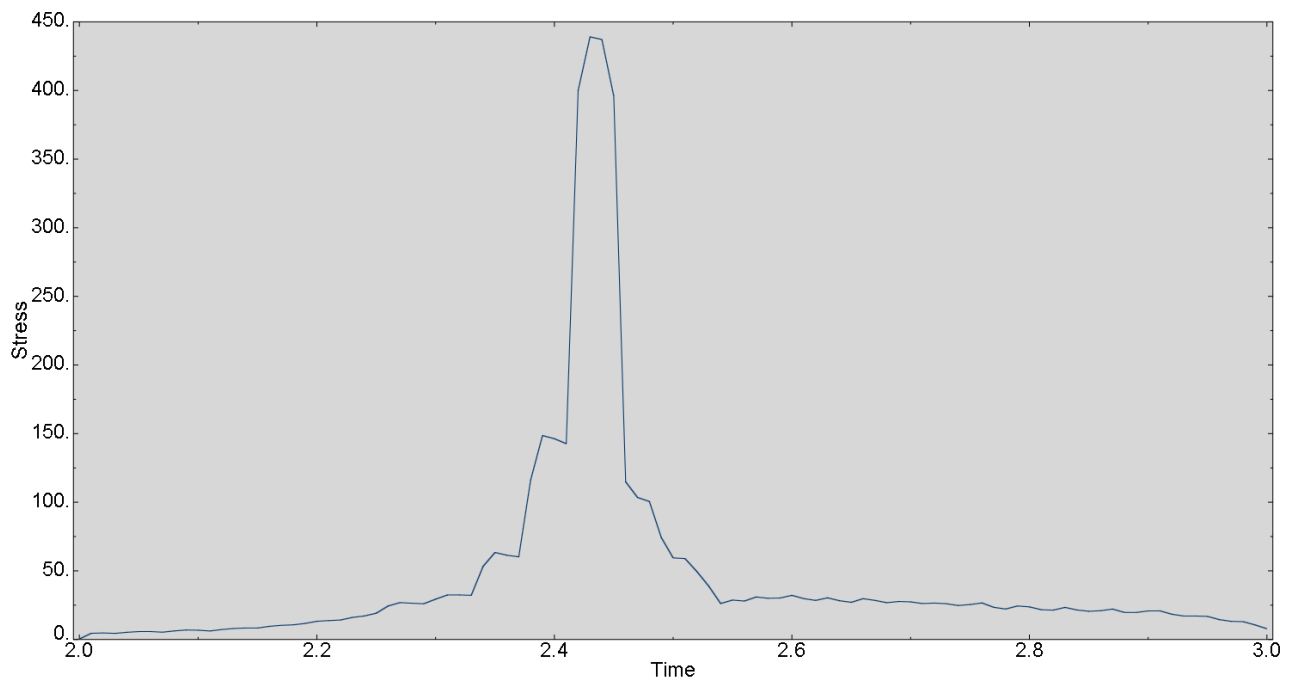
Tresca skjærspenning for node 4520 (midt på element i overflaten).



