



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2016 30 stp
Institutt for matematiske realfag og teknologi

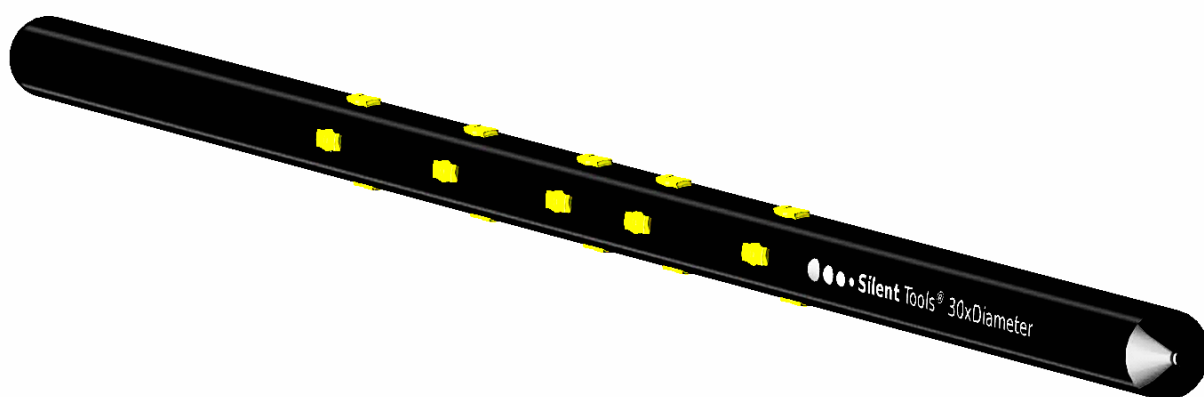
Opplagring av dempet borstang i roterende arbeidsstykke for økt tilgjengelighet under maskinering av dype hull

The Support of a Damped Boring Bar in Rotating
Workpiece for Increased Accessibility during
Machining of Deep Holes

Petter Sollie

Maskin, prosess- og produktutvikling

VÅR 2016



OPPLAGRING AV DEMPET BORSTANG

I ROTERENDE ARBEIDSSTYKKE FOR ØKT TILGJENGELIGHET
UNDER MASKINERING AV DYPE HULL

PETTER SOLLIE
NMBU
13. Mai 2016

Forord

Denne rapporten er skrevet i forbindelse med siste del av masterprogrammet i Maskin, prosess- og produktutvikling ved Institutt for matematiske realfag og teknologi ved Norges miljø- og biovitenskapelige universitet (NMBU). Prosjektet er gjennomført vårsemesteret 2016 med et omfang på 30 studiepoeng.

Oppgaven omhandler konstruksjon av borstang til kammerboring på langt overheng. Oppdraget ble gitt av Sandvik Teeness AS. Sandvik Teeness AS er en bedrift som har spesialisert seg på vibrasjonsdempede verktøy til sponfraskillende bearbeiding.

Bakgrunn for oppdraget er et ønske fra flyindustrien om stadig slankere verktøy til innvendig bearbeiding av turbinaksler. Demperteknologien Sandvik Teeness AS bruker i dag gjør at deres verktøy kan ta ut mer materiale per kutt og jobbe på lengre overheng sammenlignet med verktøy uten demper. Demperteknologien har sine begrensninger hva gjelder mulig lengde på verktøy. Sandvik Teeness AS ønsker derfor å se om det er mulig å kombinere demperteknologien deres med en eller flere opplagringer av borstang inne i roterende arbeidsstykke for å øke overhenget.

Rapporten omfatter litteraturstudie på valg av egnet opplagring og vibrasjonsanalyse av det tenkte verktøyet. Det er blitt utført statistisk- og modal-analyse for å finne ideelle plasseringer av flere opplagringspunkter langs borstangen. Basert på simuleringsresultatene er det designet en prototyp. En Frequency Response Function (FRF) test er blitt gjennomført på fysisk prototyp for å bekrefte simuleringer. Det forventes at leseren har kunnskap om dyphullsmaskinering og modal-analyse.

Jeg vil benytte anledningen til å takke følgende personer ved Sandvik Teeness AS: Einar Sundseth og Jan Åke Larsson for hjelp til produksjon og test av prototyp. Videre Svein Rune Loeng og Ole Henrik Johansen for råd hva gjelder Siemens Nx, Dan Östling for assistanse ved tolkning av FRF-grafer, veileder Tormod Jensen og Anders Digernes for konkretisering av oppgaven. Endelig vil jeg takke hovedveileder Odd Ivar Lekang for oppfølging og Geir Taxt Terjesen for råd.

Trondheim, den 13. mai 2016



Petter Sollie

Sammendrag

Denne masteroppgaven presenterer et forslag til dimensjonering og design av en borstang for kammerboring som kombinerer opplagring mellom borstangen og det roterende arbeidsstykke med en demper inne i borstangas frie ende.

Kammerboring på store overheng medfører en rekke utfordringer. Det er store krefter og det induseres store vibrasjoner i skjærspiss. Sandvik Teeness AS har spesialisert seg på dempede verktøy, kjent over hele verden under navnet Silent Tools. Verktøyene har en passiv demper inne i borstang, så nære skjæret som mulig, hvor utbøyingen er på sitt største. Demperen består av et tungt massivt legeme opphengt i to elastiske gummiringer. Mellomrommet mellom dempermassen og de indre vegger av borstangen er fylt med en væske som demper massens bevegelse. Når vibrasjon oppstår i borstang under maskinering vil demper omgjøre den kinetiske energien til varmeenergi og svingningene vil bli absorbert. Funksjonell lengde borstang i stål uten demper er fire ganger egen diameter. Dempede borstenger i stål har begrensning til 14 ganger borstangens egen diameter. Sandvik Teeness AS ønsker å se mulighetene for å strekke borstang vesentlig lengre ved å kombinere demper med opplagring av borstang inne i det roterende arbeidsstykket. Borstang utviklet i dette oppdraget er 50 mm i diameter og skal maskinere et kammer inne i en jetmotoraksel. Kammeret har lengde 500 mm og befinner seg 1000 mm fra inngangshullet. Borstangen trenger derfor funksjonell lengde lik 30 ganger egen diameter. Prototyp har et overheng fra skjærets nærmeste opplagringspunkt lik lengde på kammer (10 ganger borstangens diameter) slik at maskinering kan gjøres i et steg, som sikrer en sømløs overflate. Rapporten er første fase i utvikling av det tenkte verktøyet og prototyp er forenklet og har ikke skjær, demper eller styrestang til å bevege skjær i radiell retning. Det er gjennomført et litteraturstudie på egnet opplagring mellom borstang og arbeidsstykke. Litteraturstudiet konkluderer med at det i hvert opplagringspunkt er gunstig med fire støttelister i hardmetall i en differensial plassering rundt periferien til å avbalansere kreftene som oppstår i skjær. Til prototyp ble det benyttet Sandvik støttelister 800-10A P1. Støttelistene er kvadratiske med en størrelse på 10 × 30 mm og har en avrundet overflate som er i kontakt med forboret hull i arbeidsstykket som de er opplagret mot. Orientering av støttelister er funnet gunstig i 0, 80, 178 og 225 grader fra skjær. Lesjöfors fjærskiver under støttelistene ble benyttet til å sikre god pasning. Simuleringer i Ansys fant fem gunstige opplagringspunkter mellom borstang og arbeidsstykke basert på modalanalyse. Etter å ha plassert to opplagringspunkter basert på geometriske begrensninger ble ytterligere tre opplagringspunkter plassert i lokale maksimale utbøyinger for første svingemode langs borstangen. Opplagringspunktene befinner seg i en avstand 330, 500, 690, 810 og 1000 mm fra borstangens innspenning. Basert på resultater fra simuleringer er det blitt konstruert en forenklet prototyp av borstang. FRF-målinger av prototyp viser at første egenfrekvens har økt fra 16Hz til 100Hz ved opplagring med støttelister. Denne frekvensøkningen dokumenterer en vesentlig økning i verktøyets stivhet. Stivheten til verktøyet avhenger av stivheten til arbeidsstykket som den er opplagret i. Med flere briller til opplagring og avstiving av arbeidsstykket ville trolig egenfrekvens til verktøyet steget ytterligere. Simuleringer viser at torsjonskritisk turtall har økt med 40Hz med differensiell plassering av støttelister sammenlignet med glideflate 360 grader rundt periferien. Opplagring med støttelister har et tap på 25 % sammenlignet med ideell innspenning av borstang med samme overheng. Rapporten konkluderer at med plasseringen av fem opplagringspunkt mellom borstang og arbeidsstykke legger til rette for at demper kan tilpasses og borstangens funksjonelle lengde kan økes fra 14 til 30 ganger egen diameter.

Summary

The master thesis presents a design of a boring bar for chamber boring, combining bearing between the boring bar and the rotating workpiece with a damper inside the free end of the boring bar.

Internal chamber boring for big overhangs causes many challenges. This is due to the occurring moment and vibration induced in the cutting edge when machining. Sandvik Teeness AS specializes in damped tools, advertised worldwide under the name Silent Tools. The company is well known for its applications, time efficient production and cost saving possibilities. This is achieved by having a passive damper inside the boring bar, as close to the cutting-edge as possible, where the amplitude of the oscillation is at its maximum. The damper consists of a heavy tuning body suspended in two rubber bushes. The space between the tuning body and the inner walls of the boring bar is filled with a special liquid. If vibration arise during machining the dampener will react against radial movement, and the kinetic energy will be absorbed, minimizing vibration. The damper offers great advantages for flexibility when machining compared to competitors solutions. A solid undamped boring in steel bar can machine up to four time its diameter. A damped boring bar in steel have a functional length up to 14 time the diameter of the boring bar. Sandvik Teeness AS wants to see the possibilities for combining their damper with one or several bearings between boring bar and the rotating work piece that is being machined. The success of a combined application is thought to give new possibilities for tool geometry and time efficient production on longer overhangs. This report presents a prototype with the combined application. A literary study on different bearing solutions has been conducted and a solution with supporting pads has shown to show the greatest potential for this type of application. The supporting pads are rectangular, 10×30 mm, with a curved surface in contact with the predrilled hole in the workpiece. The given task is to make a tool for machining a chamber inside a jet engine shaft. The chamber is 500 mm long and is located 1000 mm inside the shaft. The diameter of the pre-drilled hole in the shaft is 55 mm wide. The prototype consists of a boring bar with a diameter 50 mm and a functional length for machining of 1500 mm. This equals a functional length of the boring bar to be 30 times its diameter. Modal analysis found five ideal bearing positions. An overhang of 10 times the diameter from the cutting edge to the closest bearing secures the possibility for making one smooth surface when doing the chamber boring. Five bearing positions was selected based on results from modal analysis with a goal to increase the first eigenfrequency of the boring bar. The five bearing positions are located 330 mm, 500 mm, 690 mm, 810 mm and 1000 mm from the rigidly clamped end of the boring bar. In every bearing position 4 support pads in placed in a differential orientation around the periphery of the boring bar to balance the resultant cutting force and minimize chatter vibration. The orientation of the support pads around the periphery is 0, 80, 178 and 225 degrees from the cutting edge. A physical prototype has been made and a Frequency Response Function Test (FRF) has been executed with the tool inside a premade workpiece clamped in a lathe. The FRF was done by placing an accelerometer to the static system and inducing vibrations with an impact hammer. The accelerometer registers the movements of the boring bar and returns a graph with an amplitude and frequency. The FRF show good correlations with the simulated boring bar and workpiece.

The report states that with the combined application there are potential for increasing the functional length of the boring bar from 14 times the diameter to 30 times the diameter of the boring bar. With the increased stiffness to the boring bar, it is possible to tune a passive damper.

Innholdsfortegnelse

FORORD	I
SAMMENDRAG	III
SUMMARY	V
INNHALDSFORTEGNELSE	VII
1 INNLEDNING	1
1.1 BAKGRUNN	1
1.1.1 Sandvik Teeness AS	1
1.1.2 Innvendig bearbeiding	1
1.1.3 Prinsippet til Sandvik Teeness AS passive demper	3
1.2 PROBLEMSTILLING	3
1.3 MÅLSETNINGER OG BEGRENSNINGER	4
1.4 TIDS OG ARBEIDSPPLAN MED MILEPÆLER	4
1.5 METODEBRUK OG LØSNINGSVERKTØY	5
1.5.1 Utviklingsverktøy	5
1.5.2 Programvare	5
1.6 KVALITETSSIKRING	5
1.7 SYMBOLER OG ENHETER	6
1.8 TERMINOLOGI	7
2 BESKRIVELSER	9
2.1 KRAVSPESIFIKASJONER	9
2.2 KAMMERBORINGPROSESSEN	9
2.2.1 Radiell bevegelse av skjæret i kammerboring prosessen	9
2.2.2 Opplagring av borstang inne i arbeidsstykket	10
2.2.3 Oppbygning Sandvik Teeness AS passive demper	11
2.2.4 Kjølevæsketilførsel og betydning av sponstørrelse under maskinering	12
2.2.5 Innspenning i dreiebenk	12
2.3 KONSEPTDRØFTING	13
2.3.1 Opplagringskonsept	13
2.3.2 Valg av konsept	15
2.4 FORMGIVING OG DESIGN	17
3 GRUNNLAGSBEREGNINGER	21

3.1	BEREGNINGSMODELL MED BELASTNINGER	21
3.2	DYNAMISKE BELASTNINGER	23
3.2.1	<i>Bøyekritiske turtall</i>	26
3.2.2	<i>Torsjonskritisk turtall</i>	28
4	PLASSERING AV OPPLAGER - UTVIKLING AV TEST MATRISE	29
4.1	SKJÆRPROSESSEN OG DEMPERS VIRKEOMRÅDE	29
4.2	DIMENSJONERING ETTER MODAL ANALYSE – PRESENTASJON AV TEST MATRISE	30
5	STRUKTURANALYSE I ANSYS APDL	32
5.1	PRE-ANALYSE	32
5.2	STATISK ANALYSE I ANSYS APDL	32
5.3	MODALANALYSE I ANSYS APDL	34
5.3.1	<i>Utkraget borstang</i>	36
5.3.2	<i>Utkraget borstang med to opplagringer</i>	36
5.3.3	<i>Utkraget borstang med tre opplagringer</i>	37
5.3.4	<i>Utkraget borstang med fire opplagringer</i>	37
5.3.5	<i>Gunstige opplagringspunkter gitt av modal analyse</i>	39
6	STRUKTUROPTIMERING I ANSYS MECHANICAL	40
6.1	ELASTISK FLATESTIVHET	40
6.2	SIMULERINGER I MECHANICAL	40
6.3	RESULTATTOLKNING	42
7	UTVIKLING AV PROTOTYP	47
7.1	FORENKLINGER	47
7.2	KOMPONENTER	47
7.3	SAMMENSTILLING	48
7.4	SIMULERING PROTOTYP	49
7.4.1	<i>Simuleringsparametre</i>	49
7.4.2	<i>Resultater</i>	50
7.5	KONSTRUKSJON AV PROTOTYP	53
8	TEST AV PROTOTYP	55
8.1	FORSØKSOPPSETT	55
8.2	RESULTATER	57
8.2.1	<i>Utkraget borstang 30 x Diameter</i>	57
8.2.2	<i>Verktøy i startposisjon</i>	58

8.2.3	<i>Verktøy i sluttposisjon</i>	63
8.2.4	<i>Tap i opplagring med støttelister VS ideell innspenning i dreibenk</i>	66
8.2.5	<i>Maksimal måling av egenfrekvens borstang:</i>	68
8.2.6	<i>FRF-måling av referanseborstang med slag i horisontal og vertikal retning.</i>	68
9	VERIFISERING AV SIMULERING	69
9.1	SAMMENLIGNING AV FRF-MÅLINGER MED SIMULERINGSDATA	69
9.2	REVIDERING AV SIMULERING	70
10	PRESENTASJON AV PROTOTYP	71
10.1	VISUALISERING	71
10.2	FORBEDRINGER.....	71
11	DISKUSJON	72
11.1	BEGRENSNINGER	72
11.2	BEREGNINGER OG ANTAGELSER	72
11.3	AVVIK SIMULERINGER OG TEST AV FYSISK PROTOTYP.....	73
12	KONKLUSJON OG ANBEFALINGER	74
12.1	KONKLUSJON OG ANBEFALINGER.....	74
12.2	VIDERE ARBEID	75
13	BIBLIOGRAFI	76
14	VEDLEGG	80

1 INNLEDNING

Dette kapitlet introduserer emnet for oppgaven og beskriver dyphulls- maskineringsprosessen. En problemstilling er blitt formulert, etterfulgt av hovedmål og delmål som vil svare til hensikten med studien. Det er satt begrensninger for å gjøre studiet gjennomførbart. Kapitlet avsluttes med presentasjon av tids- og arbeidsplan, metode- og løsningsverktøy, kvalitetssikring, symboler og terminologi/definisjoner.

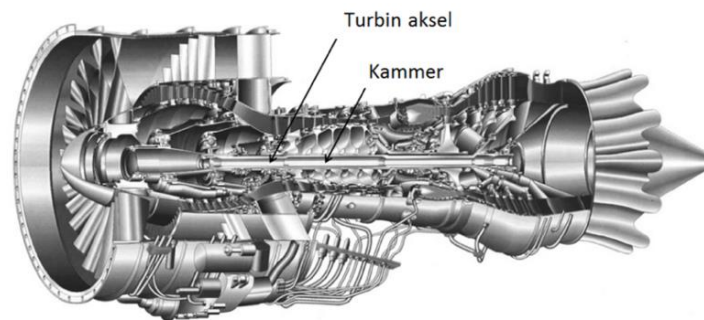
1.1 Bakgrunn

1.1.1 Sandvik Teeness AS

I tilvirkning av komponenter med dype hull eller borer (»dyphullsmaskinering» eller eng. »*deep hole machining*») er verktøy stabilitet avgjørende for et godt resultat. Dempede borstenger – verktøyholdere er et alternativ for å lykkes, og Sandvik Teeness AS er utvikler og produserer slike verktøy under varemerket Silent Tools.

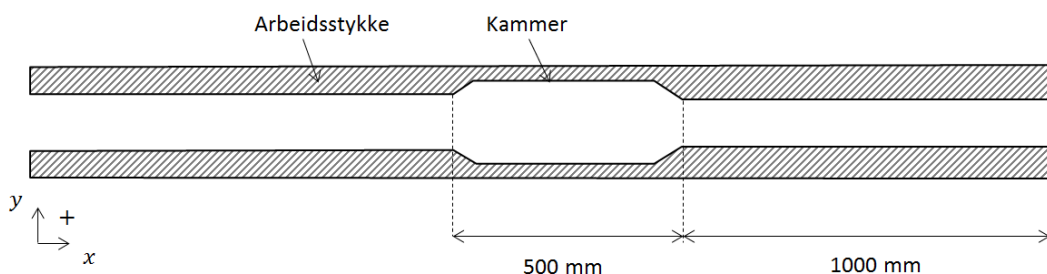
1.1.2 Innvendig bearbeiding

Verktøyet som skal utvikles i dette oppdraget skal benyttes til innvendig maskinering i en turbinaksel. Turbinakselen (eng. turbine shaft) går i senter av alle jetmotorer. Rotorbladene og kompressorene er opplagret i turbinakselen. Turbin aksler blir stadig slankere som setter nye krav til verktøyene som skal maskinere dem innvendig.



Figur 1: Jetflyturbin med aksel i senter [1].

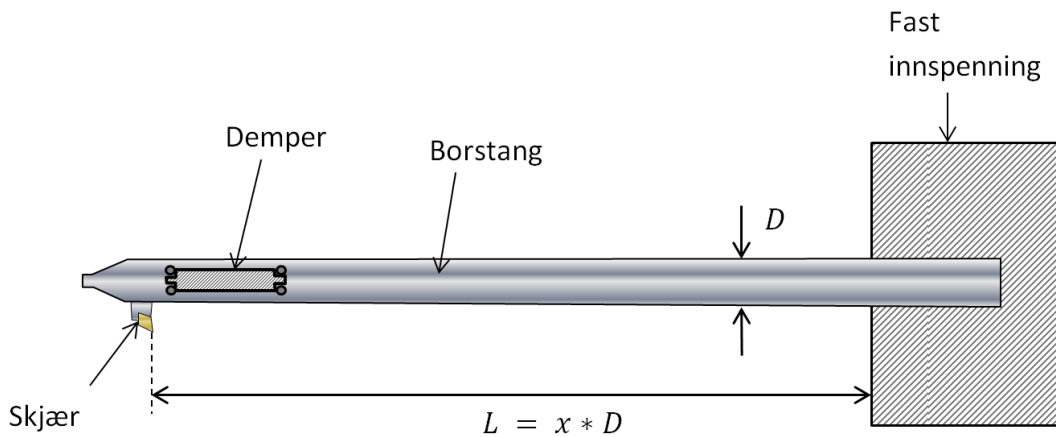
Turbinakselen vil bli referert til som arbeidsstykke i denne rapporten. Arbeidsstykket er formet som en sylinder. Kammeret som skal maskineres er 500 mm langt og befinner seg 1000 mm inne i arbeidsstykket. 1000 mm vil være korteste avstand fra inngangshullet.



Figur 2: Tverrsnitt av arbeidsstykke med kammer som skal maskineres.

Prosessen kalles *kammerboring* (eng. »*chamber boring*» eller »*bottle boring*» avhengig av produsent [2, 3]) og kjennetegnes av at profilen som skal maskineres er større enn inngangshullet i arbeidsstykket.

Borstengene til Sandvik Teeness AS kan forenklet ses på som en *utkraget bjelke*. Den er fast innspent i den ene enden. I den frie enden av borstangen er skjæret plassert:

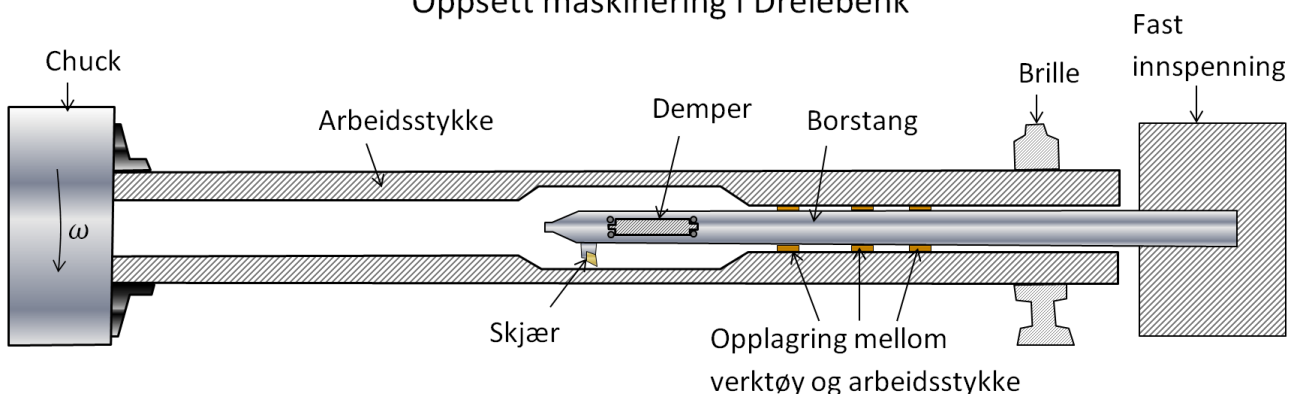


Figur 3: Fast innspent borstang.

Arbeidsstykket som skal maskineres er innspent i chuck og støttet med brille i dreiebenk. Arbeidsstykket roteres i ønsket hastighet under maskinering. Bevegelse av borstangens skjær i radiell retning bestemmer hvor dypt kutt som tas i det roterende arbeidsstykke. Ved lange overheng øker utbøyning av borstang og faren for skadelige svingninger. Demper som er plassert i borstangens frie ende motvirker disse skadelige svingningene. Borstenger i stål, uten demper, kan ha fri lengde opp til 4 ganger egen diameter uten at det gir vibrasjonsproblem i maskinering. Standard dempet borstang kan ha funksjonell lengde opp til 14 ganger egen diameter.

Oppgaven tar for seg verktøy som skal maskinere på 30 ganger egen diameter. På 30 ganger diameter er de skadelige svingningene for store til at demper alene klarer å utligne dem. Ved opplagring av borstangen i det roterende arbeidsstykke som maskineres minker lengden på den frie enden og stivheten til borstanga øker. Målet er å finne gunstige plasseringer av et eller flere opplagringspunkter som gjør at borstangens stivhet øker tilstrekkelig til at demper kan benyttes i borstangens frie ende.

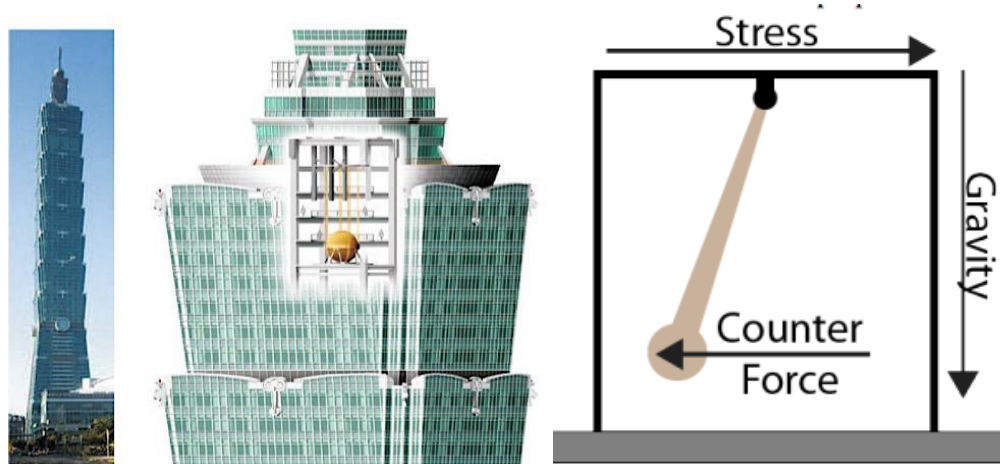
Oppsett maskinering i Dreiebenk



Figur 4: Illustrasjon kombinert løsning med opplagring og demper inne i arbeidsstykket.

