



# Design og dimensjonering av kontorstol

**Thomas Angell Storhaug**

Produktutvikling og produksjon

Innlevert: juli 2015

Hovedveileder: Terje Rølvåg, IPM

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for produktutvikling og materialer



## Forord

Jeg vil gjerne takke min veileder Terje Rølvåg for den hjelp han har gitt meg. Oppgaven bygger på et konsept han selv har utviklet. Jeg vil også rette en takk til NTNU og Institutt for Produktutvikling og Materialer.

**MASTEROPPGAVE VÅR 2015**  
**FOR**  
**STUD.TECHN. THOMAS STORHAUG**

**DESIGN OG DIMENSJONERING AV KONTORSTOL**

*Design and dimensioning of office chair*

Våren 2014 leverte 3 industridesignere fra Høgskolen i Fredrikstad ett nytt og spennende design av en kontorstol basert på veileders VAPA patent. Designstudentene lagde en prototyp for å teste komfort og styrke men det gjenstår å utvikle en industriell modell som kan masseproduseres. I tillegg må den dimensjoneres slik at den ikke ryker ved hard belastning. Oppgaven blir derfor først og fremst en dimensjoneringsjobb men det er også mulig å bygge en eller flere prototyper. Veiledning vil bli gitt via skype minimum en gang i uken til fastsatt tid.

Kandidaten skal

1. Sette seg inn i eksisterende design mht. form, materialer og sammenføyning
2. Identifisere funksjonelle og styrkemessige krav til kontorstolen
3. Overføre modellen til NX for videre modellering og simulering
4. Foreta de nødvendige designendringer basert på simuleringer og krav fra punkt 2

I den grad tiden tillater det

5. Bygge en funksjonell prototyp for testing av sittekomfort

**Formelle krav:**

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

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

Besvarelsen skal ha med signert oppgavetekst, og redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse, etc. Ved utarbeidelse av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelse legges det stor vekt på at resultater er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte og diskuteres utførlig.

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

Kontaktperson:

Torgeir Welø  
Instituttleder

Terje Rølvåg  
Faglærer



# Innhold

Forord.....	1
Innhold .....	4
Figurer .....	6
Innledning .....	8
Sammendrag.....	9
1 Krav for kontorstol .....	10
1.1 Stolens brukssituasjon .....	10
1.1.1 Belastninger under bruk.....	10
1.2 Kravspesifikasjon .....	10
1.2.1 Brukerønsker.....	10
1.2.2 Brukerens behov.....	10
1.2.3 Kravspesifikasjon .....	11
1.3 Krav til testing.....	11
1.3.1 Lastpunkter og lastsoner.....	12
1.3.2 Statiske lasttester .....	13
1.4 Endelig krav .....	14
2 Stolens initielle design .....	15
2.1 VAPAC .....	15
2.2 Innledende analyse av designet .....	15
2.2.1 Materialer i designet .....	15
2.2.2 Setet .....	17
2.2.3 Rammestruktur.....	19
2.2.4 Oppheng.....	22
2.2.5 Setets posisjon .....	22
3 Finite Element analyse ved bruk av UGS NX.....	23
3.1 Fremgangsmåte for analyse .....	23
3.2 Generell klargjøring.....	24
3.2.1 Sammenstilling.....	24
3.2.2 Forberedning av den tredimensjonale modellen .....	24
3.2.3 FE-modell .....	27
3.3 Første lastsituasjon .....	29
3.3.1 Modell av simulering .....	29
3.3.2 Ytterlig klargjøring .....	29

3.3.3	FE-modell .....	29
3.3.4	Resultater .....	31
3.3.5	Analyse .....	33
3.4	Andre lastsituasjon .....	34
3.4.1	Modell av simulering .....	34
3.4.2	Ytterlig klargjøring .....	34
3.4.3	FE-modell .....	34
3.4.4	Resultater .....	35
3.4.5	Analyse .....	36
3.5	Tredje lastsituasjon .....	36
3.5.1	Modell av simulering .....	36
3.5.2	Ytterlig klargjøring .....	37
3.5.3	FE-modell .....	37
3.5.4	Resultater .....	38
3.5.5	Analyse .....	39
3.6	Fjerde lastsituasjon .....	39
3.6.1	Modell av simulering .....	39
3.6.2	Ytterlig klargjøring .....	39
3.6.3	FE-modell .....	39
3.6.4	Resultater .....	40
3.6.5	Analyse .....	41
3.7	Analyse av resultater .....	41
4	Foreslått redesign med analyse .....	43
4.1	Krav til design .....	43
4.2	Rammens grensesnitt mot vangene .....	43
4.3	Setets opplagring i grensesnittet mot vangene.....	44
4.4	FE-simulering av det nye designet .....	46
4.4.1	Modell av simuleringen .....	46
4.4.2	FE-modell .....	46
4.4.3	Resultater .....	47
4.4.4	Analyse av resultater .....	49
4.5	Endelig design.....	50
	Referanser .....	52

## Figurer

Figur 1.1. Lastpunkter for kontorstoler i ISO 21015. ....	12
Figur 1.2. Lastsoner brukt i simuleringene. ....	12
Figur 1.3. Kombinert test av sitteflate og ryggflate. ....	13
Figur 1.4. Test av armlen med last rettet nedover. ....	14
Figur 1.5. Test av armlen med laster rettet utover. ....	14
Figur 2.1. Forslag til sammenstilling av armlenet. ....	16
Figur 2.2. Setet. ....	18
Figur 2.3. Tilfeldige lastkonfigurasjoner setet kan bli utsatt for. ....	19
Figur 2.4. Bøyemoment i setet. ....	19
Figur 2.5. Rammestrukturens konfigurasjon. ....	20
Figur 2.6. Rammestrukturens ulike belastninger og kritiske områder. ....	21
Figur 2.7. Opphengets konfigurasjon. ....	22
Figur 2.8. Vangenes orientering ved setets nøytrale stilling. ....	23
Figur 3.1. Alternativ modell av boltene og hylsene brukt i simuleringene. ....	25
Figur 3.2. FE-modell av vangen basert på et éndimensjonalt maskenett. ....	25
Figur 3.3. Forenkling av rammebrakettens geometri. ....	26
Figur 3.4. Forenkling av grensesnitt mellom stolrammen og armlenet. ....	27
Figur 3.6. Elementtype brukt i de tredimensjonale maskenettene. ....	28
Figur 3.5. Uendelig stive elementer mellom vangen og bolten i stolrammen. ....	28
Figur 3.7. Lastsonens plassering i modellen. ....	29
Figur 3.8. FE-modell av stolen samt laster og grensebetingelse. ....	30
Figur 3.9. Resultater av første lastsituasjon. ....	31
Figur 3.10. Detaljer av resultatene fra første lastsituasjon. ....	32
Figur 3.11. Resultater av ny simulering for stolrammens to deler. ....	33
Figur 3.12. Lastsoner i modellen ved andre lastsituasjon. ....	34
Figur 3.13. FE-modell samt laster for andre lastsituasjon. ....	35
Figur 3.14. Resultater fra andre lastsituasjons første simulering. ....	35
Figur 3.15. Resultater i den forfinede geometrien. ....	36
Figur 3.16. Lastsoner i tredje lastsituasjon. ....	37
Figur 3.17. FE-modell samt laster for tredje lastsituasjon. ....	38
Figur 3.18. Resultater fra tredje lastsituasjon. ....	38
Figur 3.19. Lastsoner for fjerde lastsituasjon. ....	39
Figur 3.20. FE-modell samt laster for fjerde lastsituasjon. ....	40
Figur 3.21. Resultater fra fjerde lastsituasjon. ....	41
Figur 4.1. Forsterkerplaten samt dens posisjon i stolens design. ....	44
Figur 4.2. Setebraketten, hullet vil ha innvendige gjenger noe som ikke er representert i figuren. ....	45
Figur 4.3. Figuren viser de utfreste sporene setebrakettene vil sitte i. ....	45
Figur 4.4. Oppsettet for simuleringen av forsterkerplaten. ....	46
Figur 4.5. Oppsettet for simuleringen av setebraketten. ....	47
Figur 4.6. Resultatene fra simuleringen av forsterkerplaten. ....	48
Figur 4.7. Resultatene for rammen fra simuleringen av forsterkerplaten. ....	48
Figur 4.8. Resultatene fra simuleringen av setebraketten. ....	49
Figur 4.9. Figuren viser det endelige designet og en eksplodert versjon. ....	50
Figur 4.10. Designet sett forfra samt sett fra undersiden. ....	51



Figur 4.11. Detalj av forsterkerplaten og delene i kontakt med den..... 51

## Innledning

I denne oppgaven skal jeg analysere designet av en kontorstol med tanke på styrker og vurdere om den er dimensjonert bra nok. Jeg vil etter analysene videre vurdere om designet bør endres og hvilke endringer som må gjøres. Problemstillingen er som følger:

1. Sette seg inn i eksisterende design mht. form, materialer og sammenføring
2. Identifisere funksjonelle og styrkemessige krav til kontorstoler
3. Overføre modellen til NX for videre modellering og simulering
4. Foreta de nødvendige designendringer basert på simuleringer og krav fra punkt 2

Oppgaven bygger på resultatet av en bacheloroppgave, heretter referert som bacheloroppgaven, skrevet ved Høgskolen i Østfold i 2014 hvor tre studenter utarbeidet et design av en kontorstol. Designet tar utgangspunkt i et konsept kalt VAPAC av Terje Rølvåg.

Jeg vil bruke programmet Siemens UGS NX for å gjøre analysene og vil simulere forskjellige lasttilfeller av en FE-modell av stolen.

Ordforklaring:

- FEM – Finite Element Method
- FE-modell – Finite Element modell
- Maskenett – Mesh (engelsk)
- Node – knutepunkt i bjelkeelement

## Sammendrag

Jeg fastsetter at kravene til en kontorstol er å tåle at en bruker på 110 kg sitter i stolen. Videre skal stolen tåle at brukeren sittestilling endres og at lasten brukeren utsetter stolen for virker med forskjellige orienteringer og angrepspunkt.

Jeg bruker ISO 21015 som utgangspunkt for å bestemme lasttilfellene stolen må tåle og at lastene skal tilsvare brukeren på 110 kg ved en sikkerhetsfaktor på 1.5. den største lasten stolen blir utsatt for blir da på 1600 N.

Stolen skal bli utsatt for fire lasttilfeller:

1. Én last rettet vertikalt mot setet over et området som tilsvarer en sirkel i hjørne av setets sitteflate. Lasten skal være på 1600 N.
2. En last rettet mot senter av setets sitteflate på 1600 N samt en last rettet normalt mot ryggflaten av setet på 560 N.
3. Én last rettet mot hvert armlen, vertikalt og på 900 N hver.
4. Én last rettet mot hvert armlen, horisontalt og rettet utover og på 400 N hver.

Jeg definerer at alle delene som fremstilles av bjørk skal være kryssfiner, og jeg henter materialdataene for hver del fra et datablad for finsk kryssfiner. De tre delene som fremstilles av bjørk har forskjellige nominelle tykkelser og vil derfor ha forskjellige materialdata.

De resterende delene som jeg inkluderer i analysene består av stål.

Jeg utførte simuleringer ved fire forskjellige lasttilfeller som tilsvarte de fire nevnte tilfellene. Ved de to første tilfellene møtte ikke resultatene kravene og spenninger i noen av delene oversteg de respektive materialenes styrker.

Områdene som viste seg å være kritiske var området i stolrammen rundt opplagringen av vangene samt området rundt opplagringen av vangene i setet.

Jeg endte opp med å foreslå designendringer og utførte nye simuleringer for å vurdere disse endringene.

Designendringene bestod av endring av to eksisterende deler, stolrammen og setet, samt introduksjonen av to nye deler, en forsterkerplate for stolrammen og en brakett for opplagring av setet.

# 1 Krav for kontorstol

## 1.1 Stolens brukssituasjon

### 1.1.1 Belastninger under bruk

En kontorstol vil bli utsatt for belastning under bruk som tar form, med tanke på retning og styrke, i flere ulike variasjoner. Under en statisk sittesituasjon vil stolen belastes av brukerens totale vekt gjennom setet, og via setets opplastning videre ned i understellet. Denne situasjonen er gitt ved at brukeren sitter i stolen og er imidlertid bare mulig etter at brukeren har gått gjennom prosessen som innebærer å sette seg i stolen. Stolen vil også bli belastet av brukeren når brukeren reiser seg opp fra stolen. Gjennom disse prosessene vil stolen kunne utsettes for forskjellige belastninger, gjerne usymmetriske over stolens massesenter, som må tas hensyn til ved belastningsanalyser. Videre vil brukeren sjelden bare sitte i en stilling som kun belaster stolen gjennom setet og det vil være nødvendig å forutse og ta hensyn til sittestillinger som forskyver til ekstremposisjoner på stolen.

## 1.2 Kravspesifikasjon

### 1.2.1 Brukerønsker

I bacheloroppgaven utformes det en kravspesifikasjon hvis punkter viste vei i utformingen av stolens design og materialvalg. Det den derimot ikke spesifiserte var fysiske krav rettet mot stolens toleranser. Hvis man går ut ifra at stolens bruksområde og arbeidsmiljø er et normalt kontor, eventuelt rom, kan det utformes en enkel kravspesifikasjon basert på ideen om at stolen skal tåle normal bruk.

For å kunne formulere brukerens behov, som danner grunnlaget for en kravspesifikasjon, velger jeg å definere «normal bruk» som enhver situasjon hvor brukeren sitter med rumpen på setet. Alle situasjoner hvor brukerens rumpe ikke er i kontakt med setet, ved unntak av av- og påstigning, det være seg at brukeren står på stolen, ligger osv, definerer jeg som unormale brukssituasjoner og noe jeg ikke vil ta hensyn til i mine analyser.

### 1.2.2 Brukerens behov

- Stolen må tåle at jeg sitter i den
- Stolen må tåle at jeg har en dynamisk sittestilling
- Stolen må tåle at jeg setter meg/reiser meg opp

Disse tre punktene vil danne grunnlaget for en formell kravspesifikasjon, og det vil vise seg at dette stemmer godt overens med kravene for testing av styrke av kontorstoler definert av standarden ISO 21015:2007.

For å formulere en kravspesifikasjon må jeg omformulere brukerbehovene til spesifikasjoner hvor en spesifikaasjon består av et krav (metric) og en verdi (value) (*Product Design and Development*, Ulrich & Eppinger, s. 73).

### 1.2.3 Kravspesifikasjon

- *Stolen må tåle at jeg sitter i den*

Dette behovet bygger på stolens hovedfunksjon, nemlig å gi brukeren noe å sitte på. For å kunne formulere dette som en spesifikasjon må «jeg»-et formuleres som en verdi. I bacheloroppgaven defineres målgruppen til stolen som «... voksne personer (20 år+) med behov for en sitteløsning» (*VAPAC – hovedoppgave B14ID04*, Moe, Aarlott & Halvorsen, s. 14). I Annex A i ISO 21015:2007 (*ISO 21015:2007*, s. 21) er det foreslått en vekt på 110 kg og spesifiserer at de foreslåtte lastene passer for voksne personer (*ISO 21015:2007*, s. 1). Jeg velger å bruke denne verdien og formulerer det første kravet i kravspesifikasjonen som

- Stolen må tåle en last på 110 kg

Stolen består av flere elementer som under bruk vil bli belastet forskjellig fra hverandre. For å simulere at stolens bruker har en dynamisk sittestilling kan de forskjellige lastene på de ulike elementene varieres, både i styrke og retning av lastene. Dermed kan jeg formulere de to siste punktene for brukerens behov som

- Stolen må tåle lasten fordelt over stolen med forskjellige distribusjoner og orienteringer

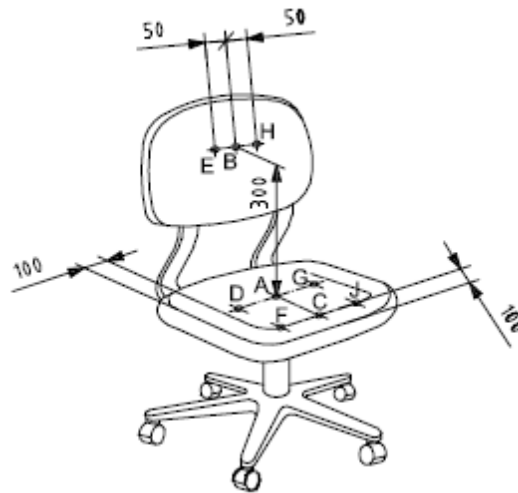
### 1.3 Krav til testing

For å analysere stolen har jeg tatt utgangspunkt i anbefalingene gitt i ISO 21015 som omtaler hvordan man skal utføre tester på kontorstoler (*ISO 21015:2007*, s 11 – s 17). I dette dokumentet beskrives en rekke forskjellige tester som er designet for å teste stolens egenskaper når det gjelder både styrke og balanse. Alle testene er tester på fysiske stoler. Jeg har valgt ut de testene som utsetter stolen jeg skal analysere for de lasttilfellene som vil kunne belyse stolens eventuelle svakheter med tanke på styrke. Jeg har også tilnærmet meg testene med det utgangspunkt at jeg skal utføre dem virtuelt og dette har medført noen forenklinger.

I standarden blir det også anbefalt størrelse på lastene for hver test og disse tar utgangspunkt i en bruker på 110 kg og en sikkerhetsfaktor på 1,5 (*ISO 21015:2007*, Annex A, s 21). Jeg har valgt å benytte lastene anbefalt i dokumentet.