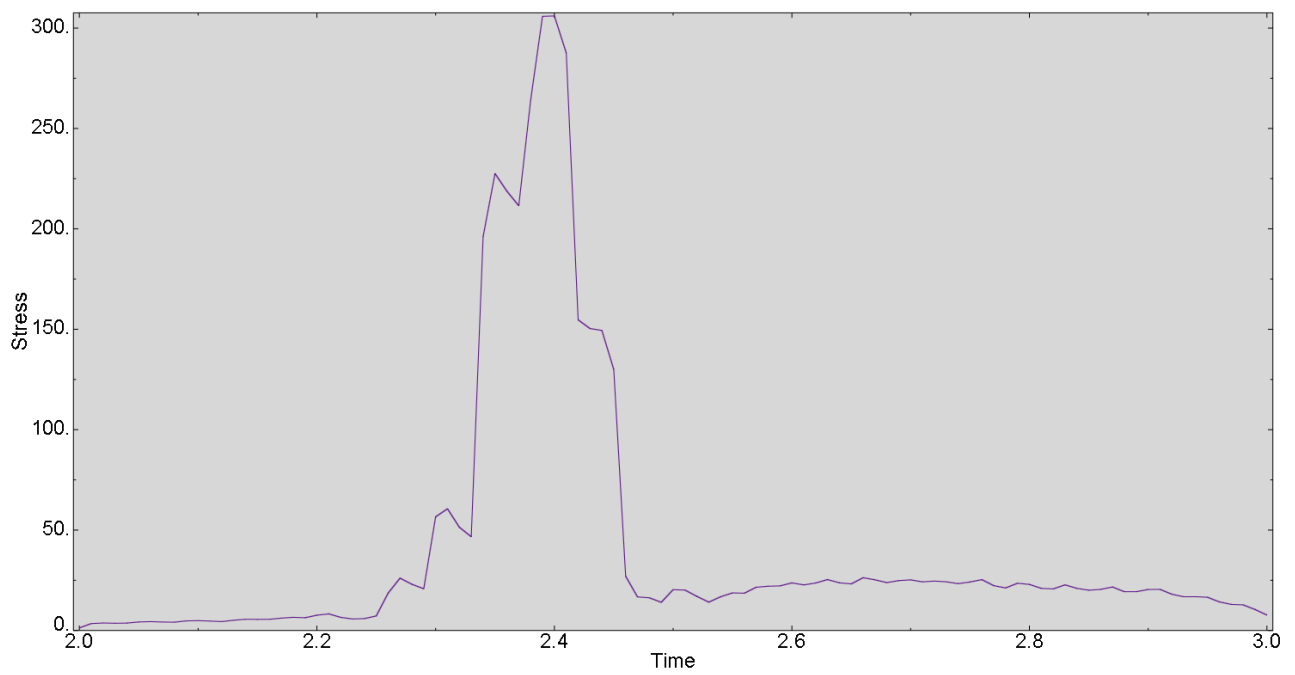
Tresca skjærspenning for node 1576 (i bunnen av element i overflaten).



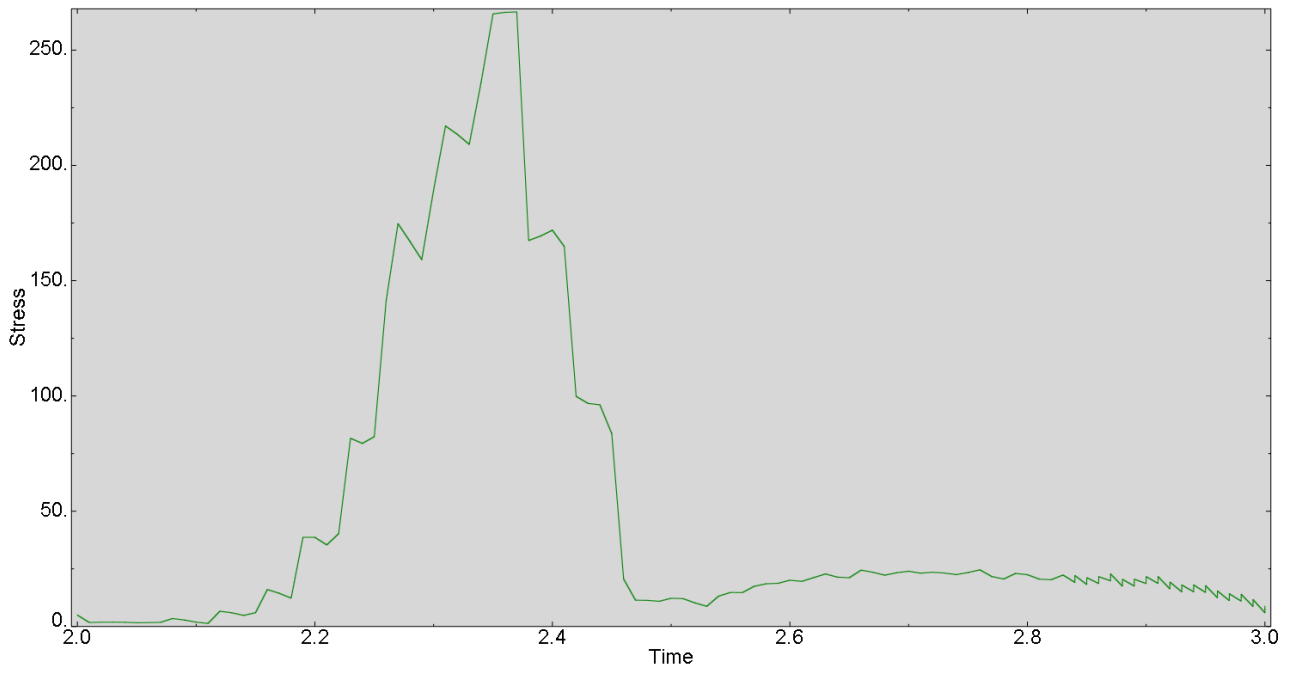
Missspennning for node 33.



