

André Nordby Gjerde
Philip Schultze Granung
Kjartan Kleven

FEM-analyse av API-flens forbindelse med ANSYS

Materialfølsomhet og termisk oppførsel

Bacheloroppgave i Maskiningeniør

Veileder: Shifteh Mihanyar

Mai 2021

André Nordby Gjerde
Philip Schultze Granung
Kjartan Kleven

FEM-analyse av API-flens forbindelse med ANSYS

Materialfølsomhet og termisk oppførsel

Bacheloroppgave i Maskiningeniør
Veileder: Shifteh Mihanyar
Mai 2021

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Fakultet for ingeniørvitenskap
Institutt for vareproduksjon og byggingteknikk



Kunnskap for en bedre verden

Oppgavens tittel:	Dato: 19.05.2021		
FEM-analyse av API-flens forbindelse med ANSYS	Antall sider: 83		
	Masteroppgave:	Bacheloroppgave	X
Navn: Philip Schultze Granung, Kjartan Kleven, André Nordby Gjerde			
Veileder: Shifteh Mihanyar			
Eventuelle eksterne faglige kontakter/ veiledere:			

Sammendrag:

Våren 2021 ble det utført en bacheloroppgave hvor problemstillingen ble utdelt av veileder fra NTNU. Oppgaven gikk ut på å sjekke om termiske variasjoner ville ha en effekt på boltspenningene i en 7" flens, og om dette vil kunne føre til lekkasjer. Det skulle også sjekkes om aluminium vil kunne bli brukt som materiale i disse offshore flensene. Dette er problemstillinger som har oppstått fra reelle situasjoner i offshoreindustrien. Prosjektet ble løst ut fra å kjøre spesifikke Finite Element Analyser i programmet ANSYS. I simuleringene fikk vi spesifikke spenninger, forlengelser og deformasjoner. I konklusjonen kom vi fram til at boltspenningene ikke ville gjøre det mulig å skape lekkasje og at aluminium er mulig å bruke som flens materiale.

Stikkord:

API
Flens
ANSYS
FEA, FMEA

André Nordby Gjerde

Kjartan Kleven

Philip Granung

(sign.)

Forord

Denne rapporten er skrevet som en avsluttende del på studieprogrammet Bachelor i ingeniørfag-Maskin, i studieretning Industriell Designe i 6.semester våren 2021 ved Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet i Gjøvik. Dette utgjør 20 studiepoeng.

Hovedprosjektet er en intern oppgave gitt av NTNU Gjøvik.

Oppgaven går ut på å undersøke hva som skjer med boltene forspenning ved temperaturforskjellen fra land til undervanns, og gjøre en Finite Element Analyse av en sammensatt API flens. I tillegg skal vi se om en API-flens i aluminium kan måle seg med en flens i stål. Utover dette vil hensikten også være å skaffe seg arbeidserfaring, noe som vil være relevant når jobbsøkingprosessen begynner.

Vi er takknemlige for gode råd og samtaler med vår interne veileder ved NTNU, førsteamanuensis Shifteh Mihanyar.

Gjøvik 19.05.2021

André Nordby Gjerde

Kjartan Kleven

Philip Schultze Granung

Abstract

Spring 2021 we received a problem for our bachelor's thesis, the task was handed out from a supervisor at NTNU. The scope of our task was to make sure that thermal variations would not have an influence on bolt pretensions in a 7" flange, and this would not lead to leakages. The task also contained the possibility to exchange the offshore flange material into aluminum. These are problems that have occurred from real situations in the offshore industry. The project was solved by running specific Finite Element Analysis in the program called ANSYS. The simulations gave us specific stress, elongations, and deformation. We concluded that the bolt pretensions would not make it possible to create a leak, and the aluminum can be used as a flange material.

Innholdsfortegnelse

Forord	ii
Abstract	iii
Formel liste	viii
Liste over forkortelser	ix
Figurliste	xi
Tabelliste	xiii
1. Innledning	1
1.1 Oppgavedefinisjon	1
1.1.1 Tema og Bakgrunn	1
1.2 Problemstilling	2
1.2.1 Målgruppe	2
1.2.2 Aktivitet 1 (Problemstilling 1)	2
1.2.3 Aktivitet 2 (Problemstilling 2)	2
1.3 Avgrensninger/omfang	3
1.4 Disposisjon	4
2. Teori	5
2.1 Forkunnskap	5
2.2 Styrke og spenningsberegning	7
2.2.1 To-akset spenningstilstand	8
2.2.2 Bolt forspenning	8
2.3 Materialer	9
2.3.1 Super-Duplex ASTM A182	9
2.3.2 ASTM A453 Grade 660 Class D	11
2.3.3 Inconel Alloy 625	12
2.3.4 Aluminium	14
2.3.5 7068 Alloy	15
2.4 Elementmetoden	16
2.4.1 Finite Element Analysis	16
2.4.2 Solid mesh (solidelementer) og Shell mesh (skallelementer)	17
2.4.3 Mesh kvalitet	18
2.4.4 Spenning Singularitet	19
2.4.5 Analyser typer med FEA	20

2.5 Programvare	21
2.5.1 Solidworks	21
2.5.2 ANSYS	21
3. Metode	22
3.1 Generell metode	22
3.1.1 Litteraturstudie	22
3.1.2 Solidworks	22
3.1.3 ANSYS	23
3.2 Finite Element Analysis Method	23
3.2.1 Analyse innstillinger	24
3.2.2 Fastholdninger	25
3.2.3 Laster	27
3.2.4 Mesh	28
3.2.5 Forspenning	29
3.2.6 Connections	30
3.2.7 Material egenskaper	31
3.2.8 Bilineær	32
3.2.9 Temperatur	33
3.3 Analyse resultater	34
4. Resultat/Aktivitet 1	36
4.1 Boltanalyse ved kun forspenningskraft	38
4.2 Boltanalyse ved temperaturvariasjoner	39
4.3 Lekkasje analyse ved temperatur variasjon	41
4.3.1 Lekkasje analyse ved kun forspenning	41
4.3.2 Lekkasje analyse ved temperaturvariasjon	44
4.4 Boltspenning og lekkasje diskusjon	47
5 Resultat/Aktivitet 2	48
5.1 Analyse av Super-Duplex flens	51
5.1.1 Super-Duplex lekkasje analyse	53
5.2 Analyse av aluminium flens	56
5.2.1 Aluminium lekkasje analyse	58
5.3 Super-Duplex og aluminiums diskusjon	61
6. Diskusjon	62
6.1 Diskusjon av metode og utførelse	62
6.2 Diskusjon av resultat og analyse	63

6.2.1 Bolt spenninger og lekkasje	63
6.2.2 Aluminiums diskusjon	63
7. Konklusjon	65
8. Referanser	66
9. Vedlegg	70

Definisjoner og begreper

Navn	Definisjon
Flens	En sammenkoblings metode mellom rør og moduler. Monteres normalt med bolter så de kan demonteres.
BX-ring	En pakning / tetnings ring som monteres imellom flenser for å opprettholde trykk.
660D	Også kalt ASTM A453 er materialet som boltene er laget i.
MPa / psi	Benevninger for spenning

Formel liste

Type	Formel
Formel for forlængelse ved flytegrænsen	$\epsilon_{yield} = \frac{\sigma_{yield}}{E - \text{modul}}$
Formel for reelle forlængelse	$\epsilon_{true} = \ln(1 + \epsilon_{nominal})$
Formel for reelle spenning	$\sigma_{true} = \sigma_{nominal}(1 + \epsilon_{nominal})$
Tangent modulus	$\text{Tangent modulus} = \frac{\text{ultimate stress} - \text{yield stress}}{\text{ultimate strain} - \text{yield strain}}$
Spenning	$\sigma = \frac{F}{A}$

Liste over forkortelser

NTNU	Norwegian University of Science and Technology
APDL	ANSYS Parametric Design Language
API	American Petroleum Institute
ASTM	American Society for Testing Materials
FEM	Finite Element Method
FEA	Finite Element Analysis
CAD	Computer Aided Design
GPa	Giga Pascal
MPa	Mega Pascal
PSI	Pounds per square inch
Al	Aluminium
B	Bor
C	Carbon
Cr	Chromium
Cu	Copper
E-Modul	Elastisitetsmodul
Fe	Ferritt
Mn	Manganese
Mo	Molybden
Mg	Magnesium

N	Nitrogen
Ni	Nikkel
P	Fosfor
S	Svovel
Si	Silicon
Ti	Titanium
V	Vanadium
W	Wolfram
Zr	Zirkonium
Zn	Zinc

Figurliste

Figur 1, Stress kurve (Mathalino, 2020).....	6
Figur 2, En-akset spenningstilstand (Johansen,2012a)	7
Figur 3, To-akset spenningstilstand (Johansen, 2012a)	8
Figur 4, Forskjellige designe prosesser (Kurowski, 2018, s7)	16
Figur 5, Forskjellige elementer (Ninive, 2018)	18
Figur 6, Maksimum von Mises Stress på forskjellige element-størrelser (Solidworks, 2018)	19
Figur 7, Konvergens av Von Mises (Solidworks, 2018)	20
Figur 8, Analyse settings fra ANSYS	
Figur 9, Fixed support fra ANSYS	26
Figur 10, Påføring av Last / Krefter i ANSYS	28
Figur 11, Mesh justering i ANSYS.....	28
Figur 13, Illustrert kontakt flater i ANSYS.....	29
Figur 12, Innstillinger for Connections i ANSYS	
Figur 14, Bolt forspenning fra ANSYS	30
Figur 15, Illustrert kontaktflater med innstillinger for hvordan de skal oppføre seg i ANSYS	31
Figur 16, Div. justerings muligheter for materialer i ANSYS.....	31
Figur 17, Bilinear stress-strain curve fra ANSYS	33
Figur 18, Legge til temperatur i en del fra ANSYS.....	34
Figur 19, Stress resultat fra kjørt modell i ANSYS	35
Figur 20, Contact-tool - status fra ANSYS	
Figur 21, Illustrasjon av simulerings modellen med fastholdning og forspenninger	37
Figur 22, Krefter i boltene ifra forspenningskraft fra ANSYS	38
Figur 23, Krefter i boltene ifra forspenningskraft fra ANSYS	40
Figur 24, Temperatur i konstruksjonen fra ANSYS	41
Figur 25, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS	42
Figur 26, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS	42
Figur 27, Stress i BX-ring fra ANSYS.....	43
Figur 28, Contact-tool status mellom flenser og BX-ring	43
Figur 29, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS	44
Figur 30, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS	45
Figur 31, Stress i BX-ring fra ANSYS.....	45
Figur 32, Contact-tool-status mellom flenser og BX-ring.....	46
Figur 33, Viser hvilken flate alle kreftene er påført	49
Figur 34, Viser hvilken flate alle momentene er påført.....	49

Figur 35, Temperatur resultat fra kjørt simulering i ANSYS.....	50
Figur 36, Spennings resultater for hele Super-Duplex modellen fra ANSYS.....	51
Figur 37, Spennings resultater for Super-Duplex Flens 1 fra ANSYS	52
Figur 38, Deformasjon av Super-Duplex på Flens1 fra ANSYS	52
Figur 39, Elastiskstress i Super-Duplex i flens 1 fra ANSYS	53
Figur 40, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS	53
Figur 41, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS	54
Figur 42, Stress i BX-ring fra ANSYS.....	54
Figur 43, Contact-tool-Status mellom flenser og BX-ring	55
Figur 44, Spennings resultater for hele modellen fra ANSYS	56
Figur 45, Spennings resultater for Flens 1 fra ANSYS	57
Figur 46, Flens1 i aluminium med indikasjon av deformasjon fra ANSYS	57
Figur 47, Elastiskstress resultater for Flens 1 fra ANSYS.....	58
Figur 48, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS	58
Figur 49, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS	59
Figur 50, Stress i BX-ring fra ANSYS.....	59
Figur 51, Contact-tool status mellom flenser og BX-ring	60

Tabelliste

Tabell 1, Sammensetning ASTM A182 (SmithMetals, 2018b).....	10
Tabell 2, Sammensetning Bolt grade 660 Class D (TorqBoltInc, 2016), (Steel Stores, 2019)	11
Tabell 3, Sammensetning Inconel Alloy 625 (VDM Metals, 2020).....	13
Tabell 4, Al 99,5 % (Young's Modulus).....	14
Tabell 5, Sammensetning 7068 (Smiths, 2018a), (Ijitee, 2020)	15
Tabell 6, Supports for modeller (ANSYS,2021b).....	25
Tabell 7, Laster som man kan påføre modeller (ANSYS,2021c)	27
Tabell 8, Noder og Elementer.....	36
Tabell 9, Spenningskrefter i boltene.	39
Tabell 10, Spenningskrefter i boltene.....	40
Tabell 11, Spenninger fra resultatene i kapittel 4.3	44
Tabell 12, Spenninger fra resultatene i kapitlet 4.3.2.....	46
Tabell 13, Påførte krefter, momenter og trykk (Vedlegg7)	48
Tabell 14, Maks spenning, forlengelse og deformasjon fra resultatet i kapittel 5	55
Tabell 15, spenninger fra resultatet i kapittel 5.1.1	55
Tabell 16, Maks spenning, forlengelse og deformasjon fra resultatet i kapittel 5.2.....	60
Tabell 17, Spenninger fra resultatet i kapittel 5.2.1	60

1. Innledning

Denne rapporten er skrevet i henhold til emnebeskrivelsen i BIMAS39 og håndboken for bacheloroppgaven ved ingeniørutdanningen NTNU.

Offshore flenser blir ofte laget i materialer som S316 og Super-Duplex ut fra arbeidsoppgavene (Standard Norge, 1994). Bakgrunnen for dette er de gode korrosjonsbestandighetene til materialene og styrkene ut fra behov. Aluminium har tidligere blitt utelukket på grunn av den manglende styrken og problemer med korrosjon ved kontakt med stål, og det har vært en del diskusjon om aluminiumens egenskap ved brann (Hydro,2013). Dette har gjort at stål har blitt brukt og ikke blitt erstattet av aluminium. Aluminium har over tid fått noen sterke legeringer som for eksempel 7068, som blir brukt i denne rapporten. Denne legeringen er den sterkeste på markedet og har styrker som ligger rundt samtlige stål legeringer (Smiths, 2018a). API 6A flens krever et minimum material flytegrense på 60000psi (414MPa) (Woodcousa, 2020) noe som for eksempel en 7068-legering overskrider. Muligheten for å kunne bruke disse legeringene som rørdeler/flens til transport av olje og gass, skal teoretisk sett være oppnåelig nå som flytegrensen har økt betraktelig og overstiger egenskapsverdier som kreves av standardene. Lekkasje på flenser som blir montert på land og sunket ned til havbunnen har blitt rapportert av diverse firmaer. Ut fra dette kan det være fint å se om boltspenningens variasjoner har noe med den termiske variasjonen som skjer ved nedsunken til havbunnen.

1.1 Oppgavedefinisjon

1.1.1 Tema og Bakgrunn

Testing ved kapittel **2.4.1 Finite Element Analysis** kan gi gode svar på om materialer og konstruksjoner er brukbare som offshore komponent. Med tanke på montering av offshore produkter blir mye montert på verft eller verksted. Temperaturforskjeller som oppstår ved monteringen på land kan teoretisk gi spenningsvariasjoner i komponentene ved nedsinking til havbunnen. Offshore-firmaer har dokumentert at lekkasje har oppstått ved disse temperaturforskjellene, men har ikke blitt forsket så mye på. Derfor er dette en god mulighet til å kjøre FEA (Finite element analyse) for å se om disse hendelsene kan komme av spenningsforskjeller i boltene.

Rapporten er en mulighetsstudie for bruk av aluminium som flens-materiale, og spenning/lekkasjestudie av spenningsforskjeller ved temperaturer i boltene. CAD (Computer Aided Design) og FEA skal brukes for fremstilling av flensen og spenningsanalyser.

1.2 Problemstilling

Vår problemstilling er delt opp i to deler:

«Vil temperaturforskjellene i modellen skape spenningsvariasjoner og vil det være mulighet for lekkasje?» og «Kan dagens aluminiumlegeringer konkurrere med Super-Duplex?»

Offshore-produkter har veldig strenge standarder, det er derfor veldig store krav til at flensene holder tett. Hovedårsaken til at flensene holder tett er presset boltene gir imellom flensene. Dette deformerer tettningsringen plastisk og skaper en tett flens. Hvis kraften i boltene blir mindre, er det mulighet for lekkasje.

1.2.1 Målgruppe

Målgruppen for oppgaven vår er i utgangspunktet alle som jobber med offshore moduler i oljebransjen.

1.2.2 Aktivitet 1 (Problemstilling 1)

Formålet med aktivitet 1 er å se om det vil være mulighet for lekkasje i flensen etter at boltene er blitt skrudd sammen og om det vil bli noe påvirkning i boltforspenningen når det blir temperaturforskjeller.

1.2.3 Aktivitet 2 (Problemstilling 2)

På aktivitet 2 skal vi se på om styrkeegenskapene på dagens aluminiumlegeringer kan måle seg mot Super-Duplex som et materiale på flensen. Dette skal testes ved å analysere flens i Super-Duplex og aluminium, og sammenligne resultatene for å se om aluminium kan brukes og erstatte Super-Duplex.

1.3 Avgrensninger/omfang

Flensen som skal bli undersøkt er en 7-1/16 tommes API-flens, flensen har 12 stk 1-3/8 tommers bolter, 24 stk 2-3/16 tommes muttere, og en BX-156 tettningsring. På grunn av tidsbegrensning er det blitt valgt å bruke fire forskjellige materialer til studie. 3 av de 4 materialene som ble valgt blir i dag brukt som materialer til en sammensatt flens med tettningsring og bolter. Et av materialene vil bestå av aluminium, og de fire materialene som ble valgt er:

- Super-Duplex A182
- ASTM A453 Grade 660 Class D
- Inconel Alloy 625
- Aluminium 7068 Alloy

Grunnen for de utvalgte legeringene/materialene, er de gode material-egenskapene som flytegrense, strekkfasthet og E-modul. Materialene vil bli beskrevet mer i kapittel **2.3 Materialer**. Ved lekkasje analyse er det mange metoder for å sjekke dette ved Finite element metode. Ofte vil det bli sjekket ved kontaktpunktene på pakningene når korrekt boltspenning er tilføyd. Men det finnes også mulighet for fluid simuleringer i CAD programmer. Dette har blitt avgrenset på grunn av den store data kapasiteten som trengs. Dette er datakapasitet vi ikke har/har hatt tilgang på, og har da blitt ekskludert som en del av oppgaven. Derfor har vi valgt å se på hvor stor spenningsforskjellen vil bli ved en analyse og gå ut fra disse verdiene.

Rapporten vil ikke ta for seg noen økonomiske eller bærekraftige avhandlinger.

1.4 Disposisjon

Kapittel 2

I teori kapittel 2 skal vi gå igjennom diverse teori som vi mener er viktig å forstå, for å kunne oppfatte oppgavens gjennomføring og sluttresultat. Siden oppgaven handler mye om materialeegenskaper og styrkeberegning har vi valg å forklare generelle temaer som vil gi leseren forståelsen som trengs. Disse temaene vil gi et lite innblikk i materiallære, egenskaper til visse materialet, FEA og litt styrkeberegning.

Kapittel 3

I kapittel 3 så blir det grovt gått igjennom hvordan man kan finne kunnskap og fakta som er blitt brukt i rapporten. Det blir vist hvordan man bruker programmet ANSYS slik at leser kan bruke programmet på en grunnleggende måte.

Kapittel 4

I kapittel 4 går vi igjennom resultatene vi har fått fra våre simuleringer og analyserer dette opp mot problemstilling 1.

Kapittel 5

I kapittel 5 går vi igjennom resultatene vi har fått fra våre simuleringer og analyserer dette opp mot problemstilling 2.

Kapittel 6

I diskusjonskapittelet vil vi få frem hvilke valg som er tatt, hva vi har oppnådd og om vi har nådd målet.

Kapittel 7

I konklusjons kapittel vil vi ta noen konklusjoner om resultatene vi har fått, å sette det opp imot problemstillingene.

2. Teori

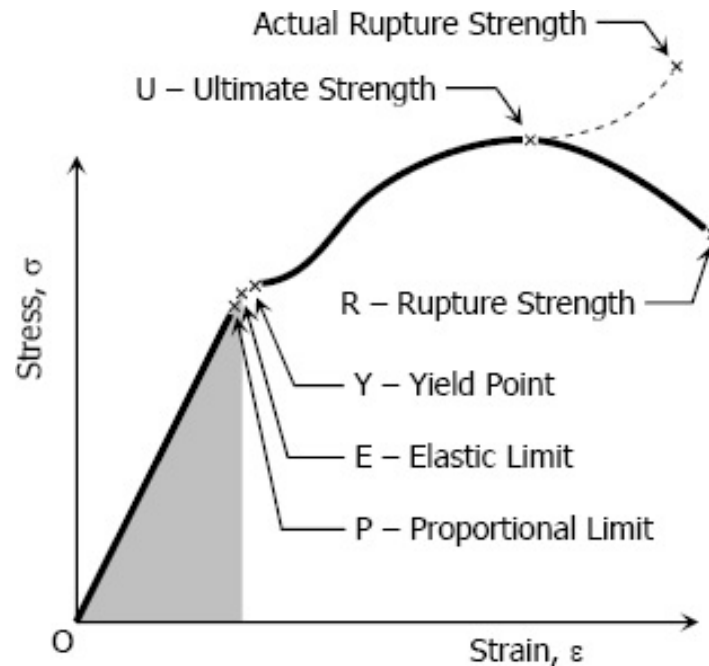
2.1 Forkunnskap

Materialer finnes med mange forskjellige egenskaper og styrker, noen kan være sterke og sprø mens andre svake og elastiske. Valg av materiale er aldri en lett oppgave, men er viktig ut fra produktets belastninger og oppgave. Noen av de viktigste faktorene for å forstå egenskapene til et materiale er:

- Flytegrense
- Strekkfasthet
- Elastisitetens Modul
- Hardhet
- Massetetthet

Materialeegenskaper blir funnet ved hjelp av diverse prøvemethoder, noen av disse metodene består av f.eks. strekkprøver, hardhetsmåling og utmatting prøver (Grøndalen, 2002). For å få et bilde av hvordan et materiale oppfører seg blir det ofte utført strekkprøver. Strekkprøver gir deg en kurve hvor du ser spenning på y-aksen og forlengelse på x-aksen. Test-kurven gir deg flere viktige materialfaktorer, den første linjen gir deg informasjon om hvor langt materialet kan strekke seg for så å kunne gå tilbake til opprinnelig lengde. Ved å ta delta sigma over delta epsilon vil du få ut Elastisitetensmodul, dette gir deg en indikasjon på hvor stivt materialet er, som er viktig i forhold til hvor mye man vil at et materiale skal bevege seg i den elastiske sonen (Grøndalen, 2002, s24). På toppen av den lineære linjen vil vi få det som heter flytegrensen (yield strength). Denne enheten gir deg svar på hvor mye spenning materialet kan påføres før det går over til plastisk deformasjon. Etter flytegrensen vil du få en kurve som gir deg strekkfastheten og forlengelse ved brudd. Den gir deg også en indikasjon på hvor mye materialet herder ved plastisk deformasjon (Grøndalen, 2002, s25). Denne kurven vil som oftest vise at spenningen ikke øker så mye, men forlengelsen øker ganske betydelig. Ut fra strekkprøving vil du få en kurve som kalles spennings-tøyning-kurven (Engineering Stress-Strain Curve), denne kurven er i realiteten ikke en 100% tilnærming av virkeligheten fordi testen ikke måler forandringen i arealet ved strekk. For å få et tilnærmet virkelig resultat må

man ta til betraktning at arealet til prøvestaven blir redusert ved plastisk deformasjon. Dette tilsier at kurven fra fasthets punktet til brudd, vil gå i en brattere kurve enn ved spenning-tøyning-kurven kurven ut fra at spenningen vil øke. Denne kurven kalles reelle spenning-tøyning-kurven (true Stress-Strain curve) og vil da gi deg den mest realistiske spenning-forlengelses kurven. (Grøndalen, 2002, s58)

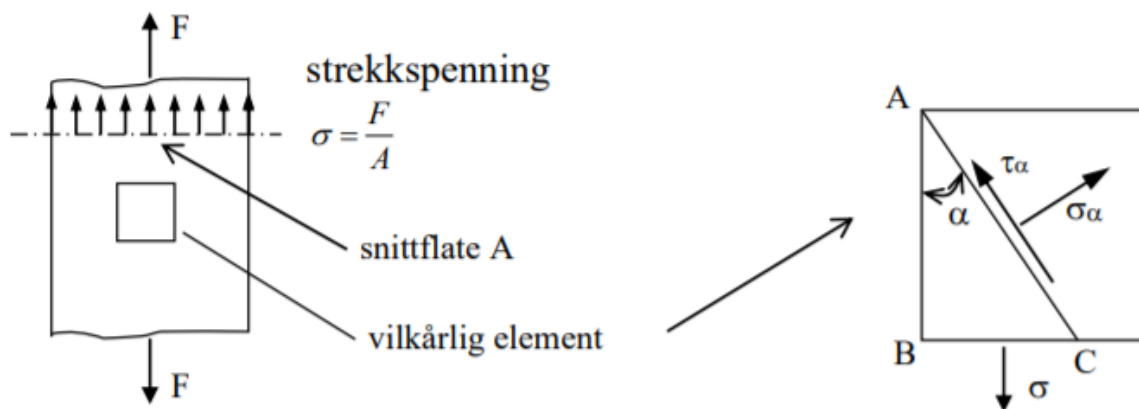


Figur 1, Stress kurve (Mathalino, 2020)

Massetettheten til materialer har en stor variasjon ut fra hvilken type materiale produkter blir laget av. Super-Duplex er et mye brukt materiale og har en massetetthet på ca. $7,8\text{g/cm}^3$ (Smiths, 2018b). Dette tilsier at materialet er relativt tungt i forhold til aluminium som har en massetetthet på $2,7\text{g/cm}^3$ (Grøndalen, 2002, s142). Stivheten i forhold til vekt for en aluminiumslegering tilsier at man må ha et areal som er ca.3 ganger så stor som Super-Duplex for at aluminiums konstruksjonen vil få samme stivhet som Super-Duplex. Dette må gjøres på grunn av elastisitet modulen på 70GPa som er ca.3 ganger så liten som Super-Duplex på 200GPa . Nyere aluminiumslegeringer har ved herding og sammensetning fått høyere styrke over tid og har muligheten til å erstatte stålkonstruksjoner ved tanke på styrke. Aluminiumslegeringene har blitt sterke på grunn av industrier som flyindustrien (Aircraft Extrusion, u. å.), dette har gitt muligheten for bruk av aluminium i andre konstruksjoner og industrier som ikke var mulig tidligere.

2.2 Styrke og spenningsberegning

For å dimensjonere et produkt er styrkeberegning en svært viktig del av designprosessen. Materialer blir testet og får en spesifikk grense på hvordan materialet vil oppføre seg ved forskjellige spenninger. Spenningene er som regel ikke bare vinkelrett på legemet og kan derfor bli en utfordring å beregne. For å forsikre seg om at produktet tåler de kreftene som blir påført er det viktig å finne den maksimale spenningen som legemet vil bli utsatt for. De to spenningstypene som man må ta betraktning til er strekkspenninger og skjærspenninger. Strekkspenninger opptrer ved en enkel formel som tar kraft(F) delt på areal(A), denne enheten blir omtalt som MPa altså Mega Pascal, også det samme som N/mm^2 . Denne enheten blir brukt ved materialegenskaper og er en av de viktigste enhetene til styrkeberegning (Johansen, 2012a).