### 1.3.1 Lastpunkter og lastsoner

For å kunne utføre tester med samme utgangspunkt defineres det i standarden en rekke referansepunkter for lastposisjoner. De punktene som jeg benytter i mine analyser er punkt A, B og F. Jeg benytter også to ulike punkter på armlenet som jeg vil beskrive i kapittel 2.3.2.3 og



Figur 1.1. Lastpunkter for kontorstoler i ISO 21015.

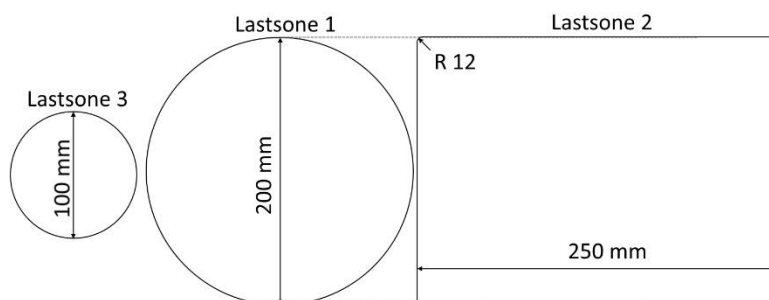
#### 2.3.2.4.

Punkt A er definert som punktet hvor aksesenteret til stolen krysser sitteflaten. Ettersom setet til stolen jeg skal analysere er opplagret slik at det kan bevege seg uavhengig av understellet definerer jeg dette punktet ved en nøytral posisjon av setet. Jeg vil kommentere denne stillingen senere i kapittel 3.2.5.

Punkt B ligger 300 mm over punkt A på senteraksen til setets fremre profil.

Punkt F ligger 100 mm fra fremre kant av setet og høyre kant av setet.

Standarden beskriver de lastputene som bør benyttes ved hvert tilfelle av belastning. For å kunne modellere simuleringene mine så nært disse testene som mulig har jeg valgt å definere



Figur 1.2. Lastsoner brukt i simuleringene.

lastsoner som representerer disse lastputene for hvert lasttilfelle. Jeg benytter tre forskjellige lastputer, en sirkel med diameter på 200 mm i punkt A og F, en avrundet firkant, 250 mm bred, 200 mm høy og avrundede hjørner med krumningsradius på 12 mm i punkt B og en sirkel med diameter på 100 mm på armlenet.

## 1.3.2 Statiske lasttester

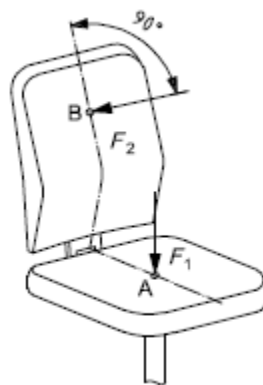
### 1.3.2.1 Test av fremre kant av setet

I denne testen benyttes lastsone 1 med senter i punkt F og en last på 1600 N.

Denne testen vil i hovedsak belyse de resulterende spenninger rundt opplagringen av setet, både i stolrammen og i setet, ettersom lasten ikke er jevnt fordelt over de fire opplagringspunktene til setet. Samtidig vil den belyse spenninger i stolrammen som følge av de bøyemomenter den blir utsatt for.

### 1.3.2.2 Kombinert test av sitteflate og ryggflate

I denne testen benyttes lastsone 1 med senter i punkt A og lastsone 2 med senter i punkt B. Lasten  $F_1$  som virker over lastsone 1 er på 1600 N mens lasten  $F_2$  som virker over lastsone 2 er på 560 N. Lasten  $F_1$  er orientert vertikalt nedover og lasten  $F_2$  er orientert normalt på og rettet mot seteryggen.

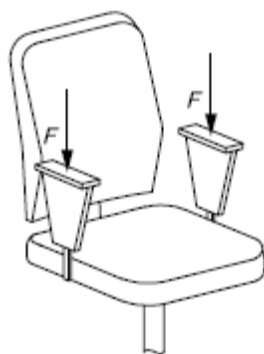


Figur 1.3. Kombinert test av sitteflate og ryggflate.

Formålet med denne testen vil være å belyse setets evne til å motstå det bøyemomentet som det utsettes for når en eventuell bruker lener seg bakover. Det vil også i likhet med den første testen belyse spenninger i stolrammen som følge av bøyemomenter.

### 1.3.2.3 Test av armlen med last rettet nedover

I denne testen benyttes lastsone 1 med senter 75 mm fra fremre kant av armlenet og på senterlinjen til armlenet. Lasten på hver side er på 900 N og er rettet vertikalt mot armlenet.



Figur 1.4. Test av armlen med last rettet nedover.

Denne testen vil belyse spenninger i stolrammen som følge av bøyemoment.

#### 1.3.2.4 Test av armlen med laster rettet utover

I denne testen benyttes lastsoner 1 på innersiden av armlenet med senter 75 mm fra fremre kant og på senterlinjen til armlenets innerside. Lastene på 400 N er rettet utover, normalt på lastsonen.



Figur 1.5. Test av armlen med laster rettet utover.

Denne testen vil utsette både stolrammen og armlenet for et annerledes bøyemoment enn ved de øvrige testene og vil derfor kunne fremprovosere andre spenninger.

## 1.4 Endelig krav

På bakgrunn av kravspesifikasjonen og kravene til testing hentet fra ISO 21015 definerer jeg det endelige kravet stolen må oppfylle for å anses som sikker:

- De fire lastsituasjonene må ikke generere spenninger i noen av stolens underelementer større enn de respektive elementenes materielle styrker eller flytspenninger.



## 2 Stolens initielle design

### 2.1 VAPAC

Stolens opprinnelse er et konsept utviklet av Terje Rølvåg hvor sittestilling og -opplevelse var hovedfokus. Det endelige konseptet, Virtual Adjustable Pivot Axis Chair (VAPAC), går ut på å flytte aksepunktet til stolens vippebevegelse fra et konkret aksepunkt til et virtuelt aksepunkt.

Hos de fleste kontorstoler er muligheten til å vippe stolens sete framover og bakover en integral del av stolens sittekomfort. Disse stolene er konstruert slik at setet hviler på en akse, hvis bevegelse kan begrenses ved låsmekanismer, som definerer stolens rotasjonsentrum. Det er nettopp dette rotasjonsentret som blir flyttet i VAPAC-konseptet.

Grunnlaget for denne forflyttingen ligger i setets opplagring i resten av stolen. I stedet for å la setet hvile direkte på de underliggende delene av stolen, henger setet i en rammestruktur, ved hjelp av stropper eller lignende. Setet er opphengt slik at det kan bevege seg, men bevegelsen er annerledes enn ved vanlige kontorstoler.

### 2.2 Innledende analyse av designet

VAPAC-konseptet definerer hovedreglene for design av en VAPAC stol, men etterlater en del detaljer til videre utredning. I en bacheloroppgaven utarbeidet forfatterne designet av en stol som bygget på VAPAC-konseptet. Det er dette designet jeg i min oppgave jobber med.

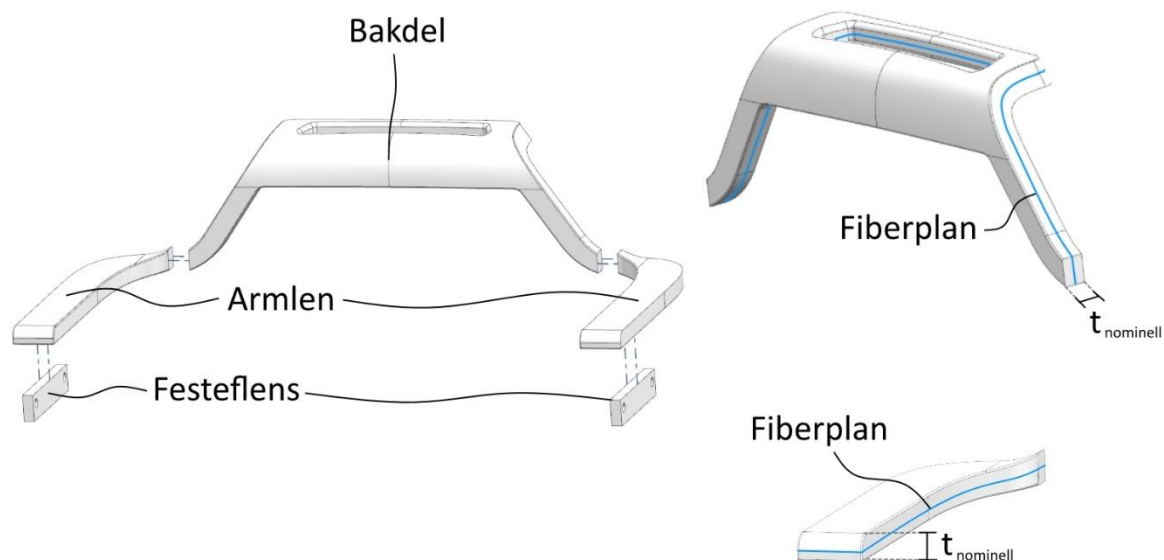
Stolens design kan deles inn i fire deler:

- Understell
- Setet
- Rammestruktur
- Oppheng.

Understellet; hjulkryss, gasslift og dets underelementer, kan anses som identisk til understell på eksisterende stoler, og det er dermed ikke hensiktsmessig å utføre tester på disse delene. Av denne grunn vil jeg ikke analysere denne delen av stolen.

#### 2.2.1 Materialer i designet

I bacheloroppgaven foreslår forfatterne materialvalg for delene stolen består av. Hovedmaterialet for de tre største delene av stolen, setet, armlenet og stolrammen er bjørk. Det blir foreslått at setet og stolrammen blir fremstilt av kryssfinerplater av bjørk i de respektive tykkelsene og at armlenet blir fremstilt ved fresing. Grunnen til at armlenet blir fremstilt på en annen måte enn de øvrige delene er at forfatterne ikke tror det vil være mulig å fremstille armlenet ved bruk av kryssfinerplater. Jeg tror derimot at det ikke er noe i veien for å fremstille armlenet av kryssfiner, da muligens ved å lime sammen flere deler.



Figur 2.1. Forslag til sammenstilling av armlenet.

Figur (?) viser en mulig sammensetning av armlenet ved fremstilling av kryssfinerplater. De ulike delene limes sammen. Festeflaten mellom armlenet og bakdelen vil ved nødvendighet kunne økes ved å skråstille flaten i stedet for at den er vertikal.

Jeg velger derfor å anse armlenet som fremstilt av kryssfiner av bjørk.

Kryssfiner er et anisotrop materiale, det vil si et materiale som har ulike egenskaper avhengig av orienteringen av lastene det blir utsatt for. For å gjøre statiske analytiske beregninger av spenninger og tøyninger i det elastiske område på slike materialer må man ha detaljert kunnskap om materialets oppbygging som i tilfelle til kryssfiner innebærer antall lag, retning av fibre i hvert lag, tykkelsen på hvert lag og selvfølgelig materialegenskapene vil hvert lag. For å gjøre spenningsberegninger brukes stivhetsmatriser i stedet for stivhetskonstanter.

Det er derimot mulig å linearisere disse stivhetsmatrisene til konstanter hvis spenningstilstandene isoleres til enkle plane tilstander. Ettersom de største spenningene i stolens kryssfiner-deler antas å være som følge av bøyemoment kan jeg bruke empiriske konstanter for denne typen lasttilstand.

Jeg har brukt et datablad for finsk kryssfiner (*Handbook of Finnish Plywood*, s 19) som grunnlag for materialkonstantene i mine analyser. Dataene jeg har brukt for E-modul har tatt utgangspunkt i enten kompresjonslast eller bøyemoment og i begge tilfeller er lasten normalt på fiberplanet. Dette stemmer godt overens med de lasttilfellene jeg bruker i simuleringene av stolen foruten antakelsene jeg har gjort for armlenet. Som jeg diskuterte har jeg valgt å anse armlenet som fremstilt av kryssfiner, men ettersom fiberplanet til de tre hoveddelene ikke er parallelle i overgangen vil det bety at en felles E-modul for hele armlenet ikke tar hensyn til dette. Jeg antar derimot at spenningene i denne delen er så små at forskjellen i E-modul ikke ville hatt betydning for om delen tåler belastningene.

Alle dataene for finerplatene gjelder ved 65% luftfuktighet og 20°C og felles for alle tilfellene er:

- Massetetthet: 680 kg/m<sup>3</sup>
- Skjærmodul: G= 620 MPa
- Poisson ratio:  $\mu=0,3$

Styrkene for kryssfinerplatene tar utgangspunkt i empiriske data og er definert ved de karakteristiske verdiene for den lognormale fordelingen av alle testresultatene. Dette betyr at ved de fleste tilfeller vil styrken til platene være høyere enn de gitte verdiene.

Dataene for hver finerplate og hvert lasttilfelle jeg har brukt i mine analyser er gitt av tabellen under:

	$E_M$	$E_K$	$f_M$	$f_K$
12 mm (9 lag)	6781	8167	33,2	24,3
15 mm (11 lag)	7184	8277	33,8	24,6
21 mm (15 lag)	7642	8407	34,3	25,0

Tabellforklaring:

- Alle tall er gitt i MPa (N/mm<sup>2</sup>)
- $E_M$  er E-modul ved bøyning
- $E_K$  er E-modul ved kompresjon
- $f_M$  er karakteristisk styrke ved bøyning
- $f_K$  er karakteristisk styrke ved kompresjon
- Alle data er hentet fra Handbook of Finnish Plywood s 19

Delene jeg vil inkludere i mine analyser som ikke består av kryssfiner består av stål. Dette gjelder alle boltene, hylsene, rammebraketten og vangene som setet henger i. I bacheloroppgaven fastsetter forfatterne ikke hvilket materiale vangene skal fremstilles av. Ut i fra modellen som ble etablert i bacheloroppgaven ser det ut til at de består av et stivt materiale. På bakgrunn av materialbruken i rammebraketten og i boltene samt en antakelse om at de kommer til å utsettes for stor belastning vil jeg bruke vanger i stål i mine analyser.

Materialdataene for stålkomponentene i analysene mine er de forhåndsdefinerte dataene for stål i UGS NX. Disse er:

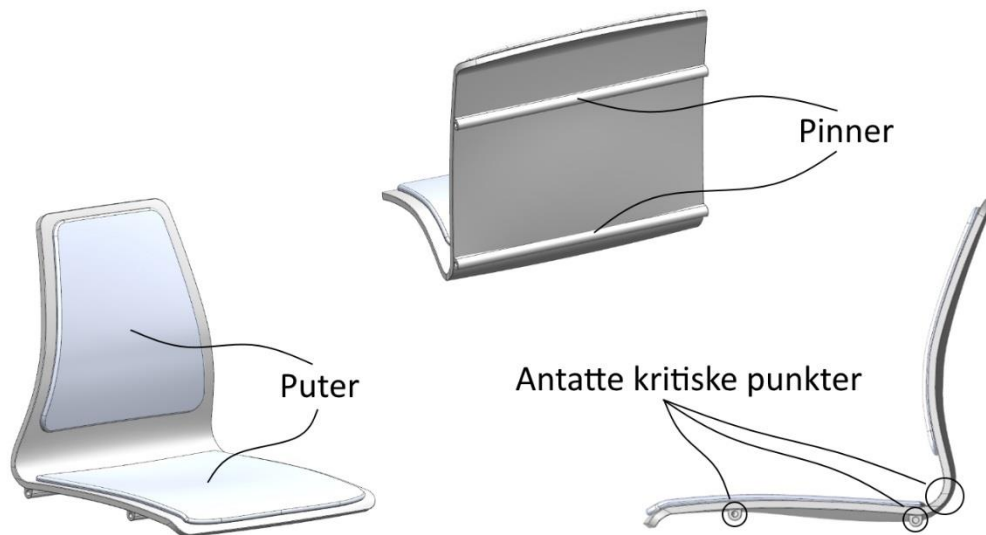
- E-modul: 206 940 MPa
- Massetetthet: 7829 kg/m<sup>3</sup>
- Poisson ratio:  $\mu=0,3$

### 2.2.2 Setet

Setet består av én sammenhengende plate som utgjør både sitteflaten og ryggflaten til stolen, samt to pinner under sitteflaten som i hver ende har et hull hvor vangene som holder setet opphengt er skrudd inn. På både sitteflaten og ryggflaten er det i designet påfestet puter for

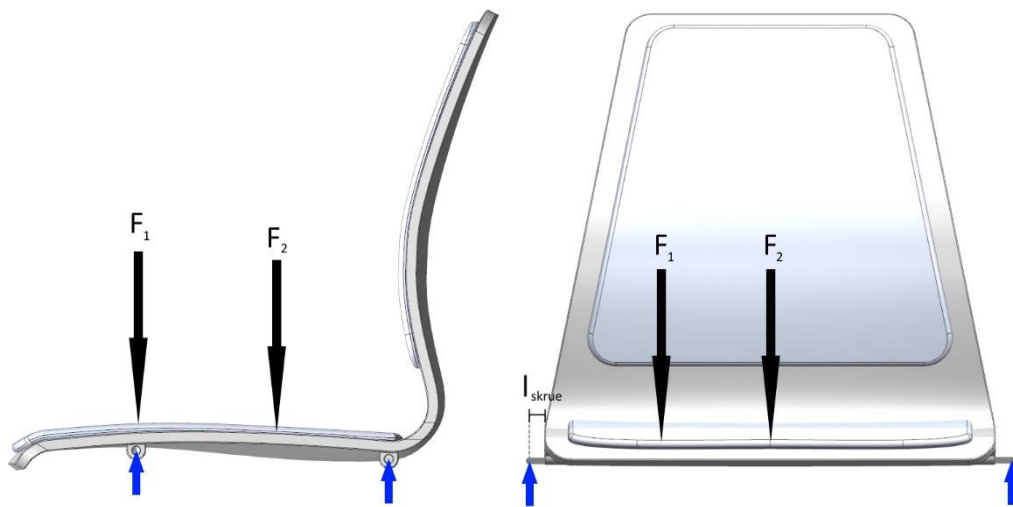
økt sittekomfort, men da disse ikke påvirker setets styrke vil disse ikke inkluderes i analysene mine.