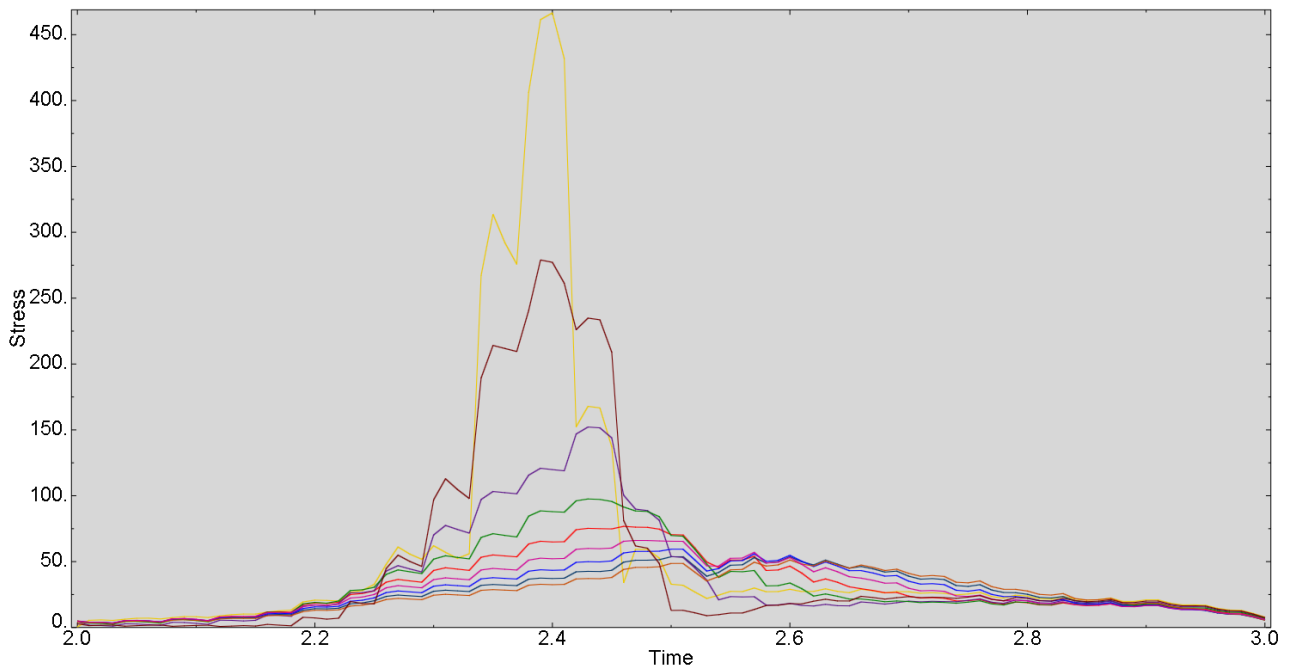
Missspennning for node 7084. (midt på elementet i overflaten)



Misesspenning for node 1576 (i bunnen av element i overflaten).