Figur 2, En-akset spenningstilstand (Johansen,2012a)

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

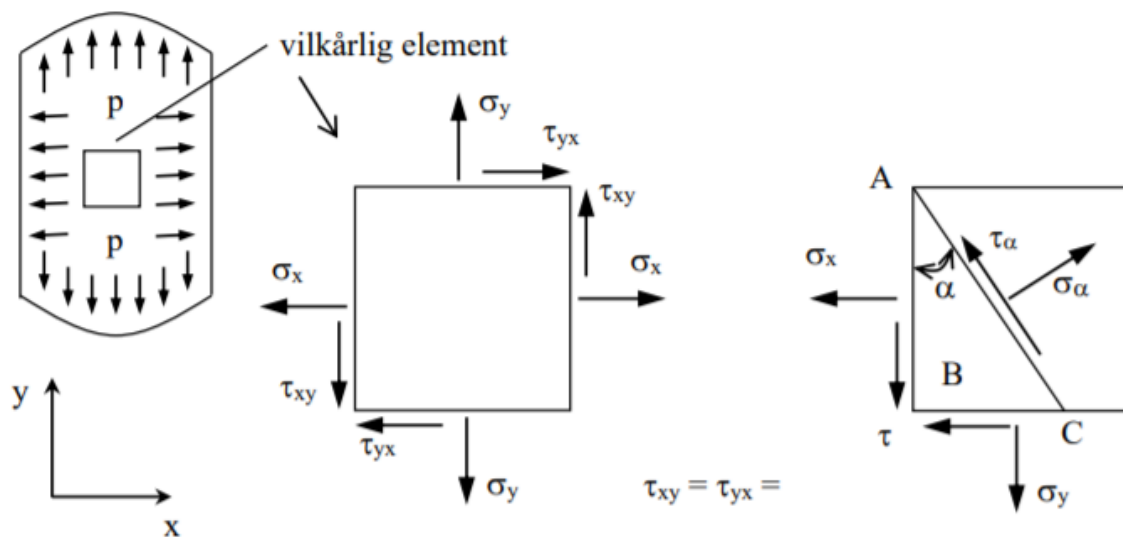
Ved alle krefter vil det oppstå skjærspenninger, skjærspenninger opptrer som regel parallelt ved kraften, men ved strekkrefter vil skjærkraften opptre ved 45 graders vinkel over tverrsnittet. Dette gir da denne formelen med sigma delt på 2, skjærspenninger har forskjellige formler ut fra hvordan legemet som beregnet er utformet. Men den enkleste formelen for skjærkraft er ved strekk som ved formelen under. (Johansen, 2012a)

$$\tau = \frac{1}{2}\sigma$$

Disse kreftene er mulige og beregne ved enkle konstruksjoner hvor kreftene er en-akset. Ved komplekse krefter og konstruksjoner blir FEA brukt, og datamaskiner tar over kalkuleringen som tar ned tidsbruken ekstremt mye. Mennesker kan gjøre denne jobben, men vil være veldig vanskelig å få til. (Johansen, 2012a)

2.2.1 To-akset spenningstilstand

En trykksatt beholder vil ha trykk som fordeler seg likt over alle overflater i beholderen. Ut fra dette kan man velge et vilkårlig element som man selv velger hvor x og y retning skal være. Vi tar og et element og legger en vinkel fra A hjørnet ned til punkt C. (Johansen, 2012a)



Figur 3, To-akset spenningstilstand (Johansen, 2012a)

Ut ifra dette to-akset-spennings elementet vil vi få en formel for spenning som tilsvare:

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \cos 2\alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha$$

Vi får og en formel for skjærspenningen som tilsvare:

$$\tau_{\alpha} = \tau_{xy} \cdot \cos 2\alpha - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \cdot \sin 2\alpha \text{ (Johansen, 2012a)}$$

2.2.2 Bolt forspenning

Bolt forspenningskraften er en kraft som oppstår i aksial retning etter bolten er tiltrukket med riktig moment. Siden stål har mulighet til å strekke seg uten å gå til plastisk deformasjon kan

dette brukes til å få det som kalles forspenning. Kraften som oppstår ved bolt tiltrekning, kommer an på materialets flytespenning. Vanligvis brukes mellom 75 til 95 prosent av flytegrensen til forspenningen. Hvor boltene skal brukes om igjen pleier 75 prosent av flytespenningen og være bra, ved permanent sammensetning bruke opp mot 95 prosent. (Standard Norge, 2003)

$$F = c A_t S_p$$

$$c = 0.75 \text{ eller } 0.90$$

$$A_t = \text{Spenningsareal}$$

$$S_p = \text{Flytegrense}$$

(Bolt Preload Tension Force Equation & Calculator, u.å.)

2.3 Materialer

2.3.1 Super-Duplex ASTM A182

Super-Duplex er et rustfritt stål hvor det er to strukturtyper, altså blanding av austenittisk og ferrittisk struktur. Stålet har en god korrosjonsbestandighet, noe som gjør materialet velegnet til bruk i korrosjonsutsatte områder. Fastheten i materialet Super-Duplex utgjør den største forskjellen mellom et normalt rustfritt materiale som f.eks. S316. Fasthetsklassen gjør materialet brukbart til arbeid hvor det er stor trykk eller belastning. (Johansen, 2012b) (Smiths, 2018b)

Korrosjonsbestandigheten til et rustfritt stål kommer av et tynt beskyttende oksygen sjikte. For å kalle et materiale for rustfritt må materialet ha et Cr innhold på 12% og oppover. Super-Duplex har et Cr nivå på 24-26% og et nikkel nivå på 4,5-6,5%, noe som gjør materialet meget korrosjonsbestandig. Dette gir gode fordeler mot spaltekorrosjon som er en hendelse som kan skjer i oksygen manglende områder som vann. Ut fra disse egenskapene gir Super-Duplex deg et godt materiale til bruk i offshorevirksomheter. (Johansen, 2012b) (Smiths, 2018b)

Materiale	Strekfasthet	Flytegrense	Kjemisk Sammensetning	%
ASTM A182	800MPa	530MPa	C	0,03
Thermal conductivity = 15 W/ m*K Coefficient of thermal expansion = 13 10 ⁻⁶ /K Specific Thermal Capacity = 500 J/Kg*K E-Modul= 200 GPa Tangent modulus= 2028 MPa Poisson's Ratio = 0,278			Mn	1
			P	0,03
			S	0,01
			Si	1
			Cr	24-26
			Ni	4,5-6,5
			Mo	3-4
			N	0,25
			W	0,08-0,20

Tabell 1, Sammensetning ASTM A182 (SmithMetals, 2018b)

2.3.2 ASTM A453 Grade 660 Class D

ASTM A453 Grade 660 Class D er en rustfri/syrefast bolt med høy styrke og korrosjonsbestandighet. Boltene er for det meste laget av jern, nikkell, krom, og har i tillegg små mengder med andre metaller for å få riktig materialeegenskaper. Boltene har gode materialeegenskaper ved høye temperaturer og er et godt alternativ når temperaturvariasjoner kan være store. Styrken til boltene er høy ut fra vanlige styrker på rustfrie bolter. Dette gir boltene gode egenskaper ved arbeid som trenger stor tiltrekningskraft. (TorqBoltInc, 2019) (Johansen, 2012b)

Materiale	Strekfasthet	Flytegrense	Kjemisk Sammensetning	%
Bolt grade 660 Class D	895MPa	725MPa	C	0.08
Thermal conductivity = 13 W/ m*k Coefficient of thermal expansion= 14,7 *10 ⁻⁶ /K Specific Thermal Capacity = 422 J/Kg*K E-modul= 201GPa			Mn	2.00
			P	0.04
			S	0.03
			Si	1.00
			Ni	24.0-27.0
			Cr	13.5-16.0
			Mo	1.0-1.5
			Ti	1.9-2.35
			Al	0.35
			V	0.10-0.50
		B	0.001-0.01	

Tabell 2, Sammensetning Bolt grade 660 Class D (TorqBoltInc, 2016), (Steel Stores, 2019)

2.3.3 Inconel Alloy 625

Inconel Alloy 625 er en Nikkel-Krom-Molybden-Niob legering som er laget for bruk i marine og oljeindustrien. Legeringen har en høy korrosjonsbestandighet ut fra de høye verdiene på krom, molybden og nikkel. Inconel 625 har et nikkel nivå på 58-71% og et krom nivå på 21-23%, noe som gjør materialet god egnet i korrosjonsutsatte steder som sjøvann. Det meste av styrken kommer av krom og molybden innholdet. Niob har og en liten effekt og det samme har det lille jern innholdet. For å få den store styrken på opptil 730MPa blir materialet glødet ved 1000+ grader over en viss periode og varme utherdet til slutt. Inconel er et metallurgisk stabilt materiale, og vil ikke eldes over tid som mange andre materialer vil. Dette gjør materialet meget egnet til oppgaver som trenger stor styrke og god resistens mot omgivelsene over lang tid. (Special Metals, 2013) (VDM metals, 2020)

Materiale	Strekfasthet	Flytegrense	Kjemisk Sammensetning	%
Inconel Alloy 625	730MPa	330MPa	Ni	58-71
Thermal conductivity = 12.4 W/ m*K Coefficient of thermal expansion = 12.51 10 ⁻⁶ /K Specific Thermal Capacity = 496 J/Kg*K E-modul=209 GPa Tangent modulus= 2074 MPa Poisson's Ratio = 0,278			Cr	21-23
			Fe	5
			C	0.03
			Mn	0.5
			Si	0.4
			Co	1
			Al	0.4
			Ti	0.4
			P	0.01
			S	0.01
			Mo	8-10
Nb+Ta	3.2-3.8			

Tabell 3, Sammensetning Inconel Alloy 625 (VDM Metals, 2020)

2.3.4 Aluminium

Aluminium er et lettmetall som blir utvunnet av steinen bauksitt. Aluminium har over tid blitt et godt materiale som blir brukt i maritime industrier og flyindustri. Dette er ut fra sine gode egenskaper mot korrosjon på grunn av oksidsjiktet som oppstår ved kontakt med oksygen og materialets vekt. (Johansen, 2012c)

Al 99,5%	
Strekkfasthet	95MPa
Massetetthet	2,71 g/cm ³
E-modul	69GPa

Tabell 4, Al 99,5 % (Young's Modulus)

Med en vekt på ca. 2.7g/cm³ gir aluminium deg en mulighet til å redusere vekt hvor vekt har en stor betydning for effektivitet i f.eks. flyindustrien. Ved en elastisitetsmodul på 69GPa må som sagt materialet modifiseres noe i størrelse for å oppnå samme stivhet som andre materiale. Aluminium har med tid nærmet seg noen av de sterke rustfrie materialene og har muligheten til å konkurrere med dem og andre materialer med større styrke. Styrken på ren aluminium ligger på omtrent 70MPa men kan bli betraktelig høyere ved enkelte legeringer eller innherdings metoder. Kald smiing er å en generell vanlig metode og styrke aluminium på og blir ofte bruke ved forming. (SNL, 2018)

2.3.5 7068 Alloy

Aluminium 7068 Alloy er en varmebehandlet legering som har høy styrke. 7068 gir også den høyeste mekaniske styrken sammenlignet med alle aluminiumslegeringer. (Smiths, 2018a).

Med sink, magnesium og kobber som majoritets ingrediensene i materiale, så har det i ettertid blitt kalt for Aircraft Alloy (fly legering) pga. den gode korrosjonsbestandighet og evnen til å lede strøm. (Aircraft Extrusion)

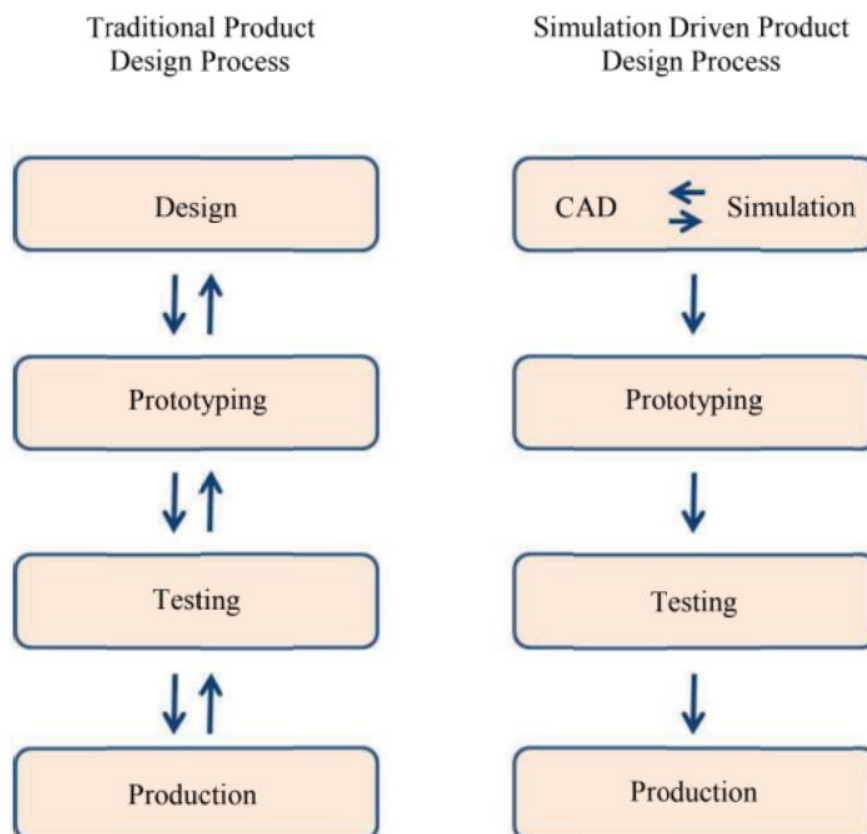
Materiale	Strekfasthet	Flytegrense	Kjemisk Sammensetning	%
7068	628MPa	524MPa	Zn	7,3-8,30
Thermal conductivity= 190 W/ m*K Coefficient of thermal expansion= 23,4 10 ⁻⁶ /K Specific Thermal Capacity= 1050 J/Kg*K E-Modul= 73,1GPa Tangent modulus= 1816MPa Poisson's Ratio= 0,23			Mg	3,03
			Cu	1,6-2,4
			Fe	0,15
			Mn	0,10
			Ti	0,10
			Si	0,12
			Cr	0,05
			Ni	0,0075
			Al	85,51

Tabell 5, Sammensetning 7068 (Smiths, 2018a), (Ijitee, 2020)

2.4 Elementmetoden

2.4.1 Finite Element Analysis

FEA også kalt Finite Element Analysis (element metoden) er en numerisk metode for å løse en rekke problemstillinger ved differensialligninger og integralligninger. Metoden ble utviklet av ingeniører innen styrkeberegning, og har gjort det mulig å beregne problemstillinger ved hjelp av matrisestatikk. Metoden kan brukes ved to og tredimensjonale konstruksjoner, og gjør det enklere å få gode resultater på komplekse konstruksjoner (Bell, 2019). FEA har gjort designprosessen bedre og gjør at tidlig testing fører til riktig dimensjonering i et tidlig stadium. Dette gjør at prototyper kan bli testet digitalt før en prototype blir laget i virkeligheten, som gjør at en slipper å utføre den originale prosessen i flere omganger med å designe, prototype og teste produkter (Kurowski, 2018, s7)

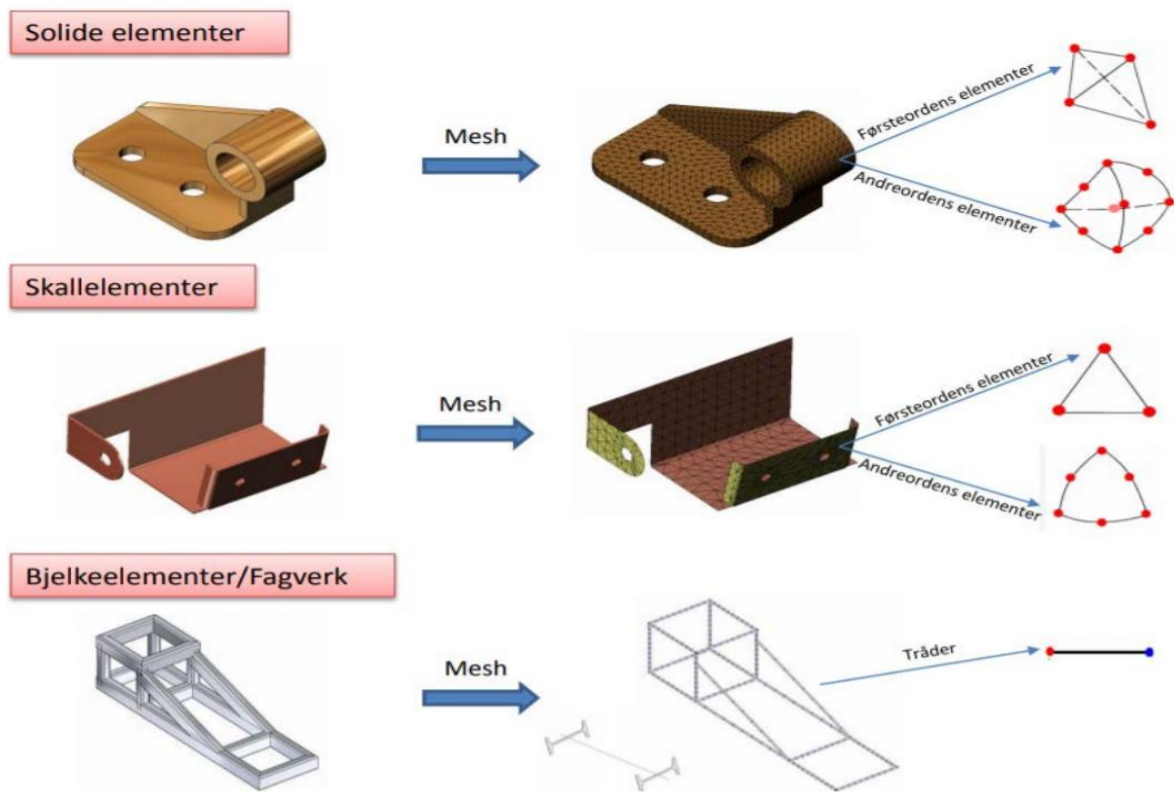


Figur 4, Forskjellige designe prosesser (Kurowski, 2018, s7)

For å gjøre kalkuleringen av modellene mulig er modellene nødt til å bli delt inn i elementer og noder. Elementene som oppstår ved meshing blir som oftest laget i trekkanter som settes sammen i lengder og bredder for å få elementer over hele modellen (Ninive, 2018). Størrelsen på elementene har betydning på hvor nøyaktig simulering kan bli, men tar lengre tid å simulere på grunn av datakapasiteten som trengs for de matematiske beregningene.

2.4.2 Solid mesh (solidelementer) og Shell mesh (skallelementer)

Elementene som brukes i meshen kan ha førsteordens elementer eller andre ordens elementer. Førsteordens elementer har kun mulighet til å bruke på rette flater og linjer. For å simulere kurvede linjer blir det som heter andreordens elementer brukt, disse elementene har ikke bare noder i alle hjørnene, men også noder i midten av alle hjørnene (Kurowski, 2018, s21). Dette gir da muligheten til å lage kurvede elementer som kan brukes i hull eller andre kurvede konstruksjoner. Element typene som blir brukt er solide elementer (tetraedere), skallelementer og bjelkeelementer/fagverk. Skallelementer brukes på overflater hvor det ikke er noe tykkelse (Kurowski, 2018, s16). Bjelkeelement/fagverk brukes på diverse konstruksjoner hvor bjelker og rør blir brukt, ved f.eks. sveiste bjelkekonstruksjoner (Kurowski, 2018, s18). Solide elementer (tetraedere) blir brukt på modellen med overflater og tykkelse som for eksempel ved et flattjern med 60 mm bredde og 10 mm tykkelse. (Ninive, 2018)



Figur 5, Forskjellige elementer (Ninive, 2018)

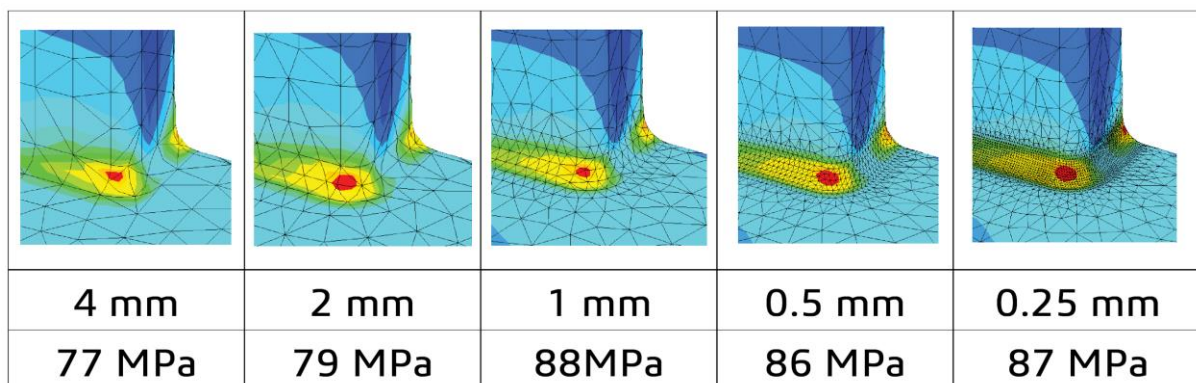
2.4.3 Mesh kvalitet

Mesh er en metode hvor modellene blir delt opp i elementer/trekanter jevnt over hele modellen. Dette gjør det som sagt mulig og matematisk beregne spenning, forlengelse og deformasjoner. Størrelsen på mesh har en generell betydning på hvor nøyaktige beregningene blir, og blir bestemmes ut fra bruker. Den største utfordringen ved fine elementstørrelse er den store datakapasiteten som trengs for å kjøre simuleringen raskt. Solidworks har «Mesh-Control» som gir deg en standard størrelse på mesh ut fra grov, medium og fin mesh (Kurowski, 2018, s51). ANSYS har ikke like enkle valg, men har mange justeringsmuligheter for å lage den meshen man ønsker. En av disse alternativene er at du kan spesifisere en generell mesh størrelse som hele modellen vil få. Deretter forandrer man meshen ut fra størrelsene på diverse flater/punkter som trengs for at spenningene skal bli mest optimale. For å sjekke om mesh er korrekt ut fra symmetrien på modellen brukes noen verktøy som Aspect-ratio og Jacobian. Aspect-ratio går ut fra symmetrien på trekant elementene, og ser på forskjellen mellom den minste og lengste siden i elementet (Kurowski, 2018, s436). Jo nærmere tallet 1 på ratioen på (tetraeder) jo bedre blir ratioen. Hvis ratioen er langt fra 1, må elementene gjøres finere i de enkelte områdene. Jacobian er og et godt hjelpemiddel for å se

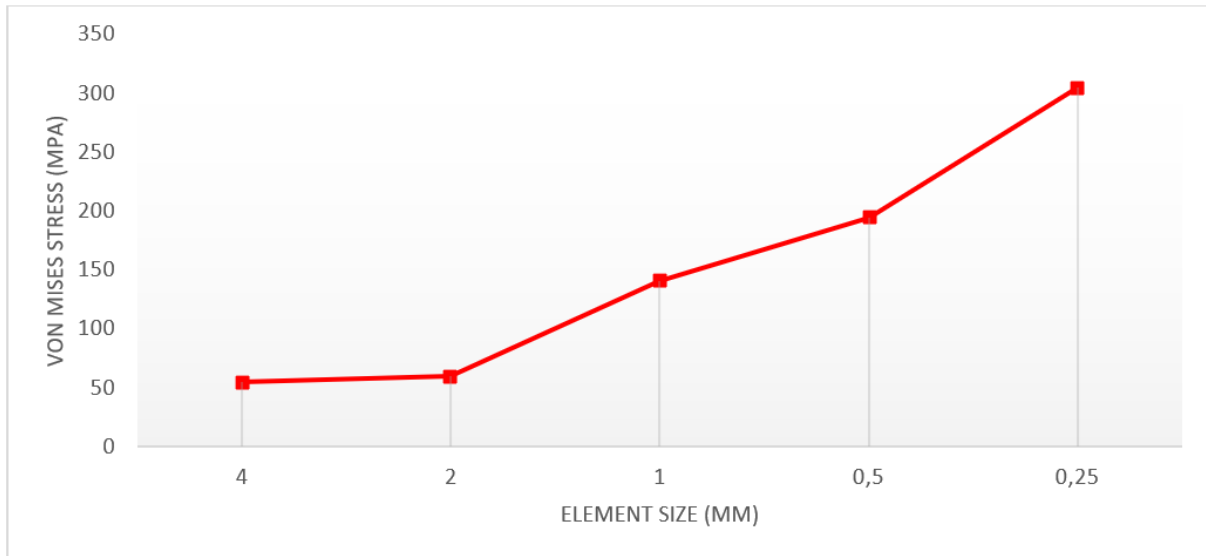
kvaliteten på meshen. Jacobian går ut på deformasjon og krumning i et element ved andreordens element, og har et perfekt resultat på 1. Ved å bruke disse mesh kvalitet mulighetene gjøres det enklere å velge god mesh tidlig i analysen. (Ninive, 2018)

2.4.4 Spenning Singularitet

I simuleringprosessen vil det oppstå problemer med punkter som gir urealistiske høye spenninger. Disse spenningene kalles for spenningssingulariteter. Dette oppstår ofte i hjørne hvor geometrien har en lav radie. Spenning blir definert som kraft delt på areal. Det oppstår spenningssingularitet i hjørner hvor arealet og radien reduseres til omtrentlig null som følge av at spenningen i hjørnet stiger mot uendelig. (Solidworks, 2018) Dette problemet kan fikses ved å unngå 90 grader vinkler, og sette inn avrundede hjørner i stedet for å beholde de skarpe kantene. Spenningssingulariteter kan i tillegg oppstå ved kontaktflater med forskjellige strukturer, fastholdningsområder eller hvor det påføres belastninger. For å redusere eller eliminere singulariter må elementstørrelsene justeres. Ved nedjustering av elementstørrelse vil vi kunne få en konvergens av spenningskonsentrasjonene, noe om vil gi oss et riktig bilde av kreftene som oppstår ved belastninger på konstruksjonen. Det er viktig å ikke ha en for liten mesh ettersom dette vil gi oss en singularitet i meshen isteden. (Solidworks, 2018), (Science Direct, 2016)



Figur 6, Maksimum von Mises Stress på forskjellige element-størrelser (Solidworks, 2018)



Figur 7, Konvergens av Von Mises (Solidworks, 2018)

2.4.5 Analyser typer med FEA

Ved simulering brukes forskjellige type analyser og metoder ut fra hvilke analyser som trengs, den vanligste formen for analyse er statisk analyse (Static-Structural). Statisk analyse gir deg spenninger, forlengelse og deformasjon i en modell, og kan brukes som et godt hjelpemiddel ved å simulere prototyper i et tidlig utviklings stadie. Dette gir fordeler hvor man slipper å lage flere test-prototyper og kan få et godt resultat fra første design (Kurowski, 2018). Statistiske analyser kan så bli analysert med lineære analyser (linear analysis) eller ikke-lineære analyser (nonlinear analysis). Lineære analyser er en analyse som går på at forholdet mellom spenning og forlengelse ikke forandres. Dette gir da ikke mulighet til å analysere modeller som overskrider den plastiske sonen etter flytegrense. Ikke-lineær analyse ser på materialer som blir påført stor nok kraft til at materialet blir plastisk deformert hvor det oppstår forandring mellom spenning og forlengelse (Solidworks, 2010). Denne analysen blir brukt hvor modeller har mulighet for å få varig deformasjon ved f.eks. pakninger mellom rør. Ved ikke-lineære analyser trengs mer informasjon om materialegenskapene, ofte ut fra strekk tester hvor man får en Stress-Strain kurve. Ut fra denne kurven kan man enten plote hvordan materialet vil oppføre seg ved å bruke multilinear analyse. Har man ikke hele Stress-Strain kurven kan man regne ut en lineær linje som tilsvarer hvor materialet begynner å gå til plastisk deformasjon altså flytegrensen fram til bruddpunktet. Denne linjen blir kalt tangentmodulen og er en forenklet måte å simulere ikke lineære analyser om man skulle mangle en del informasjon. For å få et svar som tilsvarer mest mulig på virkeligheten må man kalkulere

det som kalles True-Strain, true ultimate Strain, og finne true-ultimate-stress og true-yield-stress. Disse egenskapene kan kalkuleres ved disse formlene (EDR-MEDES0, 2020):

$$\sigma_{true} = \sigma_{nominal}(1 + \epsilon_{nominal}) \quad \text{og} \quad \epsilon_{true} = \ln(1 + \epsilon_{nominal})$$

$$\text{Tangent modulus} = \frac{\text{ultimate stress} - \text{yield stress}}{\text{ultimate strain} - \text{yield strain}}$$

Termiske analyser er en analyseform som blir brukt der det er temperaturforskjeller som kan gi utfall som er ikke ønskelige. Ofte brukt ved beregning av gassturbiner hvor høye temperaturer blir til under arbeid. Termiske analyser kan bli satt sammen med den statiske analysen, og det vil gi en god indikasjon på hva temperaturen kan gjøre med spenninger og utvidelser samt krymping. (ANSYS, 2021a)

2.5 Programvare

2.5.1 Solidworks

Solidworks er et velkjent dataassistert program (CAD) som brukes av mange ingeniører og designere til konstruksjon og testing av prototyper, fagverk, byggverket etc. Solidworks er hovedsakelig til hjelp for den som holder på med tredimensjonale modeller, men kan brukes av hobbybrukere til designing av små komponenter som skal 3D printes. Solidworks er relativt enkelt i forhold til ANSYS, men krever at du har visse forkunnskaper for å kunne finne frem og navigere det i programmet.