Setets materiale er kryssfiner av bjørk og den nominelle tykkelsen til setet er 12 mm. Dette gir setet en E-modul ved bøyning på 6781 MPa og ved kompresjon på 8167 MPa og karakteristiske styrker ved bøyning og kompresjon på respektive 33,2 MPa og 24,3 MPa.



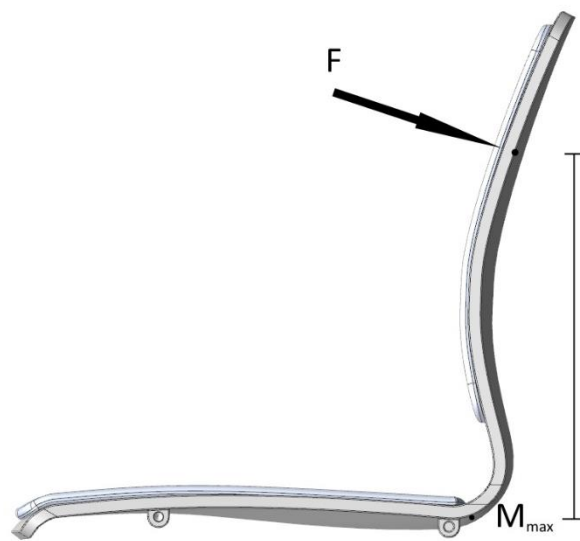
Figur 2.2. Setet.

Under belastning vil setet bli belastet av krefter rettet horisontalt mot sitteflaten og normalt på ryggflaten. Angrepspunktet til lastene vil variere etter hvordan en eventuell bruker sitter i stolen og de fire opplagringspunktene vil derfor sannsynligvis utsettes for spenninger tilsvarende et tilfelle hvor hele setet var lagret i ett punkt. Spenningene i disse punktene er resultat av normalkrefter på grunn av de horisontale komponentene av opplagerkreftene i tillegg til et bøyemoment som følge av distansen mellom vangens opplagringspunkt og ytterkanten av setet. Jeg antar derfor at de fire opplagringspunktene for setet vil vise seg kritiske når det gjelder spenninger og dermed kandidater for endring av design.



Figur 2.3. Tilfeldige lastkonfigurasjoner setet kan bli utsatt for.

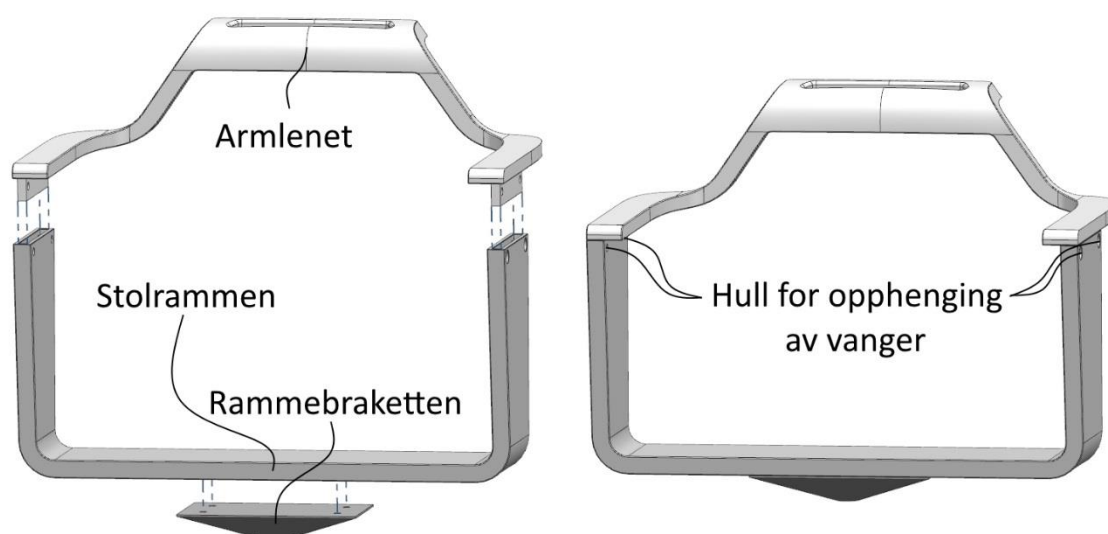
Siden setet er en sammenhengende del fra sitteflaten til ryggflaten anser jeg det krummede området mellom sitteflaten og ryggflaten som et område som vil oppleve de høyeste spenningene hvis opphav er bøyemoment. Etersom setets materiale er kryssfiner av bjørk, vurderer jeg disse spenningene til ikke å være store nok til å kreve ny dimensjonering av setet.



Figur 2.4. Bøyemoment i setet.

### 2.2.3 Rammestruktur

Rammestrukturen består av selve stolrammen, armlenet og rammebraketten som er grensesnittet mot gasliftten.

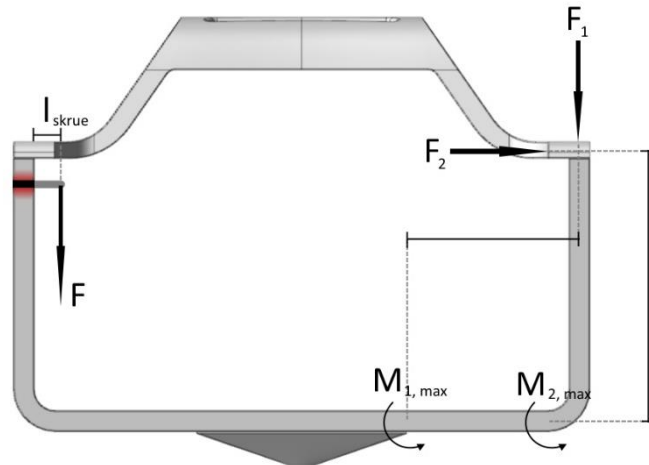


Figur 2.5. Rammestrukturens konfigurasjon.

Stolrammen og armlenet er laget av kryssfiner av bjørk og har respektive nominelle tykkelser på 20 mm og 16 mm. For disse delene har jeg brukt materialdata for kryssfiner plater av bjørk ved tykkelser 21 mm og 15 mm, respektive 15 lag og 11 lag, som var de nærmeste nominelle tykkelsene i det refererte oppslagsverket. Dette gir stolrammen en E-modul ved bøyning på 7642 MPa og ved kompresjon på 8407 MPa og de tilhørende karakteristiske styrker på 34,3 MPa og 25,0 MPa, og armlenet E-modul ved bøyning på 7184 MPa og ved kompresjon på 8277 MPa og de tilhørende karakteristiske styrker på 33,8 MPa og 24,6 MPa.

Rammebraketten er av stål.

Under bruk vil de største belastningene falle på hullene hvor vangerne er festet i retning parallelt med vangerne i tillegg til et moment som følge av lengden på boltene som vangerne henger i. Denne belastningen er resultatet av opplagerkreftene fra setet, og distribusjonen av kreftene vil variere over de fire punktene avhengig av brukerens sittestilling. Dette betyr igjen at spenningene rundt disse punktene vil kunne nå størrelser som tilsvarer et tilfelle hvor setet er festet i ett punkt. Jeg antar på bakgrunn av dette at disse fire områdene i stolrammen vil være kritisk og kandidater for endring av design.



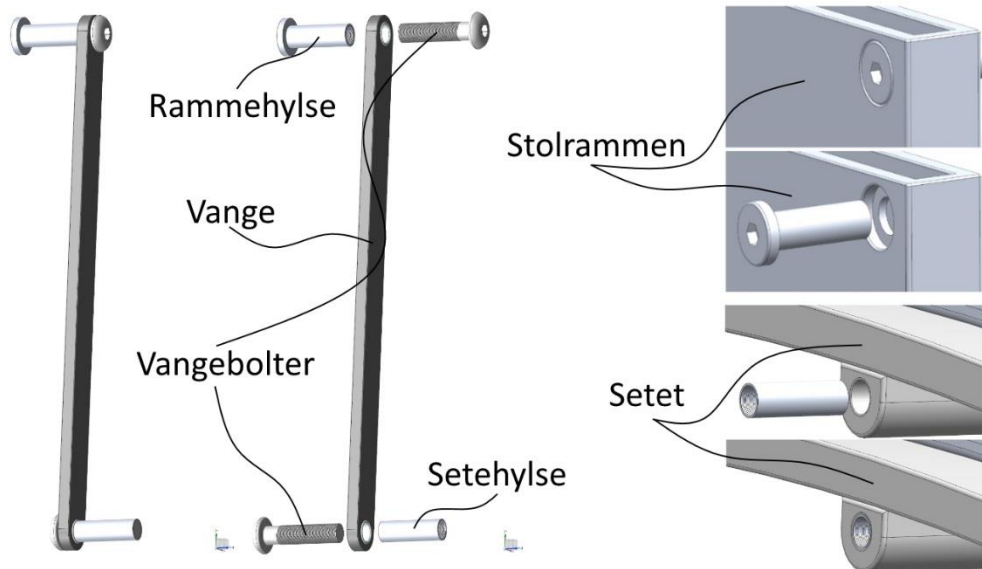
Figur 2.6. Rammestrukturens ulike belastninger og kritiske områder.

Rammestrukturen vil også belastes av krefter direkte på armlenet både vertikalt og ved forskjellige vinkler til det horisontale planet. Alle laster med vektor i horisontal retning eller med vinkel slik at lasten har en utover rettet vektor-komponent vil utsette stolrammen for et bøyemoment som «retter ut» knekken i rammen. Disse indre momentene vil være størst ved knekken og ved rammebraketten. Dette antar jeg vil gjenspeile seg i simuleringene og gi høye spenninger i disse områdene men siden rammen er lagd av en relativt tykk finerplate tror jeg ikke disse spenningene vil gjøre det nødvendig å dimensjonere rammen for et nytt design.

Spenningene armlenet vil erfare vil hovedsakelig være forårsaket av eventuelle laster som er rettet utover mot armlenet. Ettersom jeg antar at stolrammen er dimensjonert bra nok til å motstå disse lastene tror jeg heller ikke at spenningene i armlenet vil være kritiske med tanke på armlenets karakteristiske styrke.

## 2.2.4 Oppheng

Opphenget består av vangene og boltene og hylsene som holder vangene festet til setet og armlenet.



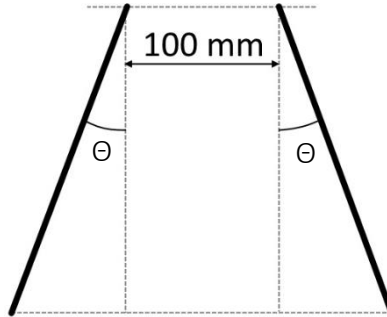
Figur 2.7. Opphengets konfigurasjon.

De fire vangene vil belastes med hele lasten som setet utsettes for og avhengig av hvordan lasten på setet er fordelt vil de oppleve ulike belastninger fra hverandre.

## 2.2.5 Setets posisjon

Ettersom setet ikke er direkte festet i stolens understell er dets posisjon av interesse ved oppsettet av simuleringsmodellene. Jeg har valgt å ta utgangspunkt i en nøytral stilling for setet med tanke på orienteringen av vangene. Jeg har ikke tatt hensyn til setets masse og en eventuell nøytral stilling med tanke på massesenter.





Figur 2.8. Vangenes orientering ved setets nøytrale stilling.

Figuren viser at vinklene  $\Theta$ , vinkelen mellom vangen og en tenkt vertikal linje, er like for begge vangene når setet er i sin nøytrale stilling.

## 3 Finite Element analyse ved bruk av UGS NX

### 3.1 Fremgangsmåte for analyse

Basert på de nevnte lasttestene beskrevet i kapittel 1.3.2 testet jeg stolens last-evne ved hjelp av fire forskjellige last-tilfeller:

1. Én vertikal last på setet over et eksentrisk lastområde i forhold til stolens vertikale rotasjonsakse.
2. En sentrert vertikal last over stolens rotasjonscenter på setet og en last rettet mot setets rygg, rettet normalt mot ryggflaten.
3. En vertikal last på begge armlen.
4. En horisontal last på begge armlen, rettet utover.

For å kunne utføre FE-analyser på CAD-modellen måtte jeg gjøre en del endringer og forenklinger. Jeg begynte med å identifisere alle elementer som kunne forenkles for å gjøre analysen mindre ressurskrevende. Dette innebar forenklinger av geometrien til delene samt å erstatte noen deler helt med simple representative modeller.

Når de tredimensjonale delene var klargjort lagde jeg en FE-modell ved å definere FE-maskenett for hver del, samt betingelsene for kontakt mellom delene.

Etter at FE-modellen var klargjort definerte jeg grensebetingelsene og lasttilfellet for analysen. Grensebetingelsene var like for alle analysene mens lastsituasjonen naturligvis endret seg.

Med grensebetingelsene og lastene på plass kunne jeg endelig utføre simuleringen og analysere resultatene. I noen tilfeller førte resultatene av simuleringen til at jeg gikk tilbake til FE-modellen og gjorde endringer for å forbedre gjengivelsen av situasjonen jeg simulerte.

De endelige resultatene av analysene førte til slutt til en evaluering av designet av stolen og til en foreslått redesign.

## 3.2 Generell klargjøring

### 3.2.1 Sammenstilling

Det første jeg gjorde for å gjøre modellen klar til simulering var å lage en ny sammenstillingsfil hvor bare de nødvendige delene var representert. Denne filen ville dermed ikke inneholde understellet, og heller ikke vangene og de detaljerte modellene av boltene og hylsene.

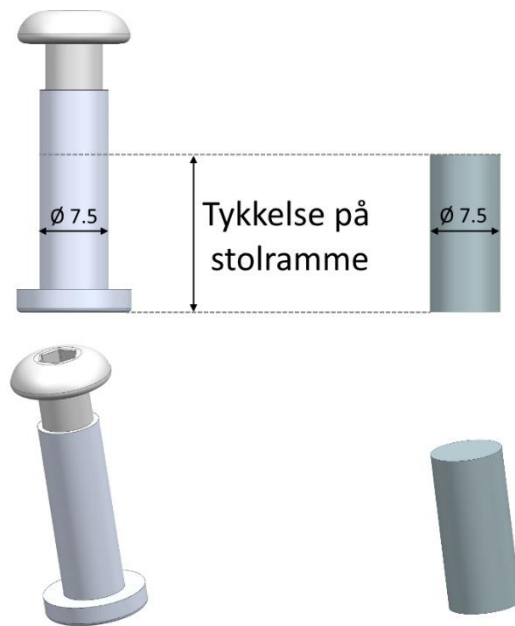
Den endelige sammenstillingen inneholdt disse delene:

- Setet
- Armlenet
- Rammen
- Rammebraketten
- Åtte sylindere som representerte boltene og hylsene i henholdsvis setet og rammen

Sammenstillingens mål baserte seg på den opprinnelige modellens mål med tanke på posisjon av delene i forhold til hverandre. Med utgangspunkt i rammen var setet posisjonert slik at vangene var i den nøytrale stillingen som omtalt i kapittel 2.2.5.

### 3.2.2 Forberedning av den tredimensjonale modellen

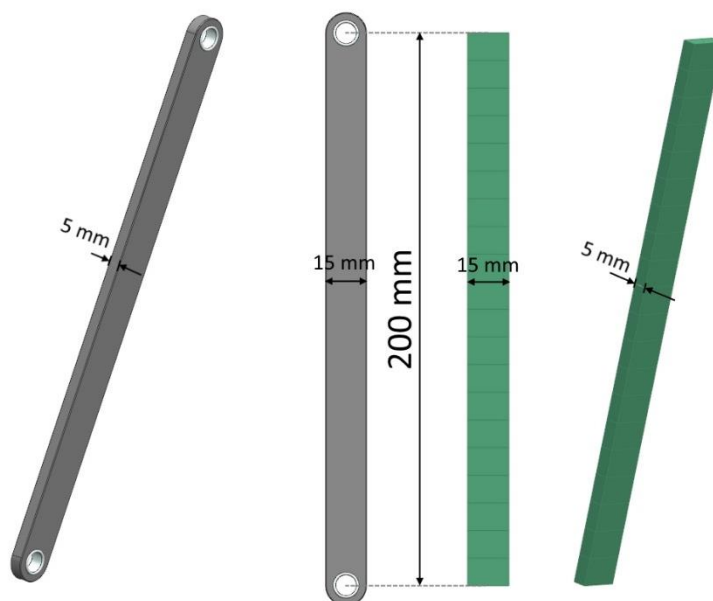
Alle boltene og deres respektive hylser var modellert med detaljerte gjenger. Dette er en veldig ressurskrevende funksjon i NX. I tillegg var ikke boltene fokuset for den generelle analysen av stolen ettersom de med stor sannsynlighet ville kunne tåle belastningene stolen ble utsatt for. Jeg valgte derfor å representere både boltene og hylsene sammen som enkle sylindere som hadde ytre diameter lik hylsenes ytre diameter.