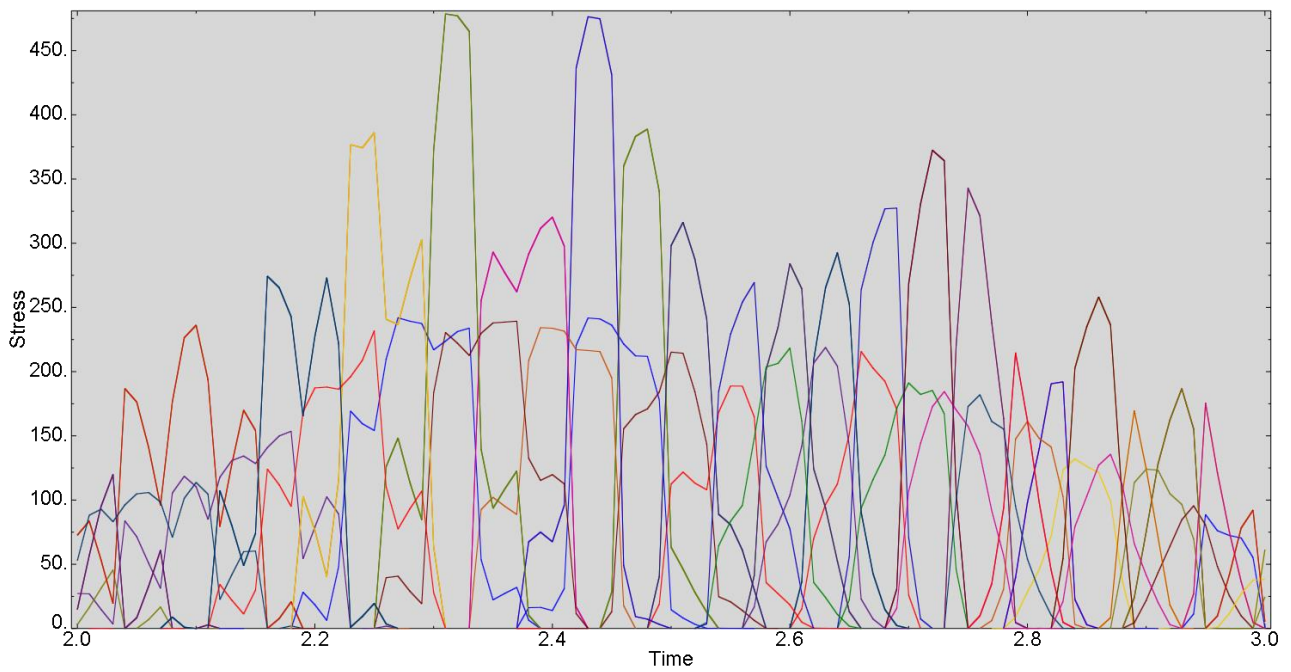


Tresca skjærspenning i dybde under tannoverflaten. (innover i tannen)

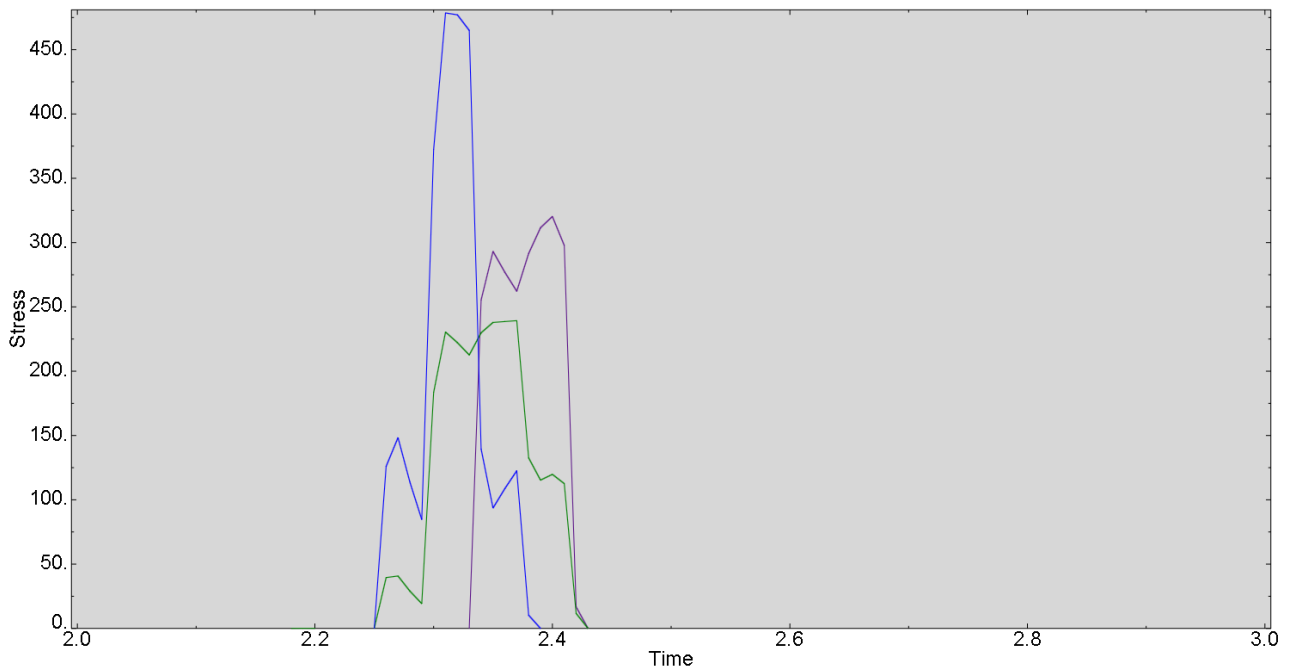


Overflatetrykk

Kontakttrykk for noder i overflaten av tannflanken. (CPRESS)