2.5.2 ANSYS

ANSYS er et litt mer avansert dataassistert program enn Solidworks på FEA. Programmet er noe brukt av både akademikere og ingeniører i industrielle sammenhenger. ANSYS Workbench er en videreutviklet versjon av ANSYS Mechanical APDL (ANSYS Parametric Design Language). Programmet brukes til å utføre termiske, elektromagnetiske og statiske analyser osv. Workbench har muligheten for å importere CAD-modeller, da modellering i ANSYS kan være litt krevende.

3. Metode

For å svare på oppgaven på best mulig måte har vi valgt å gjøre følgende:

Metode kapittelet går gjennom generelle fremgangsmåter for hvordan oppgaven ble utført, og hvilke hjelpemidler som ble brukt for å få resultat. Metode for bruk av programvaren vil bli vist for å forklare hvordan og hvorfor vi har gjort slik.

3.1 Generell metode

Denne bacheloroppgaven har et hovedfokus på FEA, og bygger på spenningsanalyser. Metoden går ut på bruk av kvantitativ metode. FEA er velkjent av gruppen, men har tidligere kun blitt brukt i programmet Solidworks. På grunn av manglende kunnskap om hvordan programmet ANSYS skal brukes, vil mye av metodene for å gjennomføre oppgaven gå ut på testing og feiling. I denne avhandlingen vil vi bruke noe kunnskap vi allerede har fra før, mens vi må lære oss mye nytt. På grunn av at vi aldri har bruk ANSYS må vi jobbe med både offentlig informasjon og EDR-MEDES0 som vi fikk tilgjengelig av veileder/opplegsgiver litt etter arbeidsstart. EDR-MEDES0 er et informasjons bibliotek som består av diverse formler, videoer og forklaringer om hvordan man bruker programmet.

3.1.1 Litteraturstudie

I denne oppgaven har vi brukt en kvantitativ metode hvor vi har samlet inn litteratur som trengs for å kjøre FEA. FEA krever spesifikke materialegenskaper som kommer fra testing i lab, disse materialegenskapene har vært kritiske for å utført analysene.

3.1.2 Solidworks

Alle delene vi trengte til oppgaven er laget i Solidworks. Dette er fordi vi syntes Solidworks er et meget bra program for å konstruere deler. Solidworks har egenskapene til å kjøre FEA, men vi overførte filene til ANSYS og fortsatte der.

3.1.3 ANSYS

ANSYS er et CAD/FEA-programvare som brukes til å designe og beregne styrker til et produkt. Programmet ble anbefalt av veileder ut fra programmets gode egenskaper ved Finite Element analyse. Gruppen kommer til å bruke ANSYS Workbench 2021 R1. CAD har noen spesifikke steg på hvilken rekkefølge programmet skal brukes. Det ble fortalt at andre bedrifter som driver med lignende komponenter muligens vil være mer interesserte i simuleringer fra dette programmet.

3.2 Finite Element Analysis Method

Resultatene vi får fra våre simuleringer kommer til å være det største grunnlaget for om vi kommer frem til en god konklusjon på problemstillingene. Om vi gjør feil på FEA, eller om den ikke er definert riktig vil dette resultere til dårlig eller feil resultat.

I ANSYS har du et justerings alternativ som heter Analysis Settings.

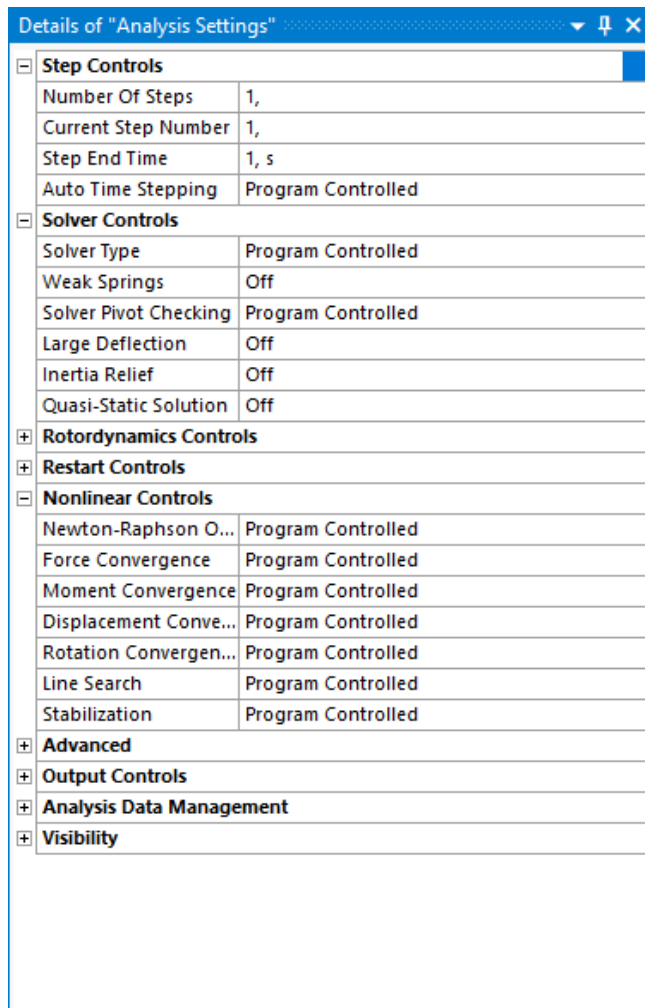
En enkel FEA har 3 steg:

- Fastholdninger (fixtures) må plasseres riktig etter hva man ønsker å teste
- Påføring av last i ønsket retning
- En god mesh

I tillegg til disse har vi noen flere steg vi kan ta for oss for å gjennomføre denne oppgaven, og sikre oss at den blir så lik virkeligheten som mulig.

- Bolt forspenning, sammen klemming av søyler eller bolter
- Materialer og deres egenskaper er også meget viktig for å få en riktig FEA
- Connections, som sier hvordan forskjellige komponenter skal oppføre seg i forhold til hverandre
- Bilineære utregninger som sier hvordan materialet oppfører seg etter flytegrensen
- Temperatur simuleringer, så vi kan gjennomføre oppgaven

3.2.1 Analyse innstillinger



The image shows a screenshot of the ANSYS software interface, specifically the 'Details of "Analysis Settings"' dialog box. The dialog is organized into several expandable sections, each with a plus sign icon on the left. The sections and their contents are as follows:

- Step Controls**
 - Number Of Steps: 1,
 - Current Step Number: 1,
 - Step End Time: 1, s
 - Auto Time Stepping: Program Controlled
- Solver Controls**
 - Solver Type: Program Controlled
 - Weak Springs: Off
 - Solver Pivot Checking: Program Controlled
 - Large Deflection: Off
 - Inertia Relief: Off
 - Quasi-Static Solution: Off
- Rotordynamics Controls**
- Restart Controls**
- Nonlinear Controls**
 - Newton-Raphson O...: Program Controlled
 - Force Convergence: Program Controlled
 - Moment Convergence: Program Controlled
 - Displacement Conve...: Program Controlled
 - Rotation Converen...: Program Controlled
 - Line Search: Program Controlled
 - Stabilization: Program Controlled
- Advanced**
- Output Controls**
- Analysis Data Management**
- Visibility**

Analyse settings er innstillinger hvor du setter opp hvor mange steg du vil programmet skal bruke for å påføre laster, krefter, bolt forspenning og andre ting. Her kan du også velge i hvilke steg aktivitetene skal skje. Dette gjøres for at programmet ikke skal kjøre alle lastene, sammentrekningene eller andre påføringer samtidig. Her kan du også forandre på generelle simuleringsinnstillinger, noe som kan hjelpe til med å gjøre simulerings stegene mer opp imot virkelige hendelser. Noen eksempler på dette er Non-Lineære analyser, eller hvor mange steg som skal tas i hver handling.

Figur 8, Analyse settings fra ANSYS

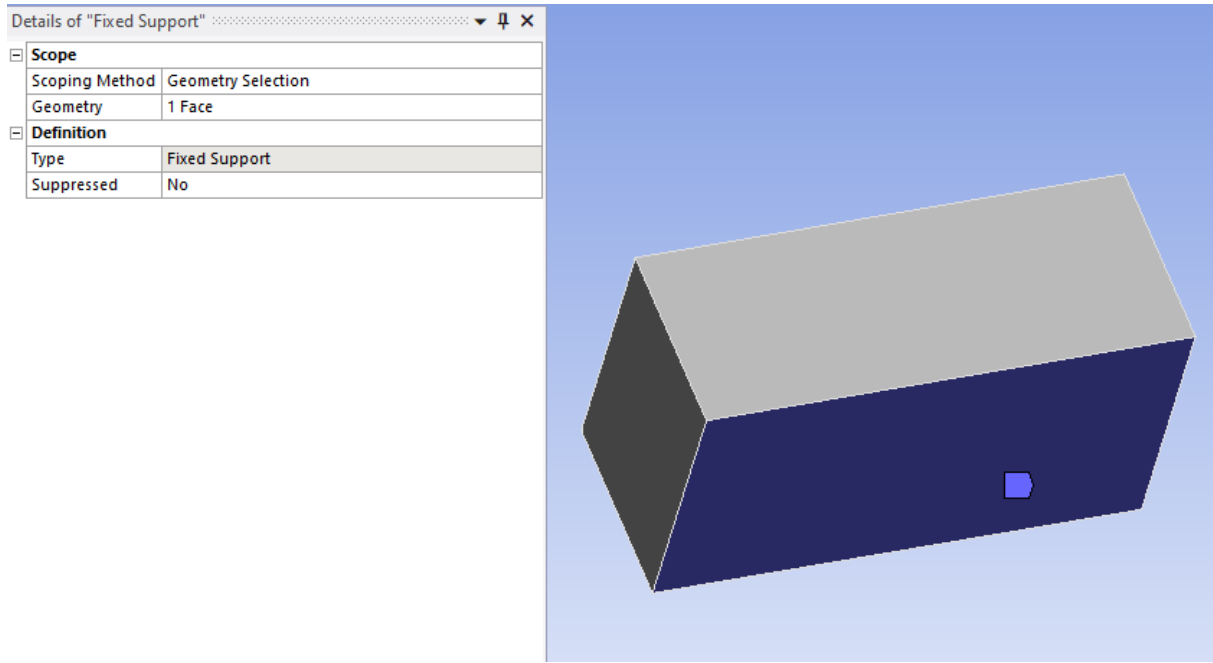
3.2.2 Fastholdninger

For å velge hva slags fastholdninger (fixture) man skal bruke, må man tenke hvordan modellen vil oppføre seg i virkeligheten. Fastholdninger hindrer modellen i å bevege seg på forskjellige måter, du kan bestemme hvilke retninger modellen skal kunne eller ikke kunne bevege seg i. Du kan tillate den å bevege seg litt i noen retninger, eller holde den helt fast så den ikke flytter på seg i det hele tatt. I **Tabell 6** har vi med noen generelle valg av fastholdninger og en beskrivelse av hvordan de virker.

Fixed Support	Bruk en Fixed Support for å totalt hindre en valgt geometri eller mesh fra å bevege eller deformere seg.
Displacement	Bruk en Displacement for å forskyve/forflytte (relativt til den originale posisjonen) en flat eller kurvet side/flate/kant med en eller flere komponenter av en forflytnings vektor.
Remote Displacement	Bruk en Remote Displacement for å legge til både forskyvning og rotasjon på et vilkårlig fjernt eller uavhengig punkt.
Frictionless Support	Bruk en Frictionless Support for å forhindre at en eller flere flate eller buede flater fra å bevege seg i dens normale retning.
Compression Only Support	Bruk en Compression Only Support som forhindrer eller kontrollerer kompresjon i dens normale retning på en eller flere flater.
Cylindrical Support	Bruk en Cylindrical Support i 3D-simuleringer for å forhindre at en eller flere sylindriske flater beveger seg eller deformeres i radielle, aksielle eller tangensiale retninger.
Elastic Support	Bruk en Elastic Support når en eller flere 3D flater eller 2D kanter forflytter eller deformerer seg i henhold til fjær egenskaper.

Tabell 6, Supports for modeller (ANSYS,2021b)

Som et eksempel har vi laget en boks som vi kan si står oppreist på et bord, da vil vi kunne bruke en fastholdning som gjør at den nederste flaten ikke kan bevege seg nedover, eller at flaten ikke kan bevege seg i det hele tatt. Om vi antar at boksen ikke vil skli så kan vi bruke Fixed Support som vist i **Figur 9**.



Figur 9, Fixed support fra ANSYS

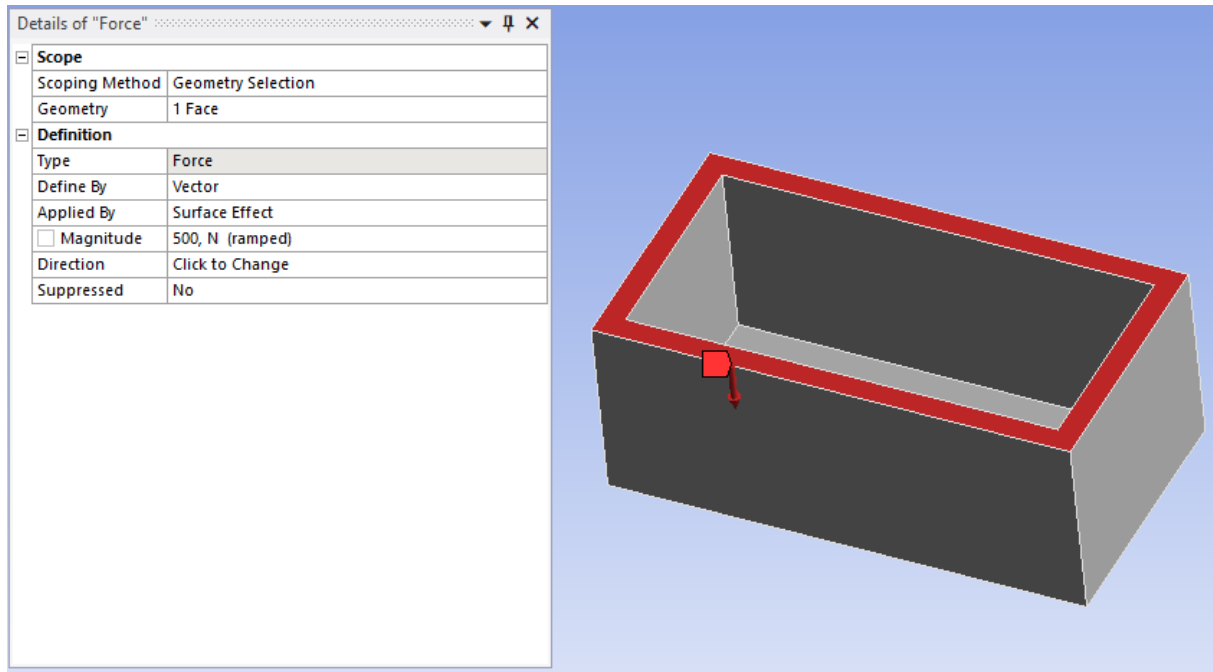
3.2.3 Laster

Påføring av laster er en relativt lik prosess som fastholdninger. Du må prøve å finne en påførings last som vil etterligne virkeligheten så godt som mulig. Det finnes flere typer laster du kan påføre modellen. I **Tabell 7** har vi med noen generelle valg av krefter/laster og en beskrivelse av hvordan de virker:

Pressure	Bruk Pressure når et konstant trykk eller varierende trykk påføres i retning X, Y eller Z på en eller flere flate eller buede flater.
Hydrostatic Pressure	Bruk Hydrostatic Pressure for å simulere trykk, påført av væskens vekt.
Force	Force er en last påført i form av en Vektor som kan påføres på en flate, kant eller node.
Remote Force	Bruk Remote Force når du vil legge til en kraftbelastning som oppstår fra et vilkårlig valgt punkt.
Moment	Moment brukes når du vil legge til et dreiemoment om en akse, på en eller flere flate, eller kurvede flater. Eller om en eller flere kanter.

Tabell 7, Laster som man kan påføre modeller (ANSYS,2021c)

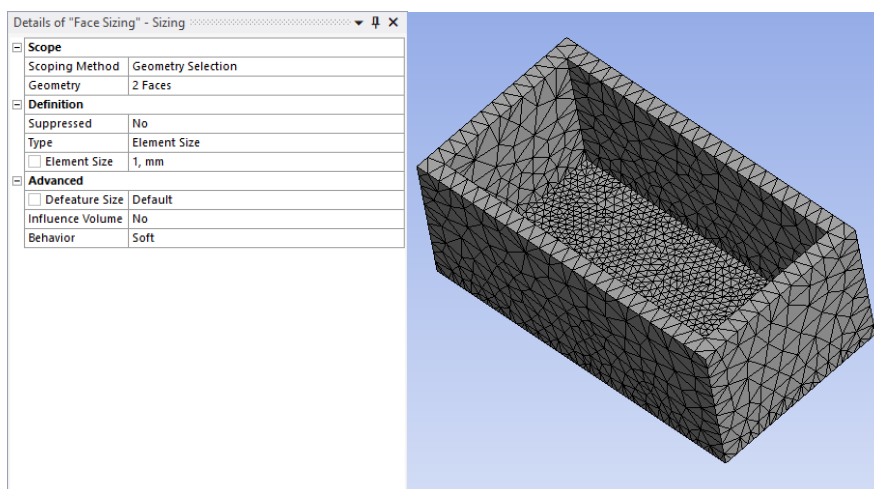
I **Figur 10** under er det påført en last som trykker boksen nedover mot den flaten som er satt fast.



Figur 10, Påføring av Last / Krefter i ANSYS

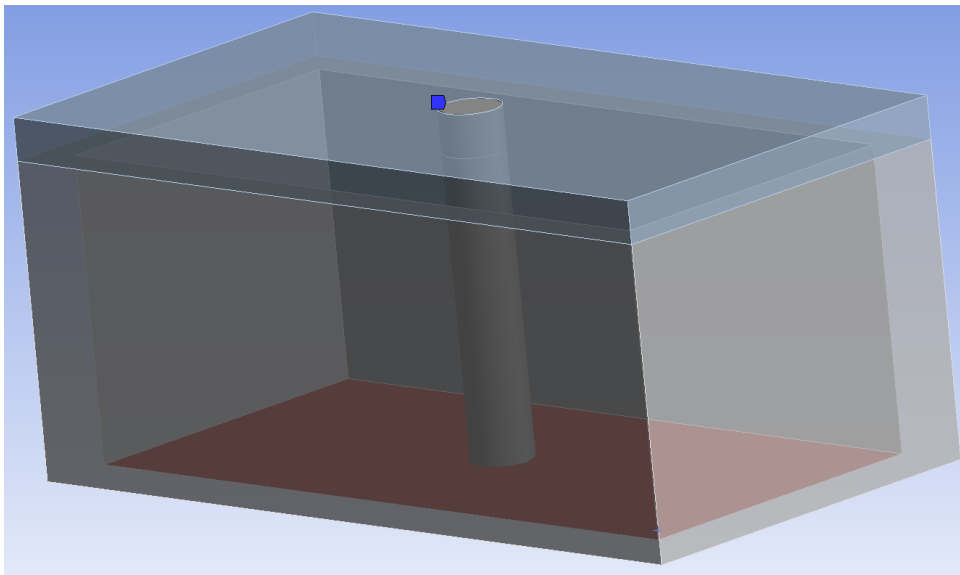
3.2.4 Mesh

Det å lage en god mesh er veldig viktig, og går grovt ut på hvor godt svar man kan få, men en fin mesh trenger mye datakapasitet for å kjøres raskt. Som et førsteutkast for å sikre seg at ting fungerer som planlagt kan man kjøre en simulering med en veldig grov mesh. En god mesh trenger ikke nødvendigvis å ha små elementer overalt, men det er en fordel å ha mindre mesh i kritiske punkter. I **Figur 11** har vi en mesh-control på 1mm bunnen av boksen og på undersiden.



Figur 11, Mesh justering i ANSYS

3.2.5 Forspenning



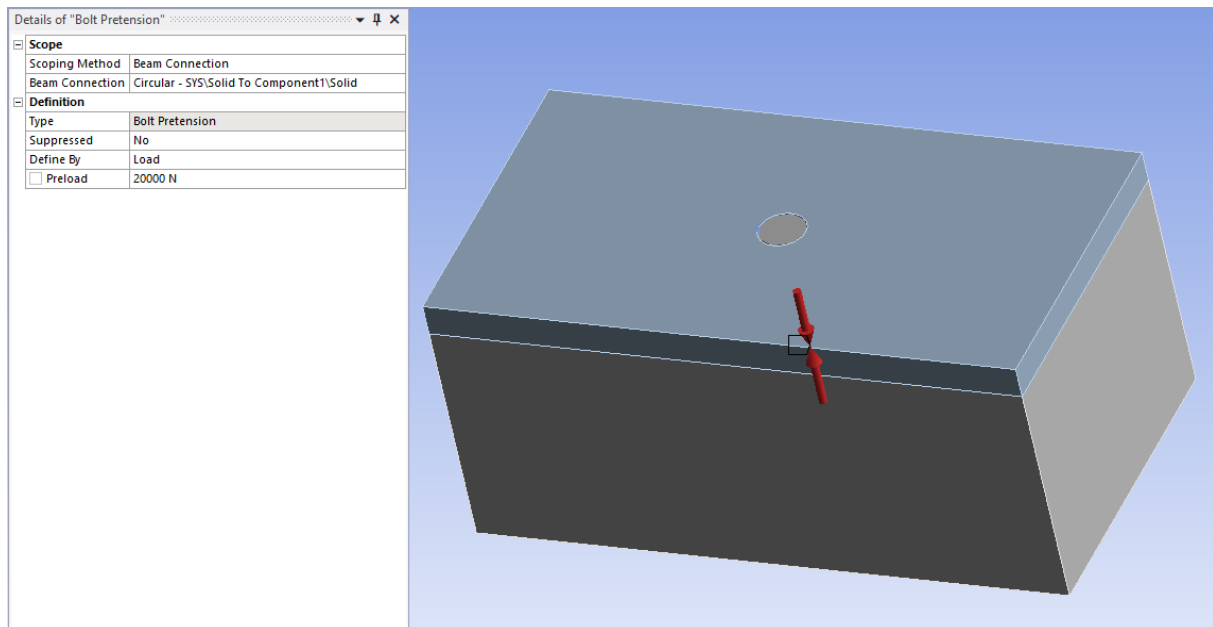
Details of "Circular - SYS\Solid To Component1\Solid"	
Graphics Properties	
Definition	
Material	Structural Steel
Cross Section	Circular
Radius	2, mm
Suppressed	No
Beam Length	22,19 mm
Element APDL Name	
Scope	
Scope	Body-Body
Reference	
Scoping Method	Geometry Selection
Applied By	Remote Attachment
Scope	1 Face
Body	SYS\Solid
Coordinate System	Global Coordinate System
Reference X Coordinate	0,5 mm
Reference Y Coordinate	0,71 mm
Reference Z Coordinate	-13,5 mm
Reference Location	Click to Change
Behavior	Rigid
Pinball Region	All
Mobile	
Scoping Method	Geometry Selection
Applied By	Remote Attachment
Scope	1 Edge
Body	Component1\Solid
Coordinate System	Global Coordinate System
Mobile X Coordinate	0,5 mm
Mobile Y Coordinate	22,9 mm
Mobile Z Coordinate	-13,5 mm
Mobile Location	Click to Change
Behavior	Rigid

Figur 12, Innstillinger for Connections i ANSYS

Figur 13, Illustrert kontakt flater i ANSYS

I connections kan man legge in bjelke, fjærer, lagre og ledd. Vi bruker dette for å legge in en bjelke/rør som går ifra bunnen av boksen og opp til toppen av lokket. Dette er illustrert i **Figur 13**.

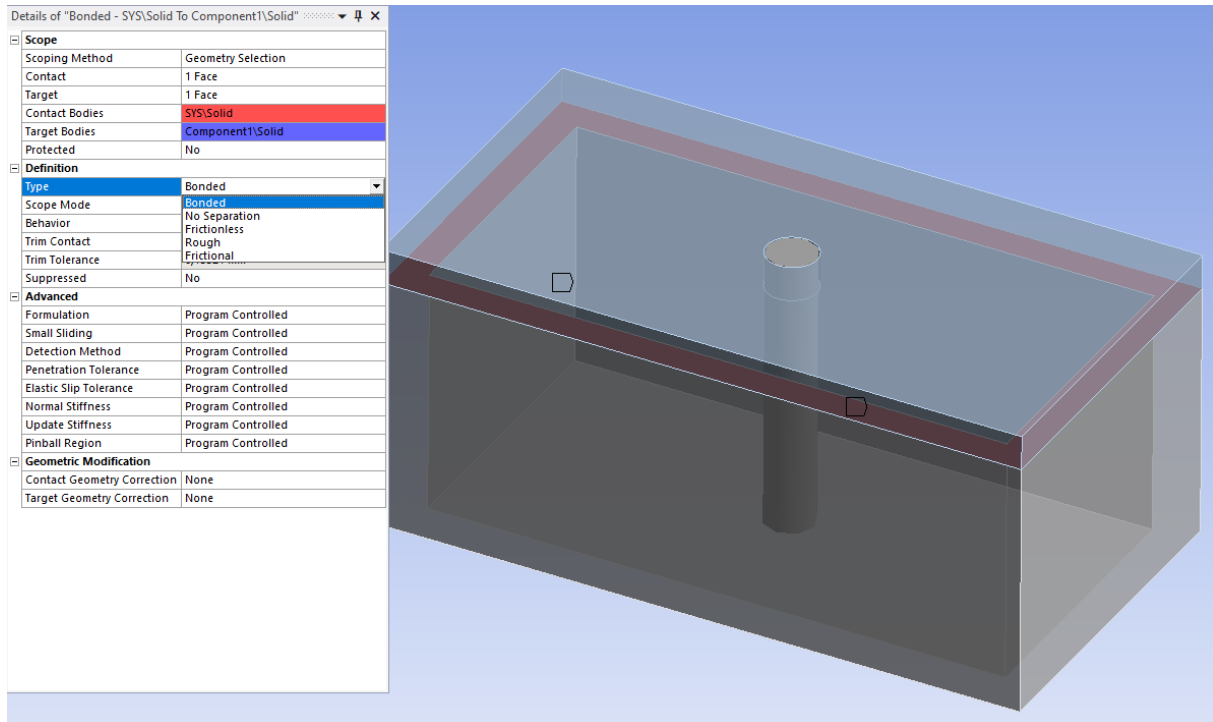
Når denne bjelken er på plass, kan vi finne denne under beam connection i bolt forspenning. Her kan vi legge inn ønsket forspenning. Har man flere steg er det også viktig å sette boltene i lock etter boltene er trukket sammen. **Figur 14** viser en forspenning i den midtre bjelken på 20KN.



Figur 14, Bolt forspenning fra ANSYS

3.2.6 Connections

Connections sier hvordan de forskjellige komponenter skal oppføre seg i forhold til hverandre. Her kan du bestemme om ting skal sitte fast i hverandre, om det skal ligge inntil hverandre, eller om det skal være friksjonsløst eller ha friksjon. Vi bruker her friksjon med en koeffisient på 0,6 for u-smørt metal mot metall. I **Figur 15** peker den røde pila mot kanten av boksen mens den andre pila peker mot undersiden av lokket.