Figur 3.1. Alternativ modell av boltene og hylsene brukt i simuleringene.

På grunn av denne forenklingen av boltene ville jeg modellere kontaktmekanismen mellom boltene og vangene med uendelig stive elementer mellom endeflaten til boltsylindere og den ytterste noden på vangen. Dette var noe jeg må ta hensyn til i analysen av simuleringsresultatene ettersom spenningene i boltene ikke ville være helt representative i forhold til virkeligheten. De stive elementene vil påføre sylindere høyere spenninger enn i virkeligheten ettersom disse spenningene ville vært fordelt på et større område, det vil si hele boltene.

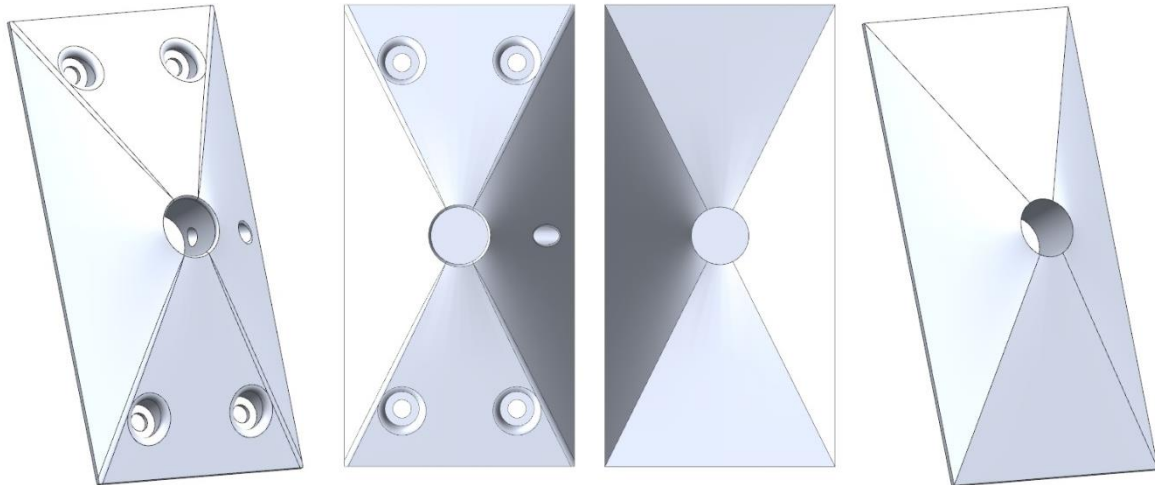
Vangene som holder oppe setet valgte jeg å representere som en bjelke med samme bredde og høydemål som vangene, og lengde lik avstanden mellom senteret av hullene i begge ender av vangen. Dette betydde, som jeg senere vil vise, at jeg kunne modellere vangene ved hjelp av én-dimensjonale elementer.



Figur 3.2. FE-modell av vangene basert på et éndimensjonalt maskenett.

Alle uvesentlige detaljer, som avrundede kanter og små hull på setet for festing av puten, fjernet jeg også fra modellen. Dette ville forenkle FE-modellene og dermed redusere ressursbehovene ved simuleringene.

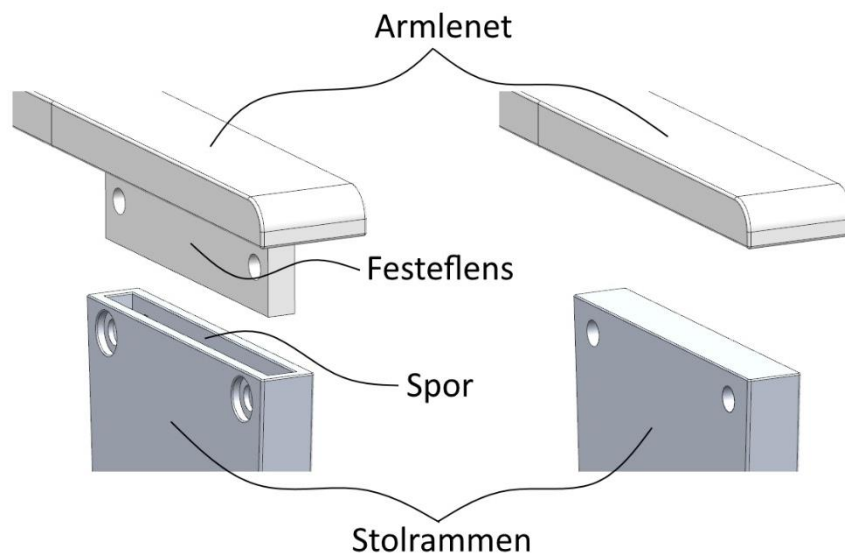
Rammebraketten forenklet jeg også ganske betydelig ettersom jeg anså denne som uvesentlig for den generelle vurderingen av stolens lastevner. Jeg fjernet hullene for bolter og for reguleringsspaken.



*Figur 3.3. Forenkling av rammebrakettens geometri.*

For hver analyse hadde jeg forskjellige lastområder og disse modellerte jeg inn i modellen. Områdene som jeg omtalte i kapittel 1.3.1 representerte jeg ved å projisere en skisse av området inn på flaten som skulle belastes for så å dele opp flaten med den projiserte kurven som referanse. Dette ville sørge for at lastområdet ble representert ved et sett med unike FE-elementer når jeg definerte maskenettet. Videre ville det la meg definere dette området som flaten angrepet av lasten.

Grensesnittet mellom rammen og armlenet i den originale modellen innebærer en vertikal flens på armlenet som går ned i et spor i rammen. Jeg valgte å forenkle dette grensesnittet ved å fjerne både flensen og sporet.



Figur 3.4. Forenkling av grensesnitt mellom stolrammen og armlenet.

Ettersom armlenets og stolrammens materialegenskaper var relativt like ville forenklingen ikke hindre simuleringen å belyse eventuelle kritiske spenninger i dette området.

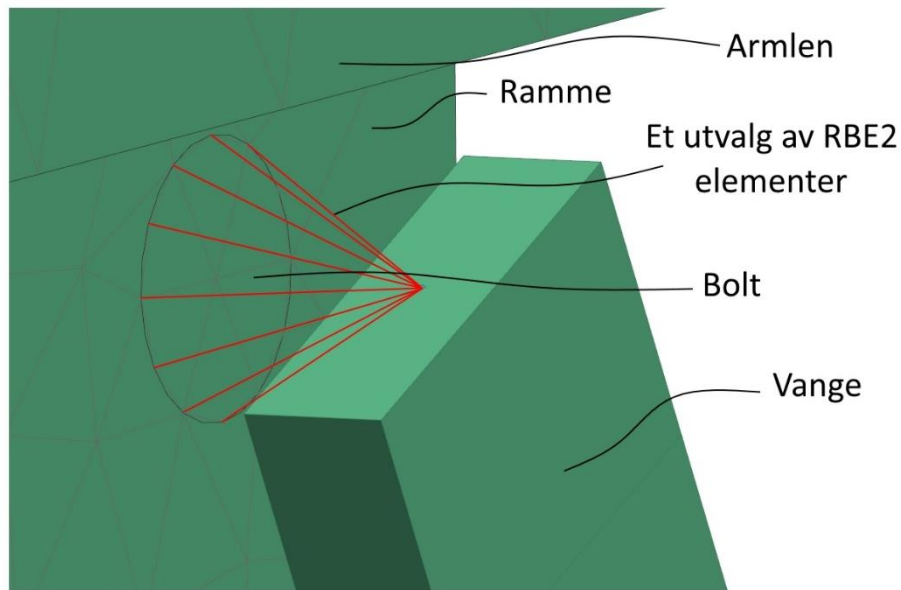
Modellene av setet, rammen og armlenet ble videre forenklet ved at jeg slettet alle avrundede kanter. Hullene på setet for festing av puten ble også slettet.

For å kunne modellere de endimensjonale FE-elementene som skulle representere vangene tegnet jeg to skisser midt mellom setet og rammen, på begge sider av setet. Disse kurvene representerte senterlinjen til vangene.

### 3.2.3 FE-modell

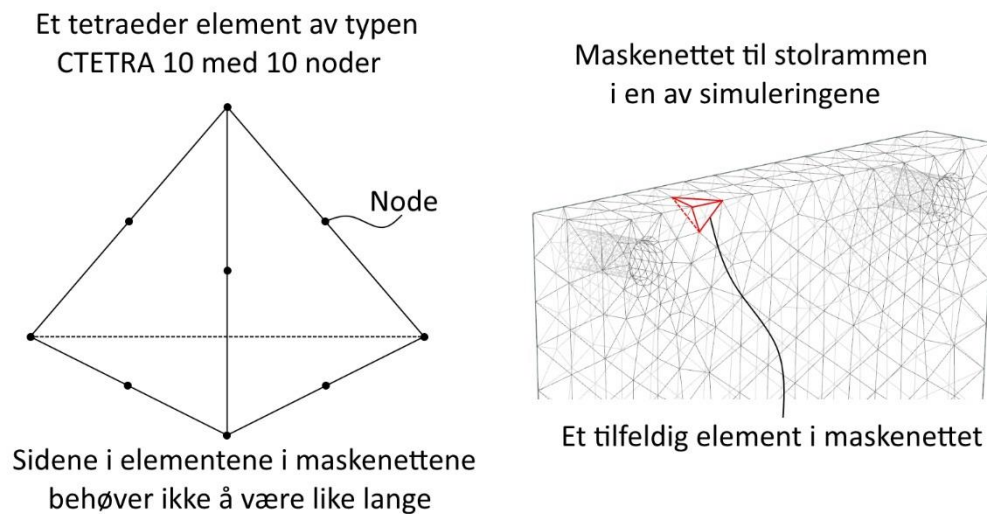
Når den generelle modellen hadde gjennomgått de nevnte endringer måtte jeg lage en FE-modell med en representativ geometri og som inneholdt de systemegenskaper som var nødvendig for å kunne utføre en analyse. For hver overflate som var i kontakt med en annen overflate måtte jeg definere en kontaktmekanisme. Jeg valgte å definere alle overflatene som «limt» sammen som fører til de forskjellige delene som er i kontakt med hverandre deler de samme nodene i kontaktflatene. Dette reduserer ressursbruken ved at det ikke blir gjort beregninger på flatene som friksjonskrefter og normalkrefter. Dette vil føre til noe økte spenninger i områdene rundt kontaktflatene og må tas hensyn til ved en analyse av resultatene.

Kontakten mellom vangene og boltene var ikke definert som limt sammen men bestod av et sett med uendelig stive elementer (RBE2) mellom endepunktet på vangen og endeflaten på boltene.



Figur 3.6. Uendelig stive elementer mellom vangen og bolten i stolrammen.

FE-modellen ble til slutt definert ved at hver enkel del ble modellert ved hjelp av et maskenett av bjelke-elementer. For alle delene utenom vangene, som ble modellert éndimensjonalt, var maskenettet tredimensjonalt og bygd opp av tetraeder elementer av type CTETRA 10. Denne typen elementer har 10 noder i stedet for 4 og har dermed økt nøyaktighet i beregningene.



Figur 3.5. Elementtype brukt i de tredimensjonale maskenettene.

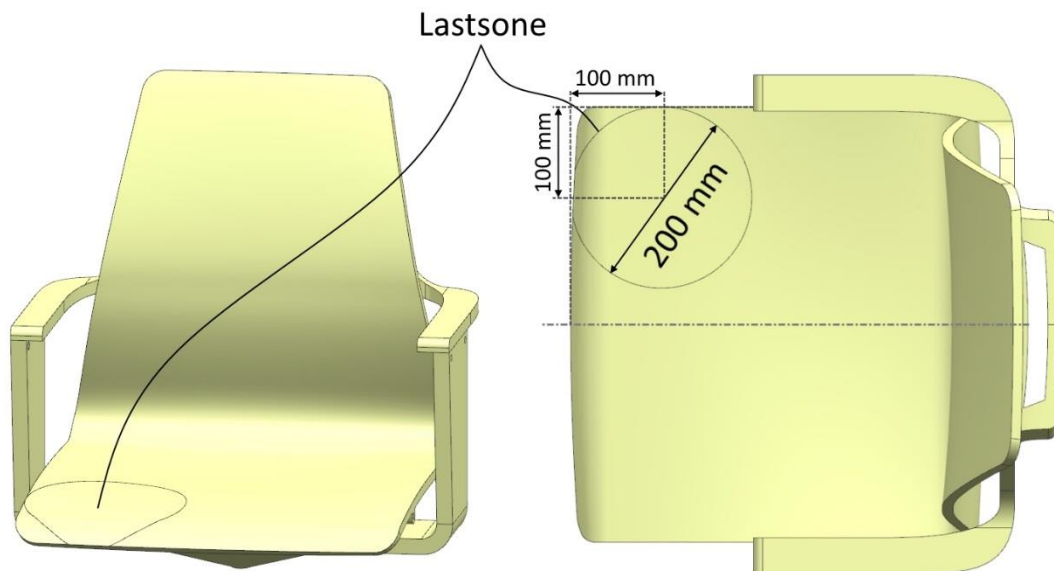
For hver analyse ble en ny FE-modell laget ettersom lastområdene for de forskjellige analysene var ulike. De éndimensjonale vangene måtte også defineres med et tverrsnitt som var identisk med tverrsnittet av de faktiske vangene.

Det siste steget i modelleringen av FE-modellen var å tilegne alle delene materialdata.

### 3.3 Første lastsituasjon

#### 3.3.1 Modell av simulering

I denne testen utsatte jeg stolen for en vertikal last over et eksentrisk lastområde på setet. Lastområdet var en sirkel med diameter på 200 mm og lasten på 1600 N var jevnt fordelt over området og var rettet horisontalt mot flaten.



Figur 3.7. Lastsonens plassering i modellen.

#### 3.3.2 Ytterlig klargjøring

For å inkorporere lastområdet i modellen projiserte jeg en skisse, i det horisontale planet, av området ned på setet. Deretter delte jeg opp overflaten til setet ved hjelp av den projiserte kurven.

#### 3.3.3 FE-modell

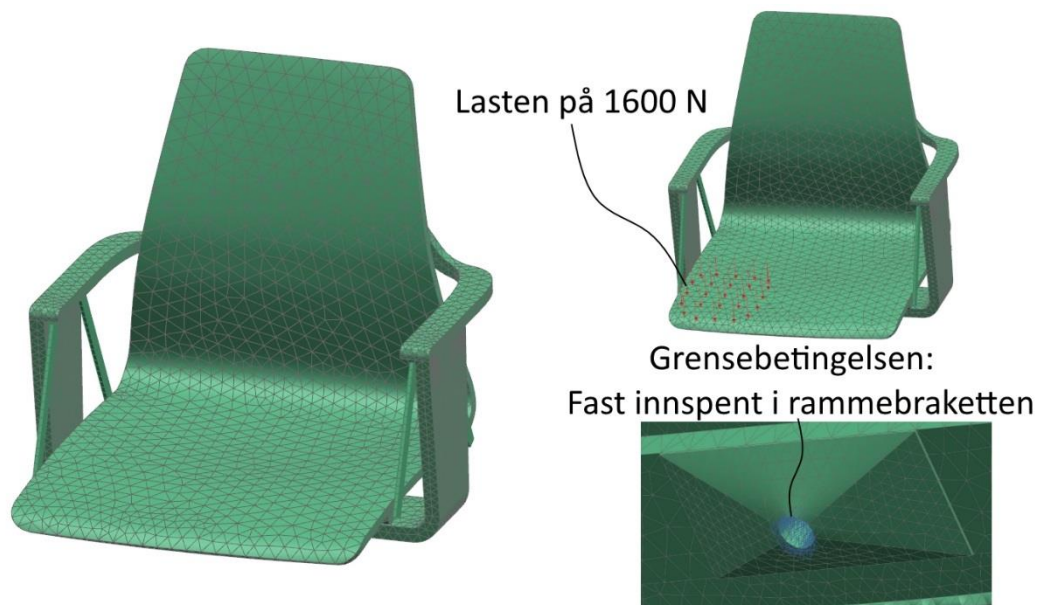
Alle flater ble som sagt definert som limt sammen og dette sørget for at FE-maskenettene delte noder i overflatene.

Innledende ble element-størrelsene valgt til de foreslåtte størrelsene av NX:

- Boltene i setet: 3,73 mm
- Setet: 34,6 mm
- Boltene i rammen: 3,5 mm
- Rammen: 26,4 mm
- Braketten: 13,1 mm
- Armlenet: 17,5 mm
- Vangene: 10 mm

I første omgang valgte jeg å modellere hele rammen med materialegenskapene som representerte finerplatenes motstand mot bøyemoment.

Grensebetingelsen for simuleringen definerte jeg som en fast opplastning av den indre flaten i brakettens senterhull. Denne grensebetingelsen brukte jeg i alle de andre simuleringene også.