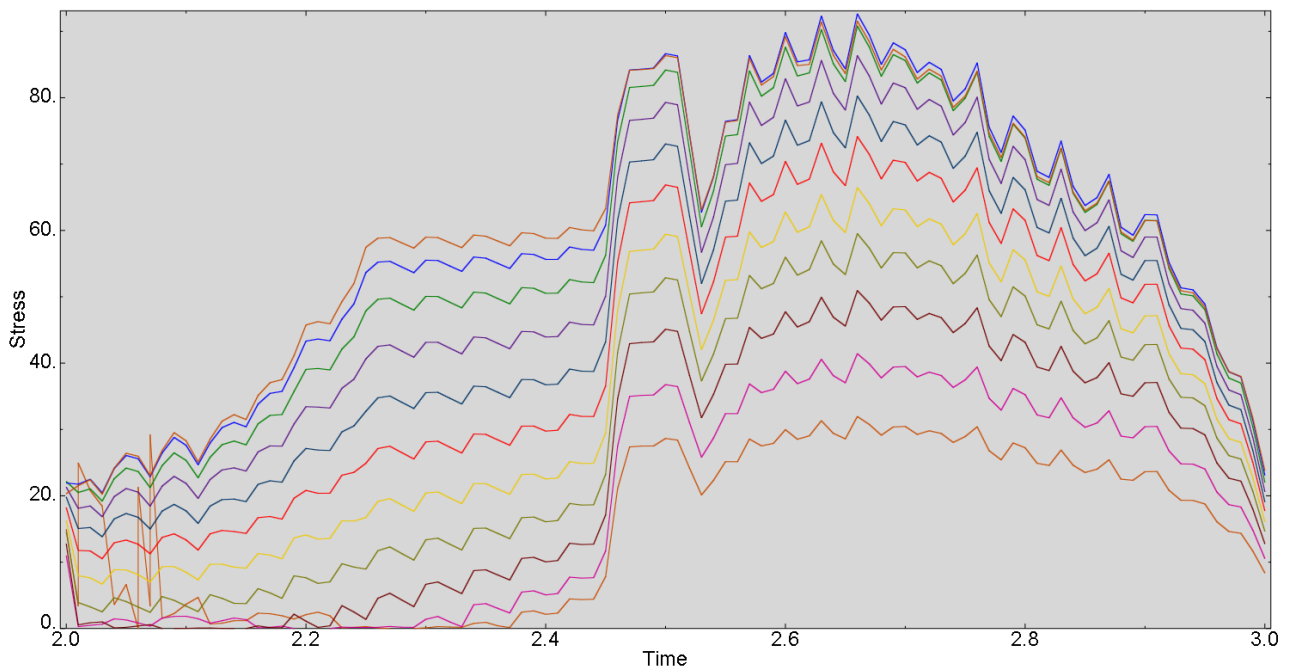
Kontakttrykk for element 1530.



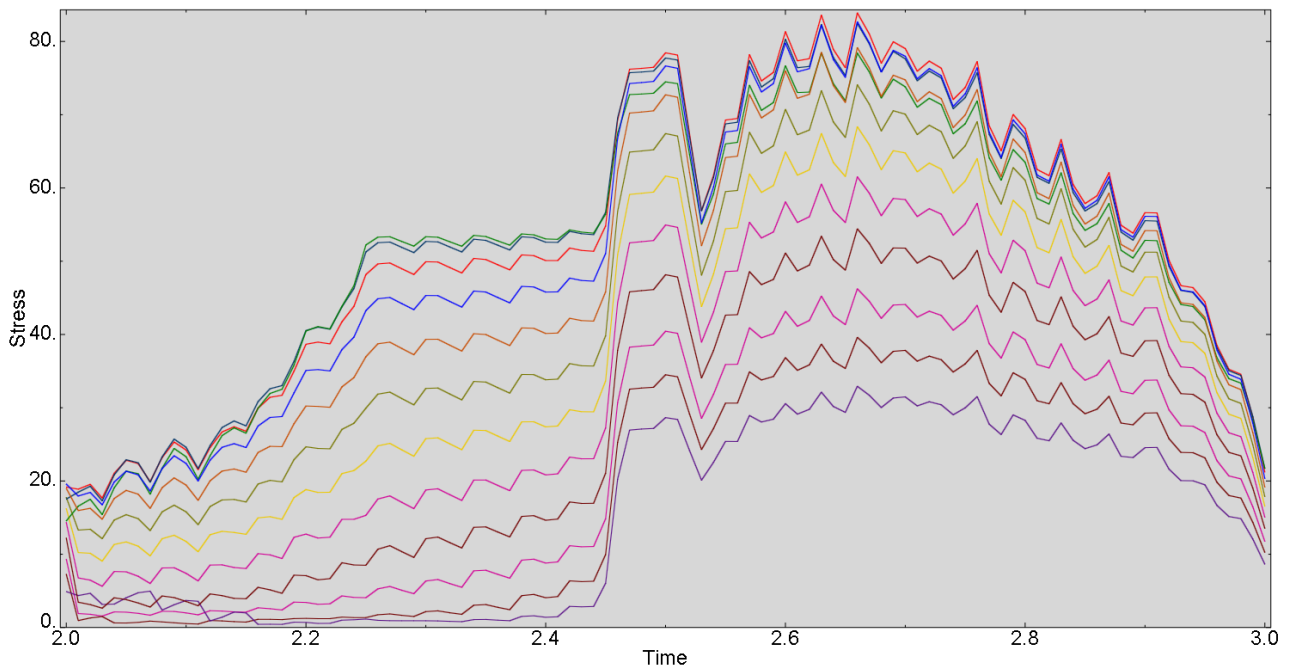
Blå: node1576, Lilla: node408, Grønn: node409