1.1.3 Prinsippet til Sandvik Teeness AS passive demper

Demperteknologien Sandvik Teeness AS benytter seg av, bygger på prinsippene til den dynamiske vibrasjonsdemper (eng. Dynamic Vibration Absorber (DVA) eller Tuned Mass Damper (TMD)) som ble oppfunnet av Frahm i 1909 til å redusere rullebevegelse i skip og vibrasjoner i skroget [4, 5]. Prinsippet bygger på ideen om å overføre kinetisk energi fra det vibrerende systemet til en riktig tilpasset og spesial designet oscillator, hvor den forsvinner. Den underliggende teorien ble utviklet av Ormondroyd og Den Hartog i 1928 [5].



Figur 5: Dynamisk vibrasjonsdemper i Taipei 101 bygning (509 m). Demperen består av en 730 tonns stålkule hengende etter fire stålvaiere ned fire etasjer [5, 6].

Den 730 tonns tunge stålkula som er plassert i toppen av skyskraperen Taipei 101 i Japan er et eksempel på en slik *passiv demper* som skal drepe uønskede svingninger i skyskraperen påført av ytre krefter som vind, trafikk og jordskjelv [5]. Når skyskraperen blir påført en kraft og begynner å svinge vil den sette stålkula i bevegelse. Stålkula henger fra 4 stålvaiere og har en rekke hydrauliske stempel som bremser kulas akselerasjoner. Riktig tilpasning av de hydrauliske stemplene gjør at når kula settes i bevegelse vil den svinge ut av fase med svingningene til skyskraperen [4]. Når skyskraper blir tvunget til høyre av påførte ytre krefter vil stålkula tvinge skyskraperen til venstre. Tilpasses frekvensene og amplituden for stålkula og skyskraperen til å være tilnærmet identiske resulterer det i at når skyskraper blir påført en ytre kraft vil stålkula påføre en like stor og motsatt rettet kraft på skyskraperen. Dette gjør at den horisontale forskyvningen av skyskraperen blir tilnærmet lik null.

1.2 Problemstilling

Presentere et forslag til dimensjonering og design av et verktøy for kammerboring som kombinerer opplagring mellom borstang og roterende arbeidsstykke med demper inne i borstangas frie ende.

Hypotese: Plassering av opplagringspunkter i de største lokale utbøyningene til den første svingemode vil øke stivheten til borstangen.

Mål: Øke første egenfrekvens til over 80 Hz ved hjelp av opplagring langs borstang. Plassere opplagring slik at de største utbøyningene til svingemode 1 og 2 finner sted i borstangas frie ende, hvor demper befinner seg.

1.3 Målsetninger og begrensninger

Hovedmål:

Gjennomføre en analyse av belastninger som virker på borstang med tanke på nedbøying og egenfrekvenser, og foreslå en forbedret konstruksjon som gir ønsket stivhet til systemet. Designe en prototyp med størst mulig overheng mellom skjær og nærmeste opplagring og rapportere hvert skritt i prosessen.

Delmål:

- Litteraturstudie på ulike typer opplagringer aktuelle å bruke mellom borstang og arbeidsstykke.
- Simulering av hvordan stivheten til systemet påvirkes ved forskjellige opplagringposisjoner.
- Bestemme gunstige plasseringer av et eller flere opplager
- Konstruksjon av forenklet prototyp av nytt konsept.
- Test av relevante egenskaper til fysisk prototyp og sammenligne med simuleringer.

Begrensninger:

- Borstangens diameter er satt til **50 mm**
- Overhengslengde fra nærmeste opplagringpunkt til skjær er lik 10 ganger borstangens egen diameter slik at det kan gis en sømløs overflate på kammerboringen.
- Borstangen starter innerst i et allerede forboret hull og blir trukket ut, slik at opplagringene er inne i arbeidsstykket ved start.
- Det blir antatt at det er sikret rom til spon når man jobber seg utover.
- Prototyp vil være forenklet og ha visse mangler fra fullverdig verktøy.
- Det vil ikke bli utført noen strømningsanalyser på tilførsel av kjølevæske.
- Forskjellige materialer i borstangen vil ikke bli testet.
- Forskjellig tverrsnitt på borstangen vil ikke bli testet.
- Utmattingsberegninger vil ikke bli utført.
- Det vil ikke bli utført økonomiske kalkyler.
- Det antas at demper vil drepe svingninger fra første egenfrekvens om frekvensen er større enn 80Hz, tilstrekkelig til at svingningene ikke ødelegger maskinert overflate.
- Skjærkrefter vil bli forenklet og sett på som en punktlast på 1000 N i borstangens frie ende.

1.4 Tids og arbeidsplan med milepæler

En arbeidsplan med milepæler basert på delmålene i kapittel 1.3 ble satt opp (se Vedlegg 1). Tidsbegrensningen på rapporten ble satt til 13. Mai, da dette var siste virkedag før innleveringsfrist 18. Mai 2016.

1.5 Metodebruk og løsningsverktøy

1.5.1 Utviklingsverktøy

Pugh:

Pughs metode [7] er et verktøy for å vurdere ulike alternativer i utviklingsprosessen opp mot hverandre. Metoden går ut på å vekte kriterier til de ulike konseptene i en utvalgsmatrise. Vanligvis blir konseptene vurdert ut i fra om de stiller sterkere, svakere eller likt som en referanse (+/-/=). Har man ikke en referanse vurderes konseptene relativt til hverandre og hvorvidt de oppfyller kriteriene bedre eller dårligere enn konkurrerende konsepter. Summasjon av poeng gitt i matrisen gir en pekepinn på hvilke konsept det vil være hensiktsmessig å satse på videre i utviklingen.

En styrke med Pughs metode er at den kan ta inn mange ulike kriterier og på den måten sikrer man en mer objektiv og pålitelig vurdering av konsept som blir valgt.

1.5.2 Programvare

- Siemens NX 8.5: 3D-modellering.
- Ansys 14.5 APDL: FEM-analyse
- Ansys Mechanical 14.5: FEM-analyse
- Sandvik Teeness AS: SilentFRFutv – Frequency Response Function-test program
- MATLAB_R2015b
- Openproject – Gantt-skjema
- Word 2010
- Excel 2010
- Inkscape

1.6 Kvalitetssikring

Rapporten:

Rapportens innhold og relevans er blitt gjennomgått kontinuerlig og før levering er rapporten blitt gjennomgått med oppdragsgiver. Det er gjennomført språkvask. Referanser, tabellnummer, figurnummer, formelnummer og sidetall er sjekket to ganger. Utrekninger er blitt sjekket to ganger og det er blitt kontrollert at alle symboler er kommet med i symbolisten.

Produkt:

- Kravspesifikasjonene er blitt diskuteres og tolket i samråd med oppdragsgiver.
- Resultater fra simuleringer er sammenlignet med håndberegninger.
- Foreslåtte innkjøpte materialer/deler har nødvendige godkjenninger og sertifikater.
- Resultater fra FRF-målinger på fysisk prototyp er blitt sammenlignet med simuleringer og det er foreslått revideringer av simuleringsparametere for å optimalisere simulering.
- Prototype skal testes før den settes i produksjon.



1.7 Symboler og enheter

Tabell 1: Symboler og enheter brukt i oppgaven:

Symbol	Betydning	Enhet
A	Areal	mm^2
d	Diameter	mm
r	Radius	mm
E	E-modul	Pa
F	Kraft	N
G	Skjærmodul	Pa
m	Masse	kg
ρ	Tetthet	kg/mm^3
I	Annet arealmoment	mm^4
L	Lengde	mm
M	Moment	Nm
n	Omdreining	$omdr/min$
ν	Poisson's Ratio	Forholdstall/dimensjonsløst
W	Tverrsnittsmodul	mm^3
δ	Deformasjon	mm
σ	Spenning	N/mm^2
γ	Viskositet	$Pa - s$
R_s	Normalkraft	N
b	Bredde	mm
k	Fjærkonstant	N/mm
<i>flatestivhet</i>	Elastisk flatestivhet	N/mm^3
f_n	Mating	mm/r
AP	Kuttdybde	mm
$k_{c0,4}$	Kraft ved mating 0,4 mm/r	N/mm^2
m_c	Materialkonstant	Forholdstall/dimensjonsløst
KAPR	Angrepsvinkel til skjær	$^\circ$
ω	Frekvens	rad/s
f	Frekvens	Hz
ξ	Dempingsfaktor	Forholdstall/dimensjonsløst
ε	Forholdstall demper	Forholdstall/dimensjonsløst

Fortsettelse Tabell 1: Symboler og enheter brukt i oppgaven

Symbol	Betydning	Enhet
Q	Optimalisering demping	Forholdstall/dimensjonsløst
x	Lengde	mm
ψ	Equal Peak design	Forholdstall/dimensjonsløst
c	Dempekonstant	Forholdstall/dimensjonsløst

1.8 Terminologi

Tabell 2: Uttrykk med definisjon:

Uttrykk	Definisjon
Dyphullsmaskinering	Samlebetegnelse for sponfraskillende bearbeiding hvor man har et stort overheng fra skjær til innspenning av borstang.
Båndbredde	Passiv dempers funksjonelle frekvensområde
Borstang	Slank sylindrisk verktøystang med et eller flere skjær
Arbeidsstykke	Emnet som skal maskineres.
Chamber boring/ bottle boring	Kjennetegnes av at inngangshullet er mindre enn profilen som skal maskineres inne i arbeidsstykke.
Stivt legeme	Et objekt som motsetter seg deformasjon og ønsker å holde avstanden mellom masseelementene konstant.
E-modul	Elastisitetsmodulen eller Youngs modul er forholdet mellom fasthet og forlengelse. E-modulen beskriver materialets motstandsevne mot elastisk deformasjon. Verdien angir hvor stivt materialet er og er kjent som fjærkonstanten til materialet.
Elastisk deformasjon	Materialet går tilbake til sin opprinnelige form etter å ha opplevd en belastning.
Plastisk deformasjon	Materialet har opplevd en belastning av en slik størrelse at det ikke vil gå tilbake til sin opprinnelige form.
Mode	Når en konstruksjon blir indusert en frekvens som gir resonans i strukturen kalles denne frekvensen gjerne for mode eller kritisk frekvens.
Modeform	Svingemønster for et bestemt kritisk turtall.



Fortsettelse Tabell 2: Uttrykk med definisjon

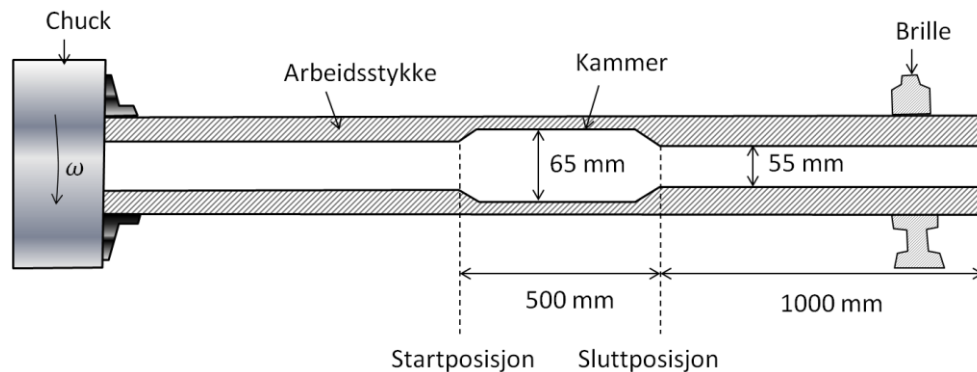
Uttrykk	Definisjon
Poisson's Ratio	Forholdet mellom tykkelse og lengde for et materiale før sammenlignet med når det opplever en strekk eller trykk-kraft. $\nu = \frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}}$, hvor: $\epsilon_{long} = \frac{\delta}{L}$, $\epsilon_{lat} = \frac{\delta}{r}$
Resonans	Når et system opplever en ytre kraft som gjør at systemets svingningsamplitude, akselerasjon og energi øker kraftig.
Skjærleie	Nedfresing i borstang til plassering av skjær/støttelist
Passiv demper	Demper bestående av en tung masse og fjærende opplagring. Ingen elektronikk.
Aktiv demper	Demper med aktuator som regulerer svingningene til dempermasse
Chuck	Innspenning i dreiebenk. Chuck roter emnet som maskineres.
Brille	Opplagringspunkt i dreiebenk til støtte av roterende emner.
Utkraget bjelke	Bjelke som er fast innspent i den ene enden.
Styrestang	Stang til Mekanisk styring av skjærets radielle posisjon.
Utmattingsbrudd	Brudd forårsaket av gradvis svekkelse av tverrsnittet i et materiale.
Induksjonsherding	Overfalteherding av metall.
Funksjonell lengde	Avstand mellom innspenning borstang og skjærspiss.
Overhengslengde	Avstand mellom nærmeste opplagring og skjærspiss.
Stegvis maskinering	Kammerboring i steg. Lengde på steg gitt av overheng mellom skjær og første opplagring.
Periferisk skjær	Skjær plassert i periferien av borstang
Polygonal profil	Dannelse av femkantet profil under maskinering grunnet svingninger.
Rifling marks	Dannelse av spor i maskinert overflate pga. svingninger.
Støttelist	Glideflate hardmetall, rektangulære m avrundet overflate
Slaglengde	Frigangen til dempermasse. Avgjør hvor store svingninger dempermassen kan motvirke.
Hvit støy	Blanding av alle mulige frekvenser

2 BESKRIVELSER

I dette kapitlet vil kravspesifikasjoner og kammerboringprosessen bli presentert. Det er utført et litteraturstudie på egnede glideflater og ulike løsninger for å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke. Basert på litteraturstudiet er formgivning og design på opplagring mellom borstang og arbeidsstykke blitt besluttet.

2.1 Kravspesifikasjoner

Figur 6 er en forenklet illustrasjon av profilen som skal maskineres. Denne setter grenser for diameter og lengde på borstang.



Figur 6: Illustrasjon tverrsnitt ønsket profil med start og sluttposisjon for skjær ved maskinering.

Det er flere kritiske punkter man ønsker å finne ut:

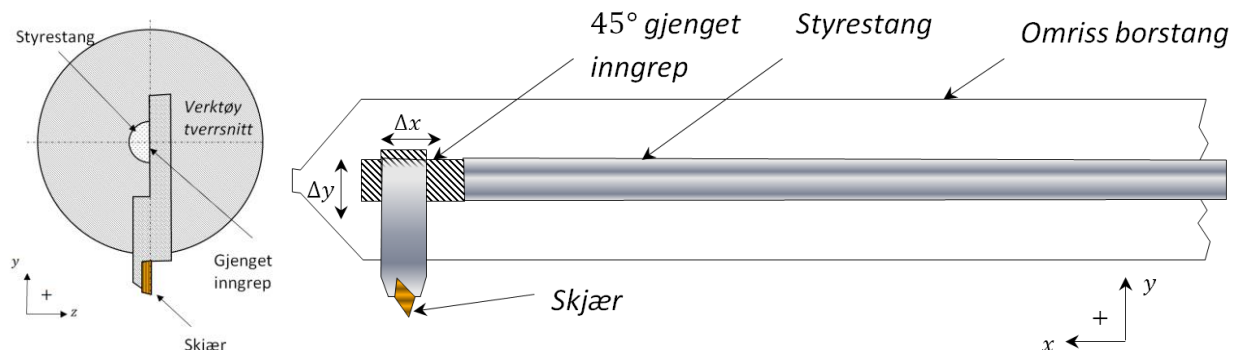
- Antall opplagringspunkter mellom borstang og arbeidsstykke, og deres plassering
- Hvilken type opplagring
- Form og design på opplagring

I dette kapitlet vil de to nederste punktene bli undersøkt.

2.2 Kammerboringprosessen

I dette avsnittet vil kammerboringprosessen bli presentert.

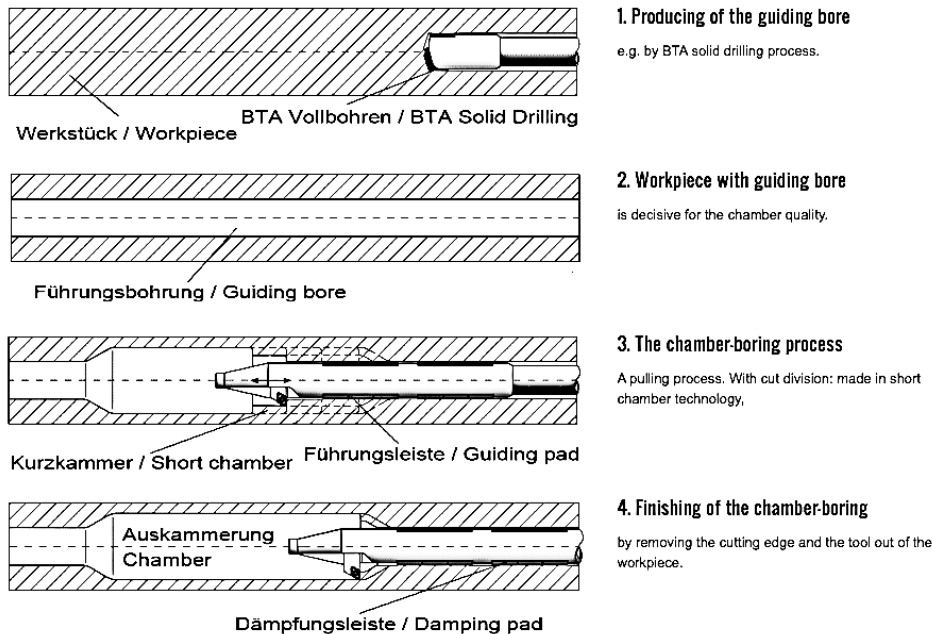
2.2.1 Radiell bevegelse av skjæret i kammerboring prosessen



Figur 7: Illustrasjon styrestang og radiell bevegelse av skjær

Radiell bevegelse av skjær kan drives med hydraulikk eller utføres mekanisk. En mekanisk løsning er illustrert i figur 7 med en styrestang som føres inn og ut. Styrestangen har gjenget

inngrep med innfestning til skjær. Inngrepet gjør at når stag presses ut Δx i aksial retning vil skjæret bevege seg i en avstand Δy i vertikal retning avhengig av vinkel på føringen. Når styrestang trekkes tilbake vil skjær trekke seg inn. CNC-maskiner styrer skjæret inn og ut av borstang for å oppnå ønsket profil. Verktøyene brukt til kammerboring er ofte spesiallaget for bestemt arbeidsstykke og profil [8].

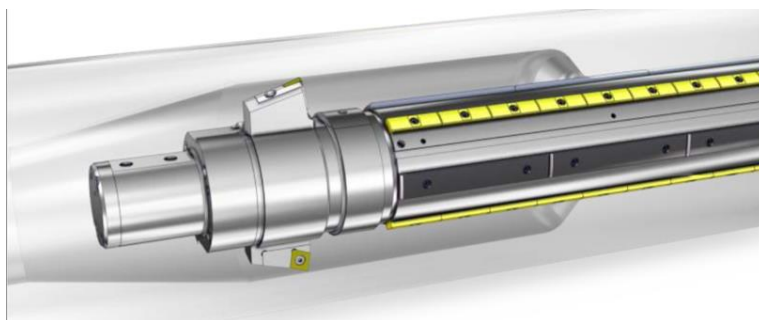


Figur 8: Prosesstrinn for innvendig bearbeiding [3].

Kammerboring kjennetegnes av 4 prosesstrinn [3]. 1) Boring av gjennomgående hull i arbeidsstykke. 2) Mulig finmaskinering av gjennomgående hull. 3) Verktøy for kammerboring starter innerst i arbeidsstykket og blir *stegvis* dratt utover. Slik oppnår man opplagring av borstang mot forboret hull og det blir kontinuerlig gitt rom til spon. 4) Fullføring av profilen.

2.2.2 Opplagring av borstang inne i arbeidsstykket

Det finnes flere løsninger på opplagring av borstang i roterende arbeidsstykke. Opplagringen består ofte av støttelister i hardmetall i kombinasjon med støttelister i gummi [3] [8] [9].



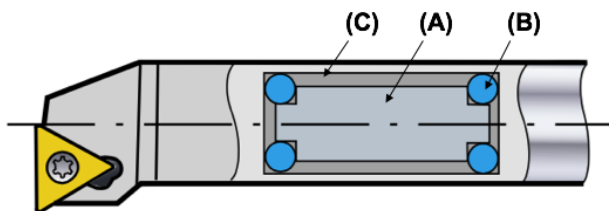
Figur 9: Illustrasjon opplagring nær skjær. Kombinasjon av støttelister i hardmetall (gul farge) og støttelister i gummi (svart farge) [9].

Opplagring i nærhet av skjær tilnærmet eliminerer utbøyingen av borstang og sørger for at induerte vibrasjoner i skjær ikke virker skadelig på maskineringen. Denne type opplagring muliggjør maskinering på overheng opp til 100 ganger borstangens egen diameter. Opplagringen er avhengig av å ha diameteren til det forborede hullet å hvile på (se figur 9).

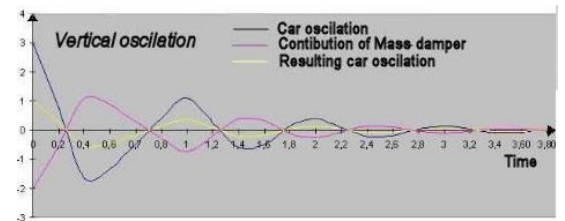
Maksimalt overheng fra opplagring til skjær på et slikt verktøy er mindre enn 4 ganger egen diameter. Skal det maskineres et kammer med større lengde enn dette må det utføres i flere steg og skjøtene mellom stegene øker faren for utmattingsbrudd. Det er derfor ønskelig med et overheng fra nærmeste opplagring til skjær lik bearbeidingslengden. Et slikt overheng tillater at hele lengden kan maskineres i et steg. Da oppnår man også en sømløs overflate.

2.2.3 Oppbygning Sandvik Teeness AS passive demper

Under maskinering blir det indusert en blanding av alle frekvenser i skjæret. En løsning på å drepe disse vibrasjonene er å montere en demper inne i borstanga så nære skjæret som mulig. Det finnes utallige varianter og patenter på slike løsninger. Demperne blir ofte klassifisert etter om de er passive eller aktive. De aktive demperne blir styrt av elektronikk og kan endre sitt virkeområde til en viss grad under maskineringsprosessen [5]. De passive demperne kjennetegnes av at de er tilpasset til å eliminere vibrasjoner på en bestemt frekvens, borstangens første egenfrekvens [10].

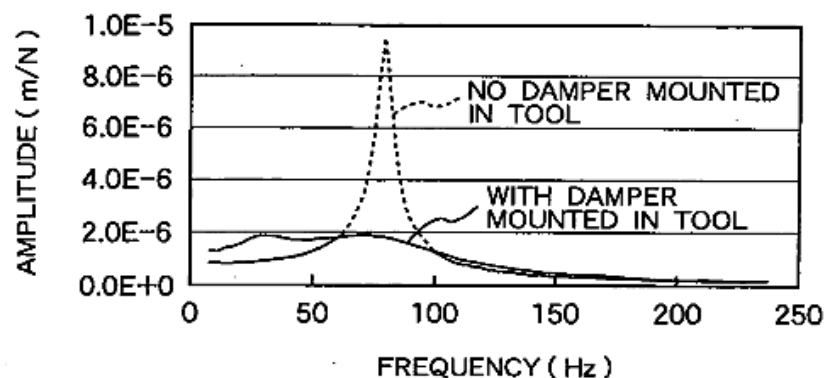


Figur 10: Oppbygning passiv demper [11]



Figur 11: Riktig tilpasset demper dreper skadelige svingninger. Her fra formel 1 bil [12]

Figur 10 viser illustrasjon av Sandvik Teeness AS passive demper. Demperen består av A) tung masse, B) Elastisk opplagring (gummipakning) C) Olje og gass blanding som ligger rundt og omslutter massen. Riktig valg av masse, gummikvalitet og olje/gass blanding for demper sikrer at olje/gassblandingen omgjør bevegelsesenergi fra den tunge massen til varme energi og dreper derfor resonans. I senter av den tunge massen (A) er det en utboring for tilførsel av kjølevæske til skjær og eventuelt styrestang til skjæret [13, 14]. Figur 11 viser hvordan en riktig tilpasset passiv demper dreper uønskede svingninger.

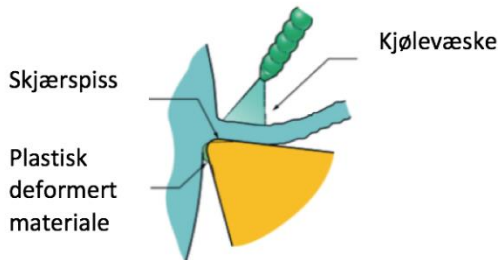


Figur 12: Utbøyning med og uten demper [15].