Figur 15, Illustrert kontaktflater med innstillinger for hvordan de skal oppføre seg i ANSYS

3.2.7 Material egenskaper

Materialer og deres egenskaper er meget viktig for å få en riktig FEA. For at programmet skal vite hvordan det skal behandle modellen din, er det viktig at du gir så god materialinformasjon som mulig. All informasjon om materialegenskapene kan justeres i Engineering Data. Det å finne disse kan være krevende ettersom at materialer tester ikke alltid blir publiserte, men kan bli testet og kjøp hos sertifiserte firmaer. I tabellen vist under i **Figur 16** kan man justere alt av materialegenskapene til de materialene som skal brukes i prosjektet. ANSYS har noen generelle materialer de har lagt inn som man kan bruke. Du kan også sette inn hvilket som helst materiale om man har informasjonene om egenskapene.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	7850	kg m ⁻³		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹		
6	Isotropic Elasticity				
7	Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio			
8	Young's Modulus	2E+11	Pa		
9	Poisson's Ratio	0,3			
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa		
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa		
12	Strain-Life Parameters				
20	S-N Curve	Tabular			
21	Interpolation	Log-Log			
22	Scale	1			
23	Offset	0	Pa		
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa		
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa		
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa		
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

Figur 16, Div. justerings muligheter for materialer i ANSYS

3.2.8 Bilineær

I denne oppgaven var det nødvendig å bruke non-linear metode for å få riktig resultat. Ved manglende informasjon om materialene kan man kjøre en bilineær analyse, dette tilsvarer at man kalkulerer en lineær linje som erstatter den plastiske kurven som ville oppstått etter flytegrensen. Tangent modulusen kan bli kalkulert ut av formelen under (EDR-MEDES0, 2020).

$$\text{Tangent modulus} = \frac{\text{ultimate stress} - \text{yield stress}}{\text{ultimate strain} - \text{yield strain}}$$

For å få et mest mulig realistisk svar er man nødt til å regne fram true yield stress og true ultimate stress ut fra de oppgitte egenskapene med formelen under (EDR-MEDES0, 2020).

$$\sigma_{\text{true}} = \sigma_{\text{nominal}}(1 + \epsilon_{\text{nominal}})$$

Dette gir deg en bedre tilnærming på stresset som oppstår nå materialet minsker arealet på grunn av plastisk forlengelse. True ultimate strain og true ultimate yield strain blir kalkulert ved hjelp av en formel (EDR-MEDES0, 2020).

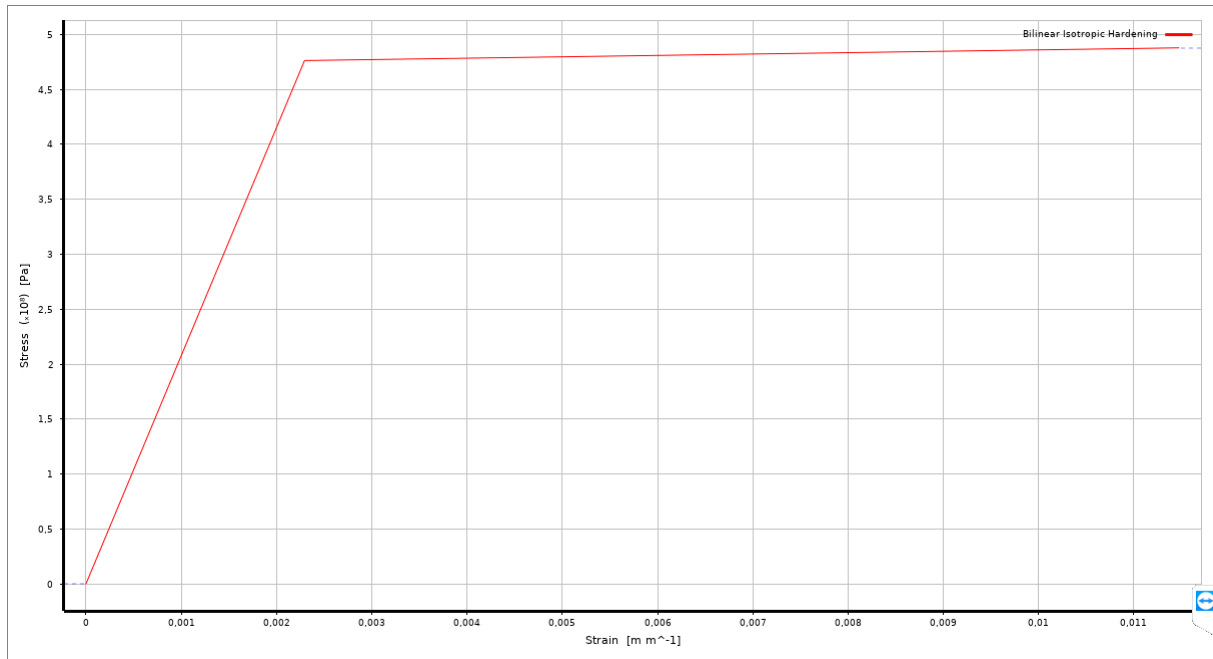
$$\epsilon_{\text{true}} = \ln(1 + \epsilon_{\text{nominal}})$$

Vis ikke forlengelsen ved flytegrensen er oppgitt kan man regne frem en estimert forlengelse ved å bruke formelen. (Sture, 2012)

$$\epsilon_{\text{yield}} = \frac{\sigma_{\text{yield}}}{E\text{-modul}}$$

Ved de fleste tilfeller har man tilgang til datablader som sier hvor mange prosent materialet strekker seg før det går til brudd.

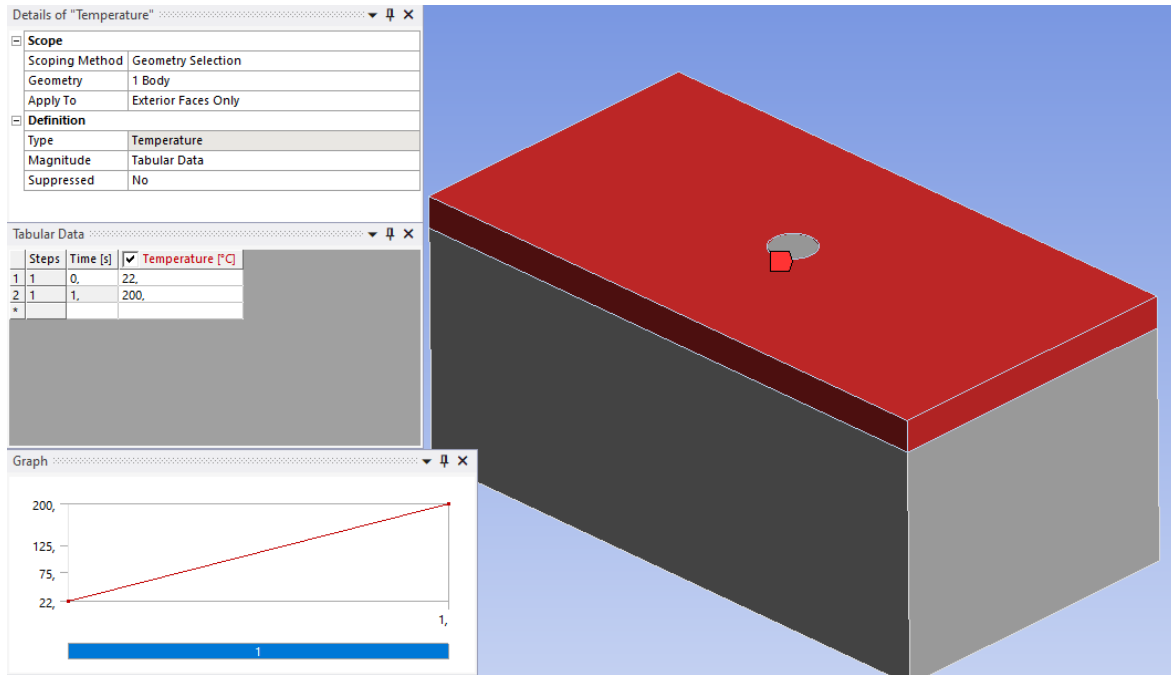
Når man har kalkulert disse formlene og fått ut en tangent-modulus vil man få en stress – strain kurve med en lineære linjer som i **Figur 17**.



Figur 17, Bilinear stress-strain curve fra ANSYS

3.2.9 Temperatur

Ettersom vi er interesserte i hva som skjer med spenningene i modellen når den blir utsatt for temperaturforandringer legger vi til en Transient Thermal. Denne analysen tillater oss å legge in en temperaturforandring som påvirker modellen. Vi valgte å bruke denne analysen ettersom ANSYS Help sier at denne blir brukt som input i static-structural analyser (ANSYS, 2021a). I **Figur 18** viser vi hvordan du kan legge til temperatur i en komponent, her har vi valgt lokket på boksen. Vi har stilt in at temperaturen skal øke fra 22 til 200 grader i steg 1.

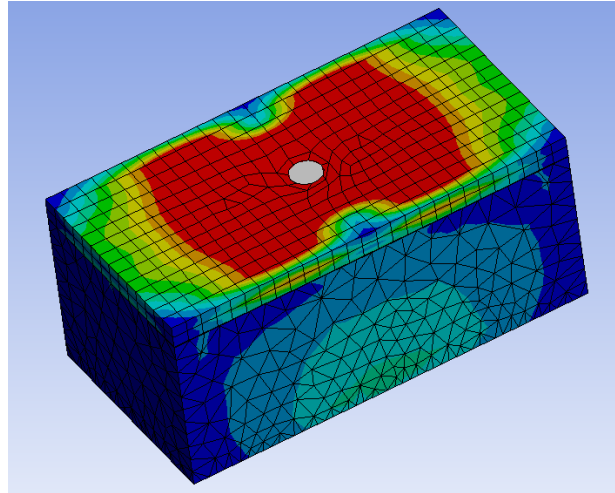


Figur 18, Legge til temperatur i en del fra ANSYS

3.3 Analyse resultater

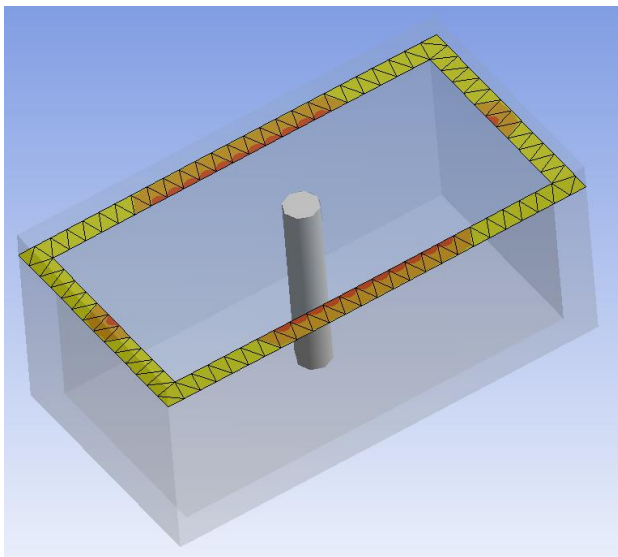
Når dette er på plass har vi en gyldig simulering som kan kjøres. Dette vil gi oss forskjellige resultater som, stress(spenning), strain(forlengelse), deformasjon(deformation) og Contact-tool.

Du kan se følgende ved å gå i «solutions» og velge hvilket resultat du vil se. Om du ønsker å se resultatet for visse flater eller deler, markerer du disse og spesifiserer hvilket resultat du er ute etter. Nedenfor på **Figur 19**, ser vi hvordan modellen tåler kreftene den blir utsatt for, alt rødt er over 700MPa så vi kan se at denne modellen blir trukket sammen litt for hardt.



Figur 19, Stress resultat fra kjørt modell i ANSYS

I tillegg til stresset i modellen kan vi se hvordan kontakten imellom delene er. Dette er et godt verktøy for å se om modeller er tett, lekker, eller beveger seg på en måte vi ikke ønsker.



Figur 20, Contact-tool - status fra ANSYS

I figur **Figur 20** kan vi se Contact-tool resultatet for modellen. Oransje betyr at flatene har friksjon mot hverandre, mens mørkere oransje betyr sticking. Altså de mørkeoransje flatene sitter helt sammenklemt mot hverandre og beveger seg ikke. Gul indikerer at flatene er nærme, men ikke har kontakt. Ser vi på modellen kan vi se at alle kanter på lokket har sprikket opp og har ikke lenger kontakt med boksen. Men vi ser at flatene i midten har god kontakt ettersom disse er nærme

tiltrekningspunktet. For at denne boksen skulle hatt bedre kontakt med lokket kunne det vært behov for et ekstra tiltrekningspunkt.

4. Resultat/Aktivitet 1

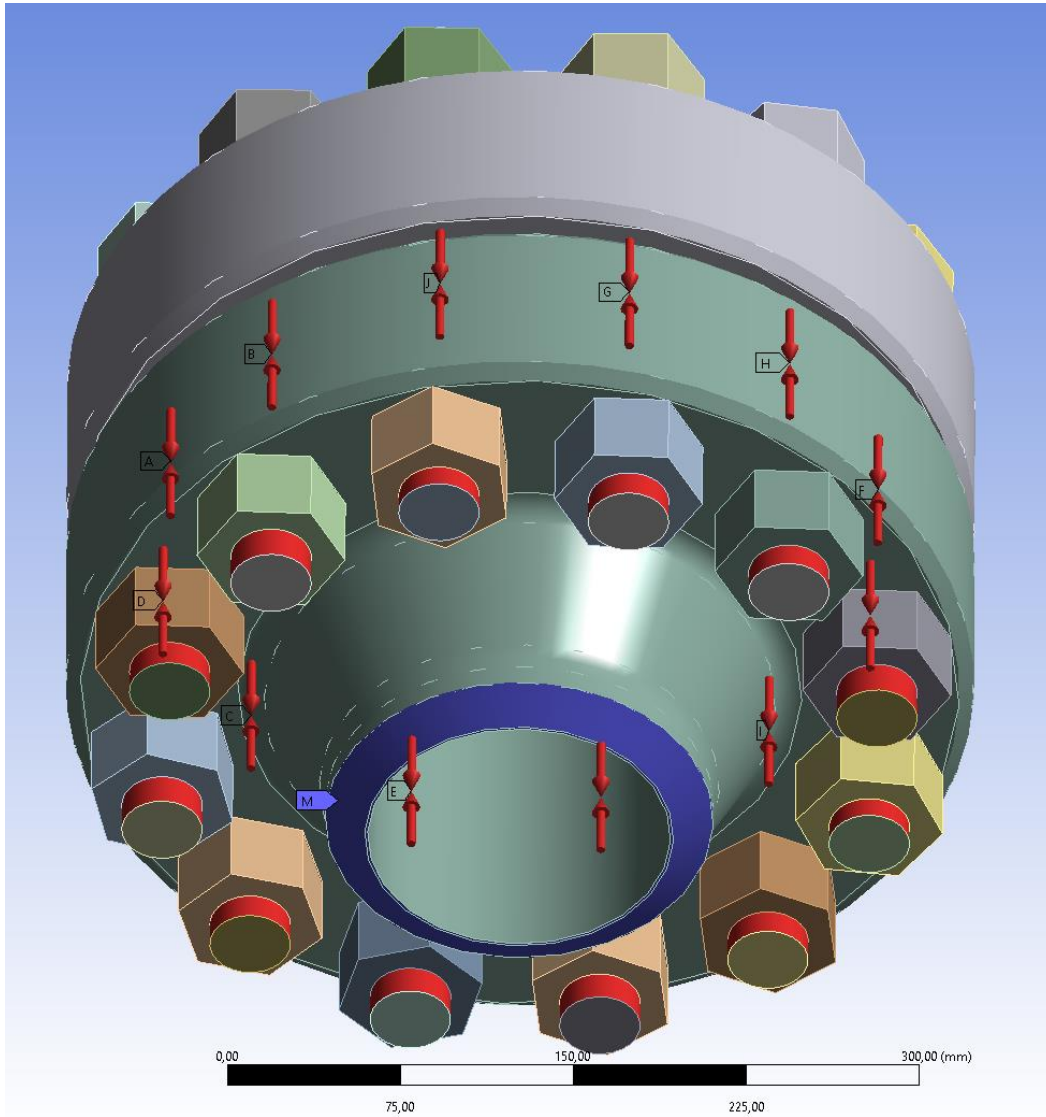
Introduksjon

Kapittel 4 vil bli delt opp i tre forskjellige underkapitler hvor kapittel **4.1** Boltanalyse ved kun forspenningskraft vil gå over spenningsresultatene som opptrer i boltene, ved simulering av Super-Duplex flens med kun forspenningskraft. Boltenes forspenningskraft er på 405067N, noe som tilsvarer 75 prosent av flytegrensen til materiale 660D. Kapittel **4.3** Lekkasje analyse ved temperatur variasjon vil være en boltspennings analyse som tilsvarer den første delen, men vil i tillegg ha en termisk variasjon som vil gå fra 22 ned til 4 grader etter at forspenningen er påført. Vi har sett bort ifra trykk utenfor konstruksjonen som oppstår på grunn av vannet. Kapittel **4.4** Boltspenning og lekkasje diskusjon vil gå ut på å analysere muligheten for lekkasjen når disse to boltspennings resultatene settes oppimot hverandre.

Tabell 8 viser totalt hvor mange noder og elementer modellen vår har.

Total Noder	Total Elementer
221048	118979

Tabell 8, Noder og Elementer

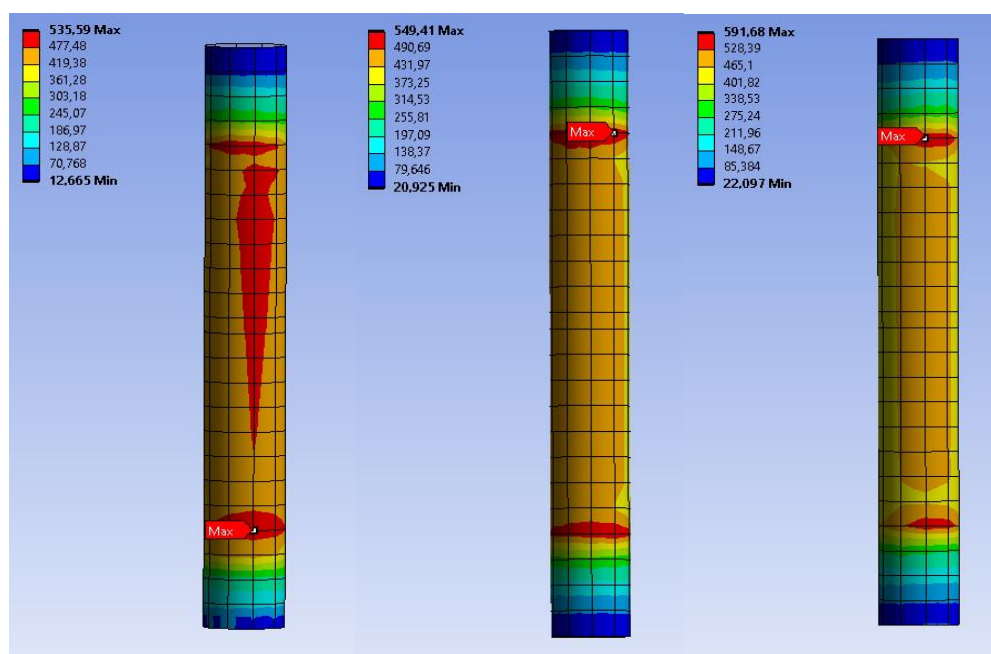


Figur 21, Illustrasjon av simulerings modellen med fastholdning og forspenninger

4.1 Boltanalyse ved kun forspenningskraft

I boltspennings analysene som kommer i denne delen vil vi vise boltspenningene som opptrer ved kun forspenningskraft, hvor vi velger å vise 3 av de totale 12 boltene i hver analyse. Det vil bli vist en bolt som viser lavest maksspenning, en bolt som viser median maksspenning og en bolt som har størst maksspenning i **Figur 22**. **Tabell 9** viser maksspenning verdiene i alle boltene og en gjennomsnittlig maksspenning verdi av alle boltene.

Spennings resultat av boltene med kun forspenningskraft er vist i **Figur 22**. Disse spenningene viser at den maksimale spenningen som skjer i boltene lokaliseres i overgang fra mutter til bolt.



Figur 22, Krefter i boltene ifra forspenningskraft fra ANSYS

Totale gjennomsnittsverdiene ved maks spenningene i hver bolt **Tabell 9**.

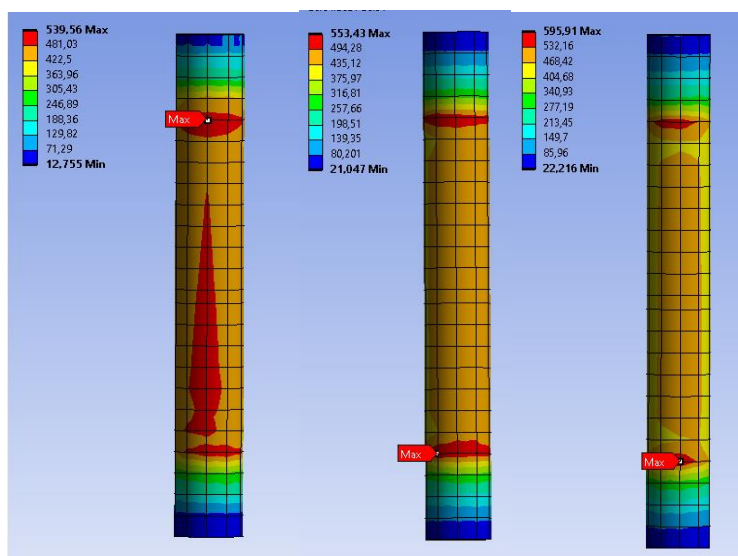
Navn på del	Spenning	Enhet
Bolt nr.1	544,67	MPa
Bolt nr.2	571,28	MPa
Bolt nr.3	537,31	MPa
Bolt nr.4	551,67	MPa
Bolt nr.5	541,40	MPa
Bolt nr.6	578,48	MPa
Bolt nr.7	572,63	MPa
Bolt nr.8	591,68	MPa
Bolt nr.9	544,82	MPa
Bolt nr.10	549,41	MPa
Bolt nr.11	542,98	MPa
Bolt nr.12	535,59	MPa
Gjennomsnitt	555,16	MPa

Tabell 9, Spenningskrefter i boltene.

4.2 Boltanalyse ved temperaturvariasjoner

Som i kapittel 4.1 Boltanalyse ved kun forspenningskraft vil vi vise 3 av 12 bolter hvor vi viser boltene med lavest maks spenning, boltene med median maksspenning og boltene med høyest maks spenning i **Figur 23**. **Tabell 10** viser maks spennings verdiene i alle boltene, og en gjennomsnittlig maksspennings verdi av alle boltene. **Figur 24** viser temperatur resultatet til konstruksjonen, temperaturen synker likt igjennom hele konstruksjonen fra 22 grader til 4 grader i steg 2.

Spennings resultat av boltene med temperatur vises i **Figur 23**. Spenningene viser at den maksimale verdien opptrer i overgangen fra bolt til mutter.

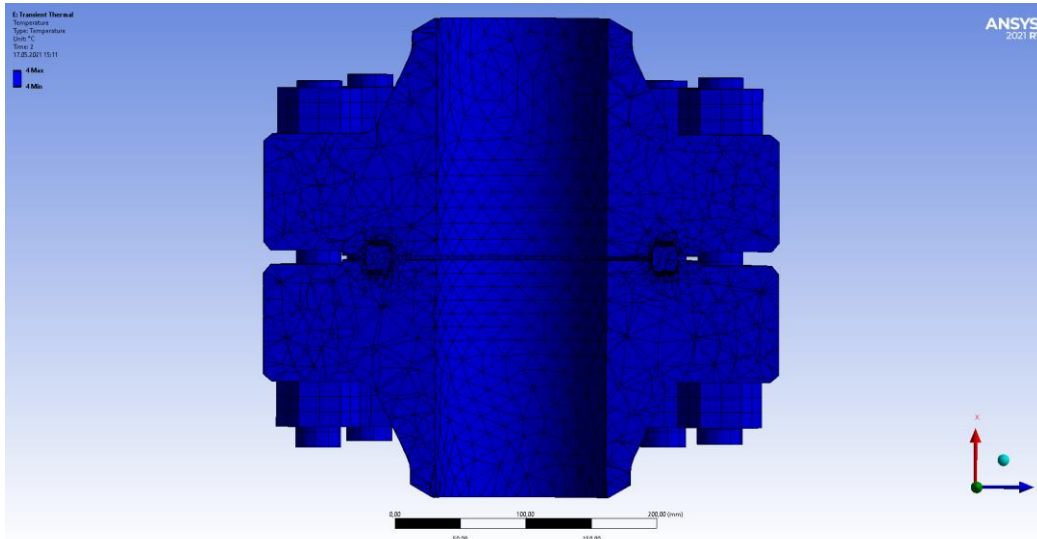


Figur 23, Krefter i boltene ifra forspenningskraft fra ANSYS

Totale gjennomsnittsverdiene ved maks spenningene i hver bolt **Tabell 10.**

Navn på del	Spenning	Enhet
Bolt nr.1	548,29	MPa
Bolt nr.2	575,43	MPa
Bolt nr.3	541,30	MPa
Bolt nr.4	555,67	MPa
Bolt nr.5	545,52	MPa
Bolt nr.6	582,72	MPa
Bolt nr.7	576,87	MPa
Bolt nr.8	595,91	MPa
Bolt nr.9	548,93	MPa
Bolt nr.10	553,43	MPa
Bolt nr.11	546,91	MPa
Bolt nr.12	539,56	MPa
Gjennomsnitt	559,21	MPa

Tabell 10, Spenningskrefter i boltene.



Figur 24, Temperatur i konstruksjonen fra ANSYS

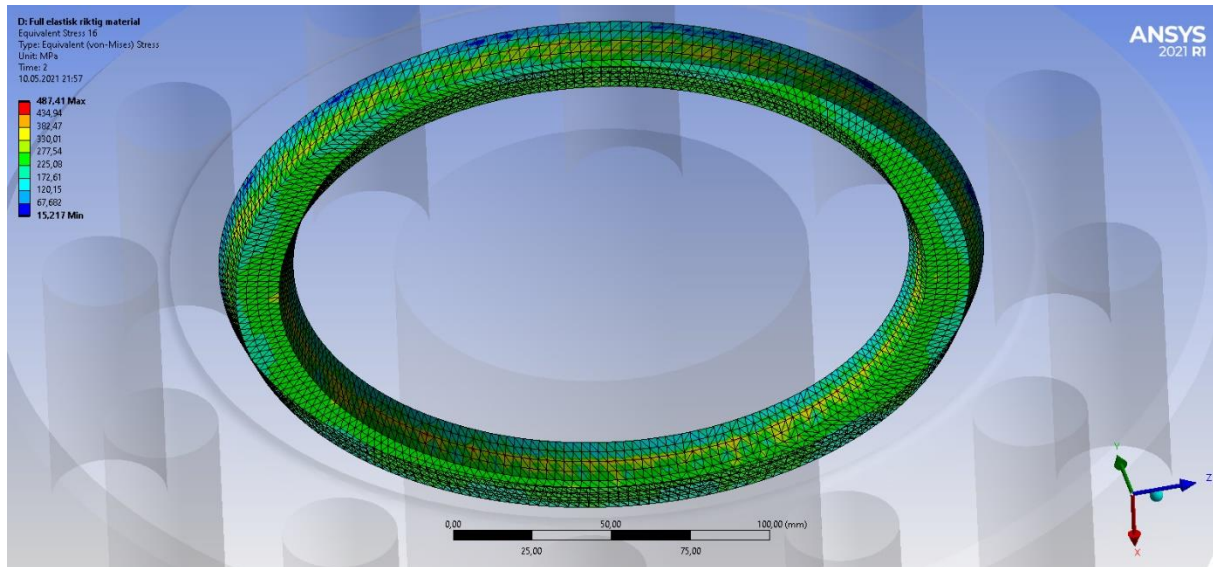
4.3 Lekkasje analyse ved temperatur variasjon

Introduksjon

I dette kapitlet skal vi gjøre en lekkasje analyse hvor vi ser på muligheten for lekkasje ved temperatur variasjonene fra 22 ned til 4 grader etter forspenningskraften er påført. Det skal ses på spenningsverdiene i kapittel **4.3.1 Lekkasje analyse ved kun forspenning** og **4.3.2 Lekkasje analyse ved temperaturvariasjon** og gjøre en analyse på verdiene oppimot hverandre og konkludere rundt lekkasjemulighetene. Vi skal også bruke ANSYS contact-tool, som gir en god oversikt over hvor BX-ringen og flensen har kontakt med hverandre. Disse resultatene vil gi en god indikasjon på om lekkasje er mulig.