Bøyespenning

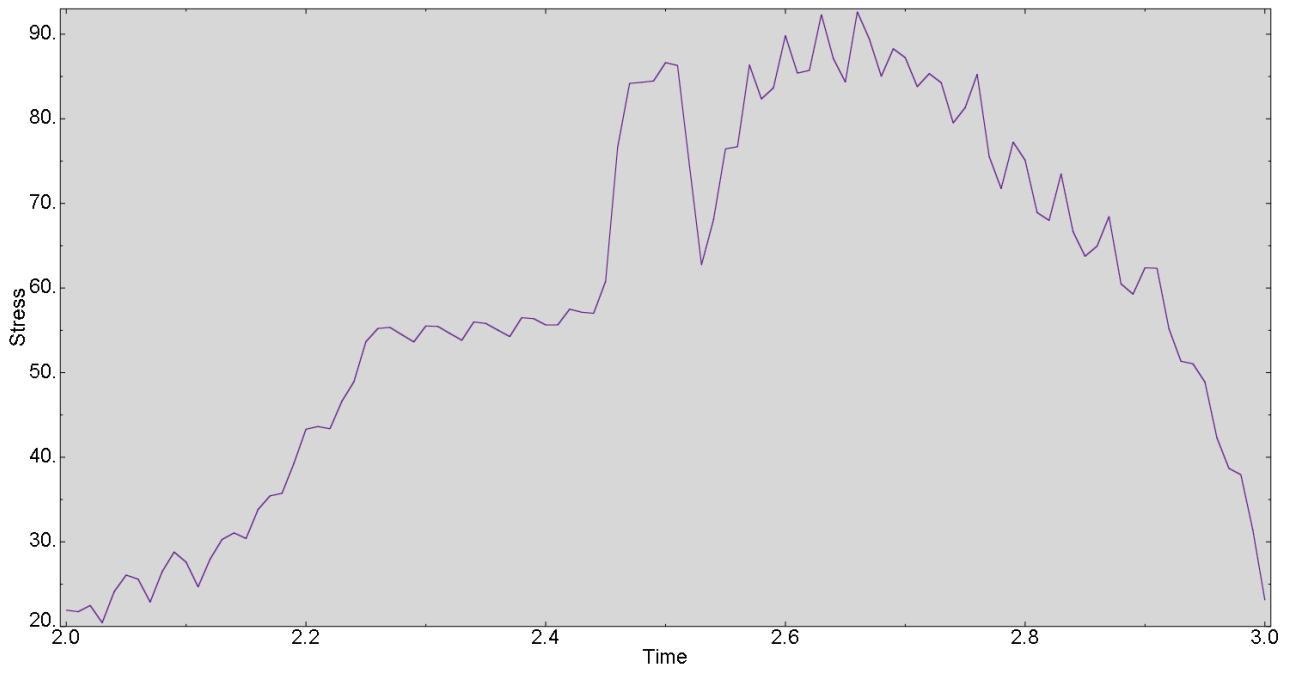
Spenning (max principal) i overflaten av tannroten for alle utvalgte noder som vist i **Figur 29**.