Figur 12 viser hvordan riktig tunet demper minimerer utbøyningen til borstang ved første egenfrekvens. Demperen dreper induserte vibrasjoner som ellers ville ført til resonans i borstangen. Dette resulterer i økt kvalitet på maskineringen. En dempet borstang tillater mulighet for å maskinere med større kuttdybde enn en udempet borstang på grunn av at demper motvirker de skadelige frekvensene som blir indusert i skjær og holder systemet stabilt.

2.2.4 Kjølevæsketilførsel og betydning av sponstørrelse under maskinering

En eller flere høytrykkstråler med kjølevæske (med opptil 70 bars trykk [16]) minimerer slitasje på skjæret og sikrer rask evakuering av spon. Kjølevæsken holder temperaturen lav. Under høyt trykk kan kjølevæsken i tillegg bidra til å bryte spon. I alle tilfeller flyter spon ut med kjølevæsken slik at man unngår sponrenging og tilstopping. Lang spon kan ellers tvinne seg rundt borstangen og ødelegge produsert flate.

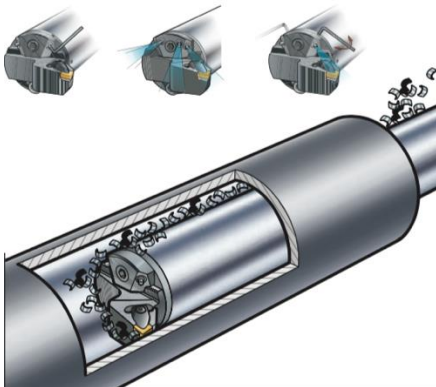


Figur 13: Høytrykkstråle kjølevæske [17]

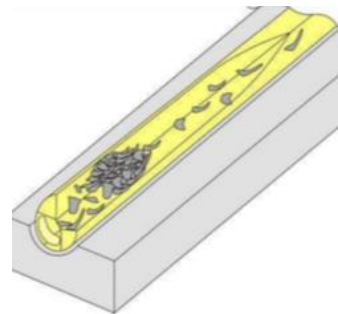


Figur 14: Innvendig dreining med kjølevæske [16]

Spon som trengs seg mellom skjæret og arbeidsstykket kan også forårsake skjærbrudd. Under maskineringen blir spon presset ut mot siden av det roterende arbeidsstykket grunnet sentrifugalkraft. Vekten av mye spon kan føre til ubalanse og ustabilitet av det roterende arbeidsstykke.



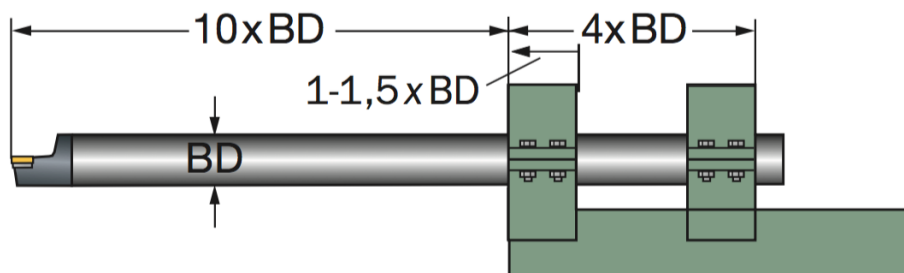
Figur 15: Riktig justering av kjølevæske sikrer effektiv evakuering av spon [16]



Figur 16: Sponstopping [18]

2.2.5 Innspenning i dreiebenk

Anbefalt innspenning i dreiebenk for lange borstenger er 4 ganger diameter [16].



Figur 17: Illustrasjon innspenning av borstang [16]

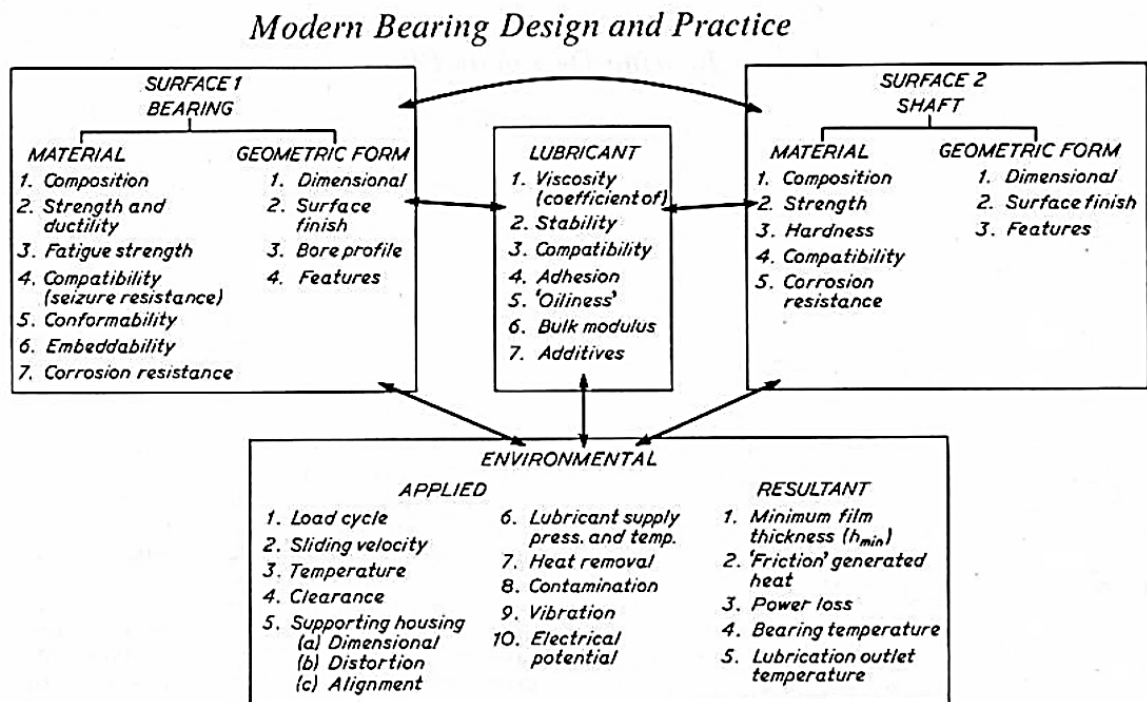
2.3 Konseptdrøfting

I dette avsnittet vil ulike konsept til opplagring mellom borstang og arbeidsstykke

2.3.1 Opplagringskonsept

Sandvik Teeness AS ønsker et opplagerdesign som tillater maksimalt tverrsnitt på borstang. Betydning av størrelsen på tverrsnitt er stor for stivheten til systemet, spesielt ved mindre diametere. Glidelager og pinnelager ble funnet til å være de typene lager som bygger lite. På grunn av at opplagringen opplever bevegelse radielt og aksielt inne i senter av et rotere arbeidsstykke ble pinnelager ansett som lite gunstig.

Et glidelager består av en statisk flate som er i ro og en dynamisk flate i bevegelse. Dimensjoner, hardhet til valgte materialer, overflate, valgt smøremiddel, påkjenninger og miljøet opplagringen befinner seg vil resultere i hvor stor motstand, slitasje og energi som går tapt i opplagringen. Når lager skal designes er det viktig at det oppfyller en rekke krav. Hill et. al. [19] vektet kriteriene vist i figur 18 når opplager skal designes.



Figur 18: Faktorer som må overveies ved lagerdesign [19]

Konkurrenter [8] [9] [3] som benytter opplagring mellom borstang og arbeidsstykke bruker i hovedsak støttelister i hardmetall i kombinasjon med støttelister i gummi som opplagring. Konkurrentene har glideflater mot arbeidsstykket og ikke mot borstang. Dette gir minimal slitasje på borstang og ses på som gunstig, da eventuell slitasje på arbeidsstykket kan utarbeides i det borstanget beveger seg ut av arbeidsstykket.

Opplagerdesign i denne oppgaven vil bestå av å velge egnet materiale på glideflate, og finne løsning for å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke. Til glideflate vil det bli lagt vekt på at materiale skal ha lav friksjonskoeffisient, tåle det kjemiske miljøet og skal ha brukbar levetid og minimalt eller ingen vedlikehold

2.3.1.1 Ulike materialer og design på glideflate

Produktene beskrevet i tabell 3 viser design og materialer på ulike former for glideflater med tilhørende egenskaper.

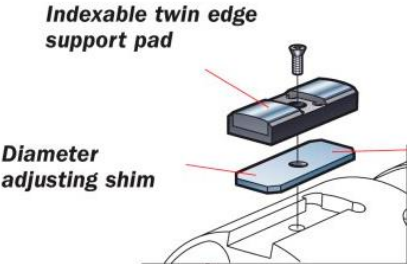
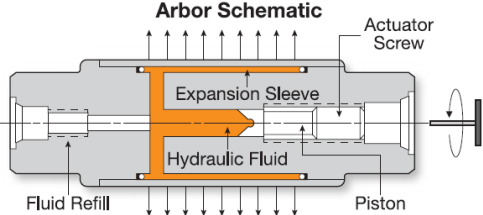
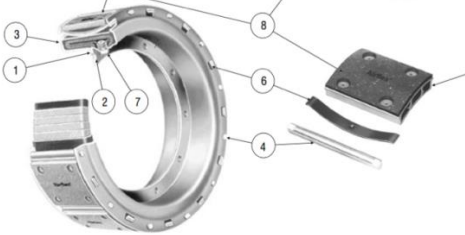
Tabell 3: Mulige materialer og design på glideflate

Produkt	Beskrivelse
 <p>Figur 19: Støttelister til Borhode.</p>	<p>Støttelister til Borhode [16] Materiale: Hardmetall Hastigheter: 70 – 100 m/min Slitasje: Minimal ved hastigheter under 100m/min Friksjonskoeffisient: 0,01-0,1 Belastning: N/A</p>
 <p>Figur 20: Polykrystallinsk diamant [20]</p>	<p>Polykrystallinsk diamant [20] Materiale: Polykrystallinsk diamant Hastigheter: Opp til 6000 rpm Slitasje: 0,01 mm / 1000 timer Friksjonskoeffisient: <0,01 til 0,07 Belastning: 152 MPa</p>
 <p>Figur 21: Metall-polymer kompositt glidelager [21].</p>	<p>Metall-polymer kompositt glidelager [21] Materiale: Metall polymer kompositt Hastigheter: <250 m/min. Slitasje: N/A Friksjonskoeffisient: 0,03 til 0,25 – Kan kjøres tørt og med vann. Vedlikeholdsfritt. Belastning: 140 MPa</p>
 <p>Figur 22: Glideflate i gummi [22]</p>	<p>Glideflate i gummi [22] Formet slik at det dannes en film med vann mellom gummien og den roterende aksel. Brukt til opplagring av propellaksel på store skip. Tilnærmet lik null friksjon. Designet tillater smuss og partikler til å bli skylt bort gjennom egne spor uten å kile seg og skade roterende aksel.</p>
 <p>Figur 23: Hydrodynamisk lager [23].</p>	<p>Hydrodynamisk lager [24, 25, 26] Har konstant tilførsel av vann eller olje som sikrer dannelse av hydrodynamisk film mellom statisk og dynamisk flate. Har stor bæreevne og lang levetid om overflate ikke slites.</p>

2.3.1.2 Konsepter for å sikre god pasning

Det er kritisk med god pasning mellom borstang og arbeidsstykke for å klare å øke egenfrekvensen til borstanga. Det bør derfor være mulighet til å endre diameter på valgt glideflate. Dette kan løses på flere måter. I tabell 4 er det presentert tre ulike løsninger for å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke med beskrivelse.

Tabell 4: Mulige løsninger for å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke

Løsning	Beskrivelse
 <p>Figur 24: Mellomskive (eng. shim) [27].</p>	<p>Mellomskiver [27]</p> <p>Mellomskiver (eng. shims) finnes i forskjellige størrelser og tykkelser, helt nede i 1/100 mm. Mellomskiver gjør det enkelt å bygge ut diameteren slik at ønsket pasning oppnås.</p>
 <p>Figur 25: Hydraulisk balanserende spindel [28].</p>	<p>Hydraulisk balanserende spindel [28, 29]</p> <p>Hydraulikkolje føres gjennom slange i senter av borstanga og presser ut et antall stempler. Det finnes mange forskjellige varianter i forskjellige størrelser.</p>
 <p>Figur 26: Ekspanderende clutch [30].</p>	<p>Ekspanderende clutch [30]</p> <p>Bruker trykkluft til å ekspandere en «felg» som presser friksjonsflater ut mot en overflate. Friksjonsflatene kan byttes ut med glideflater som da presses ut mot arbeidsstykket og sikrer god pasning mellom borstang og arbeidsstykke.</p>

Av de tre produktene presentert i tabell 4 er mellomskiver løsning med lavest kompleksitet.

2.3.2 Valg av konsept

Kreftene som påføres i skjæret kan, noe forenklet, ses på som en punktlast ytterst på borstangen. Valgt materiale på glideflate må tåle påkjenning fra denne krafta og momentet som oppstår. Klassisk opplager teori bygger på at smøremiddel fordeler seg likt på flate i bevegelse og stasjonær flate. Det blir antatt at det vil ligge en hinne med smøremiddel mellom flatene. Denne hinna avhengig av sin fukteevne bidrar til å minske friksjon, slitasje og i ytterste konsekvens fastbrenning. Det er sjelden full valgfrihet, og opplagerdesign blir et kompromiss.

De to flatene som er i kontakt, smøremiddel og miljøet opplageret befinner seg i setter alle begrensninger til lageret slik at det som er igjen av frihet til designeren ofte er begrenset til valg av materiale og geometri [19]. Med miljø menes ytre påkjenninger, rotasjonshastighet, støt, men også urenheter som opplager måtte komme i kontakt med.

Til å drøfte de ulike konseptene presentert i delkapitellene 2.3.1.1 og 2.3.1.2 ble Pughs metode brukt, med vekting +/-/= . Vekting av de ulike glideflatene er gitt basert på spesifikasjoner hentet fra produsent, geometriske begrensninger og kompleksitet.

Følgende kriterier er blitt vektlagt for valg av glideflate:

- Holdbarhet: Hvor lang driftstid har glideflate?
- Friksjon: Lav friksjonskoeffisient betyr mindre varme, slitasje og effekttap.
- Belastning: Tåler gitt glideflate belastningen fra skjærkrefter.
- Hastighet: Hvilken toleranse har glideflate for hastigheter forventet for maskineringen (nedre og øvre grense).
- Kompleksitet: Lav kompleksitet er å foretrekke

Tabell 5: Vekting av ulike glideflater

Kriterier	Ulike glideflater				
	Støttelister til borhode	Polykrystallinsk diamant	Metall-polymer kompositt glidelager	Glideflate i gummi	Hydrodynamisk lager
Holdbarhet	+	+	=	-	=
Friksjon	=	=	=	+	+
Belastning	+	+	-	-	=
Hastighet	+	+	+	=	=
Kompleksitet	+	=	+	=	-
ΣSum	+4	+3	+1	-1	0

Fra tabell 5 er det støttelister til borhode og polykrystallinsk diamant som kommer best ut. En stor fordel for støttelister til borhode er at de er lagd for formålet, og er enkle å montere. Det er usikkerhet rundt holdbarheten til Metall-polymer-kompositt glidelager, Gummilager og Hydrodynamisk lager under maskinering som gjør at de blir ansett som uegnet.

Følgende kriterium er blitt vektlagt for konsept til å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke:

- Kompleksitet: Lav kompleksitet er å foretrekke.
- Geometri: Ønskelig at opplagring stjeler minst mulig av borstangens tverrsnitt
- Belastning: Tåler konseptet belastning fra skjærkrefter.
- Holdbarhet: Hvor robust er løsningen
- Fleksibilitet: Klarer opplagring en stor variasjon i diameter.
- Brukervennlighet: Er det en enkel prosedyre og endre diameter på opplagring.

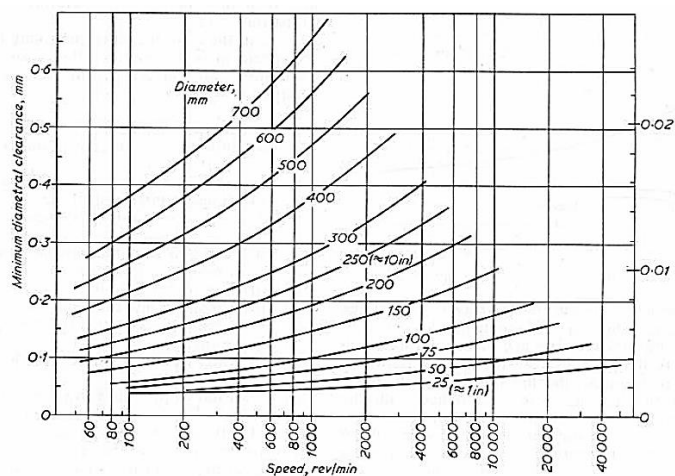
Tabell 6: Vekting av løsning for å sikre god pasning

Kriterier	Ulike løsninger for å sikre god pasning		
	Mellomskiver	Hydraulisk balanserende spindel	Ekspanderende clutch
Kompleksitet	+	-	-
Geometri	+	-	-
Belastning	+	=	-
Holdbarhet	+	=	=
Fleksibilitet	=	+	+
Brukervennlighet	=	+	+
ΣSum	+4	0	-1

Støttelister med mellomskiver er å foretrekke grunnet lav kompleksitet, liten endring av borstangens tverrsnitt og tilstrekkelig brukervennlighet. Ofte er verktøyene for kammerboring spesiallaget for en enkel profil [31] og hydraulikk eller pneumatikk er ikke ansett som nødvendig.

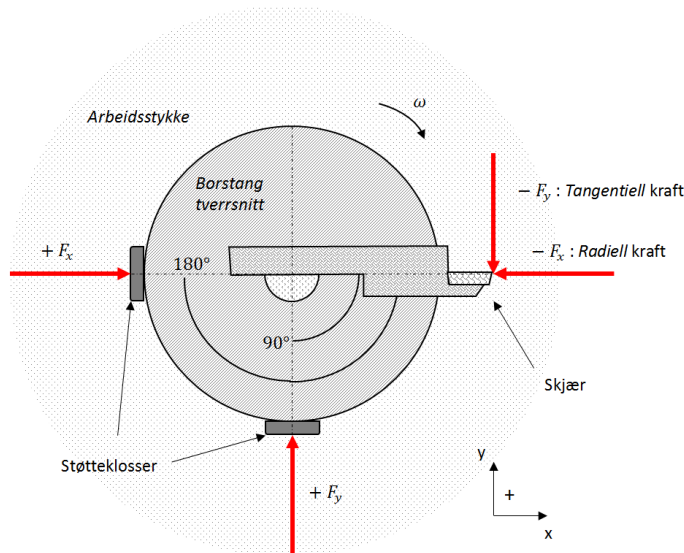
2.4 Formgivning og design

Omdreiningshastigheten til arbeidsstykket vil variere i området mellom 200 og 1500 omdreininger per minutt. Valg av avstand mellom glideflate og statisk flate er ofte basert på tidligere erfaringer og applikasjon. For stor avstand vil minke den kraftbærende evnen til smøremiddelfilmen og for liten avstand vil føre til energitap grunnet friksjon og slitasje på glideflate. Som et utgangspunkt sier Hill et. al. [19] at klaring mellom roterende og statisk flate bør være mellom 0,05 og 0,075 mm for å sikre dannelse av kraftbærende smøremiddelfilm til 50 mm opplager. For applikasjoner som starter fra stillstand vil påkjenning variere når det akselereres opp i hastighet. Variasjon i temperatur må tas hensyn til. Det bør derfor være tilstrekkelig klaring da borstang kan utvide seg under maskinering. I spesielle tilfeller bør det vurderes å forvarme borstang før oppstart inne i arbeidsstykket [19].



Figur 27: Minimum klaring mellom glideflate og statisk flate ved forskjellige omdreiningshastigheter og diameter på opplagring

Richardson og Bhatti [32] Har utført forsøk med slitasje på støttelister ved *dyphullsboring* på verktøy fra BTA Heller (Tyskland) og Sandvik Coromant (Sverige) og kommet fram til at de store friksjonskreftene mellom maskinert hull og støttelister får støttelister til å slites ut på sekunder om ikke smørende middel er til stede. Med god smøring mellom støttelister og kuttflete vil det være liten eller ingen binding mellom flatene. Artikkelen viser til at ved plassering av støttelister i ca. 90 og 180 grader fra skjær balanseres skjærkreftene. Dette vil også være tilfellet ved *kammerboring*, slik figur 28 illustrerer. Kraftene som virker på skjæret virker *radiell* og *tangentiell* retning.



Figur 28: Illustrasjon skjær og opplagerkrefter, $-F_y$: tangentiell kraft, $-F_x$: radiell kraft

Richardson og Bhatti [32] kom fram til at poleringen støttelistene påfører arbeidsstykket som tidligere er blitt sett på som en avsluttende og forbedrende prosess av overflaten, i virkeligheten er en ødeleggende prosess. Det er derfor ønskelig med en slik størrelse på støttelister at man oppnår glidefilm mellom roterende arbeidsstykke og stasjonære støttelister. Osman og Latinovic [33], sitert av Richardson og Bhatti [32] foreslår at for å opprettholde hydrodynamisk film gjelder følgende vilkår:

$$\frac{\gamma b L N}{R_s} > 125 \times 10^{-3} \quad (1)$$

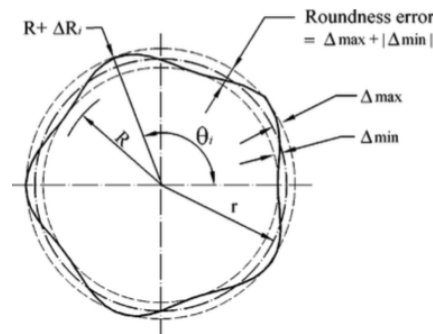
Hvor γ er viskositet, $b = 10\text{mm}$ er bredde til støttelister, $L = 35\text{mm}$ er lengde støttelister, $N = 10\text{rps}$ (600 omdr/min) er omdreiningshastighet og $R_s = 1000\text{N}$ er normalkraften på opplager. Tar vi utgangspunkt i at viskositet til kjølevæske (olje Shell Garia T [32]) blir benyttet er $\gamma = 6,89 \times 10^{-2}\text{ Pa}\cdot\text{s}$. Da kan vi skrive:

$$\frac{6,89 \times 10^{-2} \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 \times 10\text{m} \times 35\text{m} \times 10\text{s}^{-1}}{1000\text{N}} = 0,241 = 241 \times 10^{-3} > 125 \times 10^{-3}, \text{ dvs. OK!}$$

Støttelister på $10\text{mm} \times 35\text{mm}$ virker tilstrekkelig. Legg merke til at kjølevæske med lavere viskositet og maskinering på lavere hastighet kan føre til slitasje på støttelister ved normalkraft på 1000N .

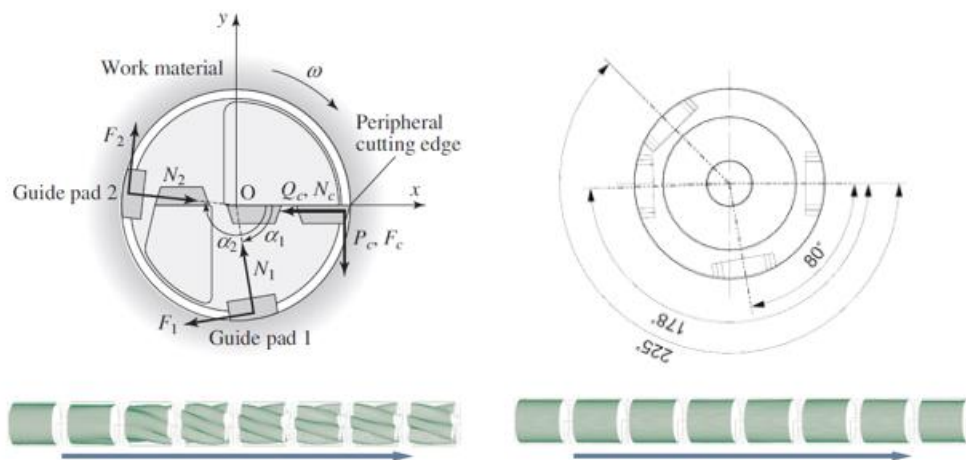
Under maskinering på lange overheng vil induserte vibrasjoner i den lange borstanga virke skadelig på maskinering og rundheten. Eksperimenter utført av Deng og Chin [34] viste at den

første moden dominerer utbøyingen av borstangens frie ende og dermed er største bidragsyter til feil i rundhet (eng. Roundness error).



Figur 29: Dannelse av polygonal profil [34]

Matsuzaki et.al. [35] konkluderte med at induserte vibrasjoner i skjærspiss, ofte kalt chatter-vibrasjon (eng.), vil være ødeleggende for maskinering og føre til et spiralmønster kalt «rifling-marks». Dette spiralmønsteret reduserer nøyaktigheten og presisjonen av hullets rundhet og overflate, og kvaliteten på maskinert emne reduseres. Tendens til dannelse av spiralmønster ble påvist å være økende for lengre boringer. Numerisk analyse og eksperimenter kom fram til at ved å innføre en ekstra støttelist kunne man redusere chatter-vibrasjon og tendens til dannelse av polygonal-profil. Plassering av støttelister i en vinkel fra skjærspiss på 80° , 182° og 217° tilnærmet eliminerte chatter-vibrasjonen. Det blir derfor tatt utgangspunkt i denne differensielle plassering av glideflater så langt plassen tillater det.