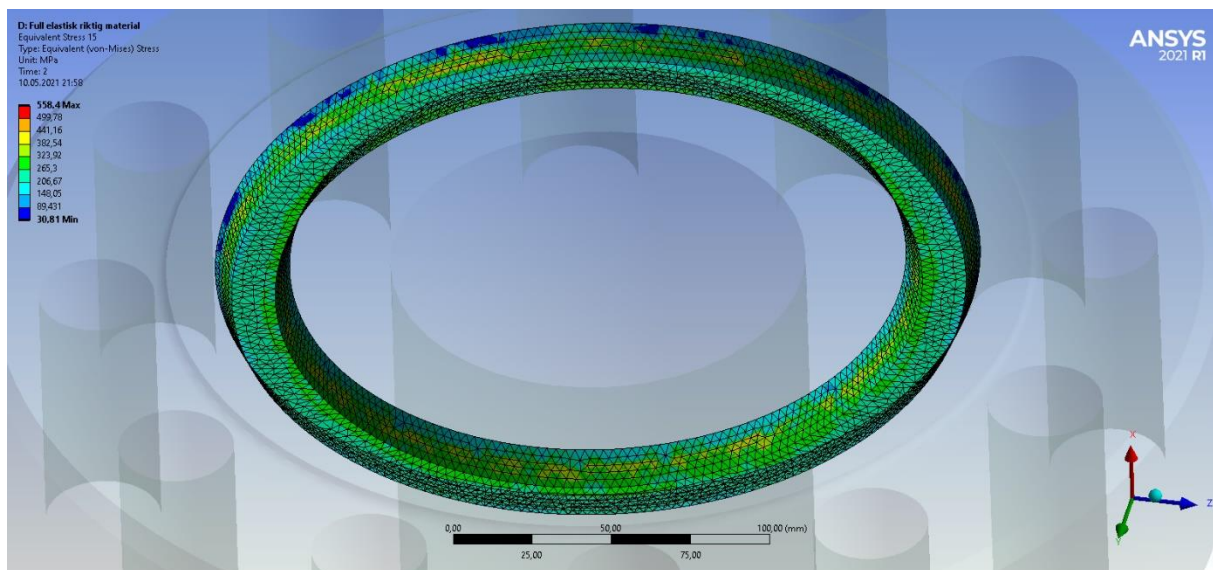
4.3.1 Lekkasje analyse ved kun forspenning

Spenningsresultat rundt flensspor i flens 1 fra simulering med kun forspenningskraft er vist i **Figur 25**.



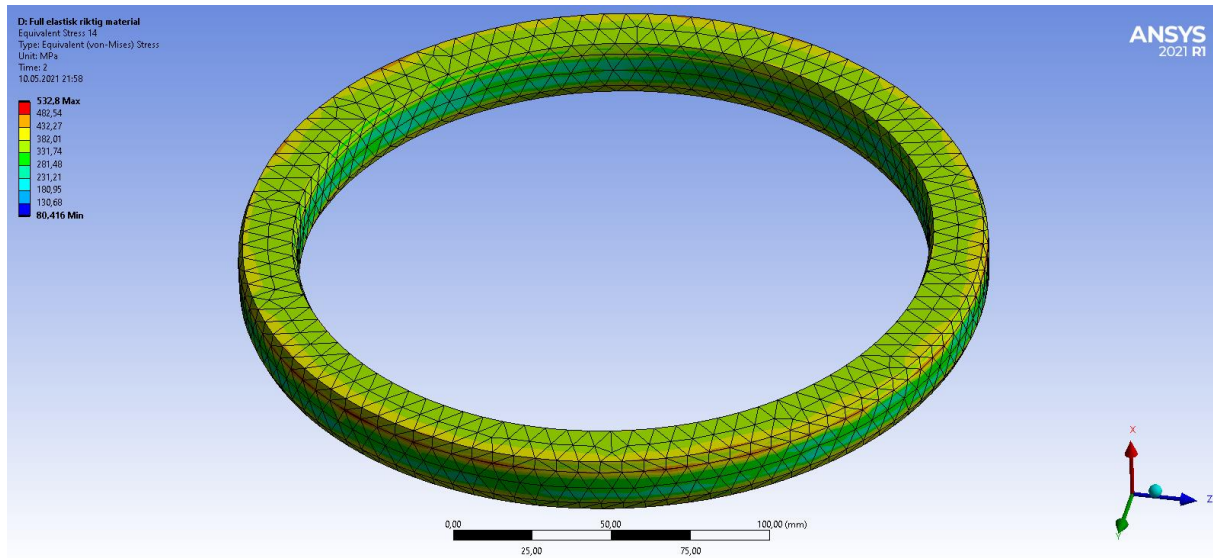
Figur 25, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenningsresultat rundt flensspor i flens 2 fra simulering med kun forspenningskraft er vist i **Figur 26.**



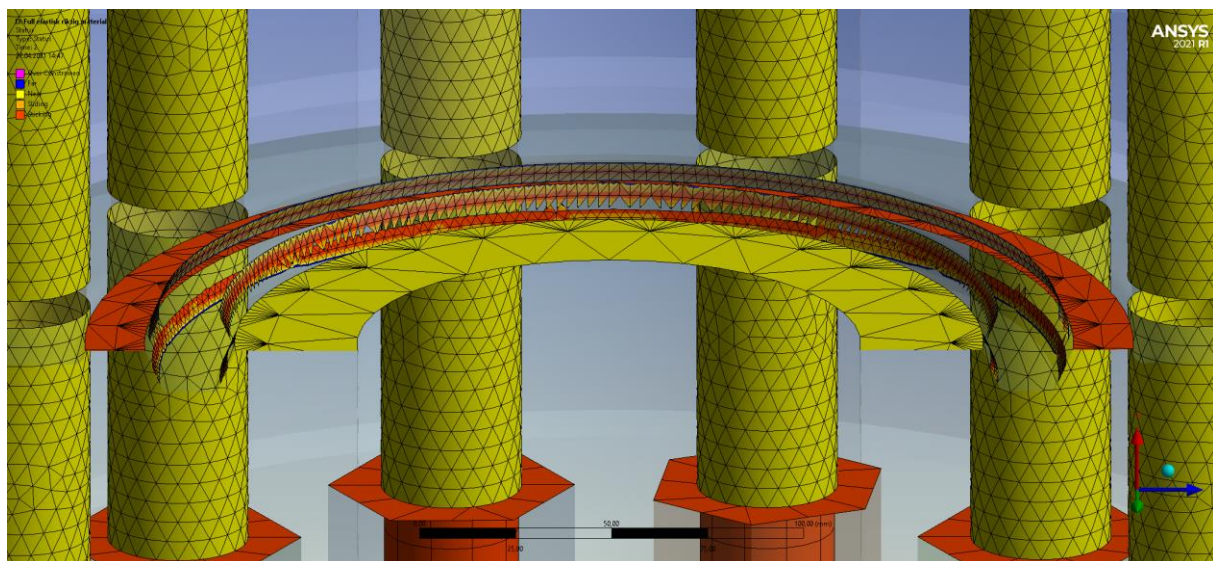
Figur 26, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenning i BX-ringen ved kun forspenningskraft vises i **Figur 27.**



Figur 27, Stress i BX-ring fra ANSYS

Contact-tool av sammenklemt flens med BX-ring ved kun forspenning i **Figur 28** viser hvor kontakten mellom legemene er størst ved fargenyanseskalaen i hjørnet.



Figur 28, Contact-tool status mellom flenser og BX-ring

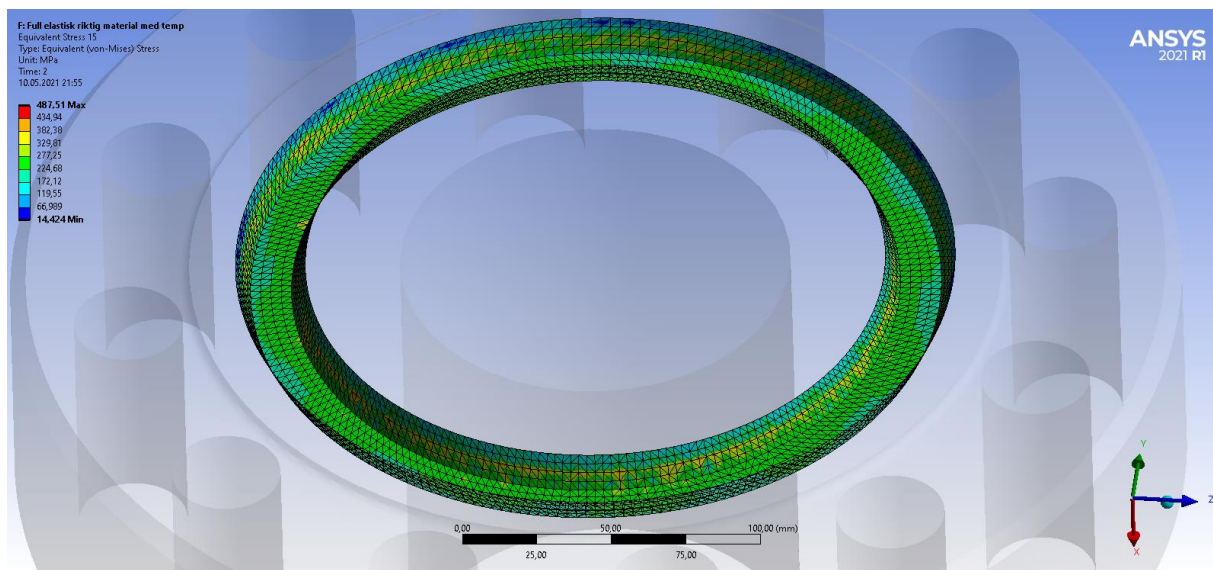
Maks spenning, min spenning og gjennomsnittlige spenningsverdier ved kun forspenningskraft vist i **Tabell 11**.

Navn på del	Spenning maks	Spenning min	Gj. snitt	Enhet
Flensspor 1	487,41	15,217	231,37	MPa
Flensspor 2	558,4	30,81	249,75	MPa
BX-ring	532,8	80,416	304,04	MPa

Tabell 11, Spenninger fra resultatene i kapittel 4.3

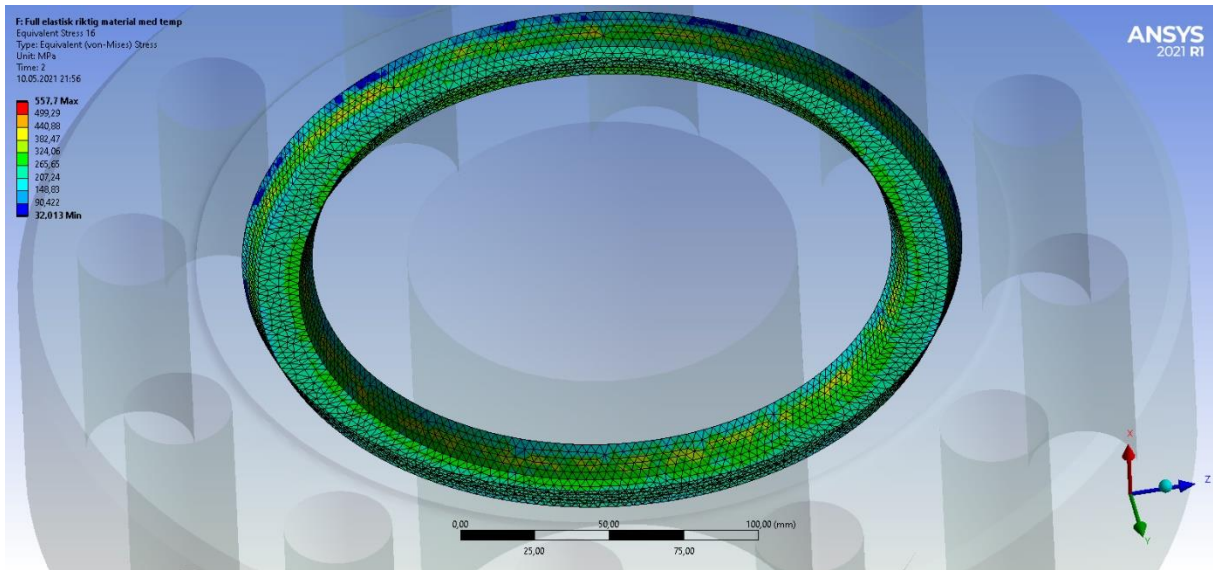
4.3.2 Lekkasje analyse ved temperaturvariasjon

Spenningsresultat rundt flensspor i flens 1 fra simulering med forspenning og termiskvariasjon er vist i **Figur 29**.



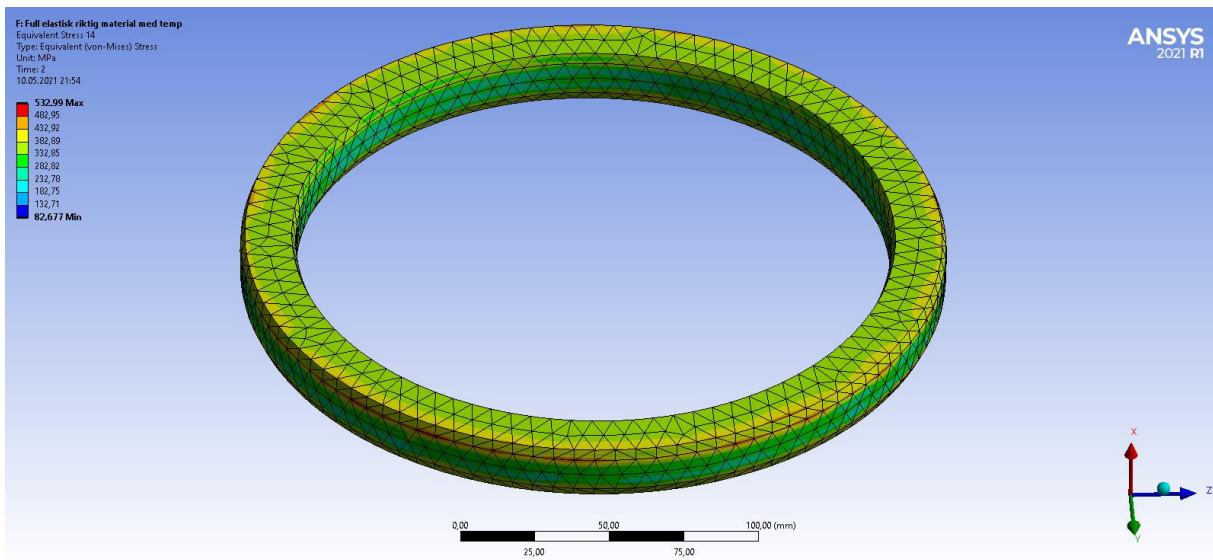
Figur 29, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenningsresultat rundt flensspor i flens 2 fra simulering med forspenningskraft og termiskvariasjon er vist i **Figur 30**.



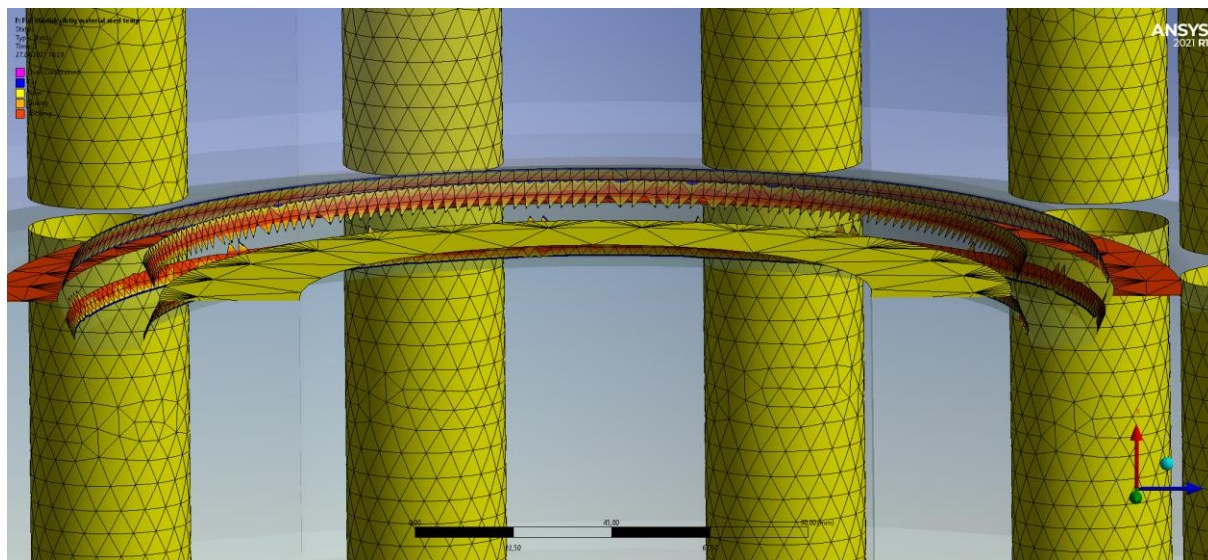
Figur 30, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS

Maksimal spenning i BX-ringen ved kun forspenningskraft vises i **Figur 31**.



Figur 31, Stress i BX-ring fra ANSYS

Contact-tool av sammenklemt flens med BX-ring ved forspenning og termisk variasjon vises i **Figur 32**. Bilde viser hvor kontakten mellom legemene er størst ved fargenyanse skalaen i hjørnet.



Figur 32, Contact-tool-status mellom flenser og BX-ring

Maks spenning, min spenning og gjennomsnittlige spenningsverdier ved forspenningskraft og termiskvariasjon vist i **Tabell 12**.

Navn på del	Spenning maks	Spenning min	Gj. snitt	Enhet
Flensspor 1	487,51	14,424	231,31	MPa
Flensspor 2	557,7	32,013	249,7	MPa
BX-ring	532,99	82,677	304,92	MPa

Tabell 12, Spenninger fra resultatene i kapitelet 4.3.2

4.4 Boltspenning og lekkasje diskusjon

I kapittel 4 har vi utført to simuleringer. En simulering med kun forspenningskraft, og denne har vi analysert opp imot en simulering med forspenningskraft og termisk variasjon. Denne termiske variasjonen er på utsiden av flensen og går ifra 22 ned til 4 grader. Arbeidstrykket til oljen har en temperatur på 90 grader, men blir ikke tatt med. Alle krefter som oppstår fra sjø, rørspenninger eller trykk er unngått siden disse kreftene kan gi boltene et spenningsresultat som ikke bare kommer fra termiskvariasjon, og vil gi første problemstilling et urealistisk svar. Bolt simuleringen med kun forspenning har fått et gjennomsnittlig boltspennings resultat på 555,16MPa vist i **Tabell 9**. Ved manuell utberegning av spenningene som opptrer i hver av boltene vil vi få et spenningsresultat som ligger på 543,75MPa.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{405067N}{744,94mm^2} = 543,73MPa$$

Dette resultatet tilsier at boltverdiene fra FEA har en troverdig verdi, og vi kan konkludere med at simuleringene er gode nok til å brukes. Når vi ser på det gjennomsnittlige resultatet fra **Tabell 9** og sammenligner det med resultatet i **Tabell 10**, får man en positiv gjennomsnittlig spenningsforskjell på 4,05MPa på boltene. Dette kommer av den termiske ekspansjons koeffisienten til 660D i **Tabell 2** som har en verdi på $14,7E-6 C^{-1}$, mens Super-Duplex i **Tabell 1** har en koeffisient på $13E-6 C^{-1}$ som vil utgjør at boltene krymper mer en flensen. Et økende spenningsresultat ved lavere temperaturer vil være en stor indikasjon på at en negativ termisk variasjon ikke vil føre til lekkasje. Når vi ser på spenningsverdiene i begge flenssporene og BX-ringen i **Tabell 11** og **Tabell 12**, får vi veldig like verdier på begge simuleringen. Vi kan se at gjennomsnittlige spennings verdier øker ved termisk variasjon i BX-ringen og flenspor 1, den eneste verdien som ikke øker er i flensspor 2 hvor spenningen minsker med 0,05MPa som er en minimal forandring.

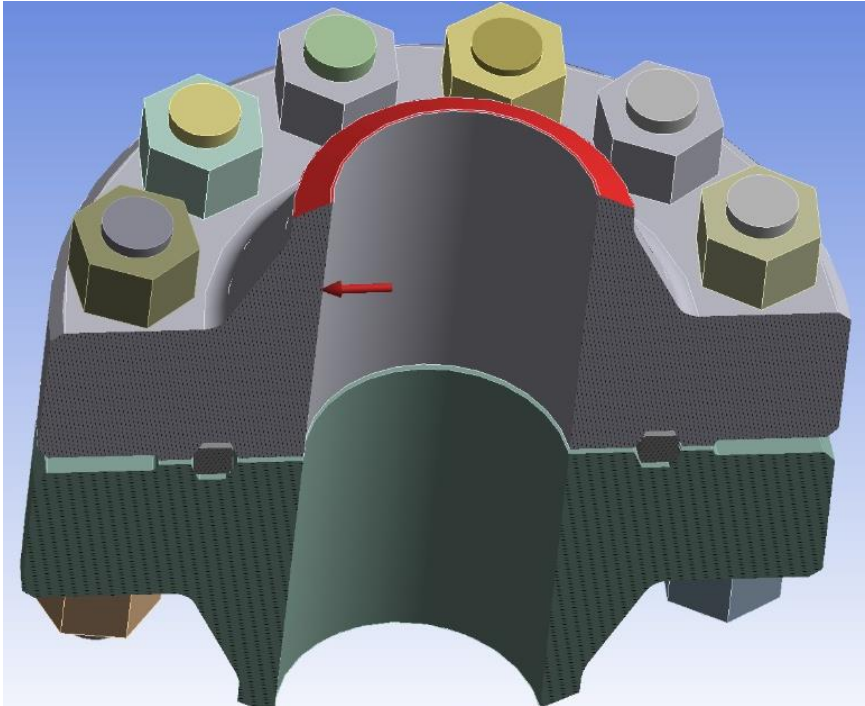
5 Resultat/Aktivitet 2

Introduksjon

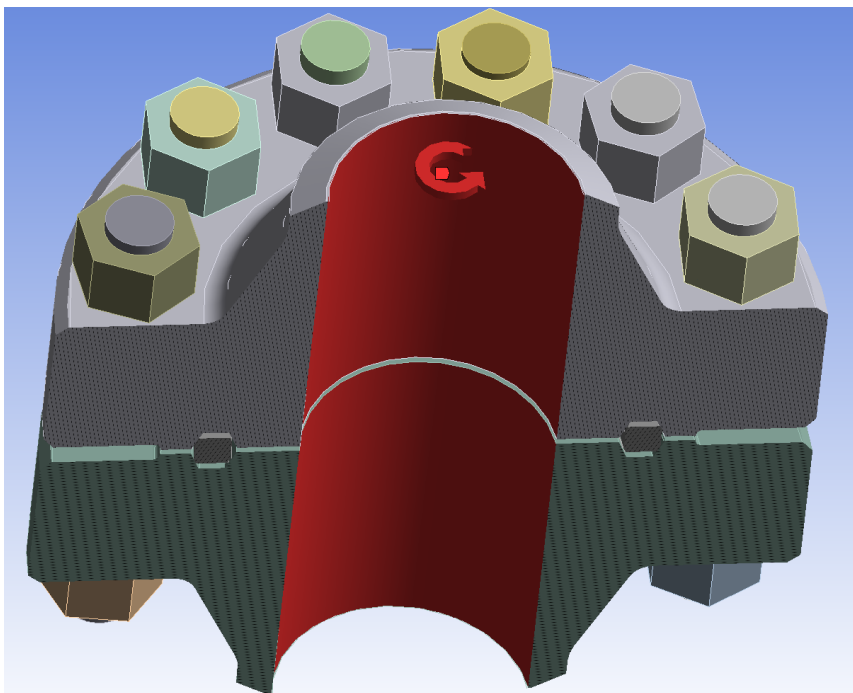
I denne analysen skal vi se på spenninger, forlengelse og deformasjon av Super-Duplex flenser og aluminiums flenser. Ved å analysere disse to materialene med samme forspenning, termiskvariasjon, eksterne krefter og momenter vil vi få en indikasjon på om aluminiums flenser kan brukes som API 6A flens. For å simulere krefter har vi gjort det sånn at den ene flensen har fixed support på endestykket, og den andre flensen har påførte krefter i forskjellige retninger på endestykket som vist i **Figur 33**. Disse kreftene tilsvarer 58,6KN i x-retning, 18KN i y-retning og 85,5KN i z-retning i forhold til vårt koordinatsystem hvor x-retning peker oppover. Det ble påført momenter på flatene inne i flensene vist i **Figur 34** som tilsvarer 13,9KNm i x-retning, 32,3KNm i y-retning og 1,8KNm i z-retning. Forspenningskraft ligger på 405067N og er 75 prosent av flytegrensen til 660D. Den termiske variasjonen går fra 22 til 4 grader på utsiden av flensen og fra 4 til 90 grader på innsiden av flensen. I tillegg til temperaturen inne i flensen vil det oppstå et trykk som tilsvarer 5000psi (34,474MPa). Aktivitet 2 bruker like mange noder og elementer som Aktivitet 1 som er oppgitt i **Tabell 8**.

Krefter	Størrelse
Kraft X	58,6KN
Kraft Y	18KN
Kraft Z	85,5KN
Moment X	13,9KNm
Moment Y	32,3KNm
Moment Z	1,8KNm
Trykk	34,474MPa

Tabell 13, Påførte krefter, momenter og trykk (Vedlegg7)

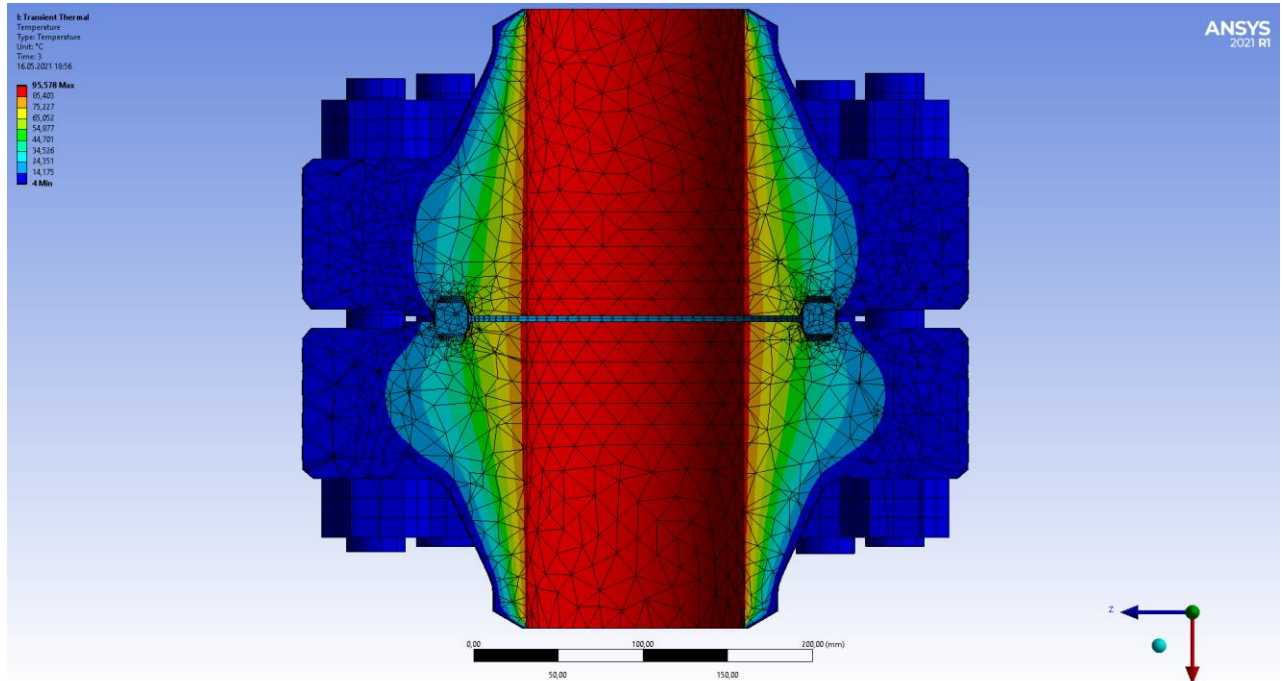


Figur 33, Viser hvilken flate alle kreftene er påført



Figur 34, Viser hvilken flate alle momentene er påført

Under i **Figur 35** ser vi resultatet av temperatur simuleringen. Resultatet av denne simuleringen viser at det er 95 grader inne i flensen som gradvis minsker ut mot 4 grader på utsiden av flensen.