Spenning (max principal) under overflaten, midt på elementet, for alle utvalgte noder som vist i **Figur 30**.



Maksimal spenning (max principal) for node 422 i overflaten av tannroten.



General Basics for Spur Gears

Spur gears enable a non-slip power transmission between two parallel-mounted shafts. The spur gears listed in the catalogue are involute gears with a pressure angle of 20°.

Please note that gears with a number of teeth < 17 are undercut for manufacturing reasons (one reason for this is the simple calculation of the centre distance). The centre distance tolerances depend on the tooth quality in line with DIN 3964. The modules for spur gears used in the catalogue were derived from DIN 780 Series 1.

The formulas below apply to straight and helical spur gears for the usual gear-cutting tools (see table) and for the addendum modification 0 for sprocket and wheel (the so-called reference centre distance tooth system).

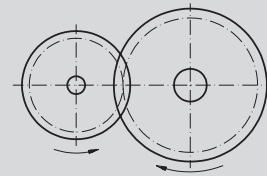
Module-Series 1

Module 0.3 Module 0.5 Module 0.7 Module 1.0 Module 1.25 Module 1.5
Module 2.0 Module 2.5 Module 3.0 Module 4.0 Module 5.0 Module 6.0
Module 8.0

Module-Series 2

Module 0.75 Module 3.5 Module 7.0

Rotational
direction
changes with
every gear



Teeth straight

to be calculated	given unit	formula
No. of Teeth = z	Pitch Ø and Module	$\frac{d}{m}$
	Addendum-Circle Ø	$\frac{d_a - 2m}{m}$
Module = m in mm	Pitch	$\frac{t_0}{\pi}$
	Tip Ø and No. of Teeth	$\frac{d_a}{z + 2}$
	Pitch Ø and No. of Teeth	$\frac{d}{z}$
Pitch Ø = d in mm	No. of Teeth and Module	$z \cdot m$
	No. of Teeth and Tip Ø	$\frac{z \cdot d_a}{z + 2}$
	Tip Ø and Module	$d_a - 2m$
Tip Ø = d _a in mm	No. of Teeth and Module	$(z + 2) \cdot m$
	No. of Teeth and Pitch Ø	$d + \frac{2d}{z}$
	Pitch Ø and Module	$d + 2m$
Centre distance = a in mm	No. of Teeth and Module	$\left(\frac{z_1 + z_2}{2}\right) \cdot m$
	Pitch Ø and Pitch Ø	$\frac{d_1 + d_2}{2}$
Reduction Ratio = i	No. of Teeth and No. of Teeth	$\frac{z_2}{z_1}$
	Speed and Speed	$\frac{n_1}{n_2}$
Torque = Md in Nm	Power and Speed [kW] [min ⁻¹]	$9550 \cdot \frac{P}{n}$
Peripheral Speed = V in m/sec.	Pitch Ø and Speed [mm] [min ⁻¹]	$\frac{\pi \cdot d \cdot n}{60.000}$

Material quality: Information about the material quality can be found at each individual group of gears.

Teeth helical

to be calculated	given unit	formula
No. of Teeth	Pitch Ø, Standard Module and Spiral Angle	_____
	Tip Ø, Standard Module and Spiral Angle	_____
Normal Module	Standard Pitch	$\frac{t_{n0}}{\pi}$
	Pitch Ø, No. of Teeth and Spiral Angle	_____
	Tip Ø, No. of Teeth and Spiral Angle	$\frac{d_a}{\frac{z}{\cos \beta} + 2}$
Real module	Reference Circle Pitch	$\frac{t_s}{\pi}$
	Standard Module and Spiral Angle	$\frac{m_n}{\cos \beta}$
	Pitch Ø and No. of Teeth	$\frac{d}{z}$
Pitch Ø	No. of Teeth, Standard Module and Spiral Angle	$\frac{z \cdot m_n}{\cos \beta}$
	No. of Teeth, Tip Ø and Spiral Angle	$\frac{z \cdot d_a}{z + 2 \cdot \cos \beta}$
	Tip Ø and Standard Module	$d_a - 2m_n$
Tip Ø	No. of Teeth, Standard Module and Spiral Angle	$\left(\frac{z}{\cos \beta} + 2\right) m_n$
	Pitch Ø and Standard Module	$d + 2m_n$
Centre distance	Pitch Ø, No. of Teeth and Spiral Angle	$d + \frac{2d \cdot \cos \beta}{z}$
	No. of Teeth, Standard Module and Spiral Angle	$\left(\frac{z_1 + z_2}{2}\right) \frac{m_n}{\cos \beta}$
Spiral Angle	Pitch Ø and Pitch Ø	$\frac{d_1 + d_2}{2}$
	Standard Module u. Real Module	$\frac{m_n}{m_s} = \cos \beta$
	Standard Module, No. of Teeth and Pitch Ø	$\frac{z \cdot m_n}{d} = \cos \beta$