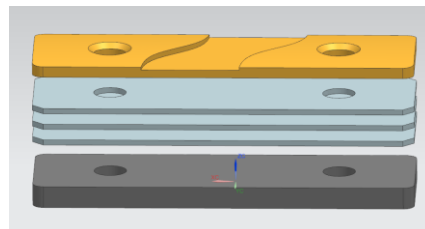


Figur 30: Sammenheng mellom orientering støttelister og dannelse av polygonal profil.

Illustrasjonen til venstre i figur 30 viser tradisjonell plassering for støttelister til borhode, med en støttelist ca. 90 grader og en i ca 180 grader fra periferisk skjær. Under i grønt er det illustrert dannelse av "rifling-marks" når lengden øker for dette designet. Introduseres det enda en støttelist (figur t.h.) ser man at dette fenomenet mer eller mindre elimineres. Legg merke til at det på illustrasjon til høyre er det lagt et skjærleie til plassering av støttelist, hvor det periferiske skjæret (eng. Peripheral cutting edge) er plassert på illustrasjon til venstre. Dette på grunn av at skjæret i vårt tilfelle ikke befinner seg i samme posisjon som opplagring på grunn av det ønskede overhenget. Videre fraviker plassering av støttelister på illustrasjonen (t.h.) noe fra 182° og 217° grader som ble anbefalt av Matsuzaki et. al. [35], for å sikre plass til støttelister på prototyp med en bredde på 10 mm.

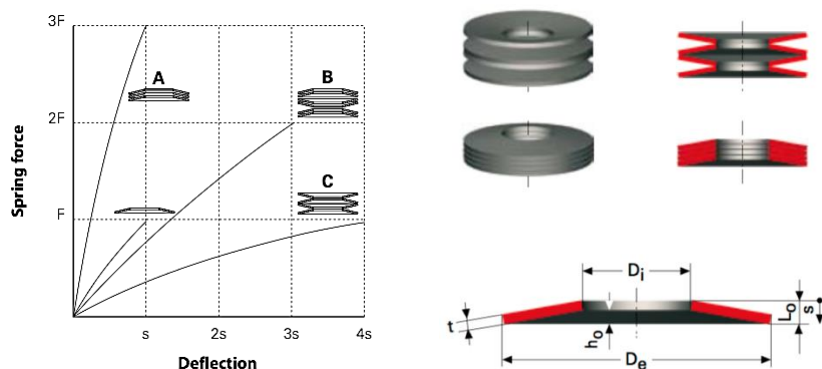
Osman og Latinovic [33], sitert av Ricardson og Bhatti [32] konkluderer med at for å optimalisere levetid bør støttelister være designet på en slik måte at hydrodynamisk glidemiddel alltid er til stede. Støttelistenes oppgave er å balansere kreftene som opptrer i skjæret. Her er det viktig å ta hensyn til plassering av disse. Sakuma et. al. [36], sitert av Richardson og Bhatti [32] viste at ved to støttelister plassert 87° og 183° fra skjæret nesten avbalanserte kuttkreftene. Kraftene på støttelister plassert på motsatt side av skjær (plassert 183°) ble målt til 20 % av kuttkreftene. Det tyder på ulik slitasje og levetid. Det kan konkluderes med at støttelister plassert 87 grader fra skjær bærer konstruksjonen og den på motsatt side virker stabiliserende og som referanse for kuttet. Er det dårlig pasning mellom forboret hull og borstang kan dette slå ut på to måter. Er forboret hull for stort vil skjæret løfte seg fra arbeidsemnet til likevekt oppstår. Er forboret hull for lite, vil den presse skjær ned mot flaten som maskineres.

Illustrasjon av oppbygging til konsept for borstangens opplagring med støttelister vist i Figur 31. Støttelist i topp (gul farge) og en eller flere mellomskiver (grå farge). Videre er det ansett som gunstig med en form for fjær eller gummilist (svart farge) til å sikre god pasning mellom arbeidsstykke og borstang skulle toleransen på forboret hull være slik at den fraviker noe fra 55 mm.



Figur 31: Konsept-tegning laget i Siemens NX 8.5

Bruk av fjærskiver (eng. disk springs) ses på som en god løsning for å sikre god pasning mellom borstang og arbeidsstykke. For å regulere stivheten kan man plassere flere fjærskiver oppå hverandre i forskjellige kombinasjoner. Fjærskiver benyttes i stedet for, eventuelt i kombinasjon med mellomskivene.



Figur 32: Fjærskiver og de forskjellige stivhetene det er mulig å bygge, hvor s = maks nedbøying. Settes 3 fjærskiver oppå hverandre slik (A) viser, øker kraftopptak med 3 ganger F , legg merke til at maks nedbøying, s , er uendret [37].

Til borstangen vil det være aktuelt med fjærskive Lesjöfors med art nr. 4258 med dimensjoner: 14 mm diameter, 7,2 mm hull diameter, 0,8 mm tykkelse og et maks kraftopptak på 1040 N ved 100 % nedbøying, $s_{maks} = 0,30 \text{ mm}$. Setter man flere fjærskiver oppå hverandre øker kraftopptaket og/eller maks nedbøying slik grafen i figur 32 viser (Se vedlegg 14).

3 GRUNNLAGSBEREGNINGER

I dette kapittelet vil det bli utført grunnlagsberegninger for systemet.

3.1 Beregningsmodell med belastninger

Kraften som påføres borstanga avhenger av materialet i arbeidsstykket, kuttdybde, mating og avstand. Bøyemomentet på innspenningen avhenger av avstand fra skjær til borstangens faste innspenning, mens vrilmomentet avhenger av avstand fra skjærspiss til verktøyets senterlinje. På skjær virker det en resultantkraft gitt av en kraft som virker *radielt* på *skjærspiss*, en *tangensialkraft* som virker normalt på dreieretning (vist i figur 28) og en aksial kraft gitt av mating. *Tangensialkrafta*, F_t , er gitt av [16]:

$$F_t = k_{c0,4} \times \left(\frac{0,4}{f_n \times \sin KAPR} \right)^{m_c} \times f_n \times AP \quad (2)$$

Hvor:

$$f_n: \text{mating}$$

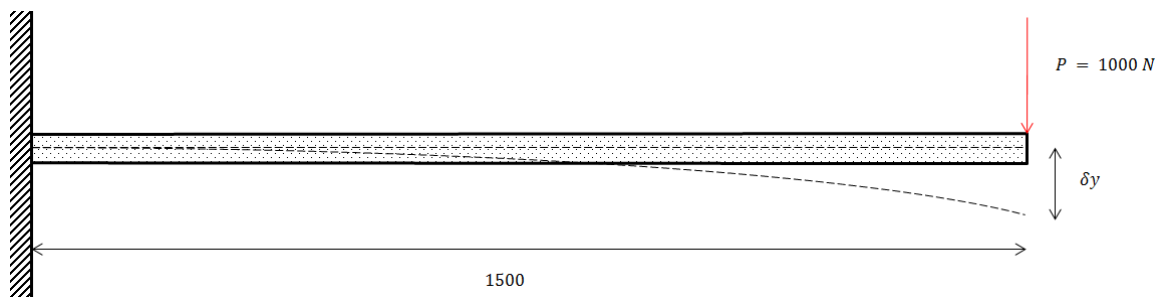
$$AP: \text{Kuttdybde}$$

$$k_{c0,4}: \text{Spesifikk kutt kraft ved mating } 0,4 \text{ mm/r}$$

$$m_c: \text{Konstant avhengig av materiale. Bruk } 0,29 \text{ som generell verdi.}$$

$$KAPR: \text{Angrepsvinkel til skjæret}$$

Borstang kan forenklet ses på som en utkraget bjelke, innspent i den ene enden. For å finne statisk nedbøyning ble skjærkreftene forenklet til en punktlast i borstangens frie ende. Den påsatte kraften ble satt til 1000 N. Egenvekt av bjelke vil ikke bli tatt hensyn til i dette avsnittet.



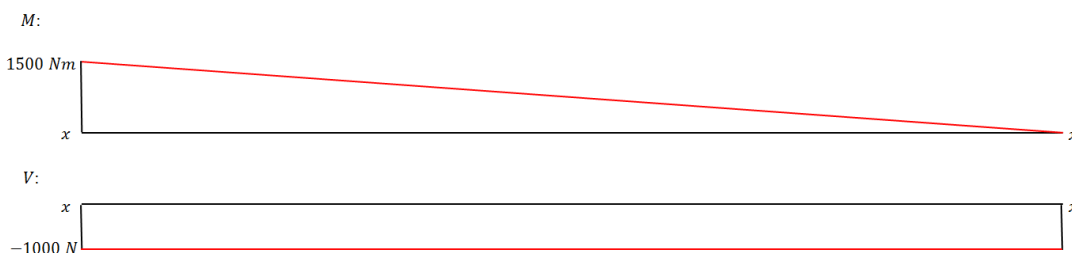
Figur 33: Belastning borstang

Vertikale krefter:

$$+\uparrow F_{\text{innspenning}} = -P = \underline{1000 \text{ N}} \quad (3)$$

Maks moment:

$$+\curvearrowright M_{\text{innspenning}} = F \times L = 1000 \text{ N} \times 1,5 \text{ m} = \underline{1500 \text{ Nm}} \quad (4)$$



Figur 34: Moment- og skjæradiagram borstang

Nedbøyingen, δy , til utkraget bjelke er gitt av:

$$\delta y = \frac{P \times L^3}{3EI} \quad (5)$$

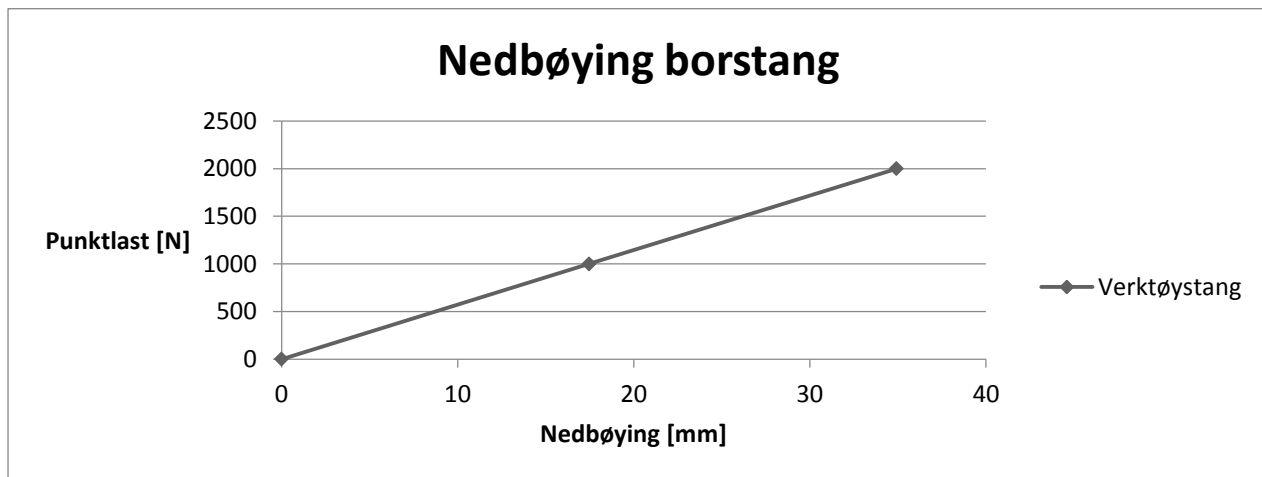
Hvor:

$E = 2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$ = E-modulen til stål, $I = \frac{\pi}{64} \times D^4$ = annet arealmoment sylinder og $D = 50 \text{ mm}$.

Dette gir:

$$\delta y = \underline{17,46 \text{ mm}} \quad (6)$$

Ved en påsatt kraft på 1000 N overstiger nedbøyingen klaring mellom borstang og arbeidsstykke på 2,5 mm. Nedbøyning er proporsjonal med påført punktlast og gir derfor en lineær graf. Dette gjør det enkelt å finne nedbøyning om påført resultantkraft skulle fravike fra 1000 N under maskinering.



Figur 35: Graf nedbøying borstang

Maks bøyespennning er gitt av:

$$\sigma_{maks} = \frac{M_{maks}}{W} = \frac{1500000 \text{ N} \times \text{mm}}{12271.8463 \text{ mm}^3} = \underline{122,23 \text{ MPa}}, \quad (7)$$

Hvor:

$$W_{\text{sylinder}} = \frac{\pi}{32} \times D^3$$

Tillat spenning

$$\sigma_{tillatt} = \frac{R_m}{n_B} \quad (8)$$

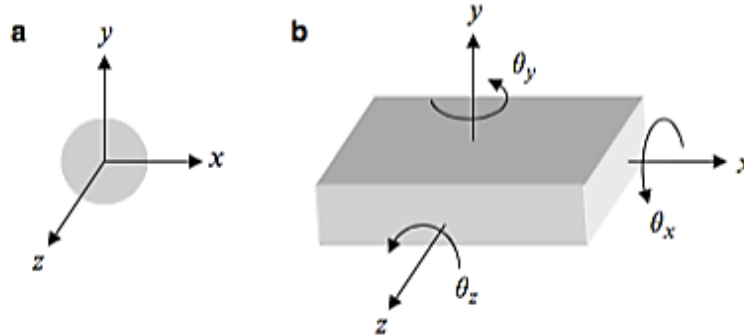
Hvor R_m er strekkfastheten til materialet S355 og n_B er sikkerhetsfaktoren mot brudd.

$$\sigma_{tillatt} = \frac{510 \text{ MPa}}{4} = \underline{127.5 \text{ MPa}} > 122,23 \text{ MPa}$$

Borstanga er OK med en sikkerhetsfaktor på 4, som er konservativt.

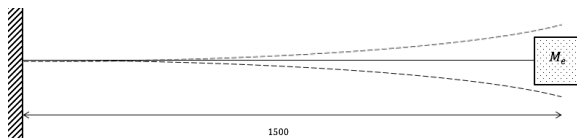
3.2 Dynamiske belastninger

For en elastisk kropp, eller en som har en masse og en bestemt stivhet trengs det et antall koordinater for å bestemme systemets bevegelser. For en partikkel gjelder det tre grader av frihet og for en stivt legeme gjelder seks grader av frihet.

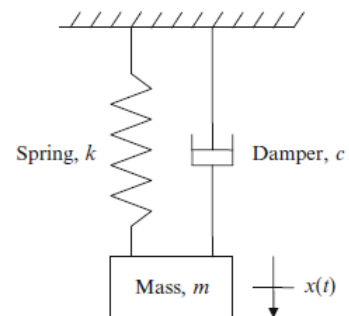


Figur 36: (a) tre grader av frihet for en partikkel, (b) seks frihetsgrader for et stivt legeme [38].

Stangkroppen består av et uendelig antall koordinater og dermed et uendelig antall frihetsgrader. Det er derfor hensiktsmessig å gjøre noen forenklinger. Systemet kan ses på som en effektiv masse, M_e , i enden av en vektløs stang med fjærkonstant, k . Vi kan da se på systemet som et system med en frihetsgrad, med en masse og en fjærkonstant.



Figur 37: Illustrasjon forenklet system



Figur 38: Masse-fjærsystem [38].

Første egenfrekvens til systemet vil være gitt av forholdet mellom masse, m og fjærstivhet, k . Har systemet en demper vil dempingen være gitt av dempekonstanten, c . Egenfrekvensen til systemet kan beskrives med følgende differensiallikning.

$$mx'' + cx' + kx = 0 \quad (9)$$

Ser vi bort fra egendempingen til stål, kan vi gjøre følgende betraktning fra Newtons 2. Lov for bevegelse:

$$F = m \times a = m \frac{dv}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (10)$$

Kraften som virker på systemet er gitt av:

$$F = -k \times x \quad (11)$$

Likning 10 og 11 gir:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{-k \times x}{m} \quad (12)$$

Løsning av denne differensiallikningen er en sinusfunksjon:

$$x = A \sin(\omega t) \quad (13)$$

Hvor, A er amplitude og ω , er vinkelhastighet. Derivasjon gir:

$$\frac{dx}{dt} = A\omega \cos(\omega t) \quad (14)$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -A\omega^2 \sin(\omega t) \quad (15)$$

Likning 13 og 15 gir:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = -\omega^2 x \quad (16)$$

Likning 12 og 16 gir:

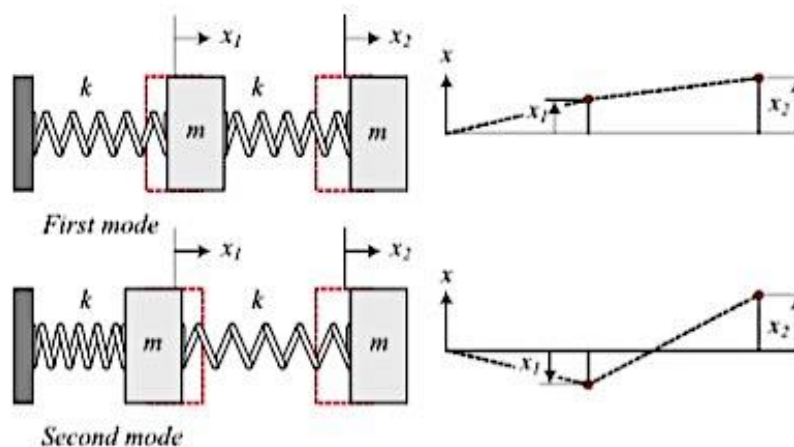
$$\frac{-k \times x}{m} = -\omega^2 x \quad (17)$$

Som kan skrives:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (18)$$

Egenfrekvensen til systemet er gitt av forholdet mellom fjærstivhet og masse. En større masse vil redusere egenfrekvensen. En større fjærstivhet vil øke egenfrekvensen.

Et system med flere masser og fjærkonstanter gjør det mulig å finne flere *modeformer*, og utbøyingen i flere koordinater.



Figur 39: Første og andre modeform for et symmetrisk tilfelle av et system med to frihetsgrader. Massene og fjærene er like [39].

Ser man på kreftene som virker på de to massene og benytter seg av Newtons 2. Lov for bevegelse, $F=ma$, kan man skrive følgende bevegelsesligninger for systemet:

$$\text{For masse 1:} \quad m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = 0 \quad (19)$$

$$\text{For masse 2:} \quad m_2 \ddot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0 \quad (20)$$

I matrisenotasjon kan man da skrive:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

Settes $m_1 = m_2 = m$ og $k_1 = k_2 = k$:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

Antar vi at massene svinger med samme frekvens, ω , men med forskjellig amplitude er det mulig å finne systemets to svingemoder med amplituder [39].

For frie svingninger gjelder:

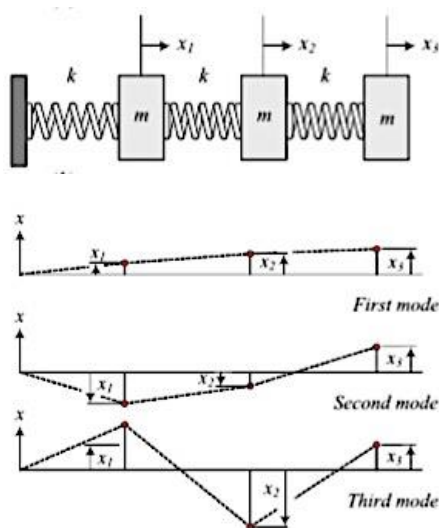
$$\{\ddot{x}\} = -\omega_{nf}^2 \{x\} \quad (23)$$

Løsning gitt av:

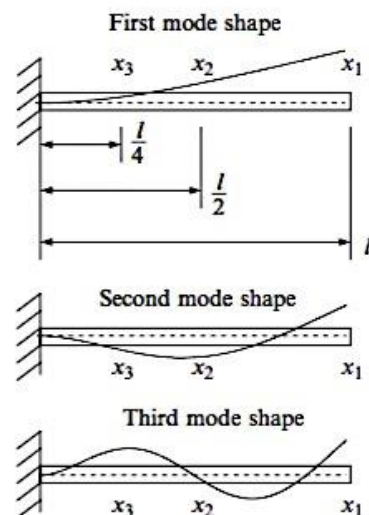
$$([M]\omega_{nf}^2 + [K])\{X\} = \{0\} \quad (24)$$

Vi ser at løsningen likningen enten er $X = 0$, som betyr at systemet er i ro, eller en løsning av $([M]\omega_{nf}^2 + [K]) = 0$.

Tre masser gjør det mulig å finne svingeformen til de tre første modene. Antall frihetsgrader er proporsjonal med antall svingemoder det er mulig å finne.



Figur 40: De tre første svingemodene for et system med tre frihetsgrader [39].

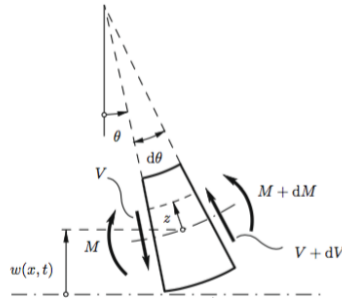


Figur 41: De tre første svingemodene til utkrager bjelke [38].

Svingemodene til tre masser kan sammenlignes med svingemodene til utkraget bjelke. Flere masser gir en bedre tilnærming til svingeformen.

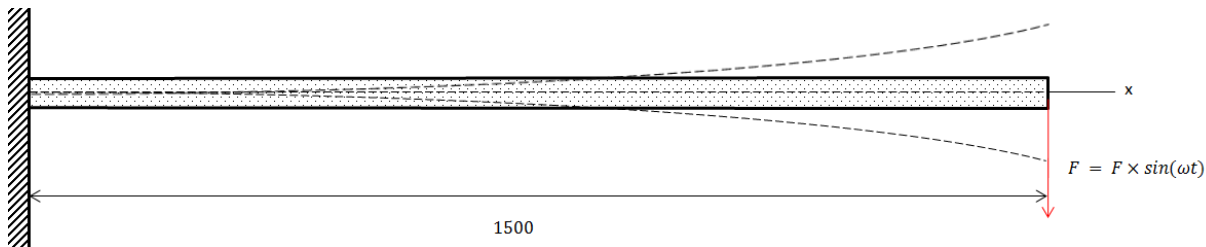
3.2.1 Bøyekritiske turtall

For slanke bjelker gjelder Eulers likning for bjelker:



Figur 42: Euler-Bernoulli hypotese [5]

Euler-Bernoulli hypotesen forutsetter at partikler i senteraksen av bjelken beholder sin posisjon ved utbøying [5].



Figur 43: Utkraget bjelke utsatt for harmonisk kraft som resulterer i bøyevibrasjoner.

For en utkraget bjelke som utsettes for frie vibrasjoner, hvor systemet er ansett som et kontinuerlig system og egenmassen er ansett å være fordelt over stivheten på bjelken, kan bevegelseslikningen skrives [40]:

$$\frac{d^2}{dx^2} \left\{ EI(x) \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right\} = \omega^2 m(x) Y(x) \quad (25)$$

Hvor, E er E-modulen, I er annet arealmoment, $Y(x)$ er forskyvning i en avstand x fra den faste opplagringen, ω , er egenfrekvensen i rad/s , $m(x)$ er masse per lengdeenhet hvor $m = \rho A$, der ρ = materialets tetthet og A er areal.

En utkraget bjelke har følgende grensebetingelser:

$$\text{I punktet } x = 0, Y(x) = 0, \frac{dY(x)}{dx} = 0 \quad (26)$$

$$\text{I punktet } x = L, \frac{d^2 Y(x)}{dx^2} = 0, \frac{d^3 Y(x)}{dx^3} = 0 \quad (27)$$

Fra likning (25) gjelder følgende for frie vibrasjoner i en uniform bjelke:

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \beta^4 Y(x) = 0, \text{ Hvor } \beta^4 = \frac{\omega^2 m}{EI} \quad (28)$$

Den generelle løsningen av Euler-Bernoulli likningen er:

$$y_n(x) = A_n(\cosh\beta_n x - \cos\beta_n x - \gamma(\sinh\beta_n x - \sin\beta_n x)) \quad (29)$$

Likning for svingeform [5]:

$$\gamma = \frac{\sinh\beta_n L - \sin\beta_n L}{\cosh\beta_n L + \cos\beta_n L} (\cosh\beta_n L - \cos\beta_n L) \quad (30)$$

Eigenfrekvensen til utkraget bjelke er gitt av:

$$\omega_0 = \frac{\beta_n^2}{L^2} \times \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (31)$$

Hvor:

$$\beta_1 = 1,875, \beta_2 = 4,694, \beta_3 = 7,885$$

Formel for annet arealmoment til sylinder:

$$I = \frac{\pi}{64} \times D^4 \quad (32)$$

Formel for Areal sirkel:

$$A_{sirkel} = \pi \times \frac{D^2}{4} \quad (33)$$

Fra likning (31) kan vi dra slutning om at hvis vi øker tverrsnittet, I , ser vi at stivheten til systemet øker mer enn det økte tverrsnitts areal, A . Eigenfrekvensen vil derfor øke. Fra likning (31) ser vi at om vi øker lengden minker frekvensen.