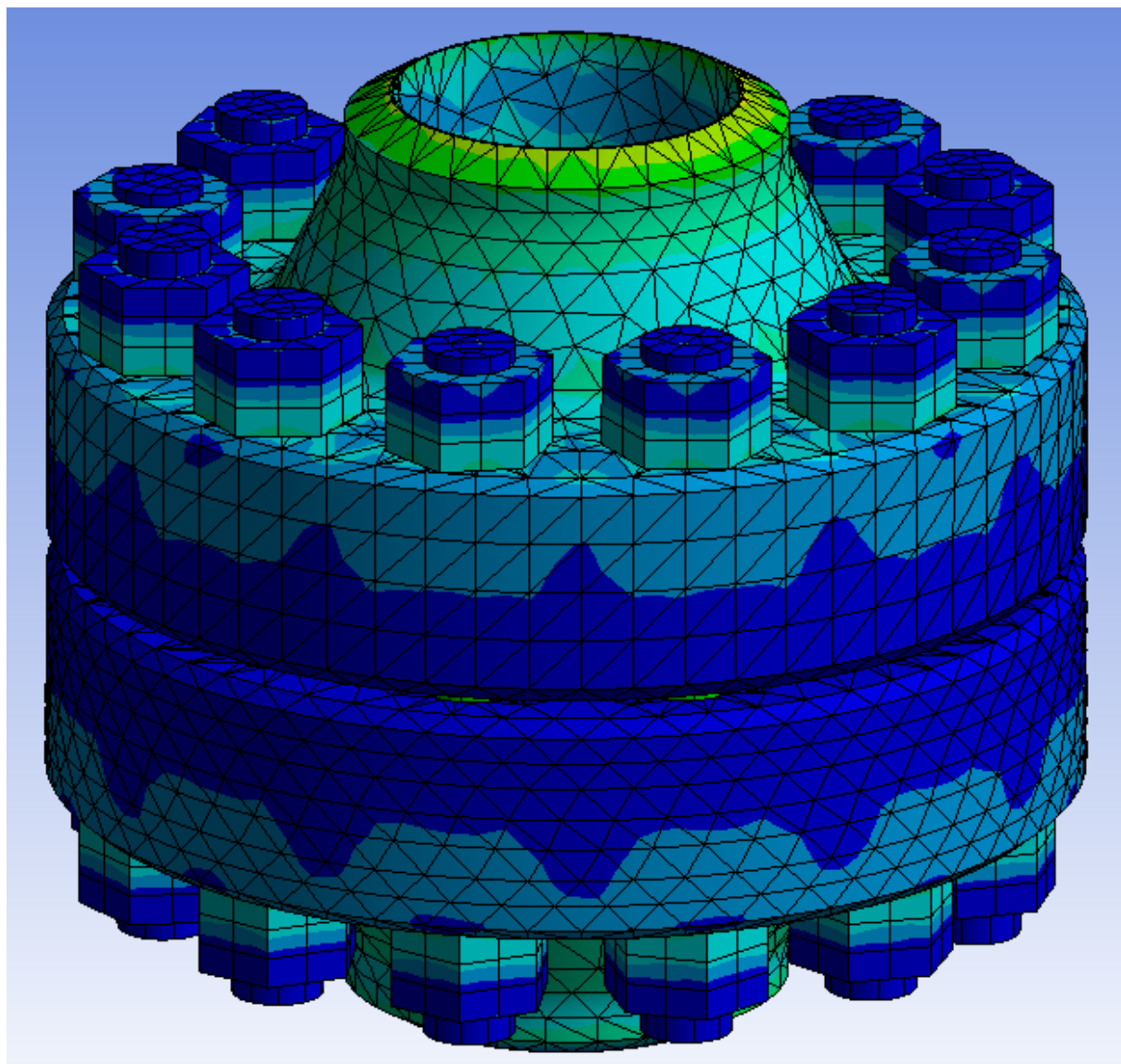
Figur 35, Temperatur resultat fra kjørt simulering i ANSYS

5.1 Analyse av Super-Duplex flens

I denne analysen skal vi se på maks spenning, forlengelse og deformasjon av Super-Duplex flens. Sånn at vi kan analysere dette opp imot aluminiumsanalysen som kommer i kapittel 5.2

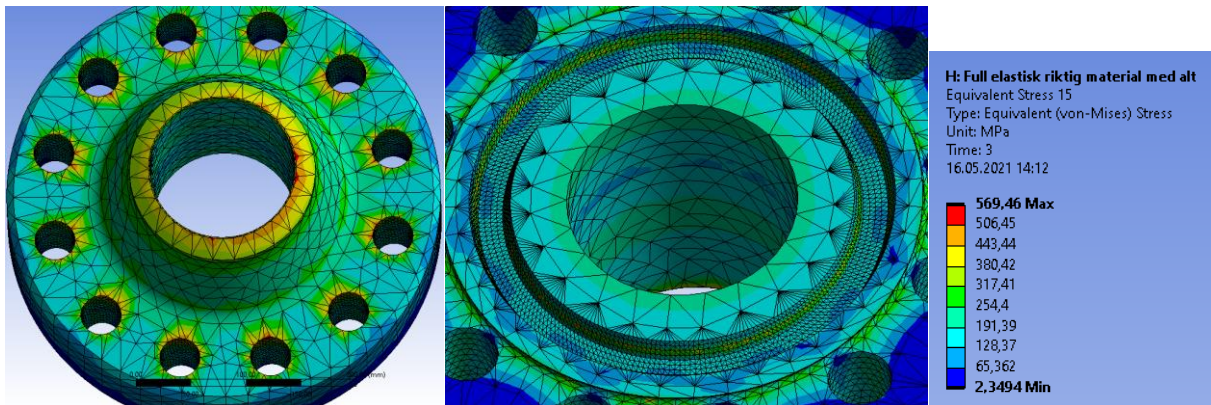
Analyse av aluminium flens

Illustrering av hele simuleringen med Super-Duplex flens vises i **Figur 36**



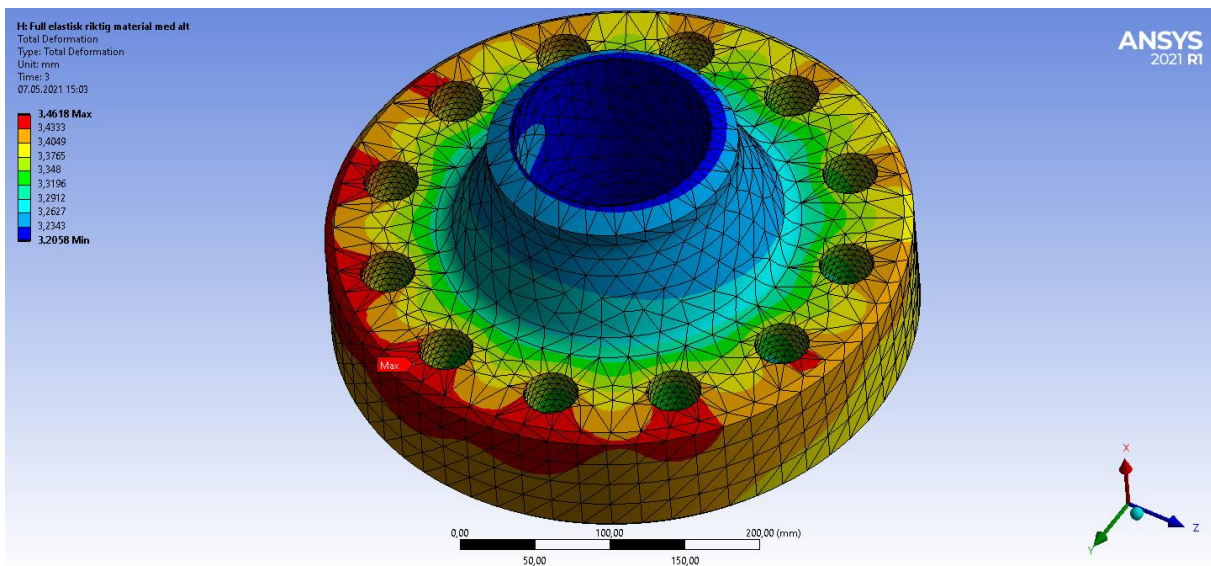
Figur 36, Spennings resultater for hele Super-Duplex modellen fra ANSYS

Spenning i flens 1 på underside og toppside vises i **Figur 37**.



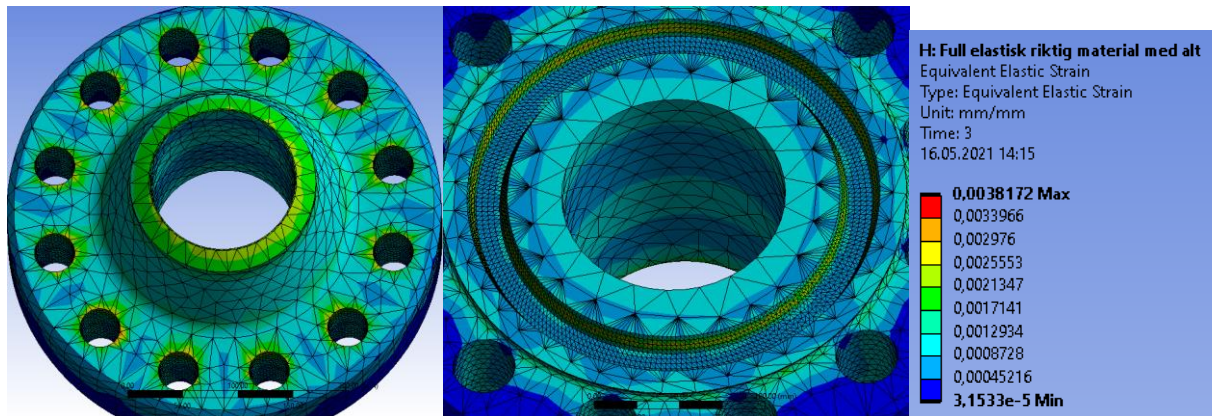
Figur 37, Spennings resultater for Super-Duplex Flens 1 fra ANSYS

Deformasjon i flens 1 vist i **Figur 38**.



Figur 38, Deformasjon av Super-Duplex på Flens1 fra ANSYS

Elastisk forlengelse på underside og toppside vises i **Figur 39**.

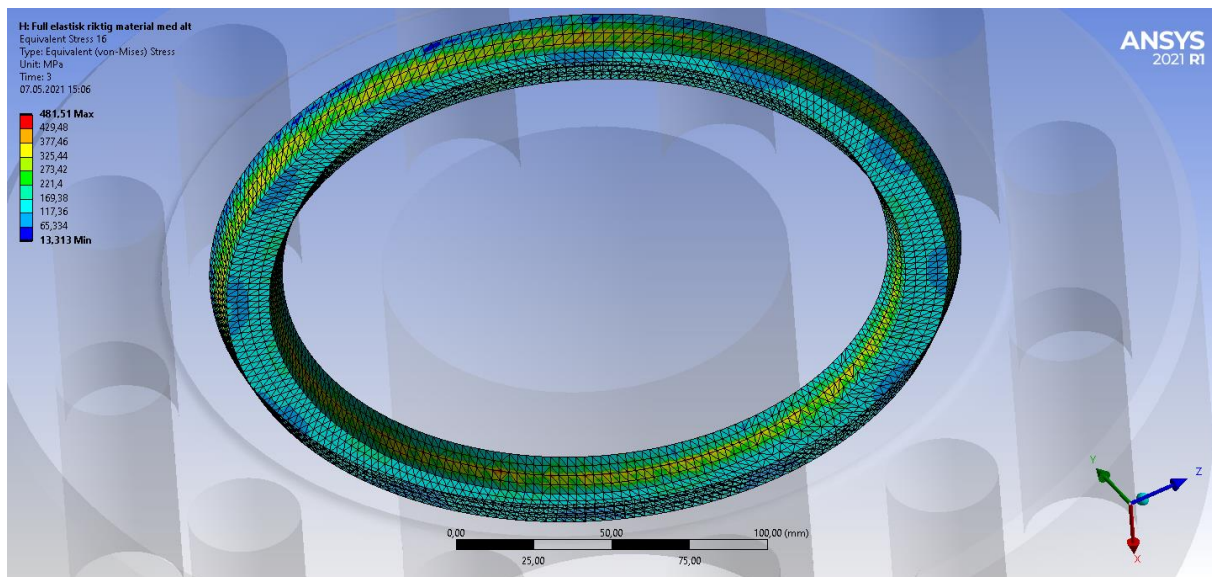


Figur 39, Elastiskstress i Super-Duplex i flens 1 fra ANSYS

5.1.1 Super-Duplex lekkasje analyse

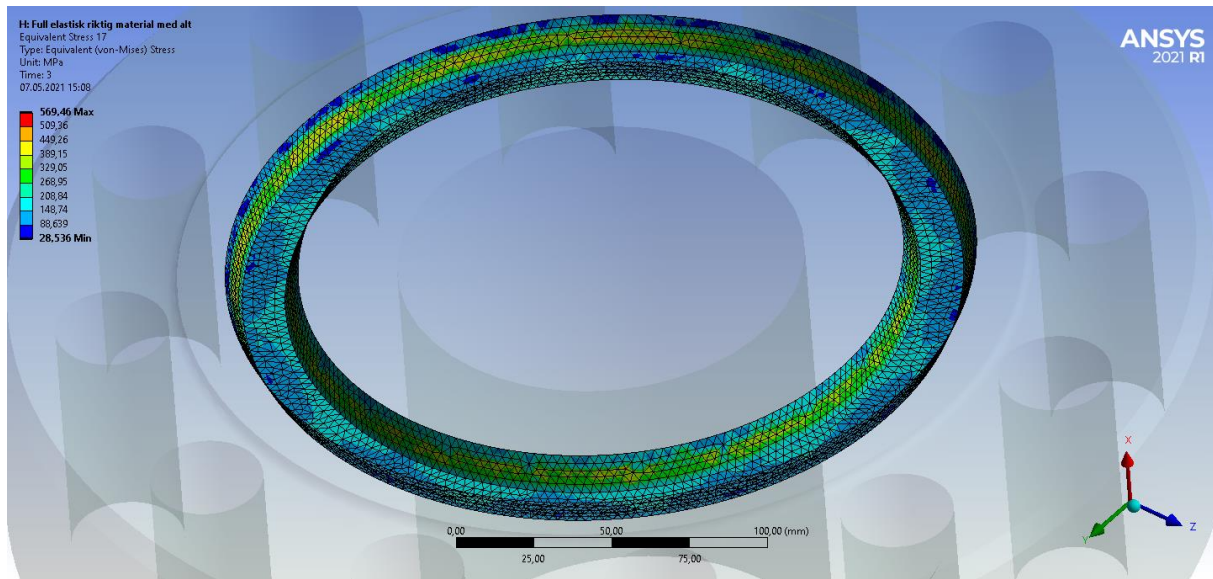
I dette kapitlet skal vi se på hvor mye spenning det er i BX-ringen og i flenssporene sånn at vi kan analysere lekkasje mulighetene opp imot aluminiumsanalysen som kommer i **5.2.1 Aluminium lekkasje analyse**.

Spenning i flenspor til flens 1 som har eksterne krefter på endestykket i **Figur 40**.



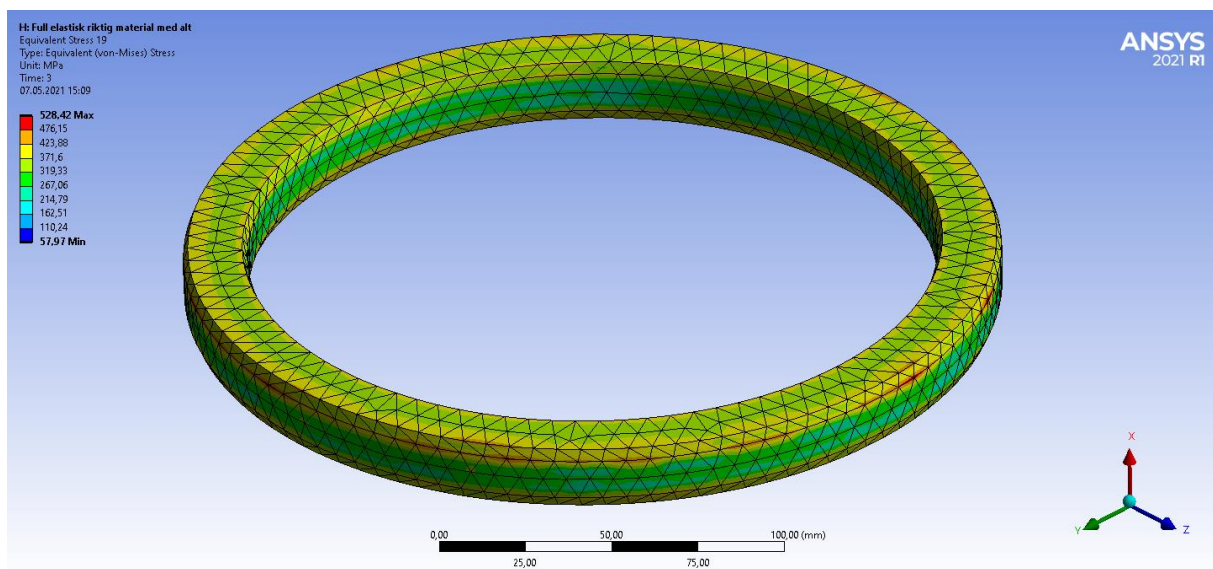
Figur 40, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenning i flenspor i flens 2 med fixed support i **Figur 41**.



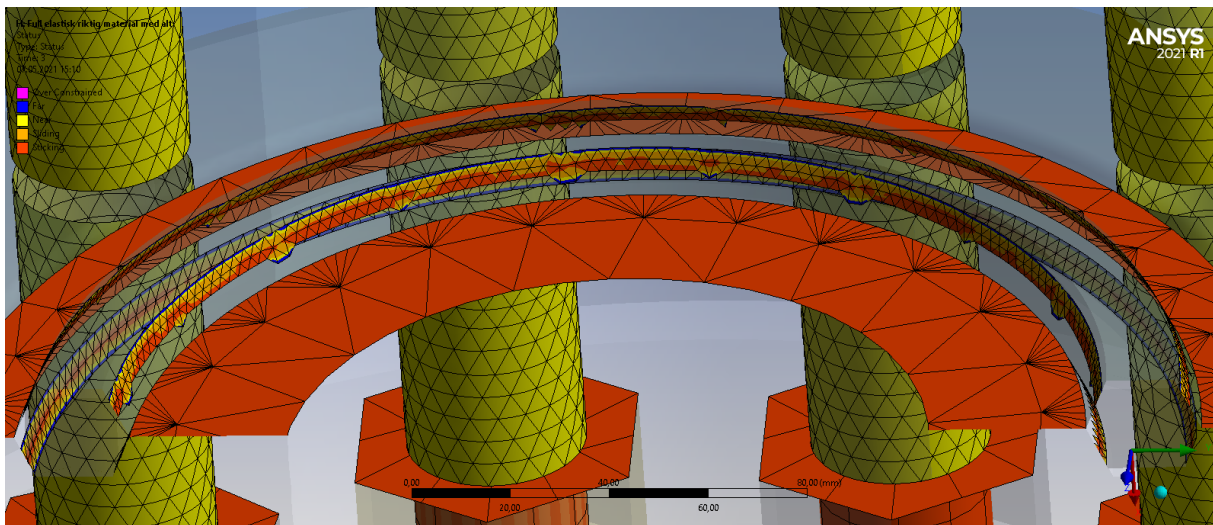
Figur 41, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenning i BX-ring vises i **Figur 42**.



Figur 42, Stress i BX-ring fra ANSYS

Contact-tool av sammenklemt flens med BX-ring vises i **Figur 43**. Figur 32 Bilde viser hvor kontakten mellom legemene er størst ved fargenyanseskalaen i hjørnet.



Figur 43, Contact-tool-Status mellom flenser og BX-ring

Tabell med maksimale verdier spenning, forlengelse og deformasjon i hele delen

Spenning (MPa)	Forlengelse (mm)	Deformasjon (mm)
569,46	0,0038172	3,4618

Tabell 14, Maks spenning, forlengelse og deformasjon fra resultatet i kapittel 5

Tabell med maksimal spenning og gjennomsnittlig spenning i flensspor og BX-ring

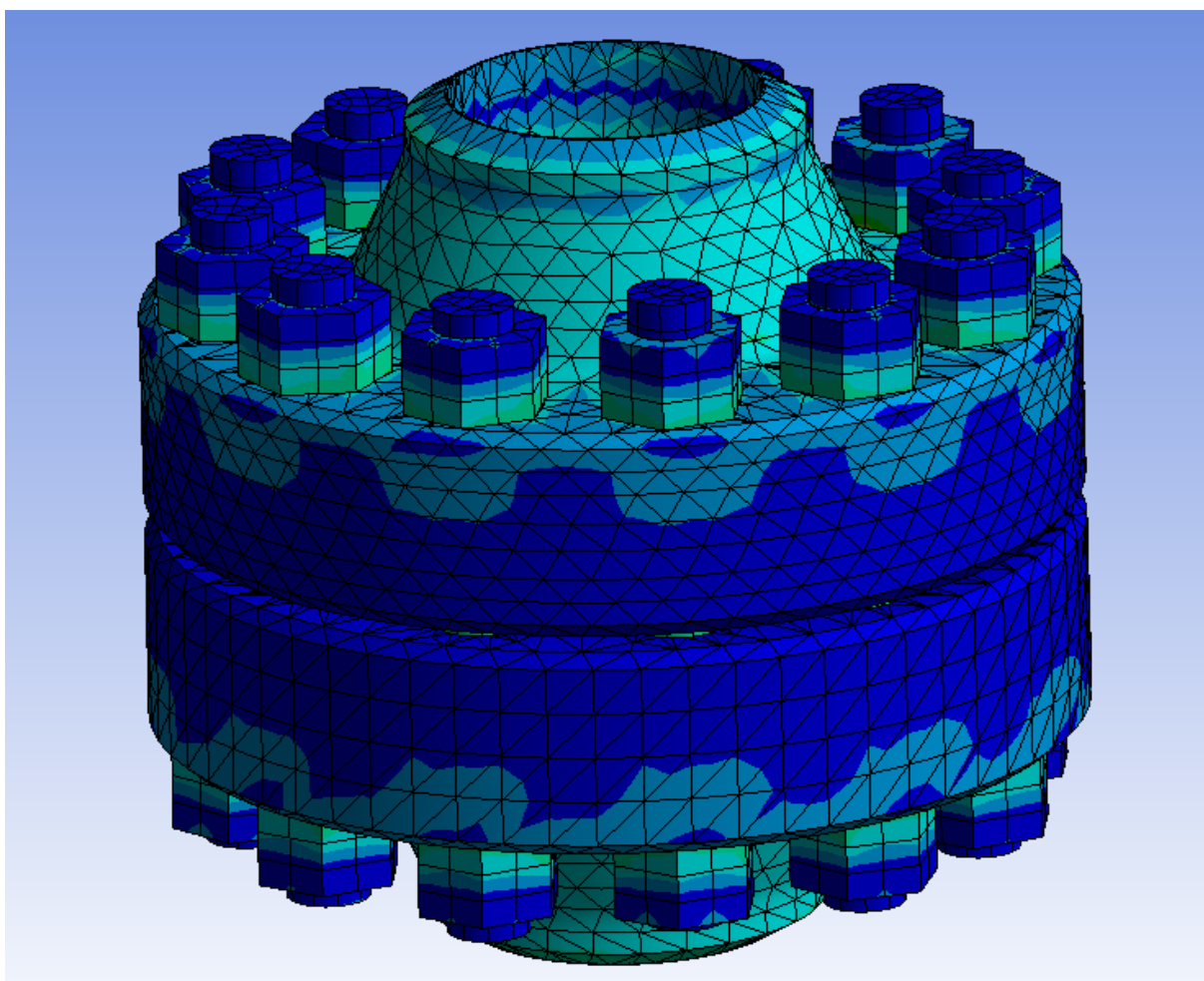
Navn på del	Spenning	Gj. snitt	Enhet
Flensspor 1	481,51	196,91	MPa
Flensspor 2	569,46	216,26	MPa
BX-ring	528,42	291,04	MPa

Tabell 15, spenninger fra resultatet i kapittel 5.1.1

5.2 Analyse av aluminium flens

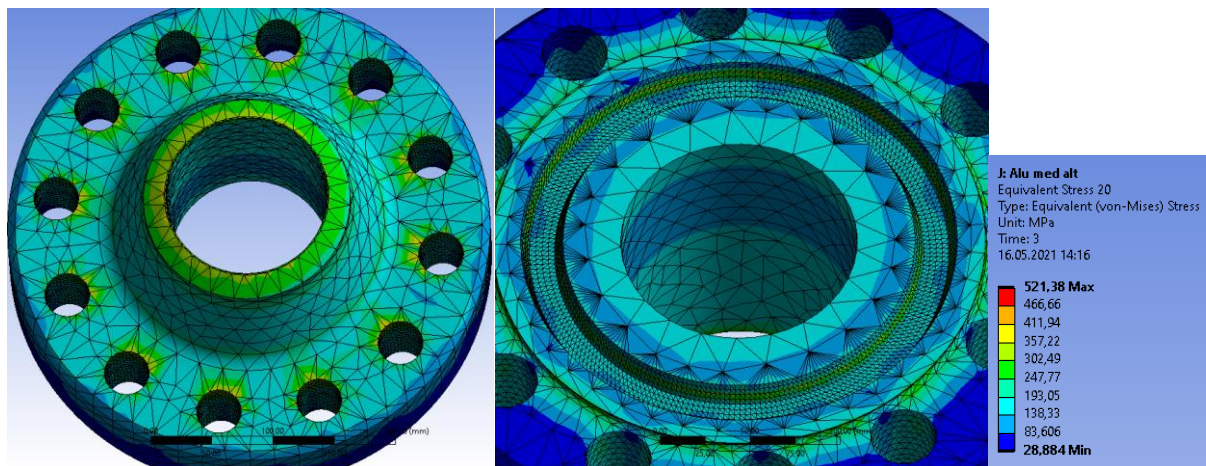
I denne analysen skal vi se på maks spenning, forlengelse og deformasjon av aluminiums flens.

Illustrering av hele simuleringen med aluminiums flens vises i **Figur 44**.



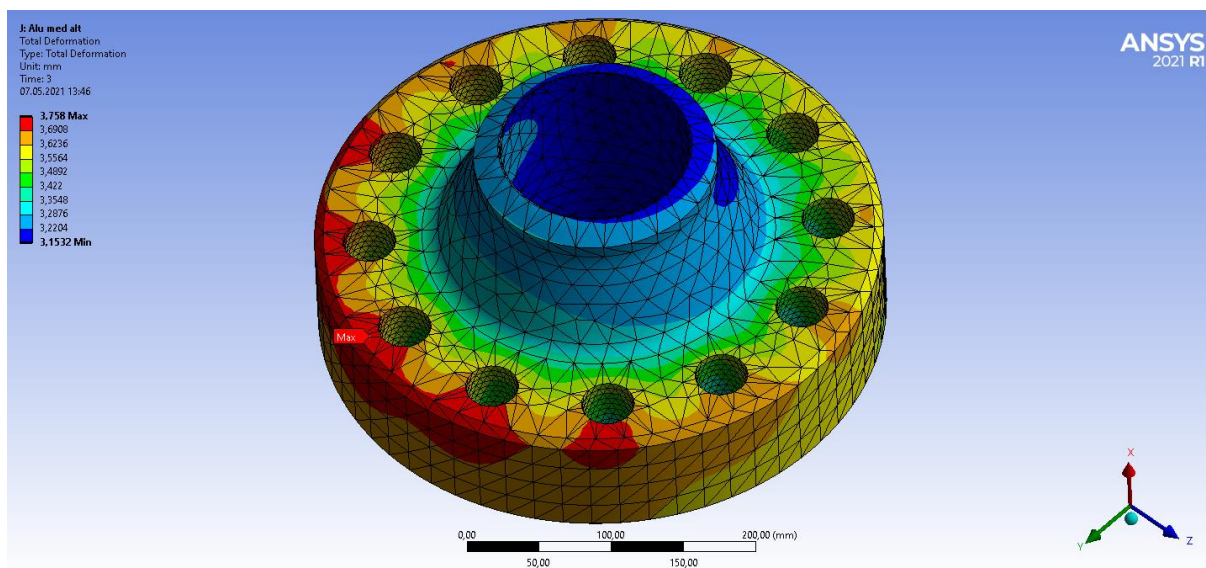
Figur 44, Spennings resultater for hele modellen fra ANSYS

Spenning i flens 1 på underside og toppside vises i **Figur 45**.