Recommendations for the Lubrication of Spur Gear Units

Peripheral Speed	Lubrication	Lubricant
up to 1 m/s	Application of Lubricant	Adhesive Lubricant
up to 4 m/s	Splash Lubrication/Spray Lubrication	Grease or Adh. Lubricant
up to 15 m/s	Splash Lubrication	Oil
over 15 m/s	Pressure-Circulation or Spray Lubrication	Oil

Note Regarding the Torque-Values Stated in the Catalogue

The torque values given for gears in the dimension tables (the value "perm. MT" stated in Nm or Ncm) only relate to the teeth, without considering the shaft diameter or key size.

The load bearing capacity calculations are based on the basic principles regarding the pitting resistance of the tooth flanks and the occurring tooth root stress. The calculations are based on the DIN 3990 (Method B). For the calculation, the following assumptions were made:

Calcul. Factor/Determining Factor	Abbreviation	Value	Note
Calculation Method	-	-	DIN 3990, method B
DIN Quality	-	8	-
Tooth-Number Ratio	U	1	If $U > 1$, the flank safety for long and short addendum teeth increases while the tooth-root safety decreases For other tooth-number ratios please check both pinion and gear!
Manufacturing Tool: Addendum/Dedendum/ Tip Rounding	$h_{aPo}/h_{fPo}/rho_{aPo}$	1.25/1/0.25	Hob
Flank Safety	S_H	1.0	Endurance strength 10.000 h (for steel)
Tooth-Root Safety	S_F	1.5	Endurance strength 10.000 h (for steel)
Application Factor	K_A	1.25	Industrial gear mechanisms, uniform, light shocks.
Dynamics Factor	K_V	1.0	Usually without great influence
Load Distribution over Width	K_{Hbeta}	1	Idealised; requires precise, rigid and symmetric mounting
Lubricant/Surface Roughness Speed Factor	$Z_L * Z_V * Z_R$	1	<ul style="list-style-type: none"> sufficient oil-lubrication relative surface roughness $R_{Z100} = 10$ peripheral speed 10 m/s
Lifetime Factor	Z_N	1	Endurance strength 10.000 h (for steel)
Operating temperature for plastic gears	T_{Betr}	up to 60°C	The material parameters of plastic gears largely depend on the temperature

The load bearing capacity of a gear depends on various different factors. The stated torques are only reference values, serving to facilitate the selection process. If necessary, a specific calculation of strength and load bearing capacity must be carried out for each application.

Depending on the operating conditions the wear lifespan may be influenced by adequate grease/oil lubrication. Please also note that insufficient lubrication may lead to scuffing of the gear flanks.

IMPORTANT

Please make sure you always check the permissible torque separately for the pinion and the gear side!
Due to their higher elasticity plastic gears are calculated with a

K_{Hbeta} of 1. Gears made from brass and zinc-die-cast are also calculated with a K_{Hbeta} of 1, as a good running-in characteristic is assumed for these materials.

For the materials used, the following characteristic values were taken as basis:

Material	Perm. Pulsating Fatigue Strength under Bending Stress s_{bw} in N/mm ²	Perm. Flank Pressure s_{Hlim} in N/mm ²
POM	28 (VDI-2545)	40 (VDI-2545)
Acetal Resin	28 (VDI-2545)	40 (VDI-2545)
PA12G	40	48
ZnAl4Cu1	60	150
Ms58 (2.0401)	100	250
11SMnPb30 (alt: 9SMn28K)	150	350
C45 heat treated	200	590
42CrMo4 hardened	350	1360
16MnCr5 case hardened	400	1630
X10CrNiS18 9 (1.4305, stainless, austenitic)	200	400

Real Size of the Module Teeth DIN 867

Module 0.3



Module 0.5



Module 0.7



Module 1.0



Module 1.25



Module 1.5



Module 2.0



Module 2.5



Module 4.0



Module 5.0



Module 6.0



Module 8.0



Reworking within
24h-service possible.
Custom made parts
on request.