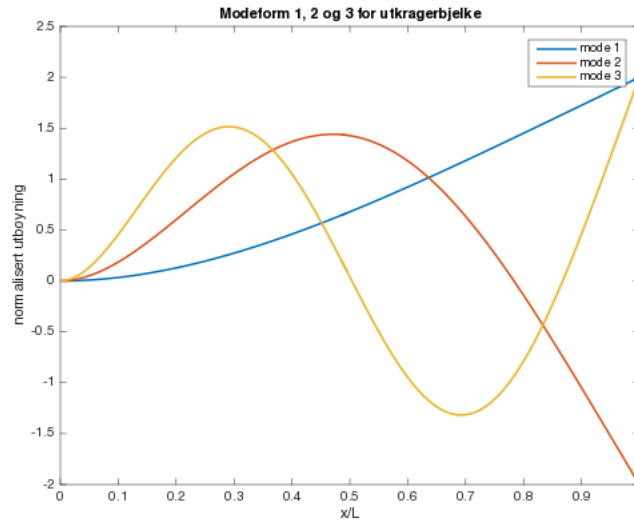
Tabell 7: Parametre fast opplagret sylinder.

Parameter	Størrelse
Diameter	50 mm
Lengde	1500 mm
Tetthet	7850 kg/m ³
Young's modulus	2,1 × 10 ¹¹ Pa
Poisson ratio	0,3

Tabell 8: Sammenligning håndberegninger (Vedlegg 5) og Ansys APDL.

Mode	Håndberegning	Ansys APDL	Differanse
1	16,396 Hz	16,373 Hz	0,14 %
2	102,76 Hz	102,07 Hz	0,06 %
3	289,96 Hz	283,4 Hz	2,26 %

$$\text{Differanse definert av: } \% = \text{abs} \left(\frac{f_{teoretisk} - f_{simulering}}{f_{teoretisk}} \right) \times 100$$



Figur 44: Normalisert modeform til de 3 første egensvingemodene til utkragerbjelke (MATLAB - Se vedlegg 7)

Første egenfrekvens til systemet er 16 Hz og vesentlig lavere enn hvilke frekvenser en demper klarer å motvirke.

3.2.2 Torsjonskritisk turtall

For utkraget aksel med jevnt fordel massetregghetsmoment gjelder følgende formel for torsjonskritisk vinkelhastighet [41]:

$$\omega_0 = \left(k - \frac{1}{2}\right) \times \pi \times \sqrt{\frac{G}{\rho \times l^2}}, \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (34)$$

- $G = \text{Skjærmodul [GPa]} = \frac{E}{2(1+\nu)} \approx 81 \text{ GPa}$
- $E = \text{Young's modulus} = 2,1 \times 10^{11} \text{ Pa}$
- $\nu = \text{Poisson's ratio} = 0,3$
- $\rho = \text{Tetthet [kg/m}^3] = 7850 \text{ kg/m}^3$
- $l = \text{lengde [m]} = 1,5 \text{ m}$
- $k = \text{mode nummer}$

Første torsjonskritiske turtall gir derfor:

$$\omega_1 = \left(1 - \frac{1}{2}\right) \times \pi \times \sqrt{\frac{8,0769 \times 10^{10}}{7850 \times 1,5^2}}$$

$$\omega_1 = 3359,04748 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{3359,04748 \text{ rad/s}}{2\pi} = \underline{\underline{534,609 \text{ Hz}}}$$

Legg merke til at for torsjonskritisk turtall ikke påvirkes av størrelse på tverrsnitt.

4 Plassering av opplager - utvikling av test matrise

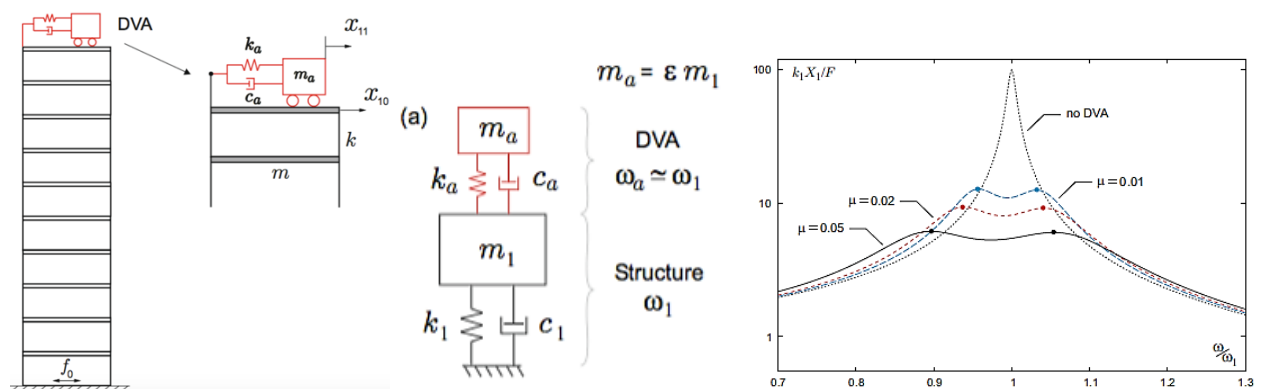
I dette kapittelet vil demperlegemets virkeområde bli presentert og det vil bli utviklet test matrise til vektning av forskjellige konsept.

4.1 Skjærprosessen og dempers virkeområde

Skjæret plastifiserer materialet det angriper, spenning bygger seg opp før materialet gir etter og det produseres spon. Skjærprosessen induserer *hvit støy* i skjæret [42]. Slik som lys er en blanding av alle farger er denne hvite støyen en blanding av alle mulige frekvenser. Faktorer som spiller inn på hvilke frekvenser som blir indusert i skjæret er blant annet overflateruhet, sponbrekkasje, omdreiningstall, eventuelle hull i overflate, og hardheten til materiale som maskineres. Borstangen får en nedbøying av skjærkraften, samtidig som det kontinuerlig blir indusert høyfrekvente svingninger. Fraksjoner av disse høyfrekvente svingningene får borstangen til å spille i sine egenfrekvenser.

Forenklet når Sandvik Teeness designer verktøy bruker de følgende trinn:

- Først finner man egenfrekvensene til borstangen.
- Så tilpasser man en demper mot laveste egenfrekvens
- Fysisk test med maskinering bekrefter om demper stabiliserer systemet tilstrekkelig.



Figur 45: Dynamisk vibrasjonsdemper (eng. DVA - Dynamic vibrational absorber) [5].

Demper er plassert i borstangens frie ende hvor utsvingning er størst. Slaglenden til demper som avgjør hvor store utsvingninger den klarer å dempe, er gitt av, $\Delta x_{slaglengde} = x_{11} - x_{10}$, markert (a) i figur 45. Dempersystemets egenfrekvens ω_a , blir satt nære egenfrekvensen til borstang, ω_1 . En vanlig tilpassing av egenfrekvens til borstang og demper er kjent som "equal peak design", utledet av Den Hartog. Det optimale forholdet er gitt av [5]:

$$\psi = \frac{\omega_a}{\omega_1} = \frac{1}{1+\mu}, \text{ hvor } \psi \text{ generelt ligger nære 1.} \quad (35)$$

Massen til demper er mye mindre enn borstang, $\epsilon \leq 0.10$. Ved å tilpasse demper med valg av masse, gummi og olje/gass blanding slik at første egenfrekvens er like under egenfrekvensen til borstang optimaliserer man dempingen. Ideelt sett vil da dempermasse påføre en like stor og motsatt rettet kraft som svingningene forårsaket av de ytre påførte kreftene i skjæret.



Det er begrenset hvor stor demping som er mulig å oppnå. Dempekonstanten, c_a , er gitt av [40]:

$$c_a = 2\xi_{demper}\omega_a \quad (36)$$

Grafen i figur 45: viser forskjellige verdier av massefaktoren, $\mu = \frac{m_a}{m_1}$. En større dempermasse, m_a , vil føre til at dempingen av borstangen øker og vi ser en flatere kurve. Dempingsfaktoren til demper vil være gitt av [5]:

$$\xi_{demper} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)}} \quad (37)$$

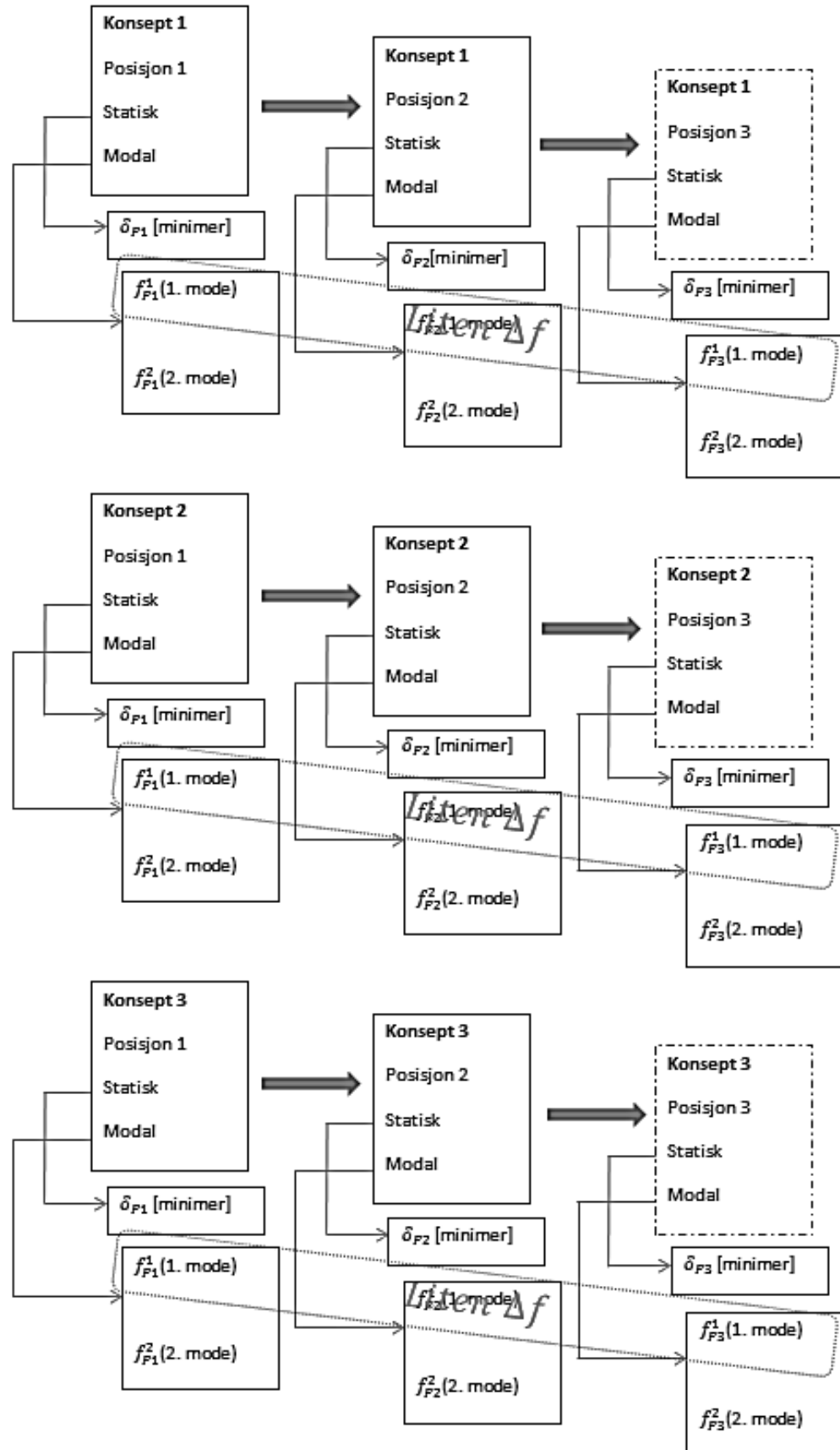
Optimalisering av maksimal demping er gitt av kvalitetsfaktoren Q:

$$H_{max} = Q = \sqrt{\frac{2+\mu}{\mu}} \cong \sqrt{\frac{2}{\mu}} \quad (38)$$

Demper i borstang har svært begrenset slaglengde og vil derfor ha en begrensning på hvor store amplituder/lave frekvenser den klarer å dempe. En 40 mm demper vil være aktuell for borstang i denne oppgaven. For å legge til rette gode forhold til demper på 40 mm er det ønskelig å øke laveste egenfrekvens til borstangen på 30xDiameter til over 80 Hz. Plassering av støttelister langs borstangen må derfor kunne øke borstangens egenfrekvens til 80 Hz eller høyere.

4.2 Dimensjonering etter modal analyse – Presentasjon av test matrise

Ved å sette et antall opplagringer i maks amplitude til den første svingemode er det sannsynlig å øke frekvensen og minke utbøyingen. Ved opplagring av borstang inne i arbeidsstykket er det forhåpentligvis mulig å komme seg inn i det effektive frekvensområdet til demper, gjerne omtalt som *båndbredde*. I figur 46, på neste side ser man illustrasjon av matrise for konsepttesting. Det er tenkt at simuleringer skal finne to eller flere konsepter med ulike opplagringspunkter som virker lovende og kan undersøkes nærmere. Det er interessant å simulere verktøy i start- (Posisjon 1) og sluttposisjon (Posisjon 2) for maskinering. Statisk analyse og modal analyse av til de ulike konseptene vil bli sammenlignet. Målet er å optimalisere plassering av et eller flere opplagringspunkter langs borstangen slik at stivheten til systemet øker. Stivheten øker ved å minke nedbøying, δ , og øke første egenfrekvens, f^1 . Det er et ønske om at første egenfrekvens, f^1 , endrer seg minimalt mellom borstangens start (P1) og sluttposisjon (P2) (dvs. liten Δf^1), da demper har begrensning hva gjelder båndbredde.



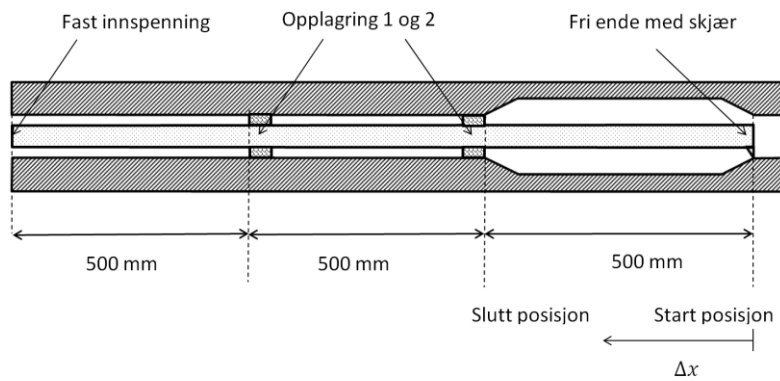
Figur 46: Testmatrise til sammenligning av ulike konsept.

5 STRUKTURANALYSE I ANSYS APDL

Kapittel «3 Grunnlagsberegninger» viste at stivheten til systemet ikke er tilstrekkelig. I dette kapitlet vil forslag til plassering av opplagringspunkter bli presentert. Resultater fra statisk analyse av maksimale lokale utbøyinger vil bli sammenlignet med maksimale lokale utbøyinger til svingemode 1 fra modal analyse i Ansys APDL.

5.1 Pre-analyse

For å kunne maskinere hele kammerboringen i et steg må overheng mellom skjæret i front av borstang og første opplagring må være lik 500 mm. Deles borstanga opp i 3 like store deler er det kun den midterste 1/3 som er inne i arbeidsemnet under hele maskineringsprosessen. Det blir derfor sett på som gunstig med opplagringspunkt i ytterpunktene til den midterste delen av borstanga.



Figur 47: Plassering av opplagringspunkt 1 og 2.

Det er ønsket å se hvilken effekt flere opplagringspunkter vil ha langs borstanga. Til å undersøke gunstige plasseringer av opplagringspunkter ble det utført statisk- og modal-analyse i Ansys APDL.

5.2 Statisk analyse i Ansys APDL

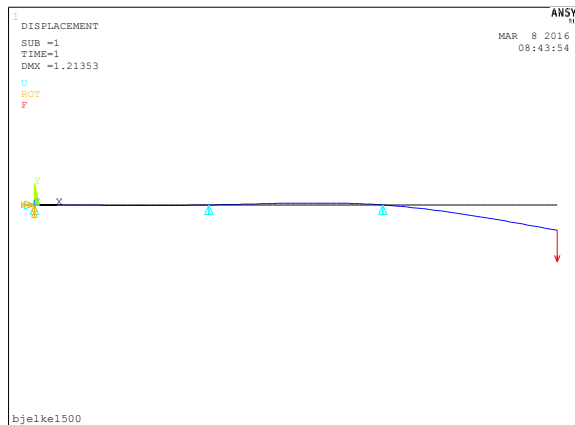
I tabell 9 og 10 blir oppsett for knutepunkt og elementvalg presentert.

Tabell 9: Oversikt over knutepunkt med tilhørende koordinater og opplagringer.

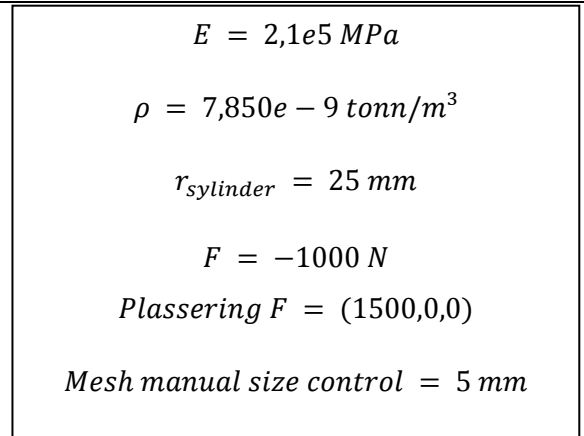
Knutepunkt (KP)	x-koordinat [mm]	y-koordinat [mm]	Opplagring
1	0	0	ALL DOF
2	500	0	UY, UZ
3	1000	0	UY, UZ
4	1500	0	-

Tabell 10: Elementvalg

	KP-KP	Elementtype
Verktøy	1-2, 2-3, 3-4	Beam188

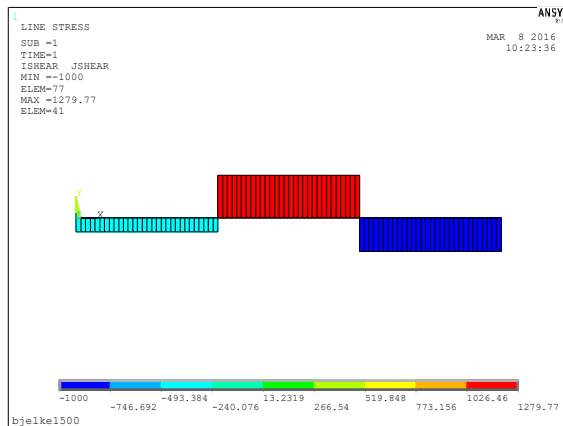


Figur 48: Borstang med to opplagringspunkter

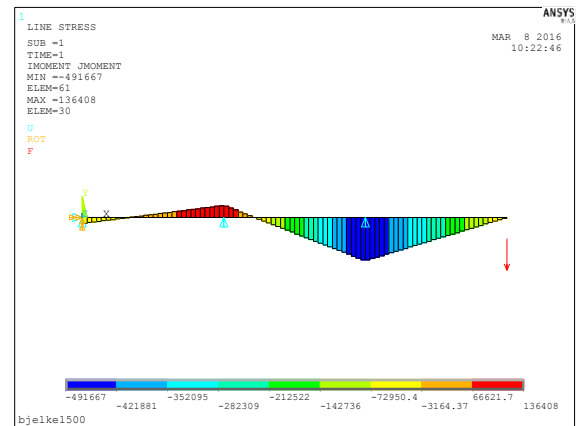


Figur 49: Simuleringsparametere

For utkraget borstang med to opplagring er maks nedbøying 1,21mm. Ansys APDL gir at den største lokale utbøyingen befinner seg mellom opplagring 1 og 2, i en avstand fra innspenningen av borstang på 810mm og med en utbøying, δ , på 0,094mm.



Figur 50: Skjærkraftdiagram



Figur 51: Momentdiagram

Skjærkraftdiagram viser at maksimal skjærspenning er 2279,8 N. Fra momentdiagrammet ser vi at største bøyespenning er 491667 Nmm. Dette gir maks bøyespenning:

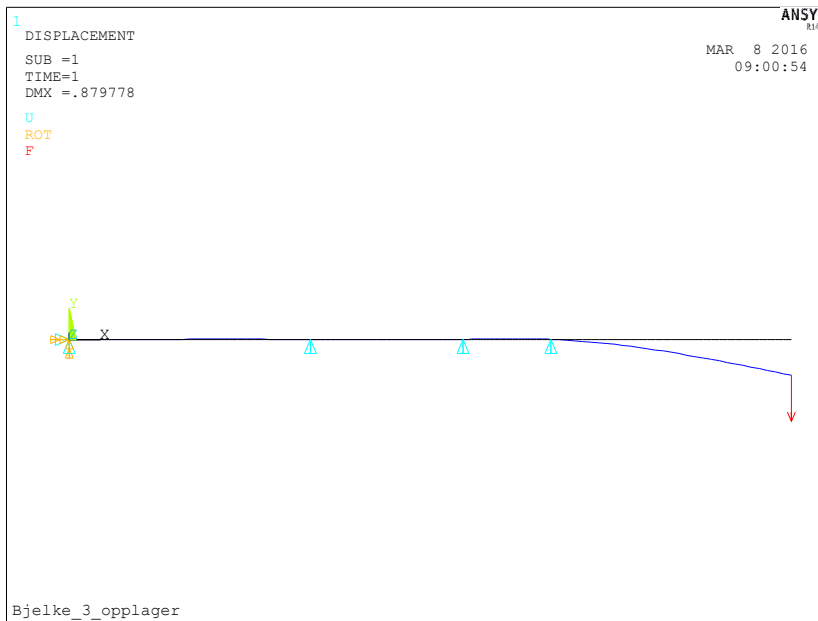
$$\sigma_{maks} = \frac{M_{maks}}{W} = \frac{491667 \text{ N}\times\text{mm}}{12271.8463 \text{ mm}^3} = \underline{40,06 \text{ MPa}}, \quad \text{der} \quad W_{\text{sylinder}} = \frac{\pi}{32} \times d^3$$

Maks spenning minker betraktelig (fra 122,23 MPa) når overhøyet fra skjær til første opplager minker. Opplagerkreftene kan ses i tabell 11.

Tabell 11: Teoretiske opplagerkrefter sammenlignet med Ansys resultater:

Kraft	Teoretisk (Vedlegg 6)	Ansys Classic	Differanse
F_A	428,6 N	417,38 N	2,6 %
F_B	-1714,3 N	-1697,2 N	1,0 %
F_C	2285,7 N	2279,8 N	0,3 %
M_A	71428,6 Nmm	68804 Nmm	3,4 %
$\delta_{x=810}$	0,0934 mm	0,0941 mm	0,8 %

Tabell 11 viser at det er god overenstemmelse mellom håndberegninger og simulering.



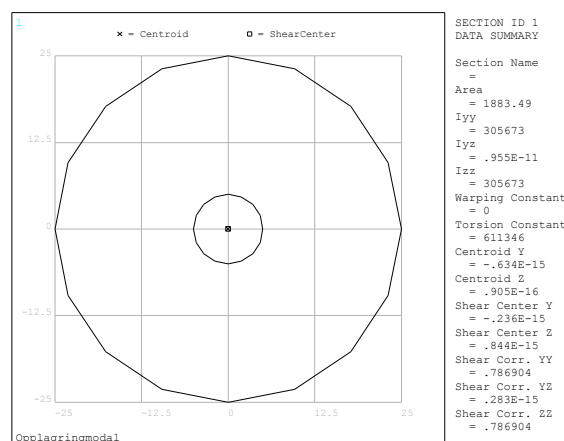
Figur 52: Borstang med 3 opplagringspunkter

Fra simuleringer ser man at med 3 opplagring langs borstang minker største nedbøyning med 27,5 % fra simulering med to opplagring. Fra 1,21 mm til 0,88 mm, i borstangens frie ende. Det virker derfor lovende. Største lokale utbøyning for borstang med 3 opplagring befinner seg nå i en avstand 925 mm fra innspenning av borstang.

5.3 Modalanalyse i Ansys APDL

Til å undersøke antagelse om at det var gunstig å plassere opplagring i de største utbøyningene til svingemode 1 ble det utført modal analyse i Ansys APDL. Det ble brukt samme knutepunkt og elementvalg som i den statiske analysen i Ansys APDL.

Til analyses ble det brukt elementtype *beam 188*, 50 mm i diameter med 10 mm i diameter hull i senter. Det gjennomgående hullet gjennom borstanga gir plass til styrestang og væsketilførsel til skjær.



Figur 53: Tverrsnitt borstang.

Ansys har et utvalg av forskjellige metoder til å finne egenfrekvenser. I hovedsak benyttes to metoder. Den første metoden er Block Lanczos. Dette er den raskeste metoden og returnerer alle egnerefrekvensene i et spesifikt område. Metode 2, er Guyan reduksjon, som reduserer modellens størrelse og returnerer egenfrekvensene til den forenklete modellen. Guyan reduksjon brukes gjerne for små og mellomstore modeller. Hatch [43] fant Block Lanczos metode til å avvike mindre fra teoretiske verdier enn Guyan reduksjonen når det ble kjørt simuleringer av utkraget bjelke. Block Lanczos metode gir dobbelt så mange resultater som Guyan reduksjon. En utkraget bjelke har uendelig mange frihetsgrader. Bloc Lanczos vil da gi to resultater for hver svingemode som står 90 grader på hverandre. Dette blir redusert til et resultat ved Guyan reduksjon. Med differensiell plassering av opplager rundt periferien på prototyp er det derfor ønskelig å se to resultater fra hver svingemode og Block Lanczos blir foretrukket metode.