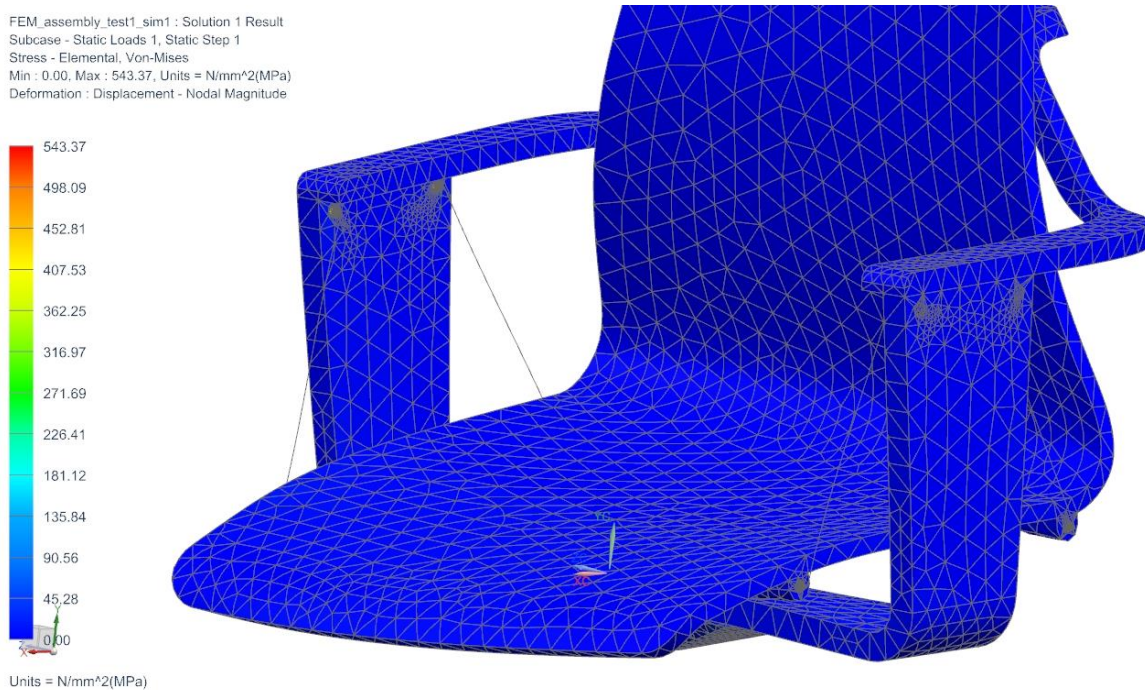


Figur 3.8. FE-modell av stolen samt laster og grensebetingelse.



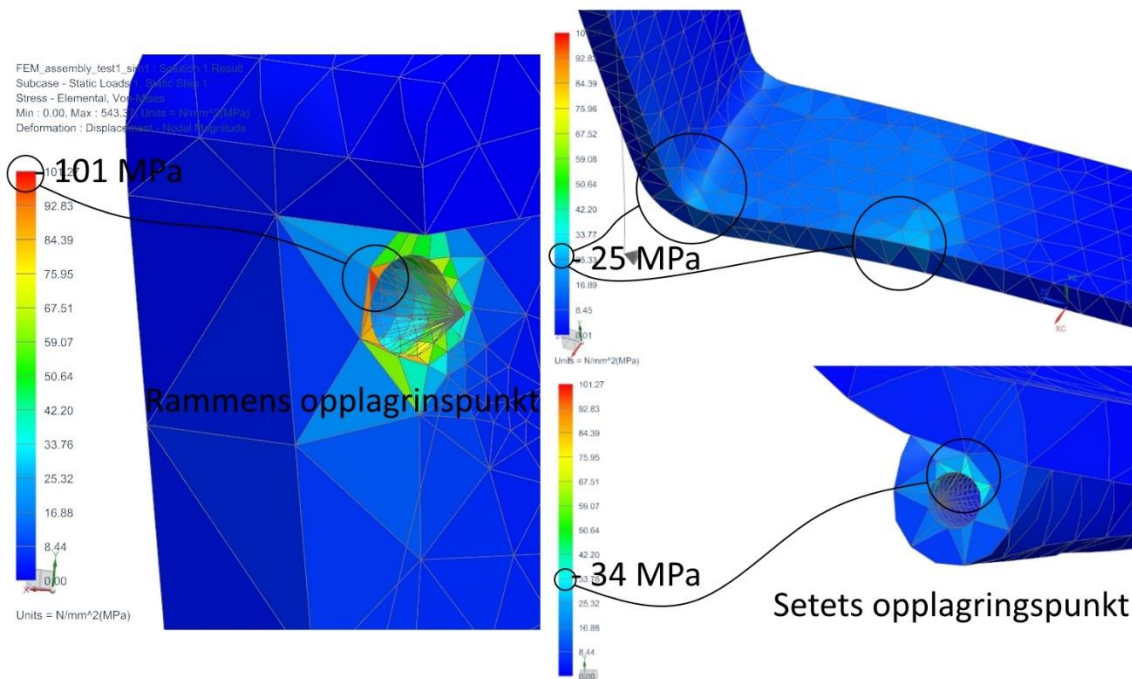
### 3.3.4 Resultater

Resultatene svarte ganske godt til forventningene, høye spenninger i boltene som holdt oppe rammen og i området like rundt hullene på rammen, høyest på siden hvor lasten angrep.



Figur 3.9. Resultater av første lastsituasjon.

Som vi ser av figur 3.9 er de høyeste spenningene som ble beregnet rundt 540 MPa og disse spenningene befant seg i boltene som satt i rammen. Disse spenningene overstiger flytegrensen til det stålmaterialiet jeg brukte i modellen, men jeg valgte å ignorere disse spenningene foreløpig ettersom jeg anså modellen av boltene som veldig unøyaktig.



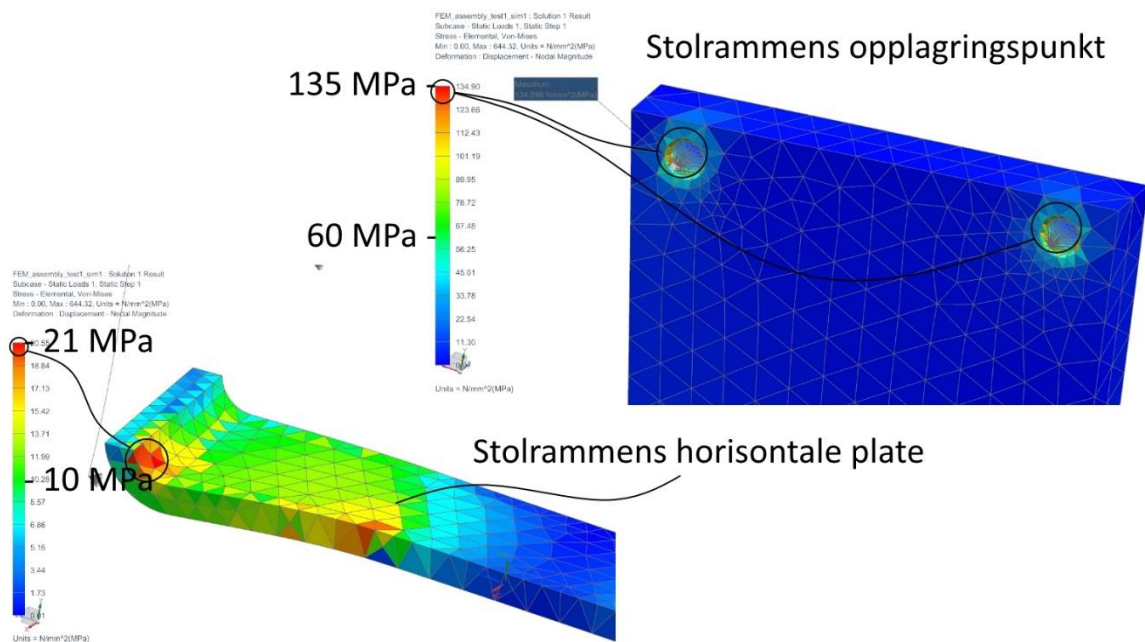
Figur 3.10. Detaljer av resultatene fra første lastsituasjon.

Ettersom jeg hadde modellert hele rammen med finermaterialets E-modul ved bøyesspenninger valgte jeg å gjøre en ny simulering for å se om jeg kunne påvirke resultatene. For denne nye simuleringen modellerte jeg hullene hvor boltene sitter i rammen med en avrundet kant, i tillegg til at jeg delte opp rammen i tre deler. Rammen ble delt rett over svingen hvor den går fra en liggende plate til to stående plater. De to stående platene fikk materialegenskaper som en finerplate utsatt for kompresjonslast, mens den liggende platen fortsatt hadde egenskaper som en finerplate utsatt for bøyemoment.

De nye delene ble modellert med disse element-størrelsene:

- Horisontal del av rammen: 21,3 mm
- Vertikale deler av rammen: 10,25 mm

Som vi ser har de vertikale delene til rammen langt mindre elementer enn den horisontale delen og dette skyldes geometrien rundt hullene som nå var mer detaljert.



Figur 3.11. Resultater av ny simulering for stolrammens to deler.

Resultatene fra den nye simuleringen var relativt like til den gamle, uten store endringer. Faktisk resulterte endringene rundt hullene i større lokale spenninger. Dette kan forklares med at disse lokale spenningssonene rett og slett blir «jevnet ut» når simuleringen regner ut midtspenningen i de større elementene. Ved mindre elementer vil dermed de lokale spenningene bedre representere de faktiske spenningene i disse små sonene.

### 3.3.5 Analyse

Resultatene fra både den første og den andre simuleringen møter ikke kravene jeg definerte for stolen. De største spenningene i noen av delene som består av kryssfiner befant seg i veldig små soner rundt hullene i rammen, og de overstiger med over tre ganger den karakteristiske styrken for den valgte typen kryssfiner.

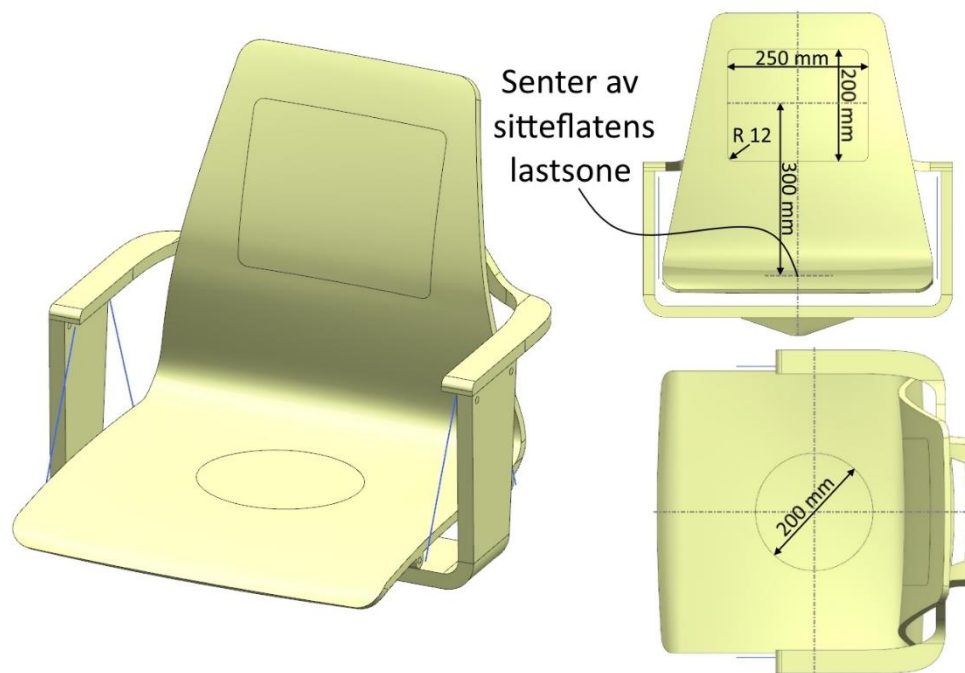
Lokaliseringen av det mest kritiske området svarer godt til de forventningene jeg hadde, og de modelleringsendringene jeg foretok for å prøve å redusere de simulerte spenningene hadde negativt resultat. Jeg må allikevel anta at spenningene i disse områdene er høyere enn de ville vært i virkeligheten både på grunn av kontaktmekanismen mellom boltene og hullene og boltenes FE-modell. Jeg ser allikevel området som kritisk ettersom spenningene som nevnt overstiger styrken til materialet med over 200%.

Jeg konkluderte dermed med at det ville være nødvendig med designmessige endringer på stolen for å kunne sikre at stolen skulle møte kravene jeg hadde satt til den.

## 3.4 Andre lastsituasjon

### 3.4.1 Modell av simulering

I denne testen utsatte jeg stolen for to laster, begge mot setet. Den største lasten var en vertikal last rettet mot et lastområde sentrert rundt stolens rotasjonssenter mens den andre lasten var rettet normalt mot ryggen i et område med senter 300 mm over setets sentrum.



Figur 3.12. Lastsoner i modellen ved andre lastsituasjon.

Lasten som virket vertikalt på sitteflaten var på 1600 N mens lasten normalt på seteryggen var på 560 N.

### 3.4.2 Ytterlig klargjøring

I likhet med den forrige simuleringen delte jeg opp flatene som skulle utsettes for belastning ved en kurve som representerte lastområdet.

### 3.4.3 FE-modell

For denne lastsituasjonen valgte jeg å fortsette med å dele opp rammen i en del utsatt for bøyemoment og to deler utsatt for kompresjon. Setet ble modellert med mye mindre elementer siden det denne gang har to lastområder.

Elementstørrelsene ble som følger:

- Boltene i setet: 3,73 mm
- Setet: 17,3 mm
- Boltene i rammen: 3,5 mm
- Vertikale deler av rammen: 10,25 mm
- Horisontal del av rammen: 22,6 mm



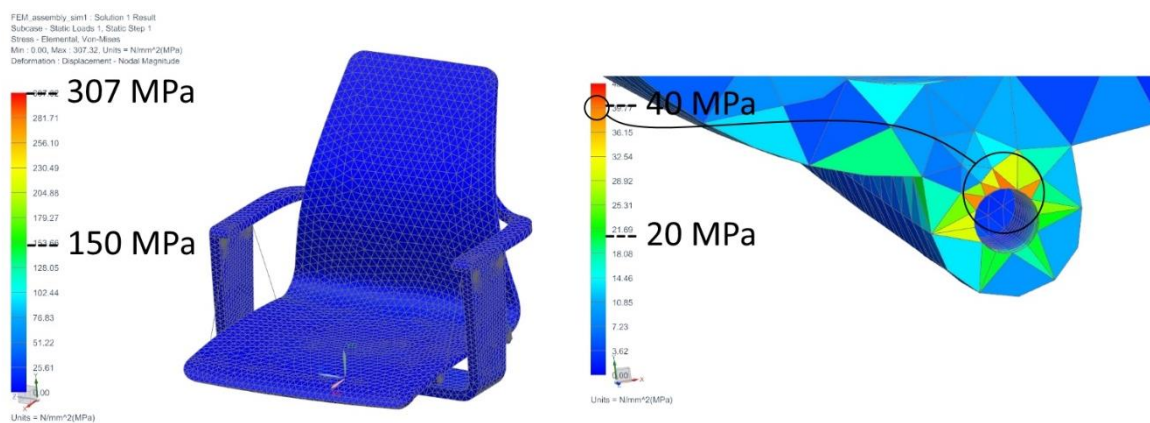
- Braketten: 13,1 mm
- Armlenet: 17,5 mm



Figur 3.13. FE-modell samt laster for andre lastsituasjon.

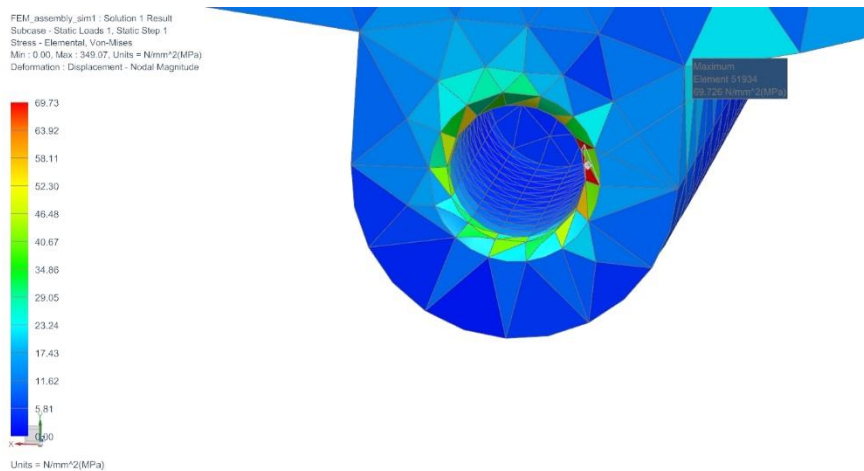
### 3.4.4 Resultater

Resultatene fra denne simuleringen ga også denne gangen høye spenninger rundt hullene i rammen, men de høyeste spenningene fantes rundt hullene i setet.



Figur 3.14. Resultater fra andre lastsituasjons første simulering.

Siden spenningene i setet oversteg den karakteristiske styrken til setets materiale og spenningene var lokalisert i en liten sone rundt hullet valgte jeg igjen å øke detaljgraden av geometrien rett rundt hullene for å se om spenningene skyldes for kantete geometri.



Figur 3.15. Resultater i den forfinede geometrien.

Resultatene fra den andre simuleringen viste derimot enda høyere spenninger i det samme området og årsaken til dette tilegner jeg samme grunn som ved forrige lastsituasjon.