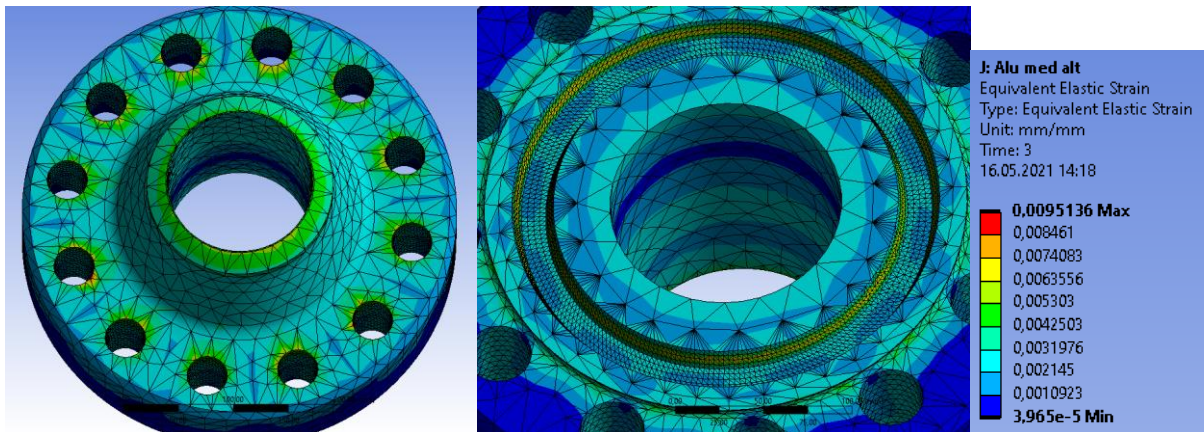
Figur 45, Spennings resultater for Flens 1 fra ANSYS

Deformasjon i flens 1 vist i **Figur 46**.



Figur 46, Flens1 i aluminium med indikasjon av deformasjon fra ANSYS

Elastisk forlengelse på underside og toppside vises i **Figur 47**.

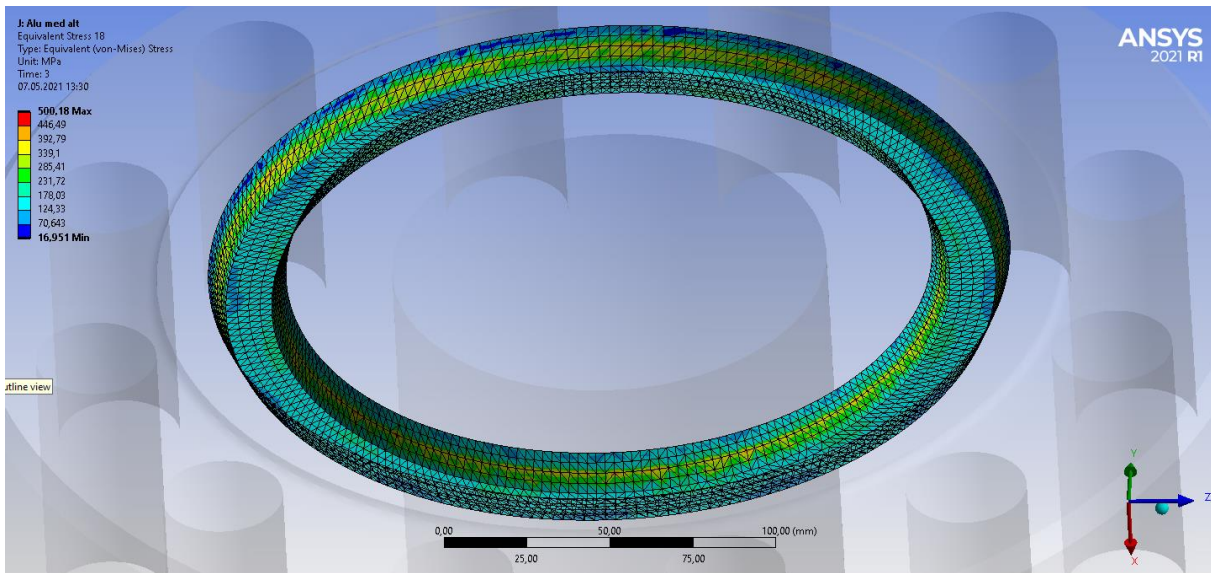


Figur 47, Elastiskstress resultater for Flens 1 fra ANSYS

5.2.1 Aluminium lekkasje analyse

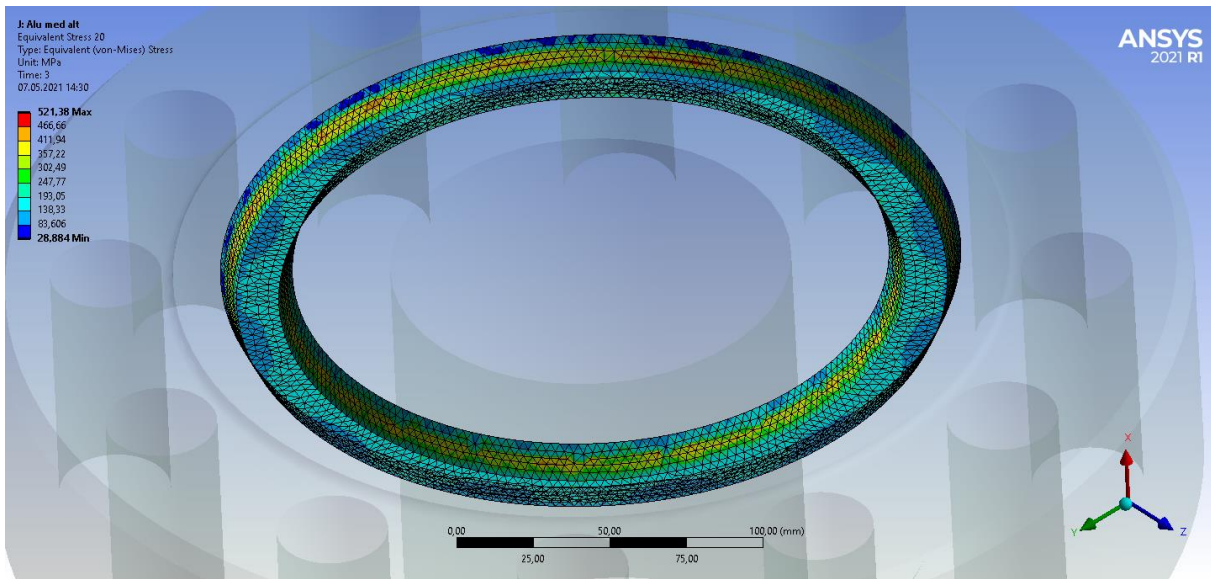
I dette kapitlet skal vi se på hvor mye spenning det er i BX-ringen og i flenssporene sånn at vi kan analysere lekkasje mulighetene, og hvordan disse dataene vil være opp imot Super-Duplex analysen som kommer i **5.1.1 Super-Duplex lekkasje analyse**

Spenning i flenspor til flens 1 som har eksterne krefter på endestykket i **Figur 48**.



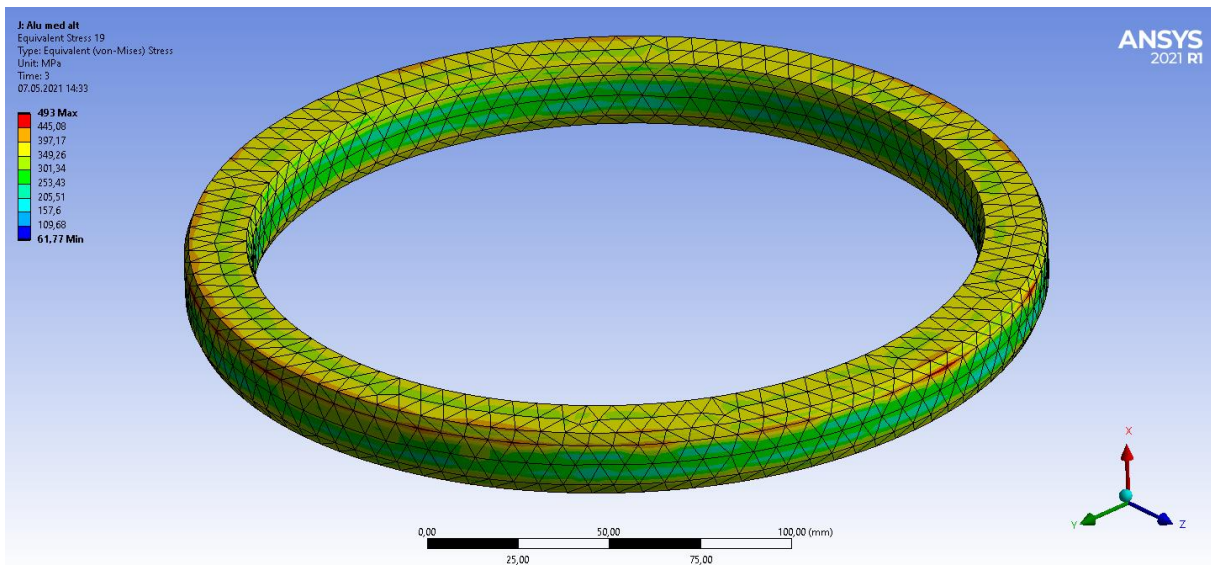
Figur 48, BX spor i flens 1 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenning i flenspor i flens 2 med fixed support i **Figur 49**.



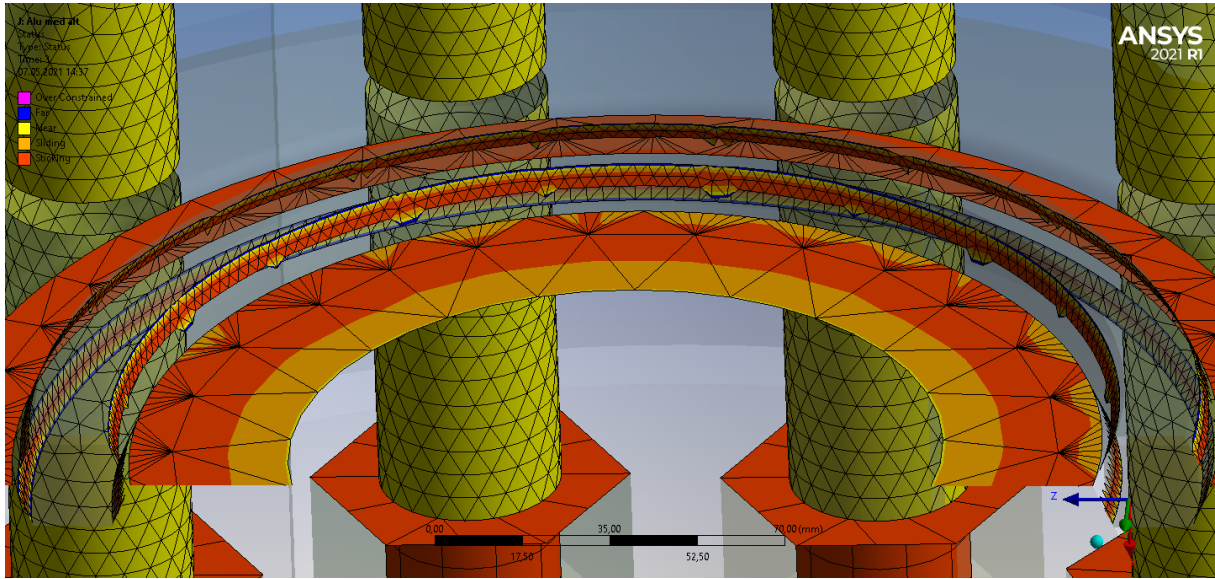
Figur 49, BX spor i flens 2 med stress indikasjon fra ANSYS

Spenning i BX-ring vises i **Figur 50**.



Figur 50, Stress i BX-ring fra ANSYS

Contact-tool av sammenklemt flens med BX-ring vises i **Figur 51**. Figur 32 Bilde viser hvor kontakten mellom legemene er størst ved fargenyanseskalaen i hjørnet.



Figur 51, Contact-tool status mellom flenser og BX-ring

Tabell med maksimale verdier spenning, forlengelse og deformasjon i hele delen

Spenning (MPa)	Forlengelse (mm)	Deformasjon (mm)
521,38	0,0095136	3,758

Tabell 16, Maks spenning, forlengelse og deformasjon fra resultatet i kapittel 5.2

Tabell med maksimal spenning og gjennomsnittlig spenning i flensspor og BX-ring

Navn på del	Spenning	Gj. snitt	Enhet
Flensspor 1	500,18	195,68	MPa
Flensspor 2	521,38	221,97	MPa
BX-ring	493,00	281,32	MPa

Tabell 17, Spenninger fra resultatet i kapittel 5.2.1

5.3 Super-Duplex og aluminiums diskusjon

I oppgave 2 er formålet med oppgaven å se om aluminium er mulig å bruke som flensmateriale. Vi har simulert to identiske simuleringer hvor den ene har Super-Duplex som flensmateriale, og den andre har aluminium som flensmateriale. Ut fra disse simuleringene har vi valgt å se på maks spenningene i begge flensene, maks forlengelse og maks deformasjon i flens 1 på grunn av at denne har fri bevegelse i forhold til flens 2 som har fixed support. Når vi ser på **Tabell 14** og **Tabell 16** ser vi at begge materialene har størst spenning i flenssporet på flens 2. Hvor faktisk Super-Duplex ligger over flytegrensen på 530 MPa med en maks spenning på 569,42MPa. Aluminium ligger under flytegrensen på 524 MPa med en maks spenning på 521,38MPa. I **Tabell 14** og **Tabell 16** ser vi den største forskjellen på Super-Duplex og aluminium er maks forlengelse. Vi kan faktisk se at aluminium har en forlengelse som er (149,22 prosent) større enn Super-Duplex, dette er mest sannsynlig på grunn av E-modulen som er ca. 3 ganger mindre enn Super-Duplex. deformasjonen på Super-Duplex ligger på 3,4618mm og aluminium på 3,758mm hvor årsaken kommer av den manglende stivheten på aluminium på grunn av E-modulen.

Når vi ser på **Tabell 15** og **Tabell 17** ser vi hvilke spenninger vi får i flenssporene på flens 1, flens 2 og spenningene som opptrer i BX-ringene. Siden vi ser på muligheten for bruk av aluminiums flens er det viktig at vi ikke bare ser at materialet holder seg under flytegrensen, men at tetningsflatene har nok spenning mot hverandre sånn at flensene holder tett. Når vi ser på **Tabell 15** og **Tabell 17** kan vi se at maksspenningene på begge tabellene har noen forskjeller. Vi kan se at flensspor 2 i **Tabell 15** har 48MPa større verdi enn flensspor 2 i **Tabell 17**. Men om vi ser på de gjennomsnittlige verdiene er de nesten helt identiske mot hverandre. Vis vi ser på **Figur 42** og **Figur 50** kan vi se at fargeskalaen i begge BX-ringene får tilnærmet identisk spenningsområder. Dette indikerer at aluminiumen ikke gjør stor forskjell på verken spenninger i flensspor eller spenning i BX-ringene. Det som er den store forskjellen, er forlengelse og deformasjon som er en ting man må regne med vis man skal bruke et materiale som aluminium. Vi kan også se på ANSYS contact-tool i **Figur 43** og **Figur 51** at begge har god kontakt på BX-ringene. Vi ser at Super-Duplex har full kontakt på den indre (flenflaten) mens aluminium har en noe mindre kontaktflate på den indre flensflaten. Men ellers har de tilnærmet lik kontakt.

6. Diskusjon

6.1 Diskusjon av metode og utførelse

For å utføre simuleringene våre har vi måtte sette oss inn i hvordan vi skulle bruke programmet ANSYS. Vi måtte prøve og feile for å finne ut hvordan vi best skulle løse oppgavene. Det var derfor en del forskjellige metoder vi måtte velge å bruke for å få et konkret svar ut av de dataene vi hadde tilgjengelig. ANSYS har mange forskjellige simuleringstyper og innstillinger ut fra hva som er nødvendig for at simuleringen som skal bli utført. Static-Structural analyse som er den enkleste formen for simulering for å kjøre analyser med enkle krefter ble brukt på grunn av at dette gir gode resultater. Det finnes andre mulige simuleringer som er tilgjengelige som for eksempel fluid, men har ikke blitt brukt i denne oppgaven på grunn av manglende pc kraft, tid og kompetanse av ANSYS.

I begynnelsen av simuleringene hadde vi en del problemer som førte til at vi ikke fikk flensene til å få kontakt med hverandre når boltene ble trukket til med forspenning kraft. Etter mye diskusjon og testing kom vi fram til at vi måtte ha nonlineare materialegenskaper på BX-ringen for å få kontakt på flensflatene. Dette var en feil som oppsto på grunn av manglende kunnskap om ANSYS og hvordan dens program fungerer. Noen hadde tanker om at programmet ikke ville få det til, og at resultatet vi fikk ville bli slik det var, og andre trodde resultatet var riktig å at ikke flensene ville få kontakt. Dette ble fort rettet av tidligere erfaring og vi fortsatte å lete etter løsninger. Når det er snakk om materialer som skal over til plastisk deformasjon er man nødt til å gi mer opplysninger om hvordan materialet oppfører seg etter flytegrensen. ANSYS har to gode muligheter vi har sett på når det kommer til nonlinear-material simulering, den ene kalles bilinear og den andre heter multilinear. Bilinear er en grov metode hvor man kan få ut egenskapene til et nonlineart materiale om man skulle ha manglende materialegenskaper til materialet som blir simulert. Vi hadde noen vanskeligheter med å finne nok informasjon til å bruke multilinear, og valgte derfor å bruke bilinaer noe vi vet vil gi et godt nok resultat i denne oppgaven. Bilinear ble kun brukt på flens og BX-ring, men det var hovedsakelig tenkt at kun BX-ring ville trenge nonlineart materiale ut fra at BX-ringen er den eneste delen som har i oppgave å bli plastisk deformert. Etter en del testing fant vi ut at programmet ikke klarte å skjønne hva som skjedde med flensene når BX-ringen ble deformert. Dette resulterte i at vi trengte et nonlinear-material i flensene for å ikke få urealistiske høye spenninger i flenssporet. Boltene brukte kun lineære material egenskaper

siden boltene ikke vil komme over flytegrensen. I denne oppgaven ble det brukt lite støttelitteratur som ville kunne støtte opp resultatene vi fikk. Dette er på grunn av at vi rett og slett fant lite som vil kunne støtte resultatene vi undersøke.

I lekkasje analysen til flensen med forspennings kraft og termiske variasjoner var oppgaven å bruke 30 til 4 graders temperatur variasjon på utsiden av flensen. Vi valgte å forandre gradene ned til 22 grader på grunn av at 30 graders montasje ikke vil skje i nordiske klimaer etter diskusjon med oppgavegiver. Det ble ikke tatt med 4 til 90 graders temperatur variasjon inne i flensen på **4. Resultat/Aktivitet 1** på grunn av at oppgaven var å se på forandring av bolt forspenning ved temperatur ned til 4 grader som skjer på bunnen av havet. Om vi skulle hatt oljens temperatur inne i flensen måtte vi ha konkludert med trykk i tillegg til temperatur innvendig for å få et resultat opp mot virkeligheten. Noe som gjør at simuleringen hadde blitt noe urealistisk.

6.2 Diskusjon av resultat og analyse

6.2.1 Bolt spenninger og lekkasje

I kapittel **4. Resultat/Aktivitet 1** så vi på spennings forskjeller når vi senker en montert flens ned i vann. Vi kjørte mange simuleringer for å komme frem til de to resultatene vi brukte i denne rapporten. Resultatene vi fikk tyder på at boltene vil få høyere spenninger når konstruksjonen senkes ned i vann. Dette tyder på at boltene krymper mer enn flensen og gir dem et litt større trykk. Kontakt flatene mellom BX-ringen og flensene hadde veldig like spenninger før og etter nedsenkningen. Vi kan med dette regne med at om du kun senker konstruksjonen ned i vann vil ikke dette gjøre at den lekker.

6.2.2 Aluminiums diskusjon

Kapittel 5 går i hovedsak ut på hvor godt aluminium vil klare seg som flens materiale offshore. Aluminium har andre materialegenskaper og er normalt ikke like sterk som Super-Duplex. Resultatet vi har fått blir gjort på grunnlag av flens 1, dette er flensen som ikke har fixed support. Dette gjør vi fordi flensen som har fixed support ikke vil bevege seg og vil deretter ikke få resultater på deformasjon eller forlengelse. Den eneste verdien fra flens 2 vi ser på som relevant er spenningsene i flenssporet. Vi tar med dette for å kunne sammenligne kreftene i BX-en og lekkasje mulighetene på flensene. Etter våre simuleringer så viser det seg

at aluminium er et veldig godt materiale når det kommer til flenser. Aluminiums flenser har gode resultater når vi ser på lekkasje analysene, og har mindre spenninger enn Super-Duplex. Vi har bare gjort enkle simuleringer, dette vil si at vi har simulert kreftene og temperaturforholdene som påvirker flensene, men vi har ikke simulert faktisk veske eller korrosjon.

7. Konklusjon

Vår problemstilling:

«Vil temperaturforskjellene i modellen skape spenningsvariasjoner og vil det være mulighet for lekkasje?» og «Kan dagens aluminiumlegeringer konkurrere med Super-Duplex?»

I kapittel 4 har vi fått et svar på hvor stor spenningsforskjell det er i boltene etter vi har kjørt en simulering med forspenning, og en simulering med forspenning og temperaturvariasjoner. Vi kan tydelig se at spenningene faktisk øker med noen MPa fra **Tabell 9** til **Tabell 10**. Det at spenningen faktisk øker og ikke synker er en god indikasjon på at spenningene i boltene ikke gir mulighet for lekkasje selv om de blir utsatt for temperaturvariasjoner, men faktisk reduserer muligheten. Vis vi ser på spenningene i flenssporene og spenningen i BX-ringen ved disse to simuleringene ser vi at spenningene i **Tabell 11** og **Tabell 12** klart viser at spenningene er tilnærmet identiske. Dette vil vi påstå er et gyldig resultat på at negative temperatur variasjoner fra 22 til 4 grader ikke vil kunne gi lekkasjer. Vi vil og konkludere med at de hendelsen som har gitt lekkasje mest sannsynlig kommer av feilmontering ved feil tiltrekningsmetode som kan føre til (skjev BX) ujevn spenning i BX-ringen og flenssporene.

I kapittel 5 ser vi på muligheten for bruk av aluminiums flens. Når vi ser på resultat som oppstår i simuleringen med Super-Duplex flens mot simuleringen med aluminium kan man faktisk se fordeler med aluminium. Selv om begge flensen har tilnærmet samme flytegrense ser vi at aluminiumen holder seg under flytegrensen mens Super-Duplex kommer over. Spenningsforskjellene i flenssporet og BX-ringen ved disse simuleringen har noe forskjellige verdier. Den største variasjonen mellom simuleringene er at flenspor 2 på Super-Duplex har en 48,08MPa større spennings verdi enn aluminium, men om man ser på den gjennomsnittlige verdien så har aluminium en større spennings verdi enn Super-Duplex. Ut fra verdiene i **Tabell 15** og **Tabell 17** kan vi konkludere med at sjansen for lekkasje på aluminium kontra Super-Duplex er minimal. Med konklusjonen ut fra disse undersøkelsene vil vi si at aluminium 7068 er et material som er mulig å bruke som flens materiale.

8. Referanser

Aircraft Extrusion (uten år) *7068 High Strength Aluminum Rod*. Tilgjengelig fra:

https://aircraftextrusion.com/aircraft_extrusion/7068-aluminum-rod-and-bar/ (Hentet: 24. april 2021)

ANSYS (2021a) *Transient Thermal Analysis* Tilgjengelig fra:

https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v211/en/wb_sim/ds_transient_thermal_analysis_type.html%23ds_transient_thermal_analysis_type (Hentet 17.05.2021)

ANSYS (2021b) *Support Type Boundary Conditions* Tilgjengelig fra:

https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v211/en/wb_sim/ds_Support_Types.html (Hentet 13. mai 2021)

ANSYS (2021c) *Load Type Boundary Conditions* Tilgjengelig fra:

https://ansyshelp.ansys.com/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v211/en/wb_sim/ds_Load_Types.html (Hentet 13. mai 2021)

AZO Materials (2013 *Aluminum 7068 Alloy (UNS A97068)*.) Tilgjengelig fra:

<https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=8758> (Hentet: 23. april 2021)

Bell, K (2019) *Elementmetoden*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/elementmetoden> (Hentet: 06. april 2021)

Bolt Preload Tension Force Equation & Calculator Tilgjengelig fra:

https://www.engineersedge.com/material_science/bolt-preload-calculation.htm (Hentet: 12. april 2021)

Comsol (2016) *What Is Finite Element Mesh Refinement?* Tilgjengelig fra:

<https://www.comsol.com/multiphysics/mesh-refinement> (Hentet: 06. april 2021).

EDR MEDES0 (2020) *Bilinear Plasticity Material Inputs*. Tilgjengelig fra:

<https://training.edrmedeso.com/train/access/382511448/67cf4a250ef7472182> (Hentet: 13. april 2021)

Engineering toolbox (2003) *Young's Modulus - Tensile and Yield Strength for common Materials*. Tilgjengelig fra: https://www.engineeringtoolbox.com/young-modulus-d_417.html (Hentet: 23. april 2021)

Grøndalen, Ørnulf & Daae, A.(2002). *Materiallære* 8.utg Bokmål Bergen: Fagbokforl.

Hydro (2013) *Mener aluminium er framtidens offshore-metall*. Tilgjengelig fra: <https://www.hydro.com/no-NO/media/news/2013/mener-aluminium-er-framtidens-offshore-metall/> (Hentet: 11. mai 2021)

Ijitee (2020) *Mechanical and Tribological Behaviour of Artificially Aged (T6) Al-Zn-Mg-Cu Alloy*. Tilgjengelig fra: <https://www.ijitee.org/wp-content/uploads/papers/v9i3/C9121019320.pdf> (Hentet: 24. april 2021)

Johansen, H. (2012a). *Styrkeberegning grunnlag. TEK2021 Styrkeberegning*. Tilgjengelig fra: <https://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi//materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/sb-Styrkeberegning%20grunnlag-2016.pdf> (Hentet: 13. april 2021)

Johansen, H. (2012b). *Rustfrie/korrosjonsbestandig stål. TEK2021 Styrkeberegning*. Tilgjengelig fra: <https://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi/materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/Materiallaere-korrosjonsbestandige%20stal-kompendium-05.06.2012.pdf> (Hentet: 24. april 2021)

Johansen, H. (2012c). *Aluminium. TEK2021 Styrkeberegning*. Tilgjengelig fra: <https://folk.ntnu.no/hennj/materialteknologi//materialteknologi/Styrkeberegning/arbeidsplan/Kompendier/Materiallaere-aluminium-kompendium-08.06.2012.pdf> (Hentet:13. april 2021)

Kurowski, P.M. (2018) *Engineering Analysis whit SOLIDWORKS Simulation 2018* kansas city: SDC publications

Mathalino (2020) *Stress-Strain Diagram*. Tilgjengelig fra: <https://mathalino.com/reviewer/mechanics-and-strength-of-materials/stress-strain-diagram> (Hentet: 13. april 2021).