I dette avsnittet sammenlignes egenfrekvenser til utkraget borstang med utkraget borstang med forskjellige antall opplagring (eng. Propped Cantilever Beam) for å se hvordan dette påvirker stivheten til systemet. Det er funnet at plassering av opplager i lokale maksimale utbøyinger til svingemode 1 virker hensiktsmessig. Tabell 12 oppsummerer resultatene fra simulering i Ansys APDL.

Tabell 12: Resultat Modalanalyse av plassering opplager

Mode	1	2	3	Torsjon
Utkraget bjelke	16.373 Hz	102.07 Hz	283.4 Hz	N/A
Utkraget bjelke med To opplager	98.835 Hz	520.80 Hz	738.76 Hz	534.61 Hz
Utkraget bjelke med Tre Opplager	119.98 Hz	729.84 Hz	767.20 Hz	534.61 Hz
Utkraget bjelke med Fire Opplager	130.74 Hz	736.27 Hz	804.33 Hz	534.61 Hz

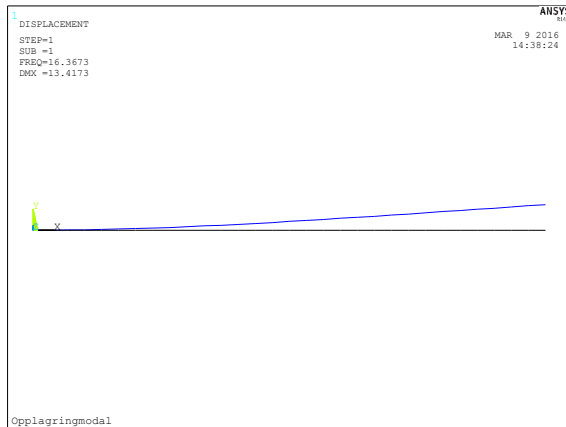
Tabell 12 viser at ved å plassere opplager langs borstanga minker overhenget til skjæret og dermed øker stivheten og egenfrekvensen til systemet. Utkraget bjelke uten andre opplagring har en egenfrekvens på 16Hz. Denne økes til 130Hz ved fire opplagringspunkter. Legg merke til at *torsjonskritisk turtall* er uendret. Simuleringsresultat fra plassering av de ulike opplagerne med tilhørende svingeformer vil nå bli presentert.

5.3.1 Utkraget borstang

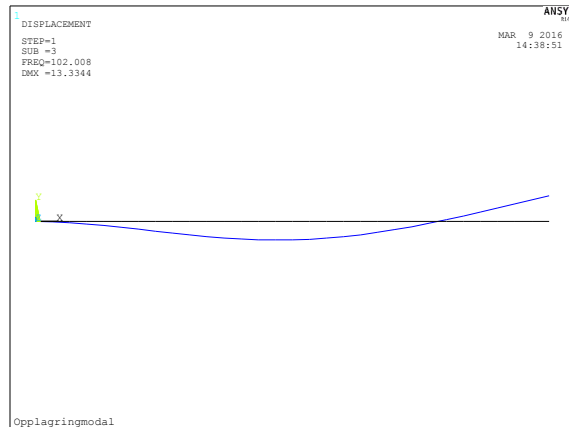
Utkraget borstang har egenfrekvenser og svingeformer presentert under.

Tabell 13: Utkraget borstang

Mode	1	2	3	Torsjon
Utkraget bjelke	16.373 Hz	102.07 Hz	283.4 Hz	N/A



Figur 54: Svingemode 1



Figur 55: Svingemode 2

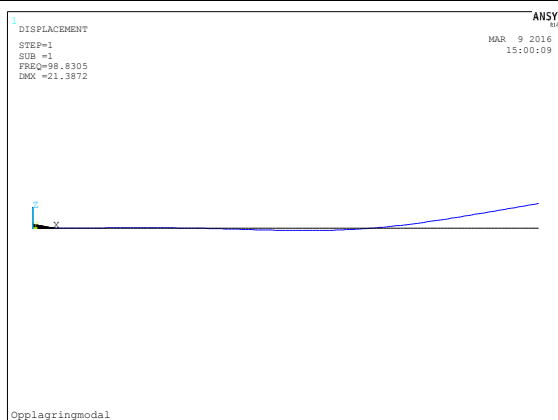
Største utbøying mode 1 er i $x = 1500$. Største utbøying lokalt for mode 2 er $x = 710$.

5.3.2 Utkraget borstang med to opplagringer

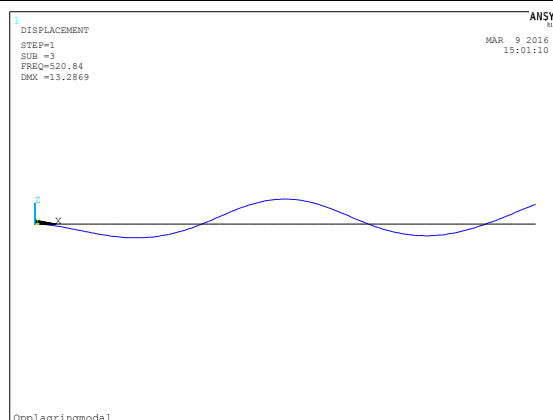
For å øke svingemode 1 ble antagelser fra pre-analysen benyttet og plassering av opplager i $x = 500$ og $x = 1000$. Disse knutepunktene ble låst i UY- og UZ-retning. Dette øker første mode betraktelig og dermed også stivheten, fra 16Hz til 98Hz.

Tabell 14: Utkraget borstang med to opplagringer

Mode	1	2	3	Torsjon
To opplager	98.835 Hz	520.80 Hz	738.76 Hz	534.61 Hz



Figur 56: Svingemode 1



Figur 57: Svingemode 2

Fra svingemode 1 ser vi nå at største lokale utbøying er i punktet $x=810$ for svingemode 1. Setter derfor neste opplager i dette punktet.

5.3.3 Utkraget borstang med tre opplagringer

Vi ser at stivheten øker med plassering av et tredje opplager, fra 98 til 119,98 Hz.

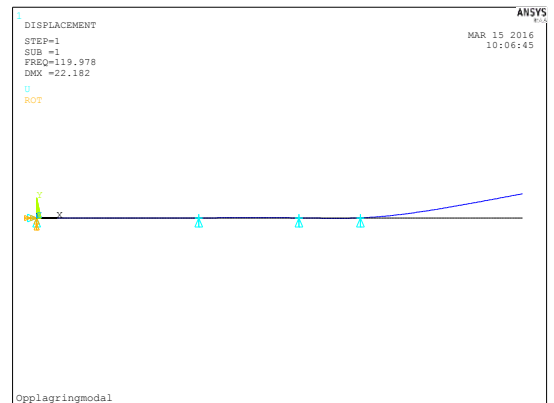
Tabell 15: Utkraget borstang med tre opplagringer

Mode	1	2	3	Torsjon
Tre Opplager	119.98 Hz	729.84 Hz	767.20 Hz	534.61 Hz

Sammenligner vi plassering av opplager i $x=810$ med opplager midt mellom de første to opplagrene ($x=750$) ser vi at egenfrekvensen øker med ytterligere 5Hz ved plassering i $x=810$. Det virker hensiktsmessig å sette opplagring i største lokale utbøying til svingemode 1.



Figur 58: Opplager 3 i posisjon $x=750$



Figur 59: Opplager 3 i posisjon $x=810$

Når opplager 3 er i posisjon $x=810$ ligger største lokale utbøying for mode 1 i punktet $x=925$. Setter derfor opplager 4 i dette punktet.

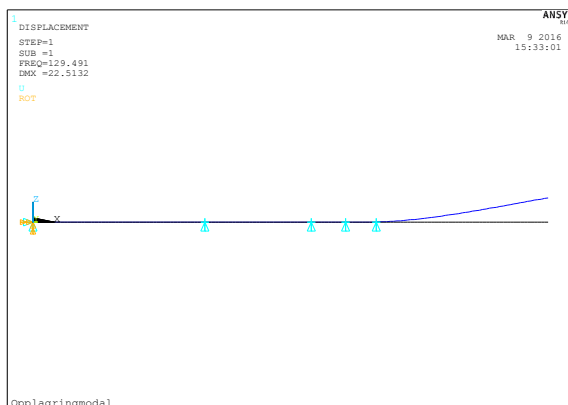
5.3.4 Utkraget borstang med fire opplagringer

Med fire opplagringpunkter er egenfrekvensene gitt av:

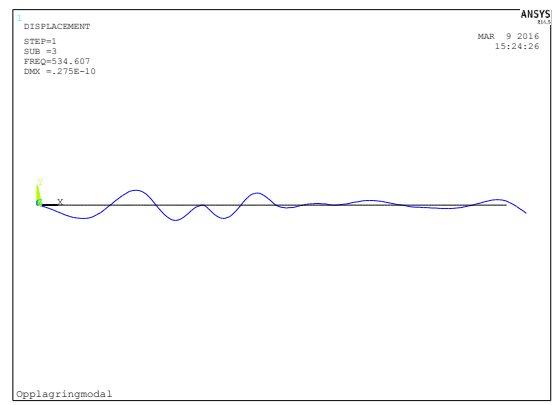
Tabell 16: Utkraget borstang med fire opplagringer

Mode	1	2	3	Torsjon
Fire Opplager	130.74 Hz	736.27 Hz	804.33 Hz	534.61 Hz

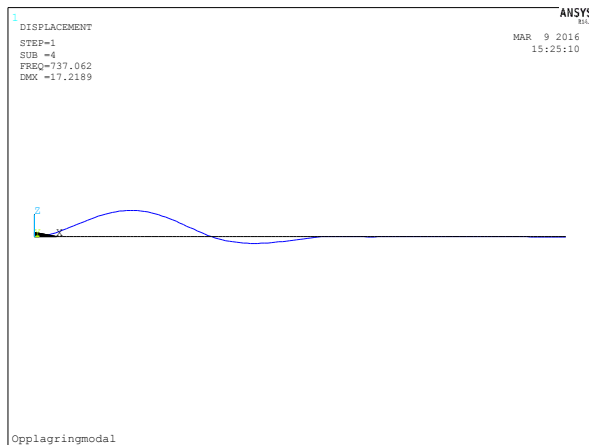
De tre første svingeformene og torsjonssvingning kan ses i figurene 60-63:



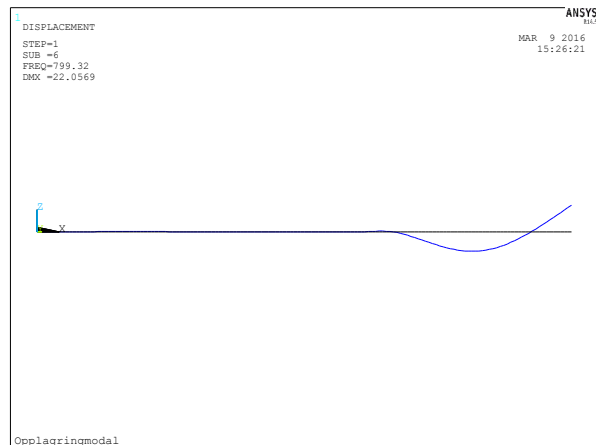
Figur 60: Svingemode 1



Figur 61: Torsjonssvingninger

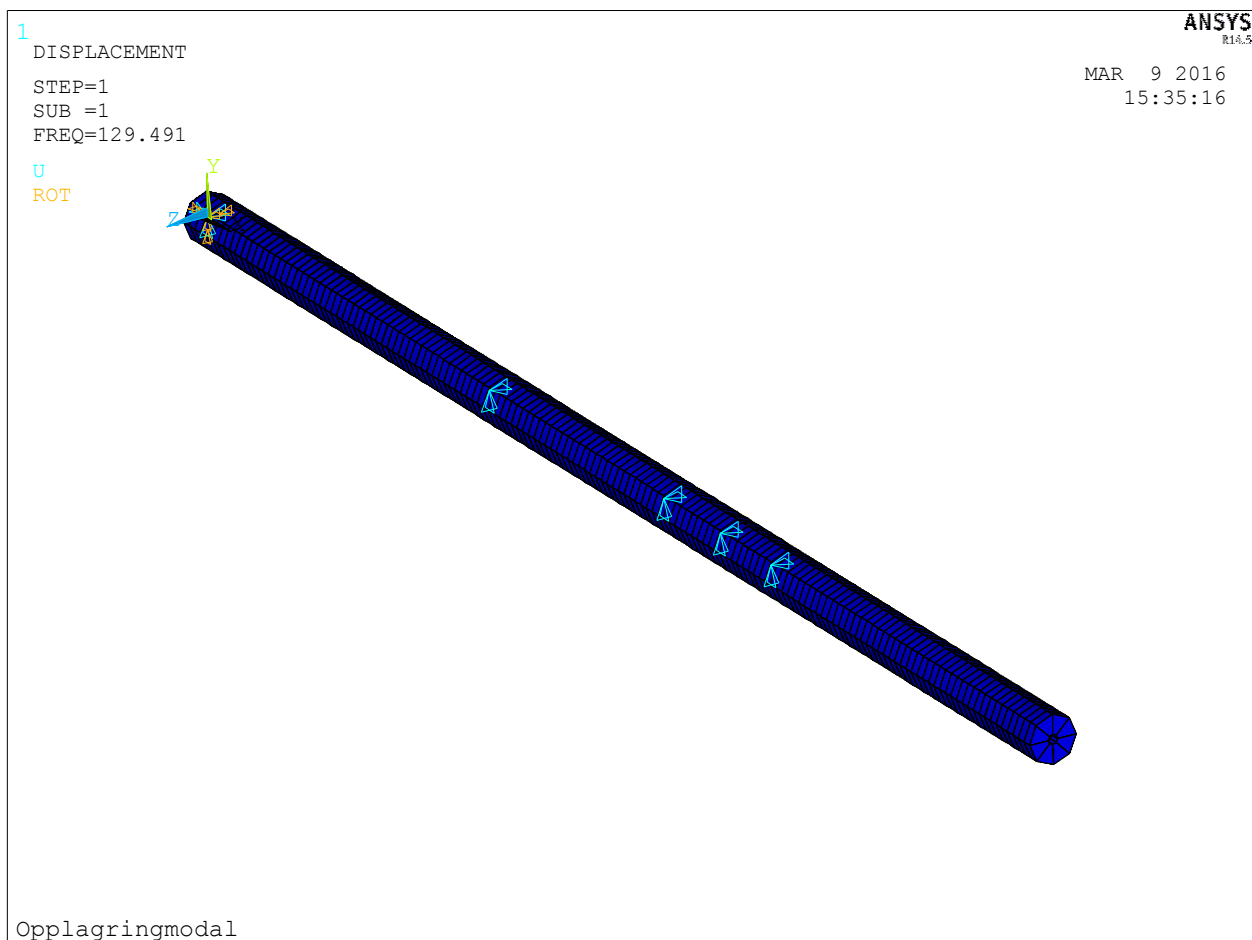


Figur 62: Svingemode 2



Figur 63: Svingemode 3

Figur 64 viser meshed utkraget borstang med fire opplagringer låst i UY- og UZ-retning. Avstand mellom hver node lik 5 mm.



Figur 64: Meshed beam 188, med 5 mm avstand mellom hver node.

5.3.5 Gunstige opplagringspunkter gitt av modal analyse

Tabell 17 viser plassering av fast innspenning og fire ønskede plasseringer av opplagring mellom borstang og arbeidsstykke:

Tabell 17: Plassering av opplager gitt av analyse fra Ansys APDL

Opplagring	x-koordinat [mm]	y-koordinat [mm]	Opplagring
1	0	0	ALL DOF
2	500	0	UY, UZ
3	810	0	UY, UZ
4	925	0	UY, UZ
5	1000	0	UY, UZ

De neste lokale maksimum blir som tabell 18 viser.

Tabell 18: Lokale maksimum med 4 opplager

Mellom opplagring	Node nr.	Posisjon	Utbøying
1-2	68	(330,0,0)	0,41870e-2
2-3	140	(690,0,0)	0,10088e-1
3-4	178	(880,0,0)	0,14527e-1
4-5	196	(970,0,0)	0,87340e-1

Sammenligner vi lokale maksimale utbøyinger fra statistisk analyse med modalanalyse til svingemode 1 ser vi at de maksimale lokale utbøyinger sammenfaller. Noe som ikke kommer overraskende da svingemode 1 kun avviker noen prosent fra kurven til den statiske utbøyingen. Sammenfallet skyldes oppsett med 5 mm mellom hver node/målepunkt.

Tabell 19: Sammenligning utbøying statistisk- og modalanalyse Ansys APDL

	Lokal $y_{max, 1}$	Lokal $y_{max, 2}$	Lokal $y_{max, 3}$	Lokal $y_{max, 4}$
Statisk utbøying	x = 810	x = 925	x = 690	x = 330
Svingemode 1	x = 810	x = 925	x = 690	x = 330

6 STRUKTUROPTIMERING I ANSYS MECHANICAL

I dette kapitlet vil simuleringer bestemme endelig plassering av opplager langs borstanga basert på svingeformene til verktøy med forskjellige opplagerkombinasjoner. Ansys Mechanical ble valgt til videre simuleringer.

6.1 Elastisk flatestivhet

Til å simulere kontakten mellom borstangas støttelister og arbeidsstykke ble det valgt å bruke funksjonen elastisk flatestivhet (eng. Elastic Foundation Stiffness).

To måter å simulere fjærende opplagring på er:

1. Fjær med fjærkonstant [N/mm] som festes i et punkt på borstanga og et punkt utenfor borstanga. Slik kan man gi fjær en lengde og en stivhet.
2. Elastisk flatestivhet definerer en fjærstivhet per arealenhet som virker normalt på valgt flate. Elastisk flatestivhet er gitt i [N/mm³] og festes på en overflate mm². Fjærkrafta er da gitt av $N/mm^3 * mm^2 = N/mm$.

6.2 Simuleringer i Mechanical

Basert på simuleringresultater i kapittel 5 ble det plassert 7 opplagringer med en lengde på 35mm i aksial retning (basert på beregninger i kap 2.4). Tabellen på neste side viser resultatene fra simuleringer. Borstang ble tegnet i Ansys Mechanical. Opplagringsflatene ble konstruert ved å ekstrudere borstangas tverrsnitt i lengder gitt av avstand mellom glideflater og valgt lengde på glideflate på 35 mm. De 15 ekstruderingsene ble valgt å være en body.

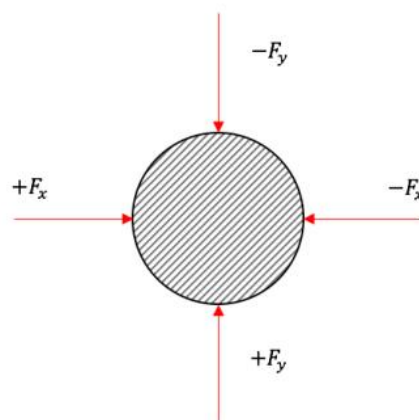
Stivheten på per glideflate ble satt til 100 N/mm³ og vil virke normalt på glideflaten rundt borstanga. Gjør vi en forenkling og deler omkrets på 4 slik figur 65 viser resulterer det i en stivhet på:

$$\text{Areal lagerflate: } 2\pi r * h = 2 * \pi * 25mm * 35mm = 5497,787 \text{ mm}^2$$

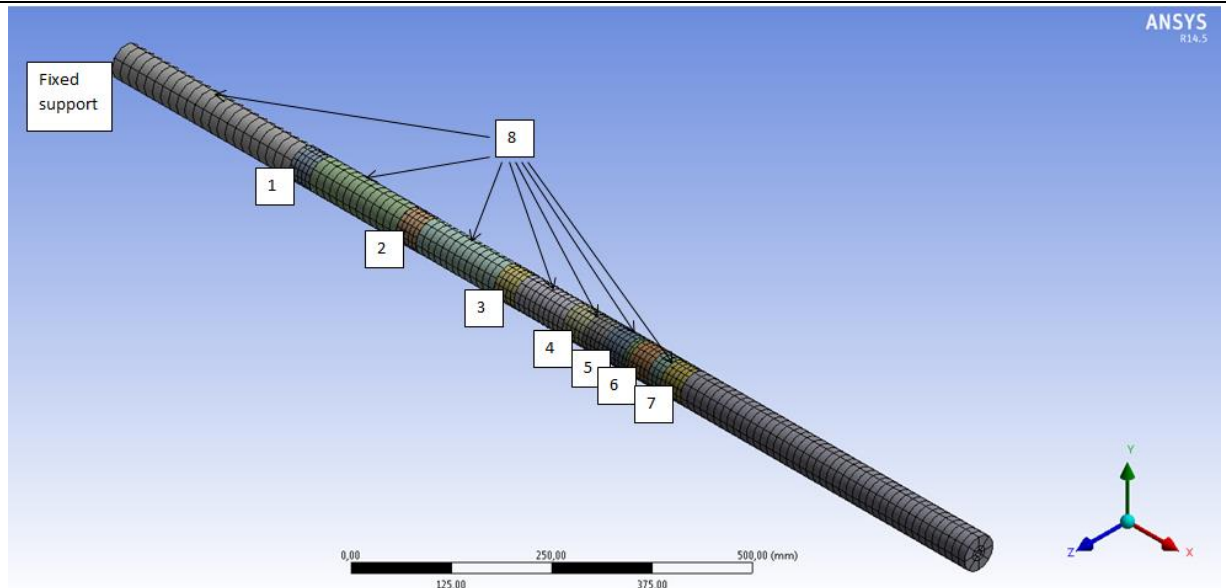
Stivhet:

$$|F_x| = |F_y| = \text{flatestivhet} * \frac{\text{areal lagerflate}}{4} = 100 \frac{N}{mm^3} * \frac{5497,787}{4} \text{ mm}^2 = \underline{137,4 \text{ kN/mm}}$$

Hvor: $|F_x| = |F_y| = k * x$. Noe som kan anses som svært stivt.



Figur 65: Forenkling krefter flatestivhet tverrsnitt borstang



Figur 66: Oppsett simulering. Meshed beam med 7 opplagerflater.

Opplagring fra 1-7 representerer de opplagingsposisjonene som ble ansett som gunstige fra simuleringer i Ansys APDL. Elastisk opplagring av hele borstanga på den første meteren er gitt i tabellen som opplager 1-8. Tabell 20 viser resultater fra forskjellige opplagerkombinasjoner.

Tabell 20: Resultater fra simuleringer med forskjellige kombinasjoner av opplagerpunkter.

Opplager [nr.]	Mode 1 [Hz]	Mode 2 [Hz]	Deformasjon ved punktlast på 1000N i fri ende [mm]
uten elastisk opplagring	16.354	102.23	17,556
7	78,947	212,35	1,6632
2 & 7	95,219	547,93	1,2832
2, 4 & 7	107,48	653,73	1,0487
1, 2, 4 & 7	107,49	656,9	1,0486
2,4,6 & 7	108,03	654,85	1,0379
1,2,4,6 & 7	108,03	659,05	1,0379
1-7	109,15	661,24	1,0201
1-8	110,24	669,94	1,005

Resultatene i tabell 20 viser at første egenfrekvens øker minimalt etter plassering av 3 opplager. Dette viser at det har lite for seg med opplagring av «hele» borstangas første meter (nummerert 1-8 i tabell), noe som sparer produksjon- og vedlikeholdskostnader.

6.3 Resultattolkning

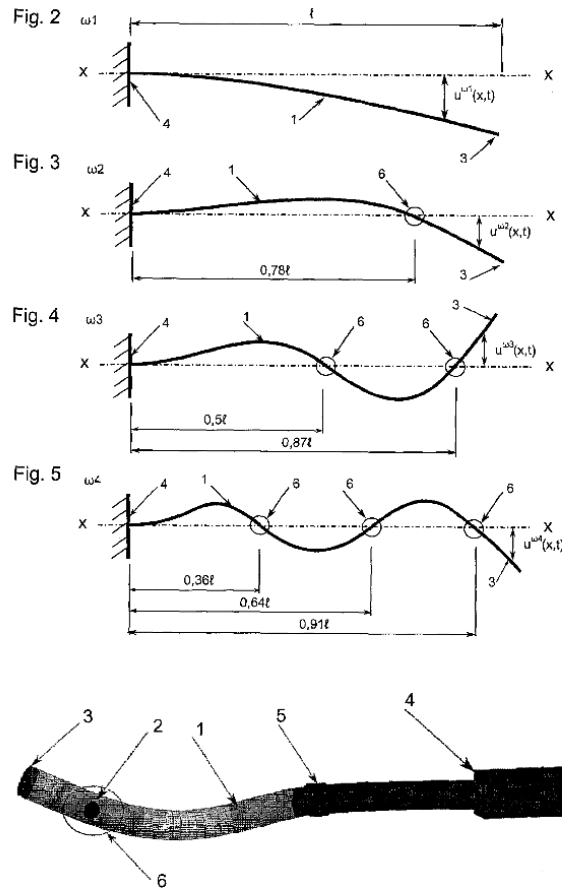
Plassering av opplagring må sørge for at største utbøying (markert med rød farge i Tabell 21) for svingemode 1 og 2 er begrenset til borstanga frie ende hvor demperen er lokalisert, slik at utbøyingen blir redusert av demper. Tabell 21 illustrerer hvordan det ser ut når største utbøying har flyttet seg til feil side av verktøy i svingemode 2 for borstang med en elastisk opplagring.