### 3.4.5 Analyse

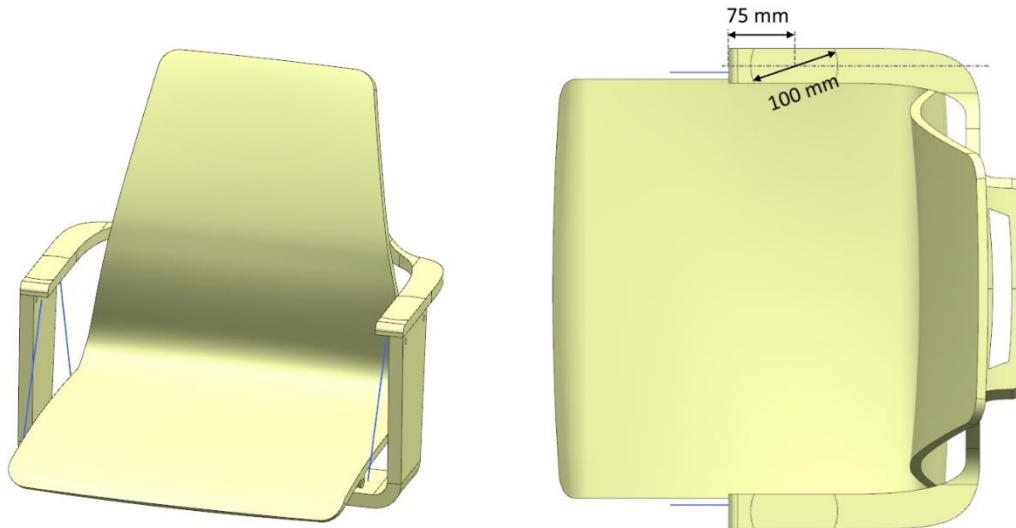
De høyeste spenningene i delene av finer overstiger igjen de karakteristiske styrkene til de respektive materialene. Ved denne lastsituasjonen viste det seg også at hullene for boltopplagringen i setet er kritiske områder i setets design. Geometriforbedringen jeg gjorde av modellen hadde samme negative virkning som ved forrige lastsituasjon. Ettersom det kritiske området igjen er kontaktområdet mellom boltene og en del av kryssfiner må jeg anta at spenningene i virkeligheten ikke ville være så store som beregnet i simuleringen. Spenningene er så store i forhold til setets styrke at jeg anser dette som et kritisk område.

Jeg konkluderte dermed med at opplagringen til setet også hadde behov for en designmessig endring.

## 3.5 Tredje lastsituasjon

### 3.5.1 Modell av simulering

I denne testen utsatte jeg stolen for en vertikal last på hvert armlen. Lastsonen hadde senter i senterlinjen til armlenet parallelt med lengderetningen, 75 mm fra fronten av armlenet. Sonen var en sirkel med diameter på 100 mm projisert ned på armlenet, hvor lasten på 900 N virket jevnt over.



Figur 3.16. Lastsoner i tredje lastsituasjon.

### 3.5.2 Ytterlig klargjøring

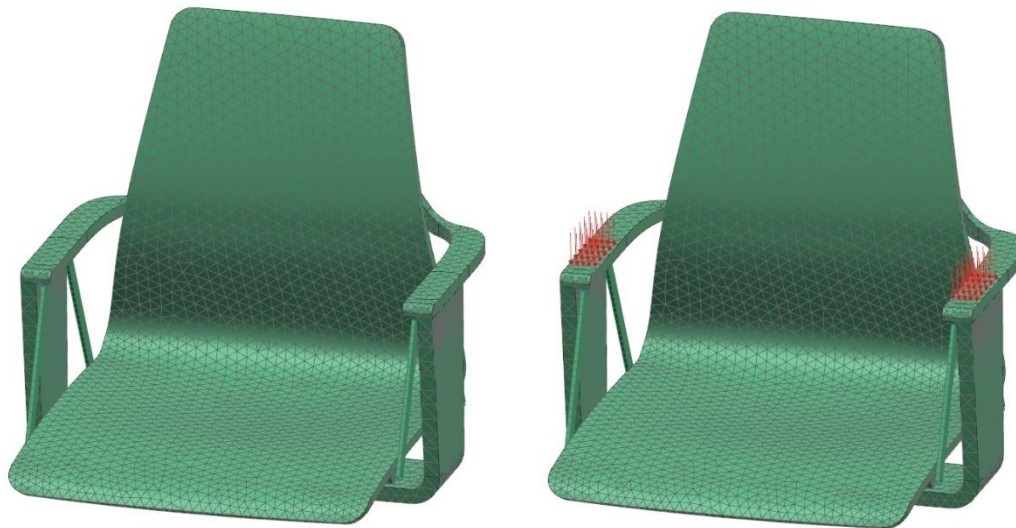
Lastsonene representert av den projiserte kurven ble definert ved å dele opp flaten på armlenet.

### 3.5.3 FE-modell

Elementstørrelsene for denne simuleringen ble som følger:

- Boltene i setet: 3,73 mm
- Setet: 17,3 mm
- Boltene i rammen: 3,5 mm
- Vertikale delene av rammen: 20,5 mm
- Horisontal del av rammen: 22,6 mm
- Braketten: 13,1 mm
- Armlenet: 17 mm

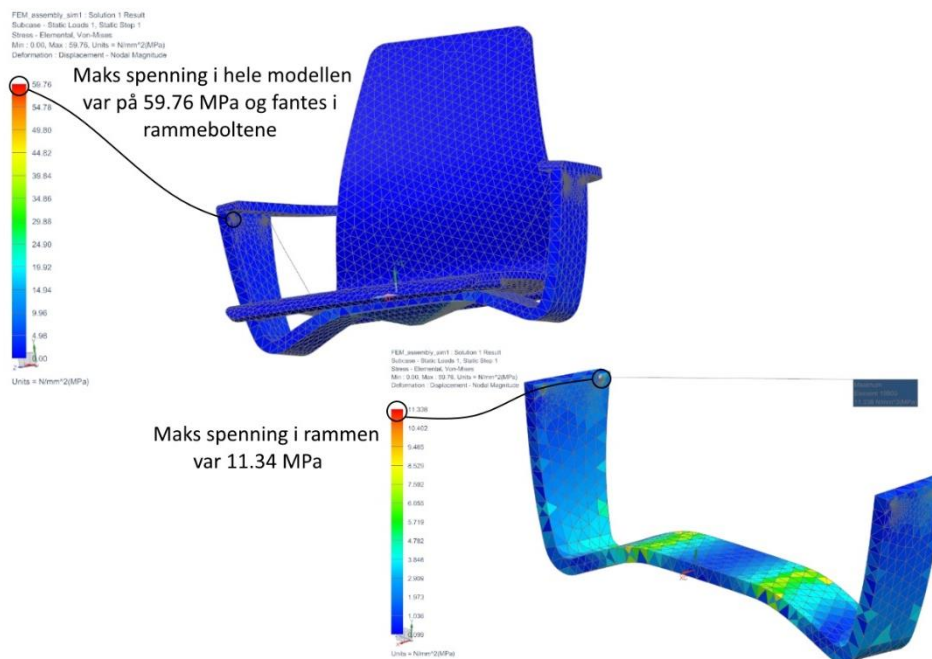
Armlenets elementstørrelse er noe mindre enn ved forrige lastsituasjon, og dette skyldes behovet for flere elementer for å definere lastsonene.



Figur 3.17. FE-modell samt laster for tredje lastsituasjon.

### 3.5.4 Resultater

Resultatene fra denne simuleringen var litt overaskende. Som forventet var det relativt høye spenninger i området rett utenfor braketten i den horisontale delen av rammen, men de høyeste spenningene var også denne gang rundt hullene i de vertikale delene av rammen.



Figur 3.18. Resultater fra tredje lastsituasjon.

De største spenningene var derimot langt lavere enn de karakteristiske styrkene av kryssfiner materialet så jeg så ingen grunn til å forbedre geometrien på noen måte.



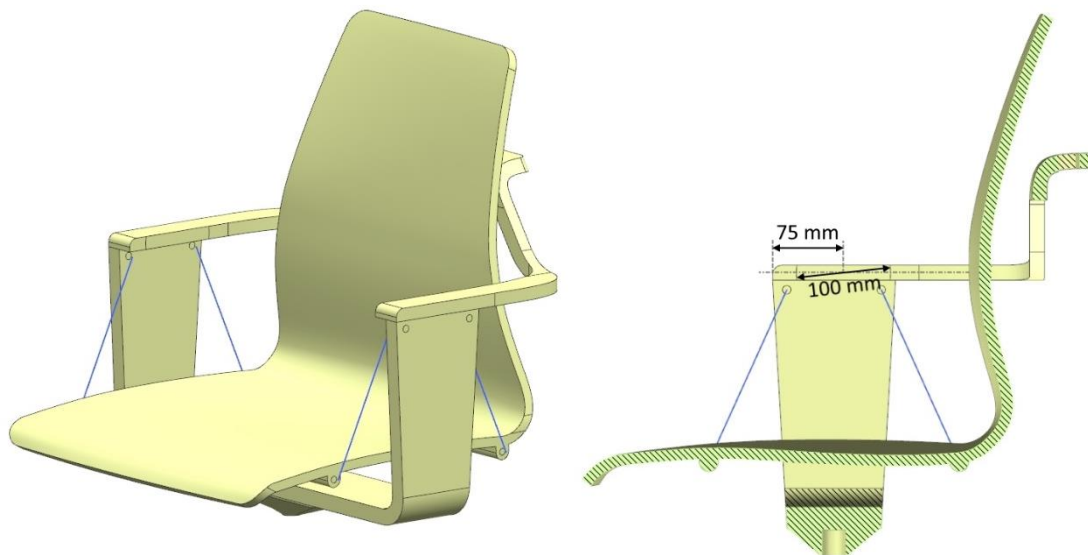
### 3.5.5 Analyse

Spenningsene i rammens horisontale del skyldes det bøyemomentet rammene ble utsatt for og det var tydelig at rammene tålte dette. De høye spenningsene rundt hullene i de horisontale delene av rammene kan nok forklare med at vengene er festet til rammene, via boltene, med rigide elementer. Dette betyr at vengene i modellen ikke har mulighet til å rotere og vil derfor utsette elementene rundt for spenninger når de i virkeligheten ville rotert. Siden spenningsene allikevel er av ubetydelig størrelse ser jeg ikke noe behov for å endre på modellen.

## 3.6 Fjerde lastsituasjon

### 3.6.1 Modell av simulering

I denne testen utsatte jeg stolen for én last, rettet utover, på hvert armlenet. Lastsonen hadde senter 75 mm fra front og på senterlinjen til innerkanten av armlenet. Igjen var sonen en sirkel med diameter på 100 mm, denne gangen projisert fra et vertikalt plan parallelt med flaten sonen lå på.



Figur 3.19. Lastsoner for fjerde lastsituasjon.

Hver sone ble belastet med en jevnt fordelt last på 400 N rettet utover, det vil si normalt på innsiden av armlenet, rettet bort i fra aksesenteret til stolen.

### 3.6.2 Ytterlig klargjøring

Lastsonene ble projisert på overflaten fra et plan som var parallelt med innsiden av armlenet.

### 3.6.3 FE-modell

Siden lasten denne gangen ville utsette hele rammene for et bøyemoment valgte jeg å igjen modellere rammene som én del. Elementstørrelsene ble som følger:

- Boltene i setet: 3,73 mm

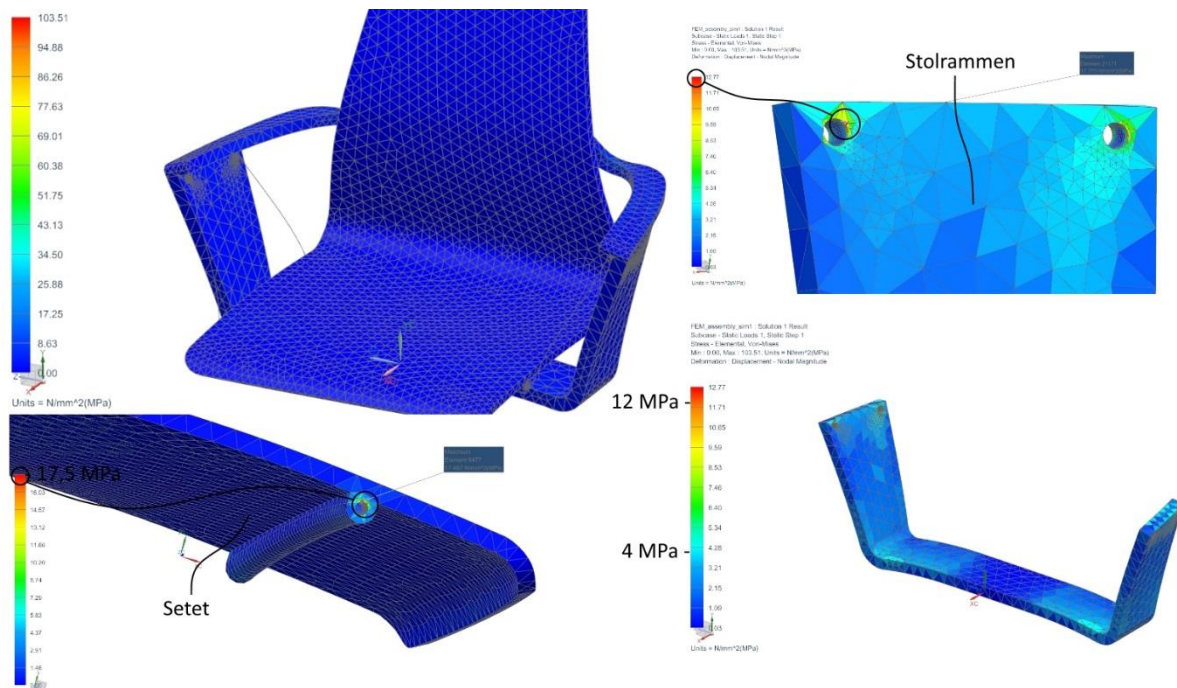
- Setet: 17,3 mm
- Boltene i rammen: 3,5 mm
- Rammen: 26,4 mm
- Braketten: 13,1 mm
- Armlenet: 17 mm



*Figur 3.20. FE-modell samt laster for fjerde lastsituasjon.*

### 3.6.4 Resultater

De høyeste spenningene fra denne simuleringen befant seg rundt hullene i setet, og for rammen befant de seg også rundt hullene. Spenningene oversteg derimot ikke noen av de karakteristiske styrkene for de respektive finer materialene.



Figur 3.21. Resultater fra fjerde lastsituasjon.

### 3.6.5 Analyse

Igjen viste det seg at de største spenningene befant seg rundt hullene på både setet og rammen. Størrelsen på spenningene var derimot så små at de ikke var behov for endring i geometri for ytterligere simuleringer.

### 3.7 Analyse av resultater

Resultatene fra de fire lastsituasjonene svarte til en viss grad til forventningene når det kommer til de mest kritiske områdene på stolen. Området rundt hullene i rammen hvor boltene som fester vengene til rammen opplevde de største spenningene i noen av simuleringene og ble funnet i lastsituasjon én. Disse spenningene oversteg den karakteristiske styrken til denne typen finerplate med over 400 %. Jeg økte detaljgraden av både geometrien og maskenettet av FE-elementer på modellen av rammen i et forsøk på å eliminere spenninger tilskyndet av rette vinkler men jeg lykkes ikke i å redusere spenningene.

Ettersom simuleringene baserer materialegenskapene til delene av finer på et isotropt materiale når de i virkeligheten er anisotrope vil det være noe usikkerhet knyttet til resultatene. Spenningene i rammen vil for alle lasttilfellene være tilskyndet både kompresjonskrefter og bøyemomenter i flere plan. Til tross for denne usikkerheten kan vi allikevel dra slutninger av simuleringenes resultater ettersom spenningene i rammen grovt oversteg styrken til materialet både når vi simulerte med en lav E-modul, E-modulen ved bøyning, og den høyere E-modulen ved kompresjon. Den virkelige E-modulen i lasttilfellet vil ligge mellom disse og dermed vil også spenningen ligge mellom det høyeste og laveste tilfelle.

Spenningene som i lasttilfelle tos resultater befant seg i området rundt hullene i setet var også langt over materialets karakteristiske styrke. I motsetning til simuleringene i lasttilfelle én gjorde jeg ikke simuleringer med ulike materialegenskaper til setet. Jeg observerte fra simuleringene i det første lasttilfellet at de høyeste spenningene ble framprovosert når

rammen hadde den høyeste E-modul verdien. Siden setet i tilfelle to hadde en E-modul som tilsvarer en finerplate utsatt for bøyemoment betydde dette at alternative materialvalg ville gi setet en høyere E-modul og dermed sannsynligvis høyere spenninger.

I alle lasttilfellene ble stolrammen utsatt for bøyemomenter og i min innledende analyse av stolens design tilegnet jeg disse kreftene en mulig årsak til eventuelle geometriske svakheter i stolens design. Det viste seg derimot at spenningene igangsatt av bøyemomenter på rammen var langt innenfor akseptable verdier, og jeg konkluderte med dette at rammen var dimensjonert bra nok til å tåle de belastninger stolen kunne bli utsatt for.

Som jeg forutså i min innledende analyse av stolen var spenningene i både setets sitteplate og i armlenet neglisjerbare. Som en kommentar til dette kan armlenets design ses på som overflødig ettersom det ikke opplever nevneverdige spenninger og dermed ikke styrker konstruksjonen.