Ninive, P.H. 2018 *Introduksjon til elementmetoden. TEK2001 Elementmetoden*. Tilgjengelig fra: <https://Blackboard.com> (Hentet: 27. april 2021)

Pedersen, B (2018) *Aluminium*. Tilgjengelig fra: <https://snl.no/aluminium> (Hentet: 07. april 2021)

ScienceDirect (2018) *Singularities*. Tilgjengelig fra: <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/singularities> (Hentet: 14. april 2021)

Smiths (2018a) *7068 Aluminium Alloy Technical Datasheet*. Tilgjengelig fra: <https://www.smithmetal.com/pdf/aluminium/7xxx/7068.pdf> (Hentet: 13. april 2021).

Smiths (2018b) *UNS S32760 / 1.4501 / F55 Technical Datasheet*. Tilgjengelig fra: <https://www.smithmetal.com/pdf/stainless/duplex/uns-s32760.pdf> (Hentet: 13. april 2021).

Solidworks (2010) *Understanding Nonlinear Analysis*. Tilgjengelig fra: https://www.solidworks.com/sw/docs/nonlinear_analysis_2010_eng_final.pdf (Hentet: 13. mai 2021)

SolidWorks (2018) *What is a stress singularity in SOLIDWORKS Simulation?* Tilgjengelig fra: <https://blogs.solidworks.com/tech/2018/07/what-is-a-stress-singularity-in-solidworks-simulation.html> (Hentet: 06. april 2021)

Special Metals (2013) Tilgjengelig fra: <https://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/alloys/inconel/inconel-alloy-625.pdf> (Hentet: 12. mars 2021)

Standard Norge (2003) NORSOK standard L-005 *Compact flanged connections*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/nettbutikk/sokeresultater/?search=L-005> (Hentet: 25. april 2021)

Standard Norge (1994) NORSOK M-CR-630 *MATERIAL DATA SHEETS FOR PIPING*. Tilgjengelig fra: <https://www.standard.no/pagefiles/1156/m-cr-630r1.pdf> (Hentet: 05. mai 2021)

Steel Stores (2019) *ASTM A453 GRADE 660 CLASS D ASTM A453/A453M*. Tilgjengelig fra: <https://www.steelestores.com/grade/astm-a453-grade-660-class-d-astm-a453a453m.html> (Hentet fra: 20. april 2021)

Sture, H (2012) *Integrity Evaluation of Duplex Stainless Steel Flanges*. Masteroppgave. Norwegian University of Science and Technology [Integrity Evaluation of Duplex Stainless Steel Flanges \(ntnu.no\)](https://www.ntnu.no) (Hentet: 14. mai 2021)

TorqBolt Inc (2019) *ASTM A453 Grade 660 Class D Bolts*. Tilgjengelig fra:
<https://www.alloy-fasteners.com/astm-a453-grade-660-class-d-bolts.html> (Hentet: 01. mars 2021)

VDM Metals (2020) *VDM® Alloy 625 Nicrofer 6020 hMo*. Tilgjengelig fra:
https://www.vdm-metals.com/fileadmin/user_upload/Downloads/Data_Sheets/Data_Sheet_VDM_Alloy_625.pdf (Hentet: 13. mars 2021)

Woodcousa (2020) *Material Mechanical Property Requirements For API Spec 6A, and 16A Bodies, Bonnets and End and Outlet Connections*. Tilgjengelig fra:
https://www.woodcousa.com/a_wst/mechanical_main.htm (Hentet: 16. mai 2021)

9. Vedlegg

Vedlegg 2, vedlegg 3, vedlegg 4, vedlegg 5, vedlegg 6 og vedlegg 7 er informasjon utdelt av veileder. Følgene vedlegg 10, vedlegg 11, vedlegg 12 og vedlegg 13 finnes i vedlagt ZIP mappe.

Vedlegg 1: Resultater fra Resultat/Aktivitet 1

Vedlegg 2: Bolt og Mutre

Vedlegg 3: BX ring detaljer

Vedlegg 4: API minimums styrke krav

Vedlegg 5: Material krav for tilkoblings deler

Vedlegg 6: Teknisk tegning av Flense

Vedlegg 7: Påførte maksimale krefter og momenter

Vedlegg 8: Beregning av Tangent Modulus

Vedlegg 9: Medforfatterdeklarasjon

Vedlegg 10: ANSYS rapport Boltforspenning uten temperatur for Resultat/Aktivitet 1

Vedlegg 11: ANSYS rapport Boltforspenning med temperatur for Resultat/Aktivitet 1

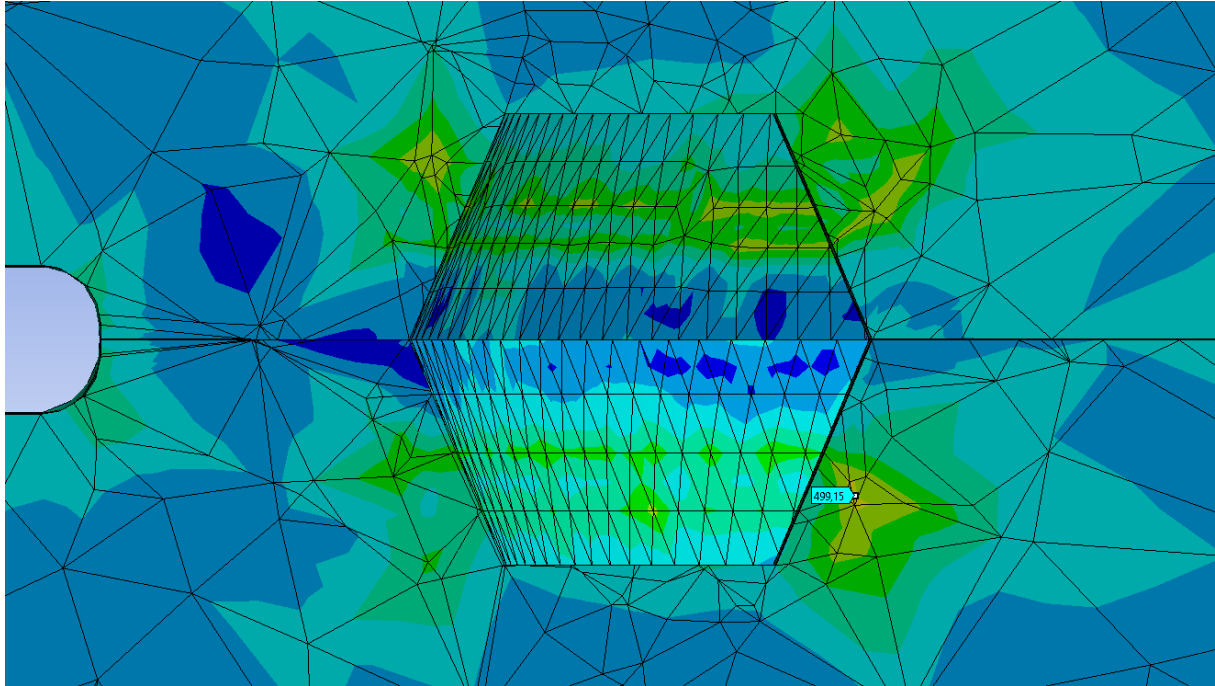
Vedlegg 12: ANSYS rapport Super-Duplex for Resultat/Aktivitet 2

Vedlegg 13: ANSYS rapport Aluminium 7068 for Resultat/Aktivitet 2

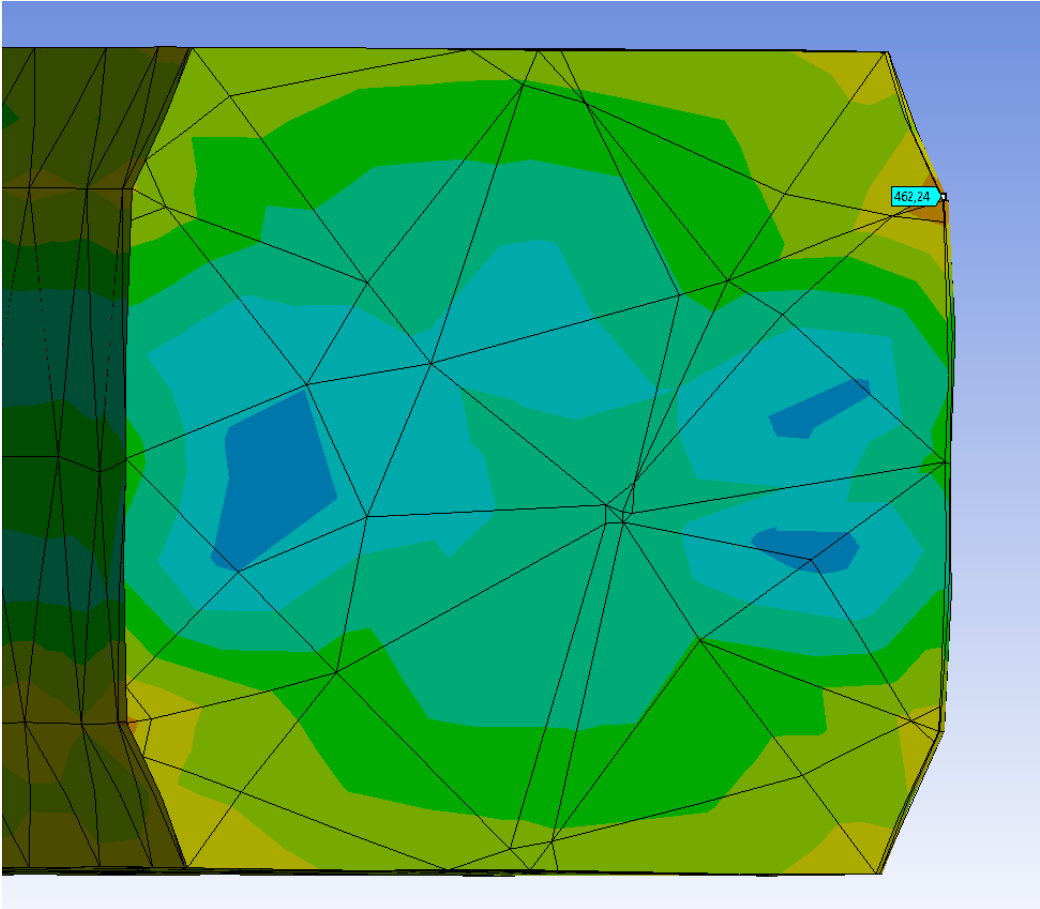
Vedlegg 1 – Resultater fra Resultat/Aktivitet 1

Resultat av BX spor aktivitet 1. Illustrasjon av to delte flenser og stresset inne i den.

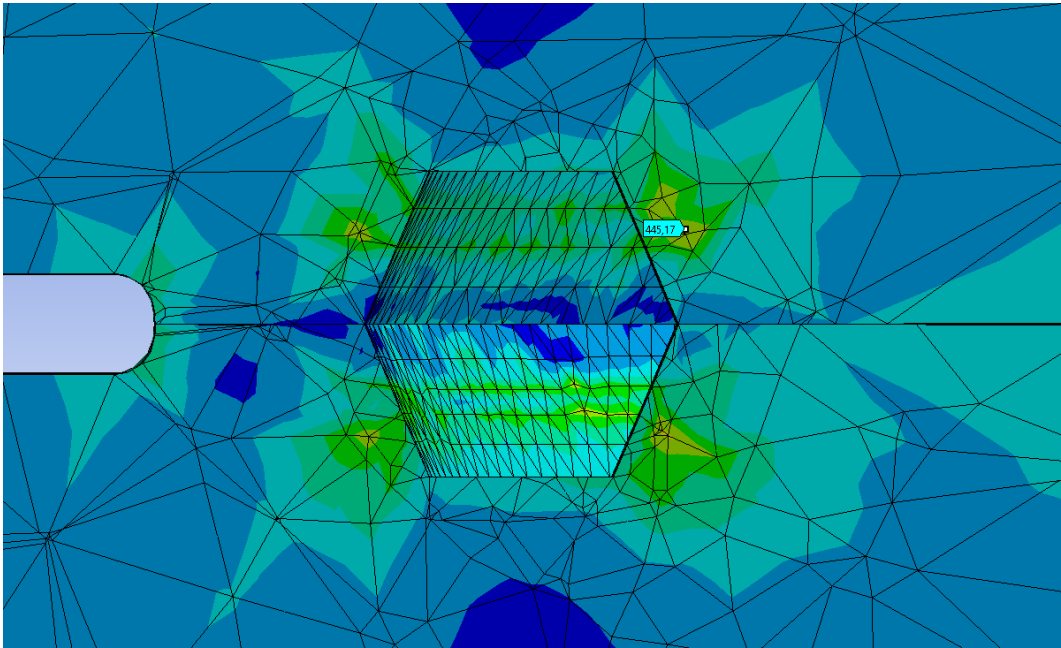
Bilde fra ANSYS



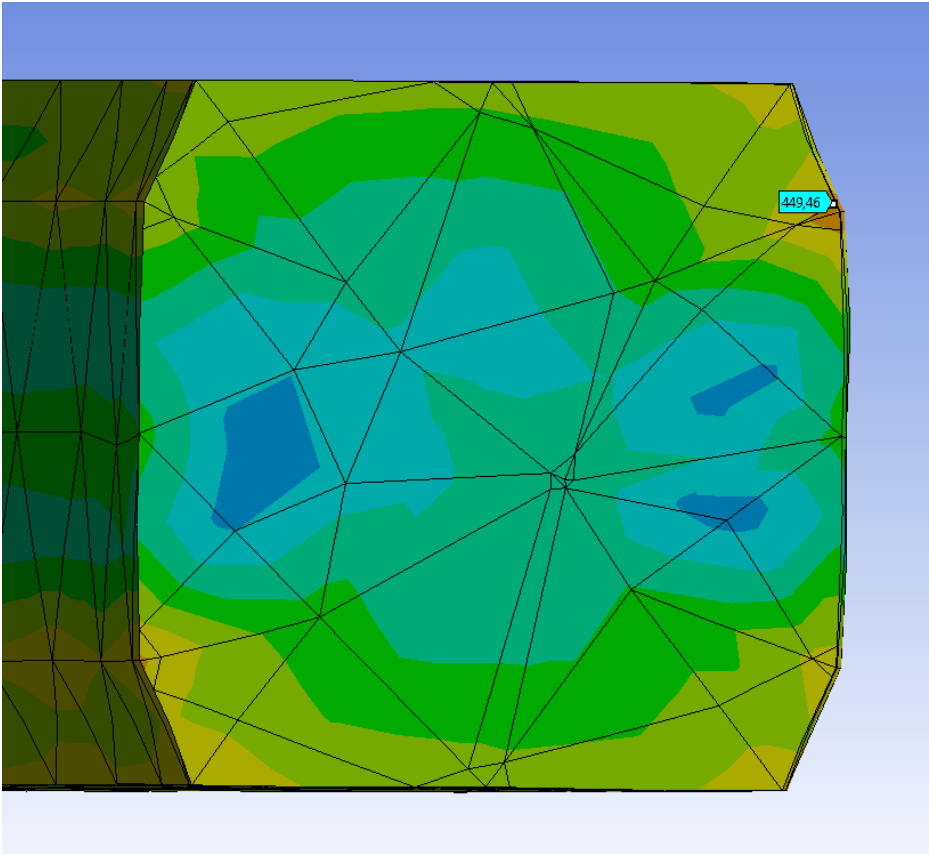
Spennings område i tverrsnitt av BX-ring med fargenyanser for spenning. Illustrasjon av en delt BX-ring og stresset inne i den



Spennings område i tverrsnitt av BX-ring med fargenyanser for spenning. Illustrasjon av to delte flenser og stresset inne i den.



Illustrasjon av en delt BX-ring og stresset inne i den



Vedlegg 2 – Bolt og mutere

Bolt Sizes & Quantities

PIPE SIZE	2,000 PSI			3,000 PSI			5,000 PSI		
	No. of Studs	Stud Diameter	Nut Size "ATF"	No. of Studs	Stud Diameter	Nut Size "ATF"	No. of Studs	Stud Diameter	Nut Size "ATF"
1-13/16									
2-1/16	8	5/8	1-1/16	8	7/8	1-7/16	8	7/8	1-7/16
2-9/16	8	3/4	1-1/4	8	1	1-5/8	8	1	1-5/8
3-1/16									
3-1/8	8	3/4	1-1/4	8	7/8	1-7/16	8	1-7/16	1-13/16
4-1/16	8	7/8	1-7/16	8	1-1/8	1-13/16	8	1-1/4	2
5-1/8									
7-1/16	12	1	1-5/8	12	1-1/8	1-13/16	12	1-3/8	2-3/16
9	12	1-1/8	1-13/16	12	1-3/8	2-3/16	12	1-5/8	2-9/16
11	16	1-1/4	2	16	1-3/8	2-3/16	12	1-7/8	2-15/16
13-5/8	20	1-1/4	2	20	1-3/8	2-3/16	16	1-5/8	2-9/16
16-3/4	20	1-1/2	2-3/8	20	1-5/8	2-9/16	16	1-7/8	2-15/16
18-3/4							20	2	3-1/8
20-3/4				20	2	3-1/8			
21-1/4	24	1-5/8	2-9/16				24	2	2-1/8

Vedlegg 3 – BX ring detaljer

Ring number	Size		Outside diameter of ring		Height of ring ¹	Width of ring ²	ODI		Width of flat	Hole size	Depth of groove		Outside diameter of groove		Width of groove					
	mm	(in)	mm	(in)			mm	(in)			mm	(in)	mm	(in)		mm	(in)	mm	(in)	
SBX 149	19	(.34)	42,647	(1,679)	9,627	(0,379)	7,518	(0,296)	41,326	(1,627)	6,121	(0,241)	1,5	(0,06)	5,942	(0,23)	44,221	(1,741)	9,677	(0,381)
SBX 150	25	(1)	72,19	(2,842)	9,30	(0,366)	9,30	(0,366)	70,87	(2,790)	7,98	(0,314)	1,5	(0,06)	5,59	(0,22)	73,48	(2,893)	11,43	(0,450)
SBX 151	46	(1 1/16)	76,40	(3,008)	9,63	(0,379)	9,63	(0,379)	75,03	(2,954)	8,26	(0,325)	1,5	(0,06)	5,56	(0,22)	77,79	(3,062)	11,94	(0,466)
SBX 152	52	(2 1/16)	84,68	(3,334)	10,24	(0,403)	10,24	(0,403)	83,24	(3,277)	8,79	(0,346)	1,5	(0,06)	5,95	(0,23)	86,23	(3,395)	12,65	(0,498)
SBX 153	65	(2 9/16)	100,94	(3,74)	11,38	(0,448)	11,38	(0,448)	99,31	(3,910)	9,78	(0,385)	1,5	(0,06)	6,75	(0,27)	102,77	(4,046)	14,07	(0,554)
SBX 154	78	(3 1/16)	116,84	(4,600)	12,40	(0,488)	12,40	(0,488)	115,09	(4,531)	10,64	(0,419)	1,5	(0,06)	7,54	(0,30)	119,00	(4,685)	15,39	(0,606)
SBX 155	103	(4 1/16)	147,96	(5,825)	14,22	(0,560)	14,22	(0,560)	145,95	(5,746)	12,22	(0,481)	1,5	(0,06)	8,33	(0,33)	150,62	(5,930)	17,73	(0,698)
SBX 156	179	(7 1/16)	237,92	(9,367)	18,62	(0,733)	18,62	(0,733)	235,28	(9,263)	15,98	(0,629)	3,0	(0,12)	11,11	(0,44)	241,83	(9,521)	23,39	(0,921)
SBX 157	228	(9)	294,46	(11,593)	20,98	(0,826)	20,98	(0,826)	291,49	(11,476)	18,01	(0,709)	3,0	(0,12)	12,70	(0,50)	299,06	(11,774)	26,39	(1,039)
SBX 158	279	(11)	352,04	(13,860)	23,14	(0,911)	23,14	(0,911)	348,77	(13,731)	19,86	(0,782)	3,0	(0,12)	14,29	(0,56)	357,23	(14,064)	29,18	(1,149)
SBX 159	346	(13 5/8)	426,72	(16,800)	25,70	(1,012)	25,70	(1,012)	423,09	(16,657)	22,07	(0,869)	3,0	(0,12)	15,98	(0,62)	432,64	(17,033)	32,49	(1,279)
SBX 160	346	(13 5/8)	402,59	(15,850)	23,83	(0,938)	13,74	(0,541)	399,21	(15,717)	10,36	(0,408)	3,0	(0,12)	14,29	(0,56)	408,00	(16,063)	19,96	(0,786)
SBX 161	422	(16 5/8)	491,41	(19,347)	28,07	(1,105)	16,21	(0,638)	487,45	(19,191)	12,24	(0,482)	3,0	(0,12)	17,07	(0,67)	497,94	(19,604)	23,62	(0,930)
SBX 162	422	(16 5/8)	475,49	(18,720)	14,22	(0,560)	14,22	(0,560)	473,48	(18,641)	12,22	(0,481)	1,5	(0,06)	8,33	(0,33)	487,33	(18,832)	17,91	(0,705)
SBX 163	476	(18 3/4)	556,16	(21,896)	30,10	(1,185)	17,37	(0,684)	551,89	(21,728)	13,11	(0,516)	3,0	(0,12)	18,26	(0,72)	563,50	(22,185)	25,55	(1,006)
SBX 164	476	(18 3/4)	570,56	(22,463)	30,10	(1,185)	24,59	(0,968)	566,29	(22,295)	20,32	(0,800)	3,0	(0,12)	18,26	(0,72)	577,90	(22,752)	32,77	(1,290)
SBX 165	540	(21 1/4)	624,71	(24,595)	32,03	(1,261)	18,49	(0,728)	620,19	(24,417)	13,97	(0,550)	3,0	(0,12)	19,05	(0,75)	632,96	(24,904)	27,20	(1,071)
SBX 166	540	(21 1/4)	640,03	(25,198)	32,03	(1,261)	26,14	(1,029)	635,51	(25,020)	21,62	(0,851)	3,0	(0,12)	19,05	(0,75)	647,88	(25,507)	34,87	(1,373)
SBX 169	131,18	(5 1/8)	173,51	(6,831)	15,85	(0,624)	12,83	(0,509)	171,29	(6,743)	10,69	(0,421)	1,5	(0,06)	9,65	(0,38)	176,86	(6,955)	16,92	(0,666)

¹ A plus tolerance of 0,2 mm (0,008 in) for width, *A*, and height, *H*, is permitted, provided the variation in width or height of any ring does not exceed 0,1 mm (0,004 in) throughout its entire circumference.

Vedlegg 4 – API minimums styrke krav

Table 6 — Standard material property requirements for bodies, bonnets and end and outlet connections

Material designation	0.2 % offset yield strength min. Mpa (psi)	Tensile strength min. Mpa (psi)	Elongation in 50 mm (2 in) min. %	Reduction in area min. %
36K	248 (36 000)	483 (70 000)	21	No requirement
45K	310 (45 000)	483 (70 000)	19	32
60K	414 (60 000)	596 (85 000)	18	35
75K	517 (75 000)	655 (95 000)	17	35

Vedlegg 5 – Materialkrav for tilkoblings deler

**Table 5 — Standard and non-standard material applications
for bodies, bonnets and end and outlet connections**

Part	Material designations for pressure ratings					
	13,8 MPa (2 000 psi)	20,7 MPa (3 000 psi)	34,5 MPa (5 000 psi)	69,0 MPa (10 000 psi)	103,5 MPa (15 000 psi)	138,0 MPa (20 000 psi)
Body^a, bonnet	36K, 45K 60K, 75K NS ^b	36K, 45K 60K, 75K NS	36K, 45K 60K, 75K NS	36K, 45K 60K, 75K NS	45K, 60K 75K, NS —	60K, 75K NS —
Integral end connection						
Flanged	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	75K, NS —	75K, NS —
Threaded	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	NA —	NA —	NA —
Other ^c	c	c	c	c	c	c
Loose connectors						
Welding neck	45K —	45K —	45K —	60K, 75K NS	75K, NS —	75K, NS —
Blind	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	75K, NS —	75K, NS —
Threaded	60K, 75K NS	60K, 75K NS	60K, 75K NS	NA —	NA —	NA —
Other	c	c	c	c	c	c
^a If end connections are of the material designation indicated, welding is in accordance with Clause 6 and design is in accordance with Clause 4. ^b "NS" indicates non-standard materials as defined in 4.3.3 and 5.4.1 a). ^c As specified by manufacturer.						

Vedlegg 7 – Påførte maksimale krefter og momenter

Maximum Loads Acting on Pump Nozzle						
Nozzle #	X Force KN	Y Force KN	Z Force KN	X Moment KN-m	Y Moment KN-m	Z Moment KN-m
Nozzle 1	18.0/-15.5	58.6	85.5/-86.7	32.3/-32.1	13.9/-7.3	1.8/-2.3
Nozzle 2	3.8/-3.7	58.5	14.4/-16.8	34.3/-34.5	0.8/-3.0	1.3/-1.2
Nozzle 1	23.0/-20.1	63.6	92.8/-91.9	36.1/-36.0	18.0/-9.1	2.3/-2.9
Nozzle 2	6.2/-5.4	63.3	16.3/-18.7	37.0/-36.7	0.7/-4.9	2.0/-1.7

Vedlegg 8 – Beregning av Tangent Modulus

Beregning av Tangent Modulus for Aluminium 7068

TANGENT MODULUS - 7068

$$\text{YIELD STRAIN} = \frac{524}{73100} = 0,007168 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE YIELD} = 524 \cdot (1 + 0,007168) = 527,75 \text{ MPA}$$

$$\text{ULTIMATE STRAIN} = \frac{10\%}{100} = 0,1 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE} = 628 \cdot (1 + 0,0953) = 687,84 \text{ MPA}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE STRAIN} = \ln(1 + 0,1) = 0,0953 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TANGENT MODULUS} = \frac{687,8 - 527,75}{0,0953 - 0,007168} = 1816 \text{ MPA}$$

Beregning av Tangent Modulus for Inconel Alloy 625

TANGENT MODULUS Bx-RING

$$\text{YIELD STRAIN} = \frac{330}{207500} = 0,00159 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE YIELD} = 330 \cdot (1 + 0,00159) = 330,52 \text{ MPA}$$

$$\text{ULTIMATE STRAIN} = \frac{35\%}{100} = 0,35 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE} = 730 \cdot (1 + 0,3) = 949 \text{ MPA}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE STRAIN} = \ln(1 + 0,35) = 0,3001 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TANGENT MODULUS} = \frac{949 - 330}{0,3001 - 0,00159} = 2074 \text{ MPA}$$

Beregning av Tangent Modulus for Super-Duplex ASTM A182

TANGENT MODULUS SUPER DUPLEX

$$\text{YIELD STRAIN} = \frac{530}{200000} = 0,00265 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE YIELD} = 530 \cdot (1 + 0,00265) = 531,4 \text{ MPA}$$

$$\text{ULTIMATE STRAIN} = \frac{20\%}{100} = 0,2 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE} = 800 \cdot (1 + 0,22314) = 978,5 \text{ MPA}$$

$$\text{TRUE ULTIMATE STRAIN} = \ln(1 + 0,2) = 0,2231 \text{ mm/mm}$$

$$\text{TANGENT MODULUS} = \frac{978,5 - 531,4}{0,2231 - 0,00265} = 2028 \text{ MPA}$$

Vedlegg 9 – Medforfatterdeklarasjon

Medforfatterdeklarasjon

Tittel: FEM-analyse av API-flens forbindelse med ANSYS

Forfattere:

Student 1: André Nordby Gjerde

Student 2: Kjartan Kleven

Student 3: Philip Schultze Granung

Bidrag:

Delaktiviteter/deloppgave	Student 1	Student 2	Student 3
ANSYS/Simulering	2	1	3
Planlegging	3	3	3
Teori	2	3	1
Metode	0	1	3
Resultat/Aktivitet 1	2	3	3
Resultat/Aktivitet 2	2	3	3
Diskusjon	3	3	3
Konklusjon	3	3	3
Ferdigstilling	3	3	3

Tabellen fylles ut med delaktiviteter, og størrelsen på bidraget fra den enkelte student angis med et tall mellom 0 og 4 etter følgende betydning:

0: Ingenting

1: Lite

2: En del

3: Mye

4: Alt

De undertegnede studenter bekrefter herved at de har utført delaktivitetene beskrevet ovenfor på gjeldende oppgave.

Signatur studenter:

André Nordby Gjerde Kjartan Kleven Philip Schultze Granung

André Nordby Gjerde

Kjartan Kleven

Philip Schultze Granung