Tabell 21: Største utbøying for utkraget borstang uten og med elastisk opplagring

Mode	Uten elastisk opplagring	Med en elastisk opplagring
1		
2		

For å holde største utbøying i borstangens frie ende må flere opplagringer plasseres langs borstanga. Den passive demperen blir tilpasset den første egenfrekvensen til borstang og har et relativt smalt operasjonsområde. Demperen har derfor begrenset effekt på å utligne svingningene fra mode 2. Ønsket om å ha største utbøying for svingemode 2 i borstangens frie ende har flere begrunnelser:

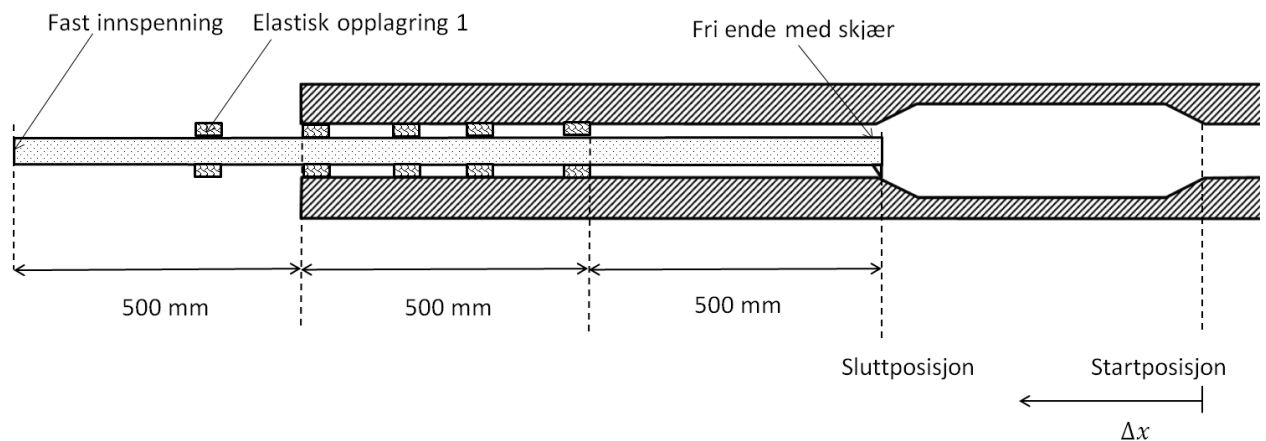
- I den frie enden er det mulighet å manipulere utbøyingen ved å sette skjær i knutepunkt. Slik Figur 67 på neste side viser. I første omgang vil ikke dette bli gjort, men om tester viser at svingemode 2 vil virke skadelig på maskineringen, er muligheten der.
- Det er usikkerhet rundt hvordan borstang vil oppføre seg med svingningene fra mode 2 i enden hvor den er fast innspent og ikke har noen demper.



Figur 67: Patentert verktøy [44]

Figur 67 viser et Sandvik Teenes patent for verktøy til dyphullsmaskinering. Patentet grunner i at plassering av skjær i knutepunkt til svingemode 2 eliminerer problem med resonans for denne frekvensen. I knutepunktet er utbøyingen 0 mm fra svingemode 2. Knutepunktet er markert med tallet 6.

Fra simuleringer av ulike opplagringskombinasjoner for borstang er det ønskelig å sammenligne elastisk opplagring 1,2,4,6 & 7 (Konsept 1) mot elastisk opplagring 1,2,3,4 & 7 (Konsept 2). De to konseptene blir simulert i start og sluttposisjon for maskineringen av kammerboringen. I sluttposisjon er elastisk opplagring 1 ute av arbeidsstykke slik figuren under illustrer.



Figur 68: Verktøy i sluttposisjon

Tabell 22: Konsept 1 i start og sluttposisjon.

Mode	Startposisjon Konsept 1	Sluttposisjon Konsept 1
1		
1*		
Torsjon		
2		
2*		
3		

* : Markerer 90 grader forskjøvet svingemode

Fra tabell 22 og resultater fra simulering av Konsept 1 ser vi at i sluttposisjon hvor elastisk opplagring 1 er ute av arbeidsstykket, at utbøyinger flytter seg til feil side av borstang i mode 2.

Tabell 23: Konsept 2 i start og sluttposisjon.

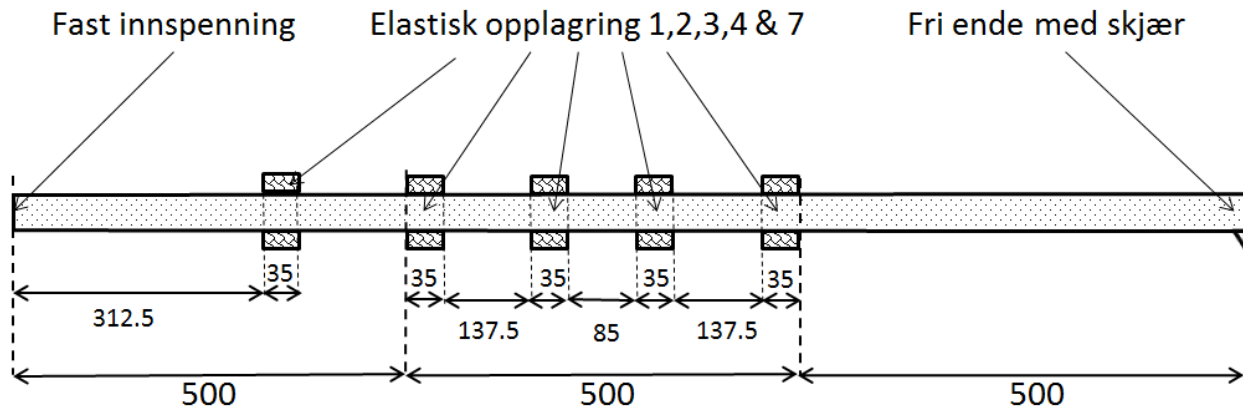
Mode	Startposisjon Konsept 2	Sluttposisjon Konsept 2
1		
1*		
Torsjon		
2		
2*		
3		

* : Markerer 90 grader forskjøvet svingemode

Tabell 23 viser at svingninger flytter seg til feil side av borstang først i mode 3 for konsept 2.

Prototyp vil bli basert på konsept 2 med elastisk opplager 1,2,3,4 og 7. Denne kommer bedre ut hva gjelder svingninger enn konsept 1. Da svingningene først flytter seg til feil ende av borstang ved mode 3.

Borstang vil da få følgende design:



Vi ser da at vi får en symmetrisk oppbygning av borstang i den midterste tredjedelen.

Fra simuleringene blir torsjonskritisk turtall returnert i tillegg til bøyefrekvensene. Sammenligner vi Ansys Mechanical med Ansys APDL og håndberegninger ser vi at vi har god overenstemmelse for det torsjonskritiske turtall:

	Ansys APDL	Ansys Mechanical	Håndberegninger	Største differanse
Første torsjonskritiske turtall [Hz]	534,607	533,51	534,609	0,206 %


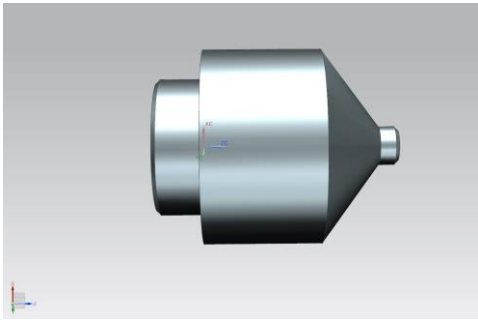
7 UTVIKLING AV PROTOTYP

7.1 Forenklinger

Prototyp av borstang vil forenkles til å bestå av sylindrisk stålstang med utboring i senter for mekanisk styrestang til skjær. I front er det en større utboring til dempelegeme. Verktøyhodet vil bli festet i enden av utboring til demper med en presspasning. Denne vil i virkeligheten inneholde skjæret som kan beveges i radiell retning. Det er benyttet standard deler til støttelist, skrue og fjærskive.

7.2 Komponenter

Tabell 24: Komponenter prototyp

Borstang	
	
Verktøyhode 	Støttelist Sandvik Coromant 800-10A P1 
Skrue Sandvik Coromant 5513_020_16 	Fjærskive Lesjöfors art.nr. 4258 

Fullverdig verktøy vil bestå av følgende elementer:

- Lang borstang med 5 opplagerposisjoner
- 20 støttelister
- 40 fjærskiver
- Demper
- Verktøyhode med bevegelig skjær
- Kjølevæsketilførsel
- Styrestang til mekanisk styring av bevegelig skjær

7.3 Sammenstilling

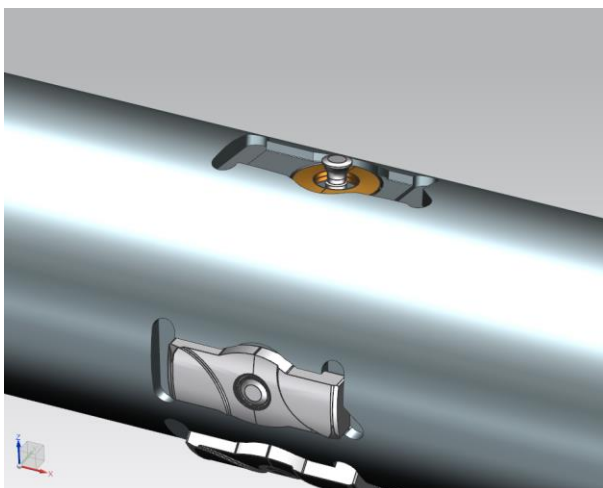
Borstang vil ha 5 opplagringspunkter. Hvert opplagringspunkt vil ha fire skjærleier. I hvert skjærleie vil det være to fjærskiver, en støttelist og en skrue.

Tabell 25: Sammenstilling Prototyp

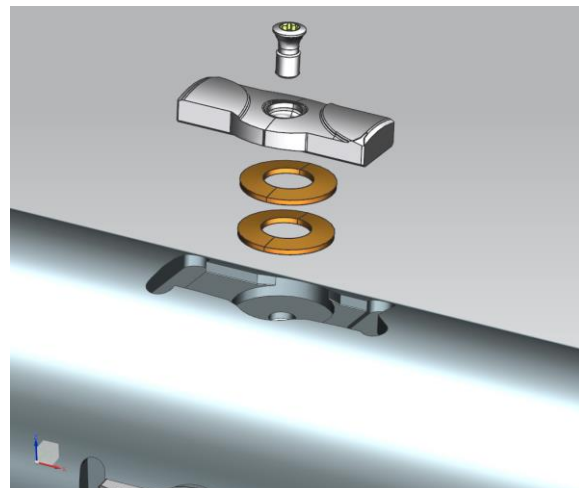
Sammenstilling med gjennomsiktig borstang



Skjærleie med to fjærskiver og skrue



Eksplosjon



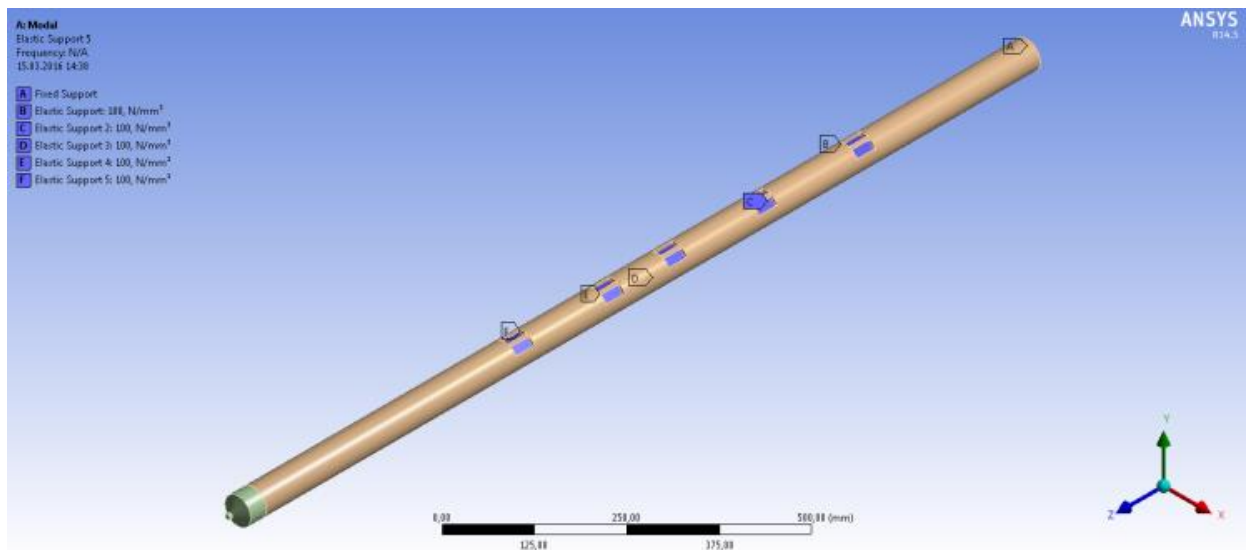
7.4 Simulering prototyp

7.4.1 Simuleringsparametre

Simulering av prototyp ble gjort uten støttelister, fjærskiver og skruer, og med kvadratiske skjærleier. De kvadratiske skjærleiene ble valgt med en bredde på 10 mm og en lengde på 35 mm, slik beregning i kapittel «2.4 Formgiving og design» foreslo.

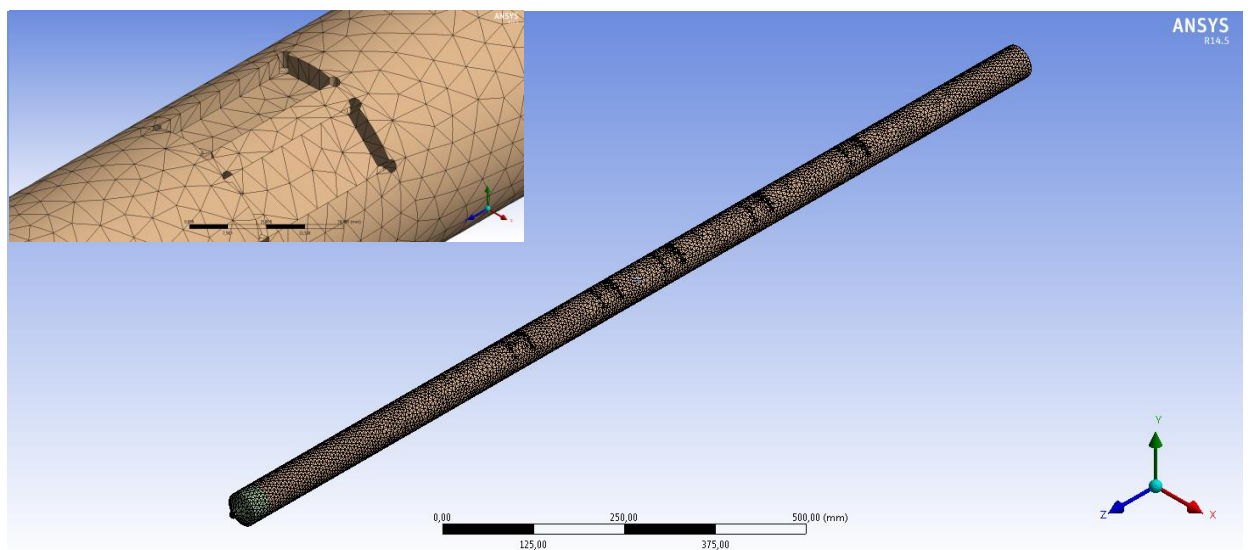
Den elastiske flatestivheten ble påført skjærleiets overflate slik figur 69 viser. Med en elastisk flatestivhet på 100 N/mm^3 blir stivhet per lagerflate:

$$\frac{100 \text{ N}}{\text{mm}^3} \times 35 \text{ mm} \times 10 \text{ mm} = \underline{35 \text{ kN/mm}}$$



Figur 69: Parametre for simulering prototyp.

Det ble valgt tetramer meshing med elementstørrelse på 6 mm slik figur 70 viser.



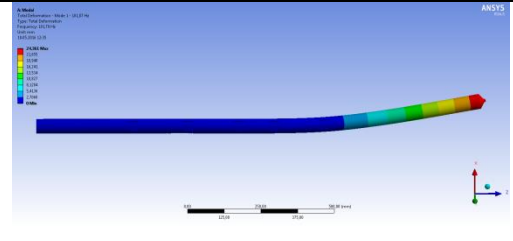
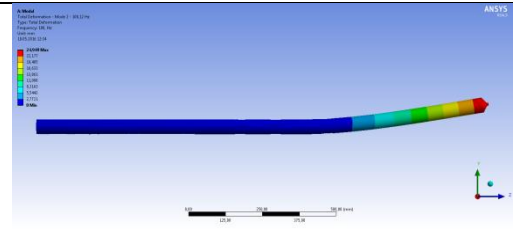
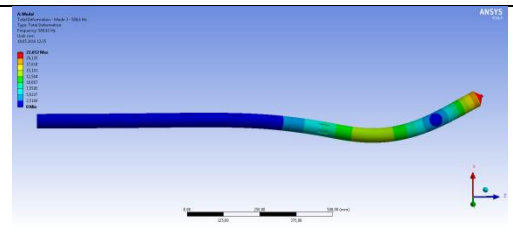
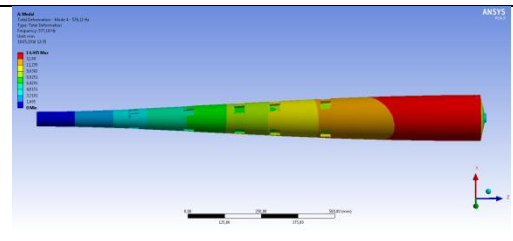
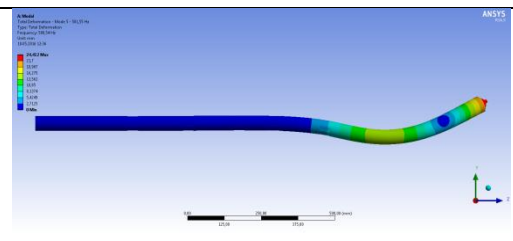
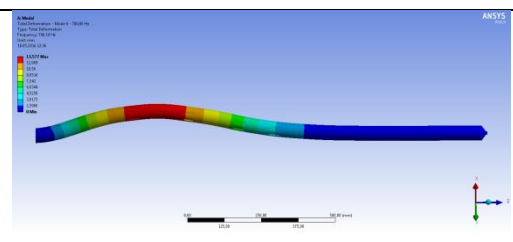
Figur 70: Meshed prototyp med utsnitt i venstre hjørne som viser kvadratiske skjærleier.

7.4.2 Resultater

7.4.2.1 Modalanalyse

Tabell 26 viser resultater fra simuleringer med prototyp i startposisjon

Tabell 26: Simulering av prototyp i startposisjon

Mode	Modeform	Eigenfrekvens [Hz]
1		101,78
1*		108,
2		508,87
Torsjon		576,93
2*		580,49
3		780,18

* : Markerer 90 grader forskjøvet svingemode

Tabell 26 viser at med differensiell opplagring rundt periferien øker differansen mellom egenfrekvens til hver svingeform som står 90° på hverandre.

I Tabell 27 vises resultater fra simuleringen for borstang i sluttposisjon

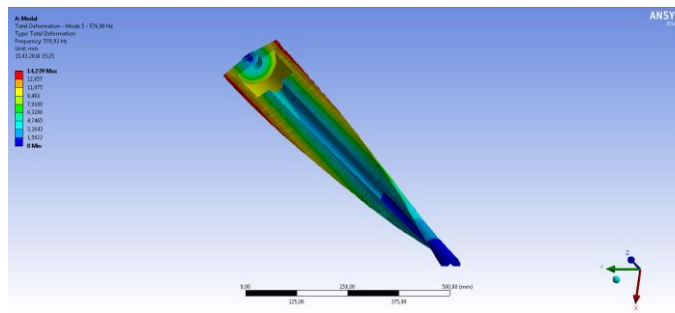
Tabell 27: Simulering av prototyp i sluttposisjon

Mode	Modeform	Eigenfrekvens [Hz]
1		101,78
1*		107,99
2		507,6
2*		543,43
Torsjon		574,76
3		580,46

* : Markerer 90 grader forskjøvet svingemode

Legg merke til at svingeformen for mode 2* fraviker fra svingeformen til mode 2.

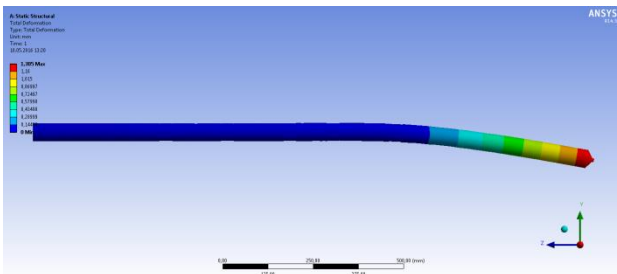
Figur 71 viser tverrsnitt av Torsjonskritisk turtall.



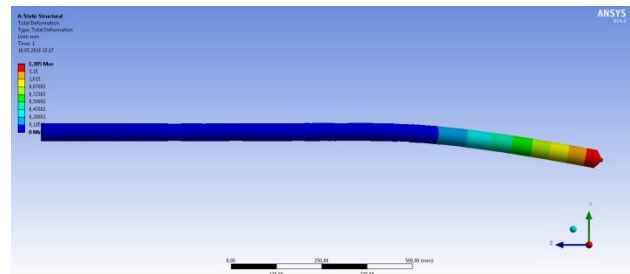
Figur 71: Tverrsnitt torsjonskritisk svingemode

7.4.2.2 Statisk analyse

Påført en last på skjærehodet på $-1000N$ i y – retning gir følgende utbøying:



Figur 72: Statisk nedbøying verktøy i posisjon 1



Figur 73: Statisk nedbøying verktøy i posisjon 2

Simuleringen viser at utbøyningen er lik 1,3 mm for begge posisjoner.

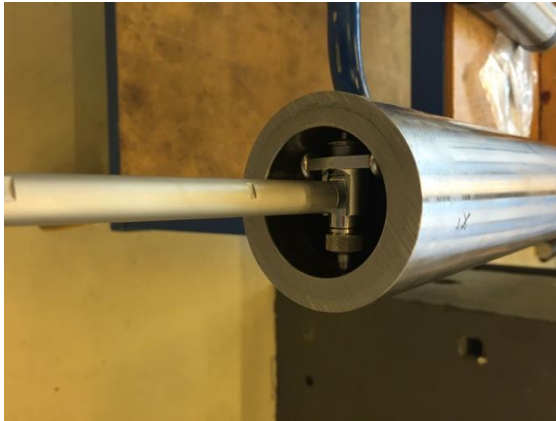
7.4.2.3 Slutninger

Fra simulering av prototyp kan vi gjøre tre interessante observasjoner:

- Resultater fra simulering prototyp viser at med en flatestivhet på $100 N/mm^3$ økes første egenfrekvens fra $16 Hz$ til $101 Hz$ ved hjelp av støttelister.
- Svingningene flytter seg til feil side av borstang ved en frekvens på $543 Hz$ når verktøy er i posisjon 2.
- Frekvensen til første egenfrekvens til borstangen endrer seg minimalt i de to posisjonene.
- Torsjonskritisk frekvens ser ut til å øke med ca. $40 Hz$ med differensial plassering av støttelister sammenlignet med resultatene vi fant i kapittel 5 og 6.
- Nedbøying ved en punktlast på $1000 N$ er $1,3 mm$ for begge posisjoner

7.5 Konstruksjon av prototyp

Prototyp ble konstruert i Sandvik Teeness AS verksted i Trondheim. Fysisk prototyp borstang består av en sylindrisk stålsylinder. Til test av fysisk prototyp ble det lagd et arbeidsstykke. Det ble bestemt at arbeidsstykket skulle produseres først slik at dybde på skjærleier til støttelister på fysisk prototyp kunne tilpasses det forborede hullet i arbeidsstykket som den fysiske prototypen skulle være opplagret i. Arbeidsstykke ble laget av en 80 mm sylinder i stål kvalitet SS2541. Arbeidsstykket ble forboret med *dyphullsborring* med høy toleranse. Forboret hull skulle ha diameter 55 mm.



Figur 74: Måling med hullindikator.



Figur 75: Hullindikator med 65 cm effektiv målelengde og digitalt måleaur.

Til å måle gjennomboret hull i arbeidsstykke ble det benyttet hullindikator. Hullindikator hadde effektiv målelengde på 65 cm. Målinger ble utført i vertikal og horisontal retning i 4 posisjoner for å sjekke rundhet og om hullet sentrert. Tabell 28 viser største målte avvik fra 55 mm fra to uavhengige personer. Slik sikrer man at borstang ikke blir for stor. Det benyttes mellomskiver og/eller fjærskiver til å sikre god pasning.