Ut i fra disse analysene konkluderte jeg med at stolens design måtte forbedres på disse områdene:

- Rammens grensesnitt mot vangene
- Setets opplagring i grensesnittet mot vangene

## 4 Foreslått redesign med analyse

### 4.1 Krav til design

Når jeg skulle gjøre endringer ved designet av stolen satte jeg noen krav til de mulige løsningene. Jeg ville at et nytt design skulle representere stolens originale konsept og være tro mot uttrykket som \_\_\_\_ ga stolen ved dens design. Ved eventuelle løsninger hvor deler av stolens geometri ble erstattet med nye materialer ville jeg at de nye materialene skulle være materialer som allerede fantes i original designet. Naturligvis var mitt siste krav at stolens nye design måtte oppfylle kravene angående styrke.

### 4.2 Rammens grensesnitt mot vengene

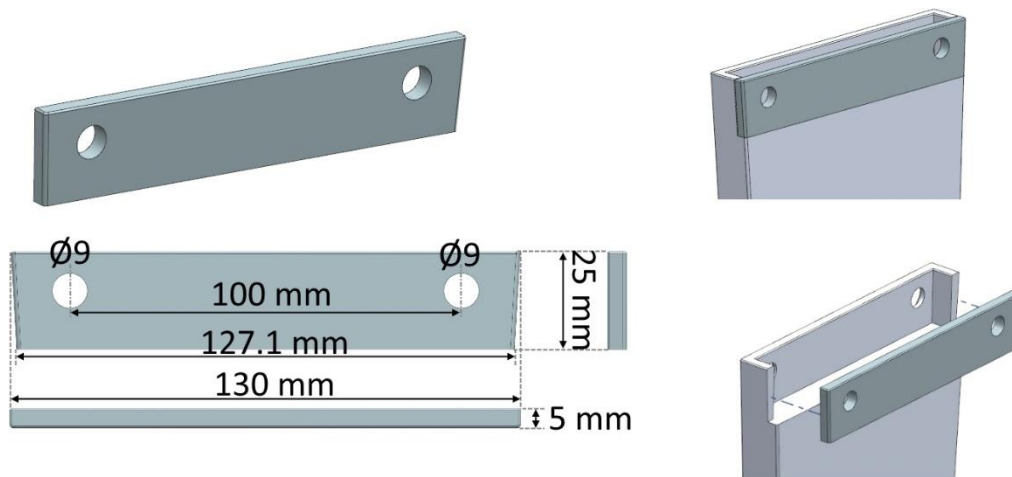
Et nytt design av rammen kan ta utgangspunkt i to konsepter; designe et nytt grensesnitt mot vengen eller forbedre det allerede eksisterende grensesnittet. Siden jeg har satt som krav til det nye designet at det som mye som mulig skal ligne på originaldesignet valgte jeg å ta utgangspunkt i det eksisterende designet og forbedre dette.

Den enkleste måten å forbedre designet slik at rammen imøtekommer kravene er å erstatte de utsatte områdene med tilsvarende geometri i et bedre egnet materiale. På denne måten vil et nytt design vær tro til det originale uttrykket og ivareta designets silhuett. Samtidig vil en slik endring opprettholde rammens originale samspill med stolens andre deler og dermed ikke reise et behov for endringer av disse delene.

Med utgangspunkt i argumentene over fant jeg to mulige løsninger. Den ene løsningen erstatter hele den øvre delen av rammen som danner sporet hvor armlenet hviler, med en separat del lagd av et annet materiale. Den andre løsningen erstatter bare den innerste flanken av sporet med en ny del.

Løsningen som innebærer å erstatte den innerste flanken av sporet med en ny del har flere fordeler i forhold til den andre løsningen. Hvis hele den øverste delen av rammen var en separat del ville flate-arealet for kontaktflaten mellom rammen og den nye delen være veldig lite. Samtidig vil den nye delen være mer komplisert å fabrikkere enn ved løsningen hvor den indre flanken blir erstattet.

Mitt forslag til endringen av designet er dermed å erstatte den indre flanken av sporet, på begge sider av rammen, med en plate med samme dimensjoner som den erstattede geometrien. Platen vil være av et sterkere materiale enn kryssfiner materialet rammen er lagd av. Siden stolen allerede inneholder stålkomponenter, vengene, foreslår jeg at den nye platen blir fabrikkert av stål.



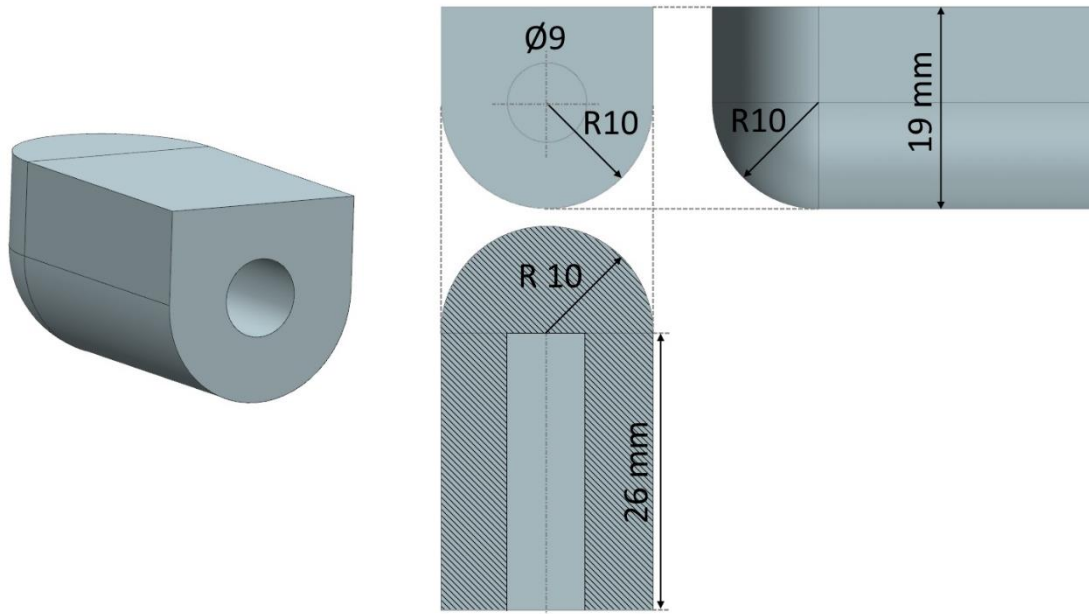
Figur 4.1. Forsterkerplaten samt dens posisjon i stolens design.

### 4.3 Setets opplagring i grensesnittet mot vangen

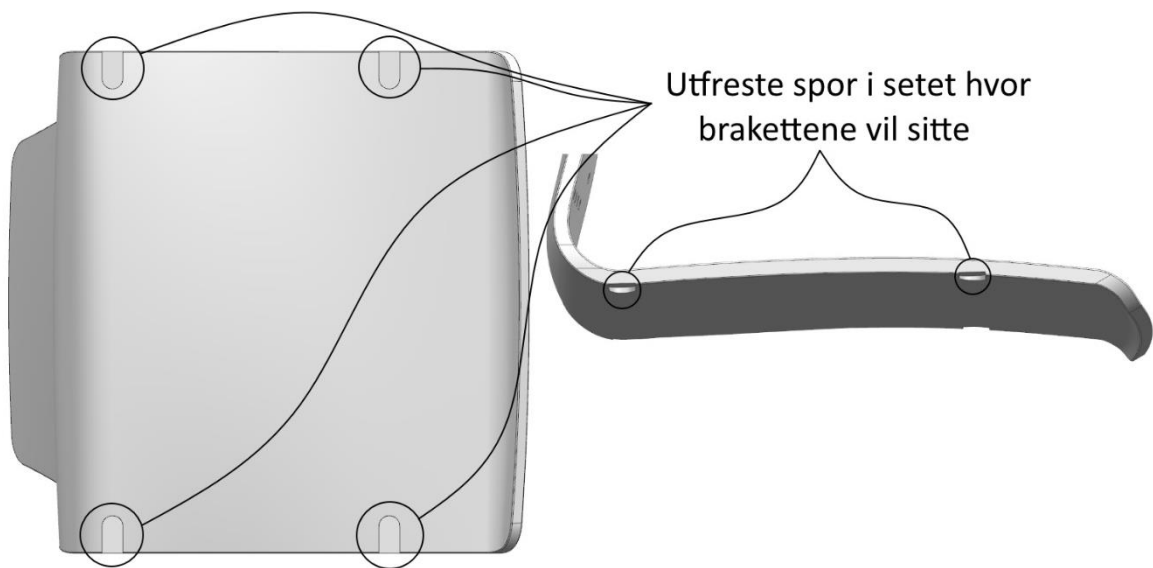
I likhet med løsningen på rammens design-endring vil den enkleste løsningen for setet innebære å erstatte den kritiske geometrien med en ny del med samme dimensjoner i et sterkere materiale.

Det eksisterende designet av setet innebære to planker som går på tvers av hele undersiden av setet hvis ender har hullene hvor vangen er festet med bolter. Mitt designforslag innebærer å erstatte opplagringen av kryssfiner med tilsvarende opplagring av stål. Det vil derimot ikke være nødvendig at de nye stål-delene er like store som de eksisterende plankene da dette bare øker materialbruken til stolen uten å være nødvendig.

Forslaget mitt for nytt design av setet består dermed av fire stålbraketter som erstatter de to plankene i originaldesignet. Disse brakettene vil ha innvendige gjenger noe som fjerner behovet for hylsene som i utgangspunktet satt i setet.



Figur 4.2. Setebraketten, hullet vil ha innvendige gjenger noe som ikke er representert i figuren.



Figur 4.3. Figuren viser de utfreste sporene setebrakettene vil sitte i.

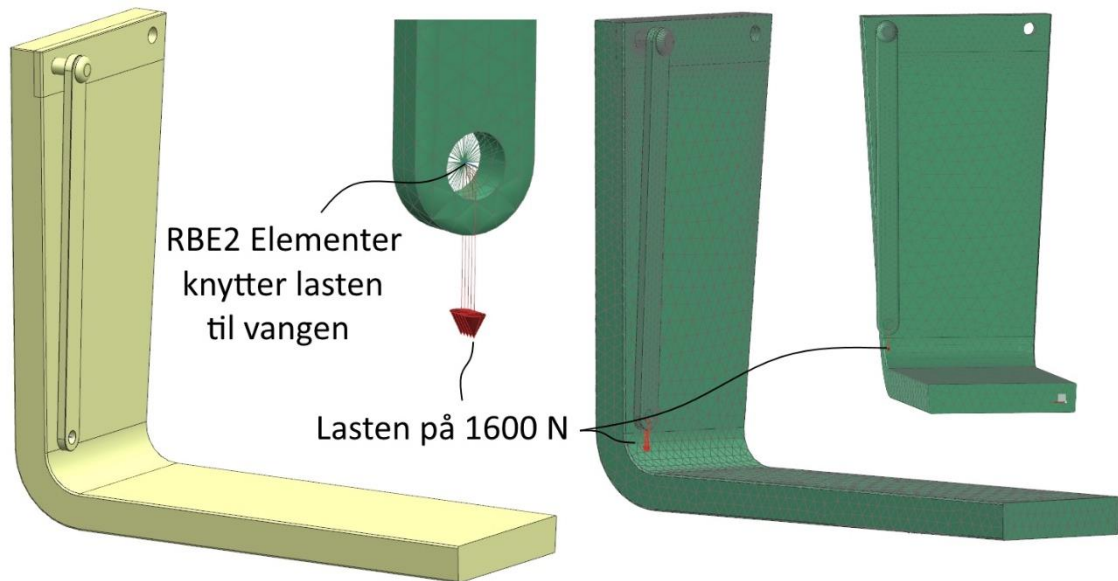


## 4.4 FE-simulering av det nye designet

### 4.4.1 Modell av simuleringen

Jeg valgte å utføre én simulering for hver av de to løsningene i isolerte lasttilfeller som ville utsette de nye delene for de største spenninger.

Lasttilfellet jeg utsatte forsterkerplaten for var et verst tenkelig scenario hvor hele den vertikale lasten fra det opprinnelige første lasttilfellet virket gjennom én vange.



Figur 4.4. Oppsettet for simuleringen av forsterkerplaten.

Setebrakettene utsatte jeg for et lasttilfelle tilsvarende det andre lasttilfellet i de innledende analysene. Jeg bygde modellen litt forenklet denne gang ved at jeg utelot rammestrukturen og anså boltene i brakettene som fast innspennt. Jeg forventet at dette ville resultere i noe høye spenninger i det umiddelbare området rundt grensebetingelsene.

### 4.4.2 FE-modell

Igjen definerte jeg alle kontaktflater mellom forskjellige komponenter som limt samme før jeg definerte maskenett for alle delene.

Grensebetingelsen for simuleringen av forsterkeren var en fast innspenning i bolthullene for festing av rammebrakett, under rammen. Jeg modellerte kun halve rammen og ga rammen materialegenskaper for finerplate på 20 mm utsatt for bøyemoment.

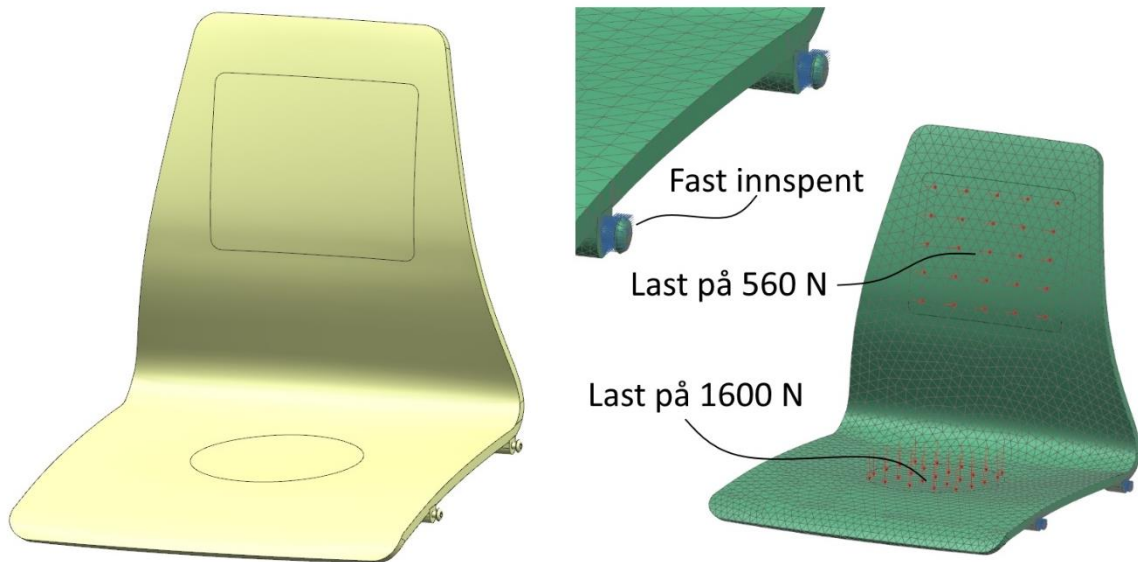
For simuleringen av forsterkerplaten ble elementstørrelsene:

- Bolten: 2,57 mm
- Vangen: 5,07 mm
- Hylsen: 2,26 mm
- Forsterkerplaten: 5,07 mm



- Stolrammen: 10,4 mm

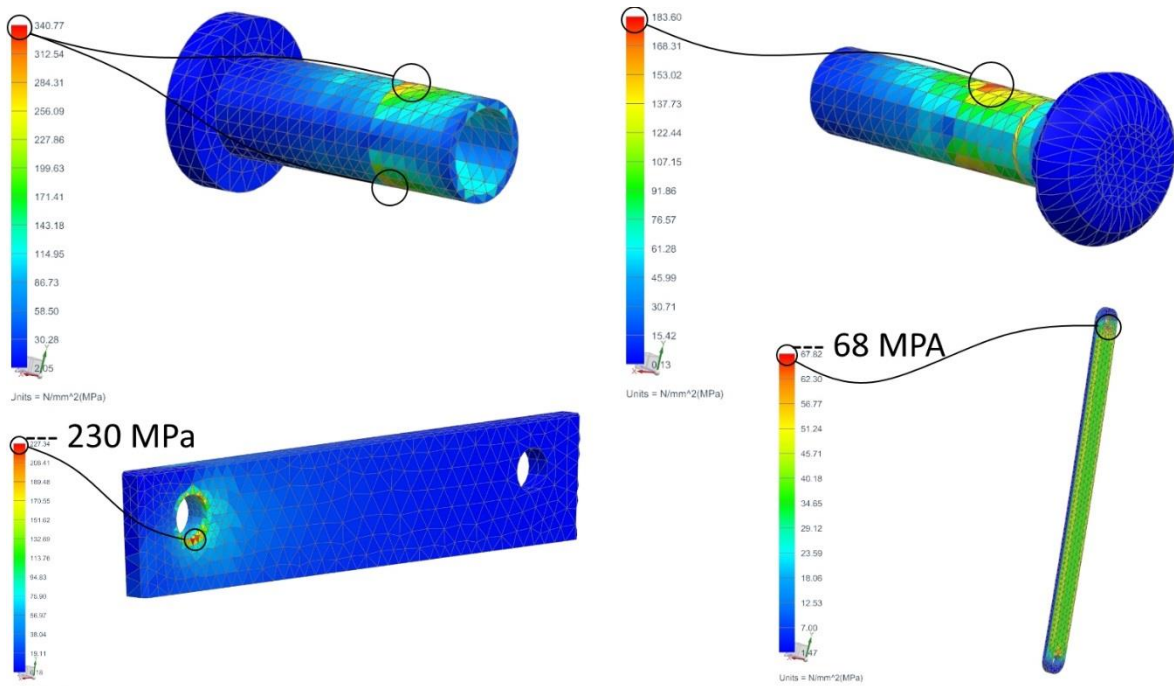
For simuleringen av setebrakettene ble elementstørrelsene:



Figur 4.5. Oppsettet for simuleringen av setebraketten.

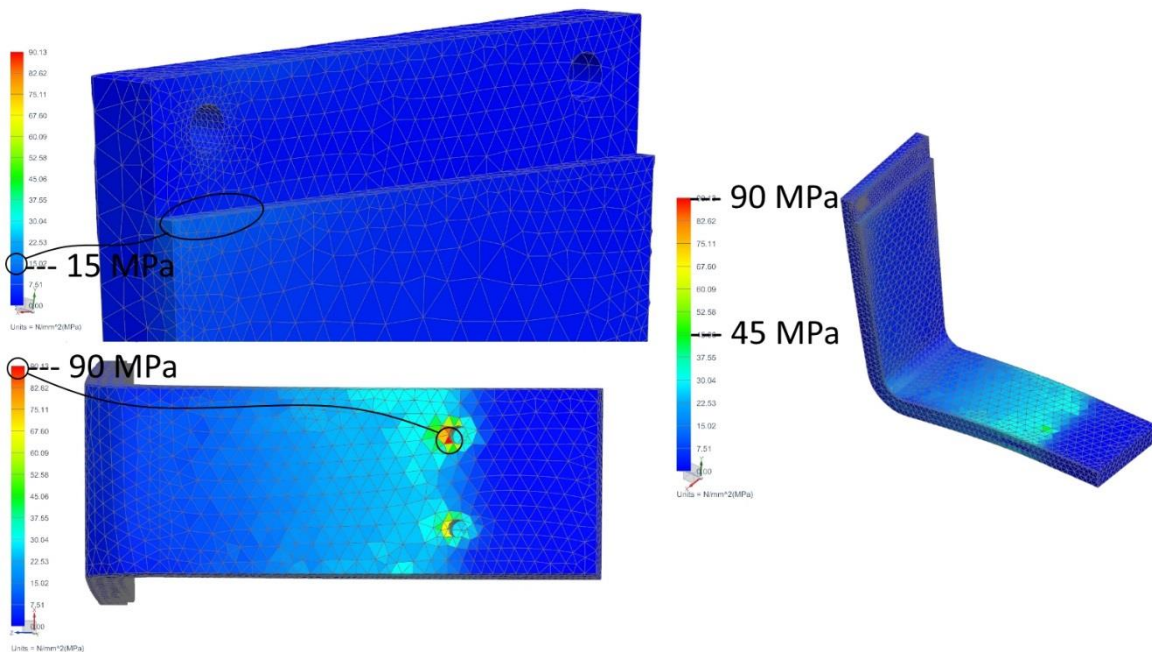
#### 4.4.3 Resultater

Resultatene fra simuleringen av forsterkerplaten ga høye spenninger i stålkomponentene, høyest i hylsen med rundt 340 MPa. Høyeste spenning i bolten var på rundt 180 MPa, høyeste spenning i vangen var på rundt 67 MPa og høyeste spenning i forsterkerplaten var på rundt 230 MPa.



Figur 4.6. Resultatene fra simuleringen av forsterkerplaten.

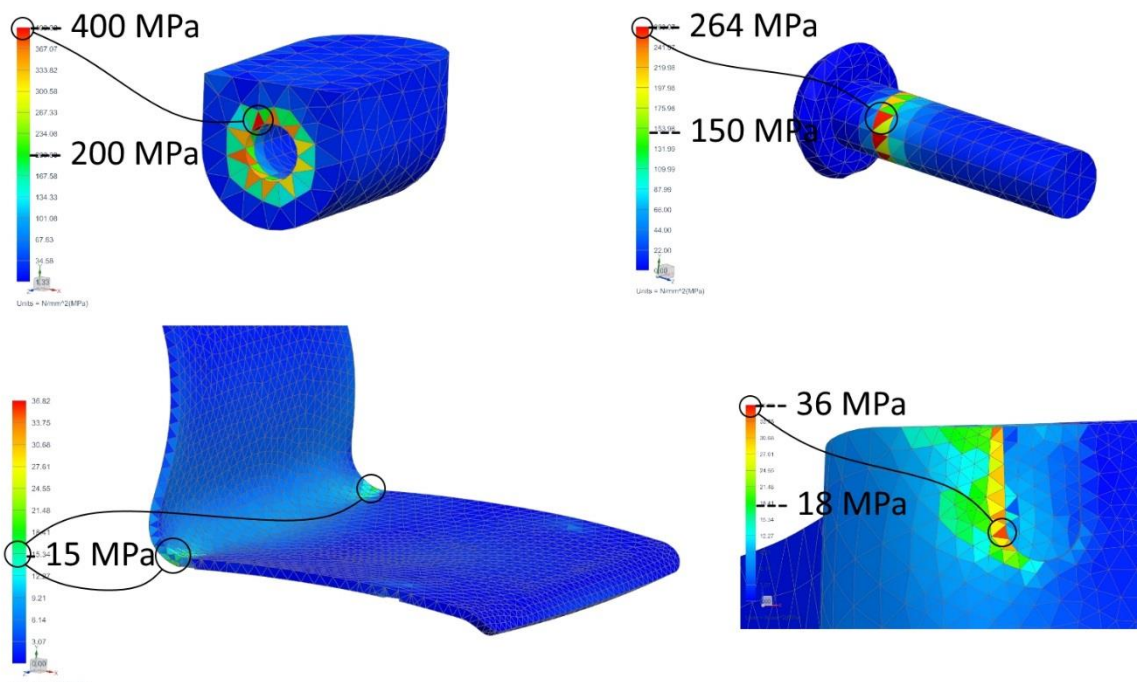
Den høyeste spenningen i stolrammen i området rundt forsterkerplaten nådde verdier på rundt 14 MPa. Det ble beregnet høye spenninger i rammen rundt grensebetingelsene og disse nådde verder på 90 MPa.



Figur 4.7. Resultatene for rammen fra simuleringen av forsterkerplaten.

Simuleringen av setebrakettene ga resultater som svarte til forventningene da det ble høye spenninger i umiddelbar nærhet av innspenning. Spenningene i ytterkant av hullet i setebrakettene nådde verdier på 400 MPa i et området på noen få millimeter ut fra kanten.

Resten av braketten opplevde spenninger på mellom 30 MPa og 60 MPa. Spenningene i setet nådde nivåer på rundt 36 MPa i kontaktflatene mellom brakettene og setet.



Figur 4.8. Resultatene fra simuleringen av setebraketten.

#### 4.4.4 Analyse av resultater

Spenningene i stålkomponentene i simuleringen av forsterkerplaten er høye. Ettersom lastsituasjonen er noe urealistisk ved at lasten virker gjennom bare én vange ser jeg det som rimelig å anta at selv i de mest kritiske lastsituasjonene vil noe av belastningen falle på de andre vengene også og derfor at spenningene ikke vil være så høye som i simuleringen. Samtidig er alle de største spenningene i elementer i kontaktflater og grunnet kontaktmekanismen i modellen, som diskutert i kapittel 3.3.3, vil dette også påvirke resultatene ved å gi litt høyere spenninger i disse områdene. Disse argumentene tatt i betraktning vil fremdeles spenningene ligge i nærheten av flytespenningen til den stållegeringen jeg har brukt i mine simuleringer og jeg vil anbefale å bruke et høyfast stål med flytspenning over 300 MPa i disse delene.

Resultatene fra simuleringen av forsterkerplaten ga også høye spenninger i stolrammen rundt innspenningen av modellen. Ettersom denne grensebetingelsen avviker fra den virkelige opplagringen av rammen mot understellet og at resultatene fra de innledende simuleringene av det opprinnelige designet ikke resulterer i så høye spenninger anser jeg disse spenningene som et resultat av modellen og velger å ignorere dem.

Simuleringen av setebrakettene resulterte i veldig høye spenninger i et lite område i ytterkant av hullet, nærmest boltens innfesting. Jeg forventet høye spenninger i dette området ettersom grensebetingelsene i simuleringen ikke tar hensyn til elastisiteten i resten av stolen. Både vengene og rammen vil øke elastisiteten til stolen og dermed redusere spenningene

komponentene i denne modellen vil oppleve. Jeg vil fremdeles gi samme anbefaling som for forsterkerplaten og foreslå et høyfast stål med flytspenning over 300 MPa for setebrakettene også.

Spenningsene i setet fra den siste simuleringen er størst i noen få elementer i kontaktflaten mellom setebraketten og setet og som jeg har diskutert tidligere vil disse spenningsene være noe høyere på grunn av kontaktmekanismen. Jeg anser dermed setets krav for innfridd i den siste simuleringen.

#### 4.5 Endelig design

Det nye designet avviker fra det opprinnelige designet ved tilførelsen av to nye deler og endringen av to av de opprinnelige delene.

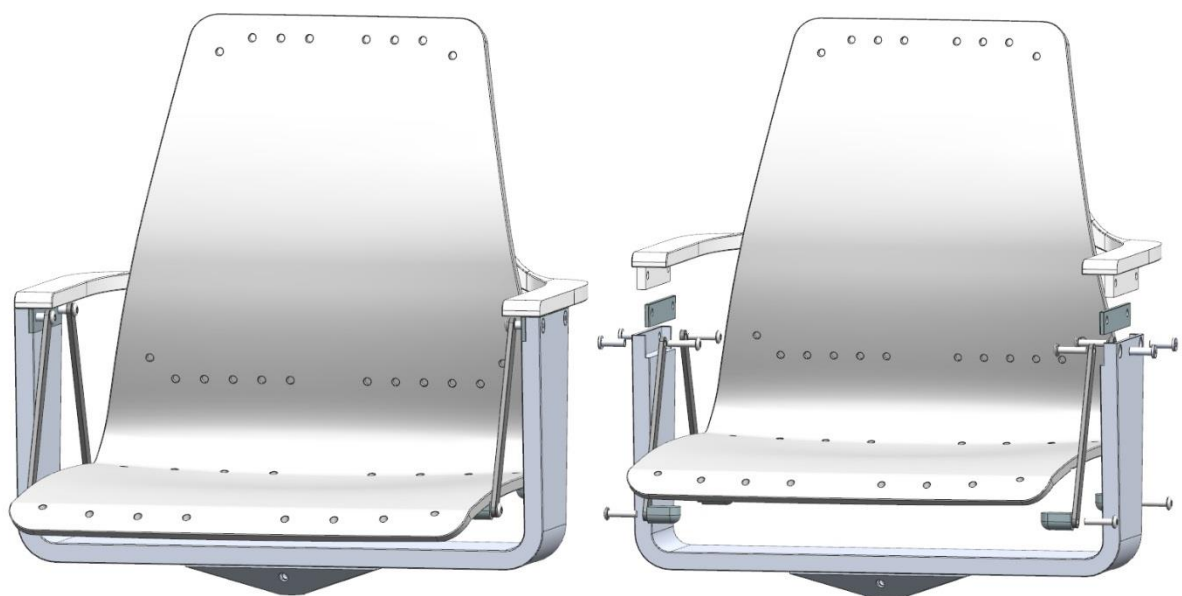
Stolrammen endres ved at den indre flanken av sporet fjernes.

Setet endres ved at de to tversgående pinnene som utgjorde opplagringspunktene for setet fjernes, samtidig vil det være nødvendig å frese ut spor hvor de nye setebrakettene skal sitte.

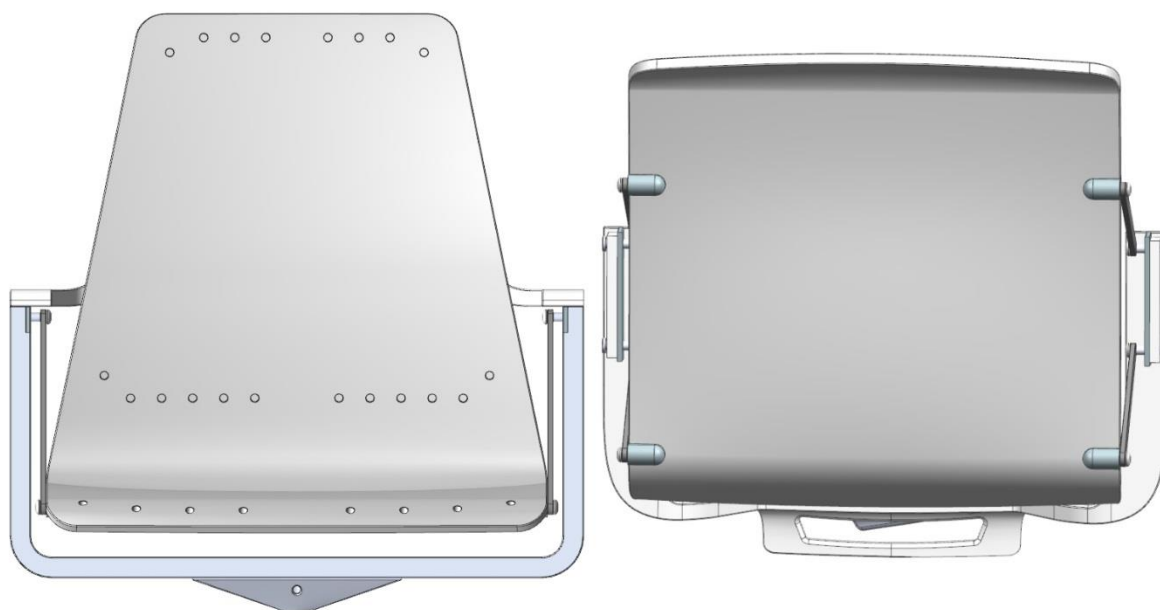
Forsterkerplaten er den ene nye delen og det vil være to stykker av denne i det nye designet. Forsterkerplaten vil sitte på rammen og fungere som den fjernede flanken i sporet.

Setebraketten er den andre nye delen og det vil være fire stykker av denne i designet. Disse vil sitte under setet, i de utfreste sporene, og fungere som opplagringspunktene for setet.

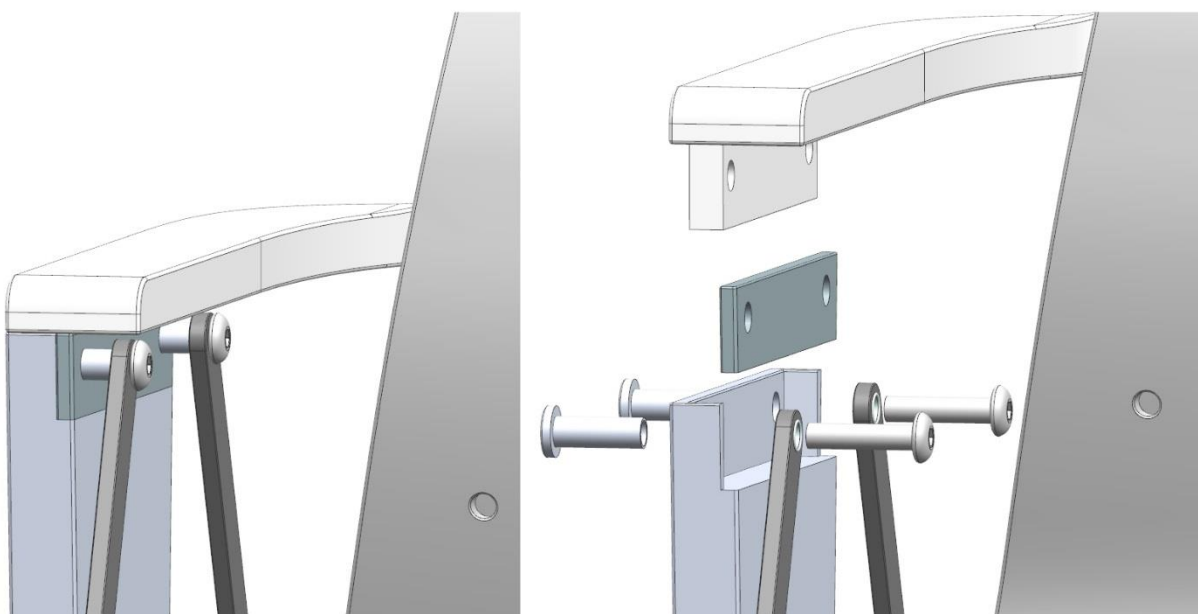
Setebrakettene sitter under setet slik at hullene er på samme plass som hullene i de opprinnelige pinnene var.



Figur 4.9. Figuren viser det endelige designet og en eksplodert versjon.



Figur 4.10. Designet sett forfra samt sett fra undersiden.



Figur 4.11. Detalj av forsterkerplaten og delene i kontakt med den.

## Referanser

Aarlott, E. Halvorsen, L. E. og Moe, I. C. (2014) '*VAPAC – Hovedoppgave B14ID04*'  
Bacheloroppgave, høghskolen i Østfold

Eppinger, S. D, Ulrich, K. T (2008) '*Product Design and Development*' 4<sup>th</sup> edn. New York:  
McGraw-Hill Irwin

UPM (2007) '*Handbook of Finnish Plywood*' Finnish Forest Industries Federation

ISO (2007) '*Office furniture – office work chairs – Test methods for the determination of stability, strength and durability*' 1<sup>st</sup> edn