Tabell 28: Målinger gjennomboring arbeidsstykke

	Posisjon 1	Posisjon 2	Posisjon 3	Posisjon 4
Horisontalt mål [mm]	-0,086	-0,072	-0,081	-0,073
Vertikalt mål [mm]	-0,084	-0,075	-0,079	-0,075

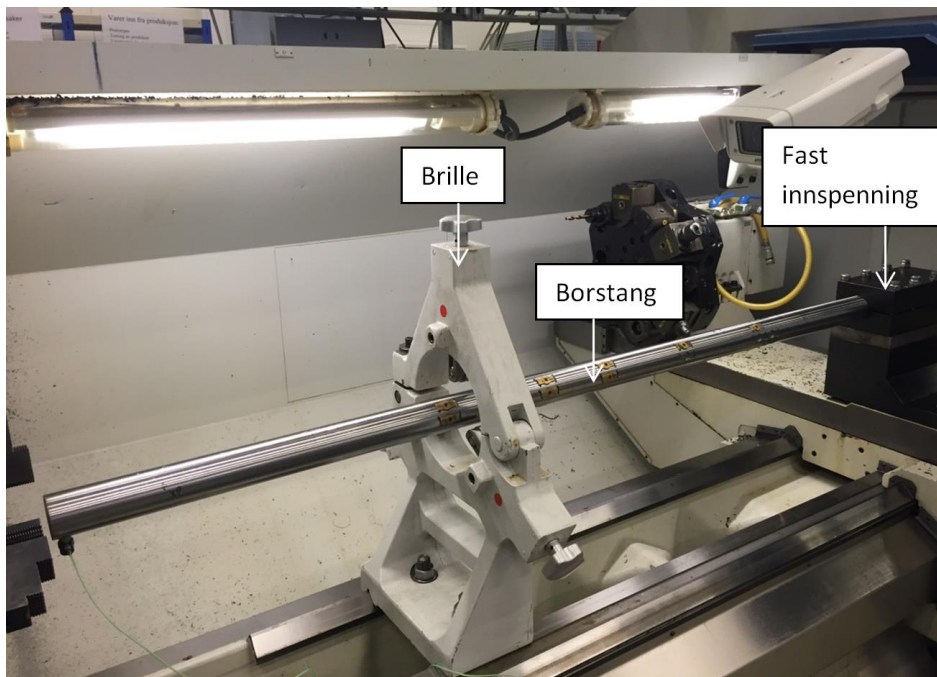
Posisjon 1 = 3cm, Posisjon 2 = 22 cm, Posisjon 3 = 43 cm & Posisjon 4 = 65 cm inne i arbeidsemnet.

Resultatene viser at hullet har ulik størrelse i forskjellige posisjoner. Dette kan tyde på at *dyphullsborret* har møtt motstand noen plasser som har ført til et større hull. Det må ta hensyn til at måleusikkerheten ned på tusendels millimeter er stor, men det gir et bilde av hvor dypt skjærleier til støttelister skal maskineres. Det blir antatt at differansen i hulldiameter ikke vil skape noe problem for test av prototyp og at fjærskivene vil sikre god pasning gjennom hele det forborede hullet i arbeidsstykket.

Prototyp bestod av en massiv sylinder i stål kvalitet SS1672. Denne kvaliteten er induksjonsherdet. Den ytterste millimeteren av materialet er derfor hardere enn kjernen innenfor. Arbeidstegninger kan ses i Vedlegg 15. Prototyp har 5 antall opplagringspunkter langs stangkroppen. Hvert opplagringspunkt har 4 støttelister rundt periferien. Med unntak av de to

opplagringspunktene nærmest verktøyets faste innspenning. På grunn av mangel på støttelister er det kun 3 i disse to posisjonene. Det er da støttelist 178° fra skjærspiss som mangler. Det er totalt 18 støttelister på fysisk prototyp borstang.

Fysisk prototyp har ikke utboring til styrestang og demper, og ikke verktøyhode. Det blir antatt at prototyp fortsatt vil kunne gi svar på ønskede spørsmål om verdi på den elastiske flatestivhet i opplagringspunktene til å forbedre simuleringer. For å sikre god pasning ble det valgt å bruke 2 fjærskiver art.nr. 4258 levert av Lesjöfors. Disse bygger 1,9 mm, med en maks nedbøyning på 0,3 mm ved påføring av ca. 2 kN. Nedsenking lik høyden på fullt nedbøyd fjærskive ble maskinert i senter av skjærleiet. Fjærskivene forstrammes til 50% nedbøyning ved montering. Det vil si at hver støttelist har en maksimal nedbøyning på 0,15 mm.



Figur 76: Fysisk prototyp borstang innspent i dreiebenk. NB! Ikke støttet med brille.



Figur 77: Verktøy i forskjellige posisjoner inne i arbeidsstykke. På bildet til høyre er verktøyet i startposisjon og lengde lik fire ganger egen diameter til innspenning er utstikkende fra arbeidsstykket.

8 TEST AV PROTOTYP

Simuleringer viste at med bruk av støttelister er det mulig å øke egenfrekvensen til borstang tilstrekkelig til at demper kan benyttes. For å verifisere resultater fra simuleringer ble det utformet et enkelt forsøk. Forsøket ble utført hos Sandvik Teeness AS i Trondheim.

8.1 Forsøksoppsett

En FRF-test av innspent borstang med arbeidsstykke i dreiebenk ble utført for å bekrefte simuleringer. Testen er statisk og det er ingen bevegelse mellom verktøy som er opplagret inne i arbeidsstykket. Det blir benyttet et akselerometer til å registrere svingningene som borstangen opplever. Til å framprovosere svingninger i borstangen benyttes en hammer. Da vil det påmontert akselerometer registrere de forskjellige svingemodene som borstang opplever. FRF-test returnerer borstangens egenfrekvenser.

Når man utfører FRF testing er det vanlig å plassere akselerometer i borstangens frie ende. For å sikre gode testresultater er det valgt å banke med hammer i lokale maksimum til de to første svingemodene, hvor utbøying er på sitt største. Ansys APDL ble brukt til å finne disse plasseringene.

Tabell 29: Svingeform prototyp

Mode	Startposisjon	Sluttposisjon
1		
2		

I tabell 30 er posisjon for største utbøyinger i mode 1 og 2 presentert.

Tabell 30: x-koordinat til de største lokale utbøyinger og knutepunkt i avstand x fra innspenning

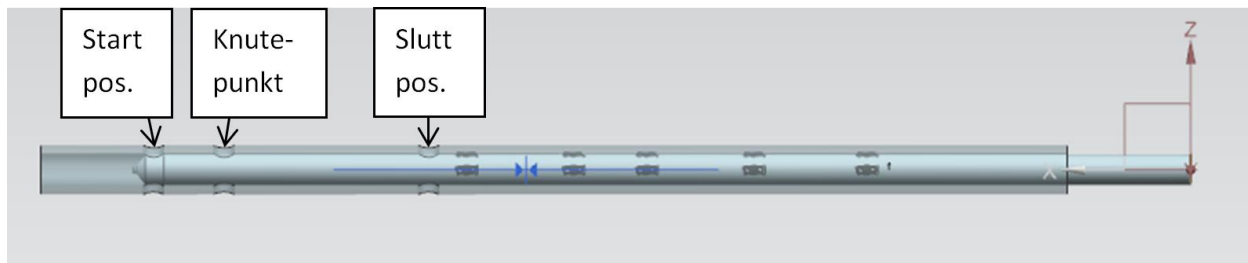
Mode	x-koordinat i Posisjon 1 [mm]	x-koordinat i Posisjon 2 [mm]
1	220,435,615,760,930,1500	330,615,760,930,1500
2	210,430,615,755,925, 1215,1385* ,1500	270,580,760,925, 1215,1385* ,1500

Hvor: * = Knutepunkt, **fet skrift** = punktene som var ønsket å teste for å sikre gode resultater.

Tabell 30 viser ønskede x-koordinater for gunstige punkter å banke på borstanga med hammer ved FRF-testing. Det ble prioritert å banke med hammer i borstangens frie ende under start og sluttposisjon. I tillegg til å banke i posisjon 1385 for å bekrefte at dette er knutepunkt til svingemode 2. Banking med hammer i knutepunkt for svingemode 2 skal resultere i null utbøyning for denne svingemoden i den resulterende imaginære FRF-grafen. Av den imaginære grafen ser man tydelig hvilke posisjoner grafen bytter fortegn og kan fra dette se svingeformen til borstang. Opp = negativ utbøyning, ned = positiv utbøyning, flat kurve = knutepunkt (null utbøyning).

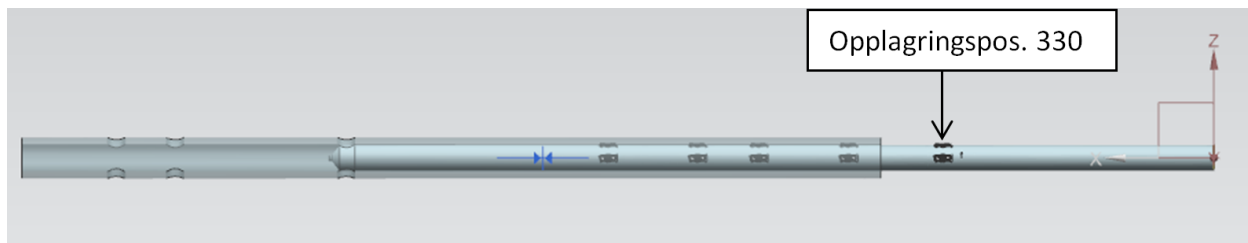
For å få tilgang til borstang når det befinner seg inne i arbeidsstykket ble det boret tre gjennomgående hull i arbeidsstykke (ved start og sluttposisjon, og ved nullpunkt for svingemode 2 når borstang er i startposisjon).

Verktøy i startposisjon:



Figur 78: Forsøksoppsett verktøy i startposisjon inne i tilpasset arbeidsstykke

Verktøy i sluttposisjon:



Figur 79: Forsøksoppsett med verktøy sluttposisjon inne i tilpasset arbeidsstykke.

Med verktøy i posisjon 2 er det interessant å undersøke om opplagring i posisjon 330 er et maksimum for svingemode 1. Dette kontrolleres ved å plassere akselerometer i to punkter på hver sin side av opplager 1 med en avstand 80 mm for å sjekke at den imaginære kurven når sitt maksimum i punkt 330 mm fra borstangens faste oppspenning.

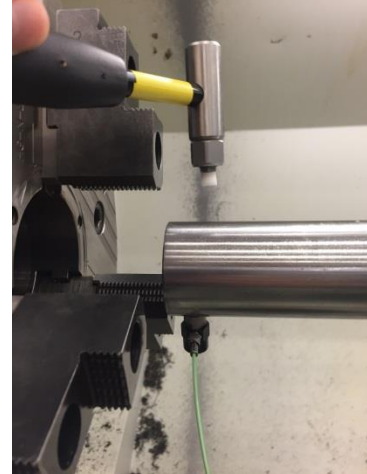
8.2 Resultater

8.2.1 Utkraget borstang 30 x Diameter

Borstangen fast innspent i den ene enden slik som figur 80 ble målt for å finne egenfrekvensen til verktøy uten opplagring av støttelister inne i arbeidsstykket.

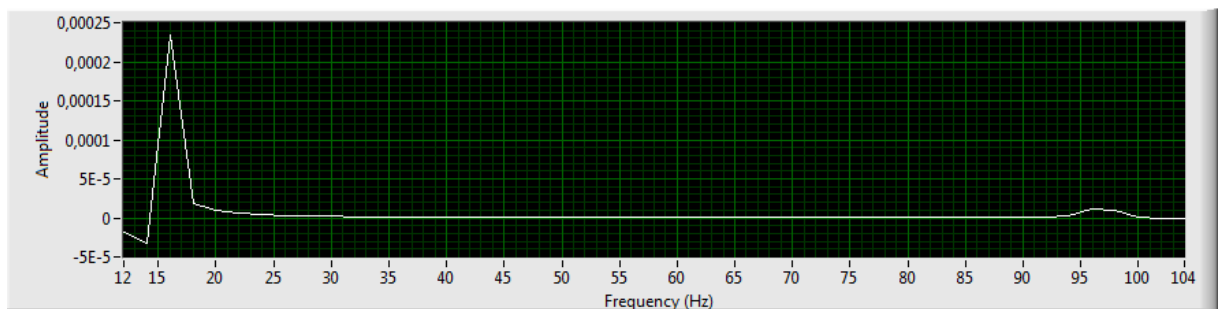


**Figur 80: Verktøy fast innspent i den ene enden.
NB! Verktøy er ikke innspent i brille.**



Figur 81: Impulshammer og akselerometer.

Akselerometeret er plassert i underkant av borstang og det bankes med hammer rett over akselerometeret. Etter 8 godkjente hammerslag returnerer FRF-programmet en graf som viser største amplituder med tilhørende frekvens. Ekstremalpunktene viser egenfrekvensene til systemet. Første egenfrekvens vil ha lavest frekvens. Den andre egenfrekvensen nest lavest osv. Gode målinger returnerer jevne toppen, uten støy.

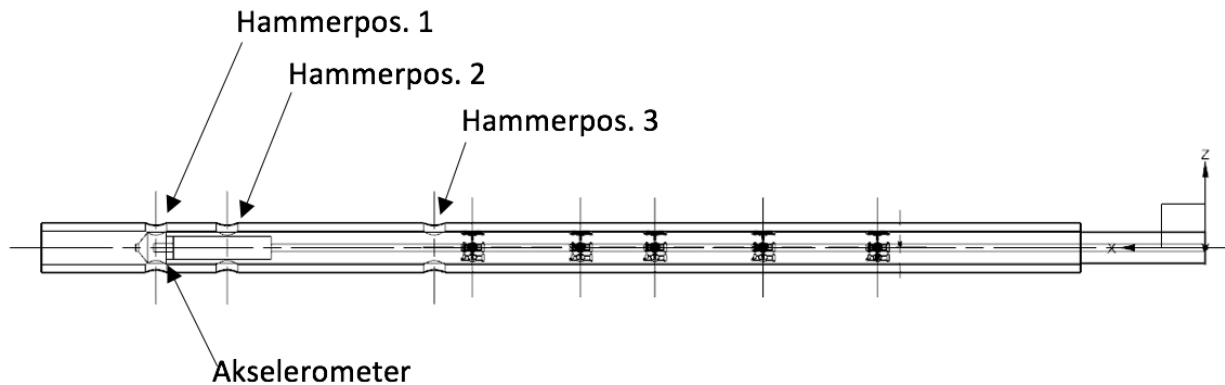


Figur 82: FRF-målinger av borstang fast innspent i den ene enden (utkraget bjelke).

FRF-test viser at første egenfrekvens ligger på 16Hz og andre egenfrekvens på litt under 100Hz. Noe som samsvarer godt med simuleringer og håndberegninger (ca. 16Hz og 102Hz). Amplituden til toppene indikerer bidraget hver mode har på utbøying til borstang.

8.2.2 Verktøy i startposisjon

Med verktøy i startposisjon inne i arbeidsstykket ble det utført målinger med plassering av akselerometer i borstangens frie ende (kalt målepunkt 1) og banking med hammer i de tre utboringene i arbeidsstykket slik figur 83 viser.



Figur 83: Forsøksoppsett med verktøy i startposisjon inne i arbeidsstykke

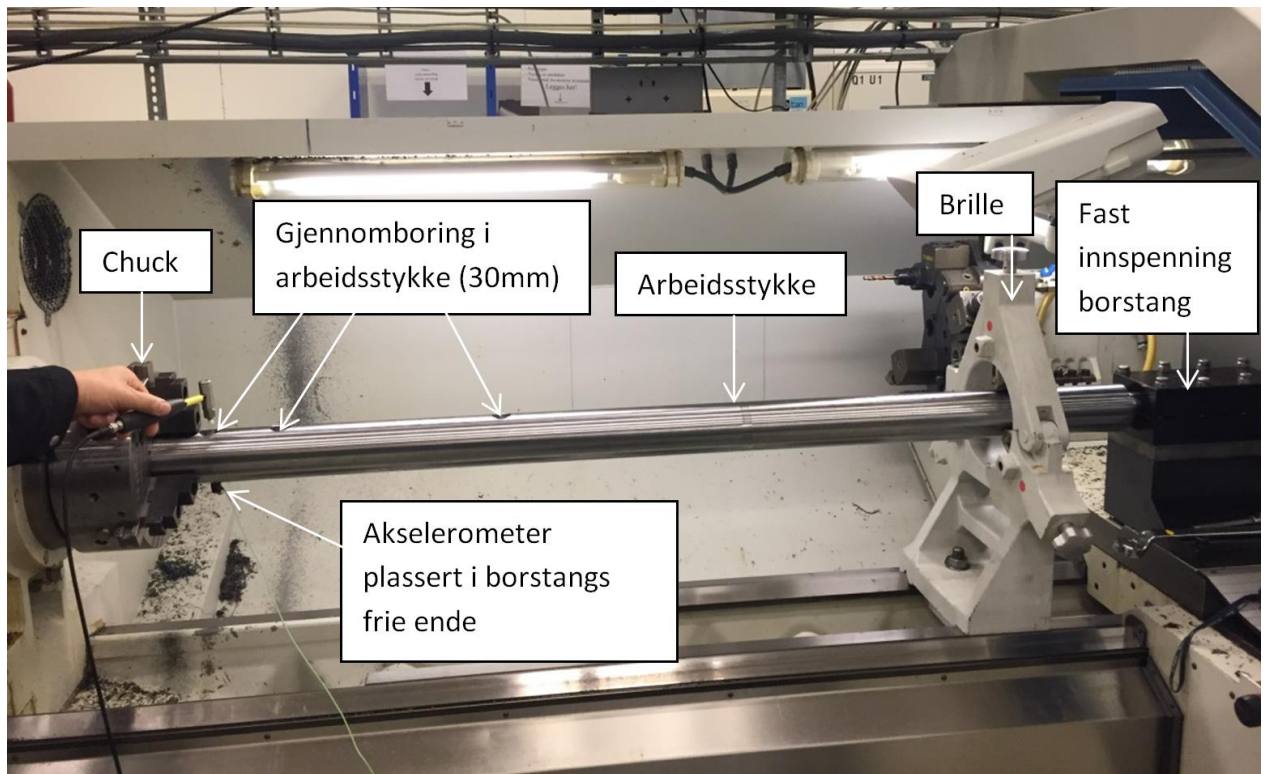
Eksempel på filnavn:

#4Randompospads_Test1brille_pos1(200mm)_Maalepunkt1_4xDinnspenning_hammerpos1

Forklaring

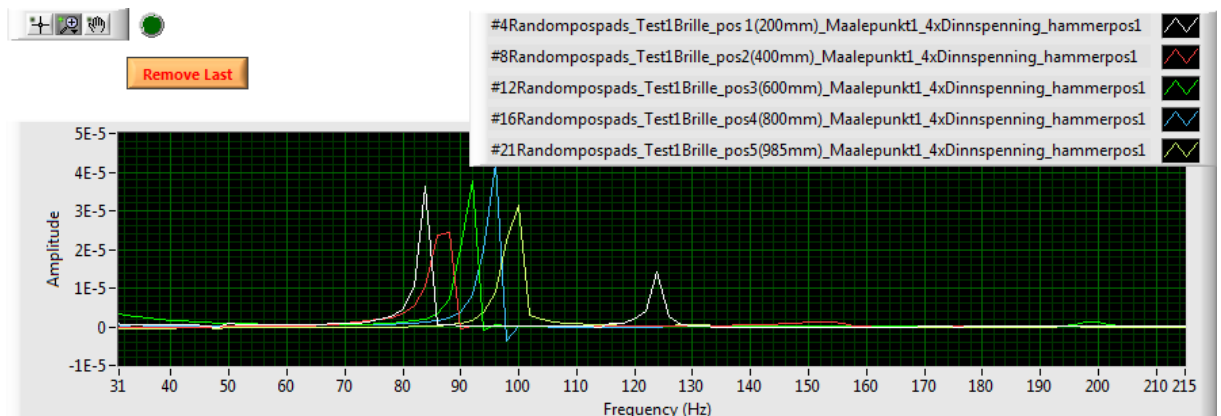
- #4 = måling 4
- *Randompospads* = ukjent hvordan støttelister er orientert inne i arbeidstykke
- *Test 1* = Verktøy er i startposisjon
- *Brille_pos1(200mm)* = Brille plassert 200 mm fra arbeidsstykkets frie ende
- *Målepunkt1* = Akselerometer i verktøyets frie ende
- *4xDinnspenning* = innspenning lik fire ganger borstangdiameter
- *hammerpos1* = Banking med hammer i hammerposisjon 1

8.2.2.1 Betydning av brilleposisjon når verktøy er i startposisjon



Figur 84: Verktøy i startposisjon inne i arbeidsstykke. Legg merke til plassering av brille i posisjon 1 (200 mm fra arbeidsstykkets frie ende). Fra venstre mot høyre kan gjennomgående hull i startposisjon, knutepunkt og sluttposisjon ses.

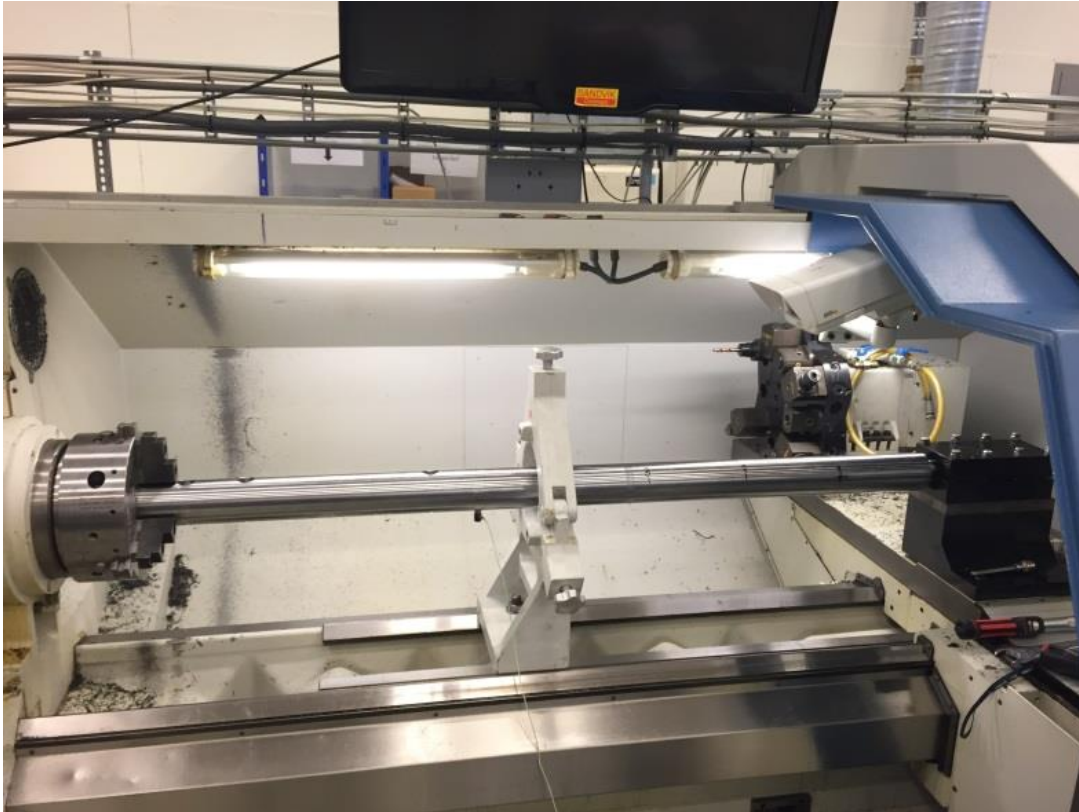
Det første som ble undersøkt var hvilken påvirkning brillens posisjon hadde på systemets stivhet ved å flytte brille mot chuck. Dette ble gjort i steg på 200 mm. Figur 84 viser brilleposisjon 1, 200 mm fra arbeidsstykkets frie ende.



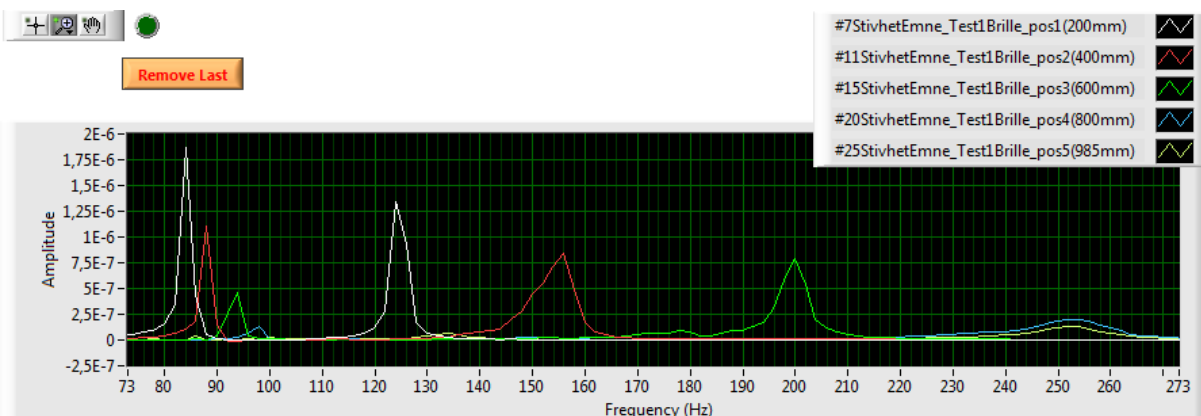
Figur 85: Borstangs første egenfrekvens avhengig av forskjellige brilleposisjoner.

Skjærets nærmeste opplagringspunkt (plassert 1000 mm fra fast innspenning) som er plassert like i bakkant av kammerboring er det opplagringspunktet som utsettes for største påkjenninger. Ved å flytte brille mot denne posisjonen ser vi at borstangens første egenfrekvens øker fra 85Hz til 100Hz. Vi ser derfor at brilleposisjon har stor betydning. Når brille er plassert i posisjon 1 (200 mm) ser vi at vi får to tydelige egenfrekvenser. Den ene ved 85Hz og den andre ved 125Hz.

Egenfrekvens til arbeidsstykket ble målt ved hammerslag og plassering av akselerometer i posisjon 935 mm fra arbeidsstykkets frie ende.



Figur 86: Måling stivhet arbeidsstykke med brille i posisjon 4 (800mm fra arbeidsstykkets frie ende). Akselerometer i posisjon 935 mm fra arbeidsstykkets frie ende.

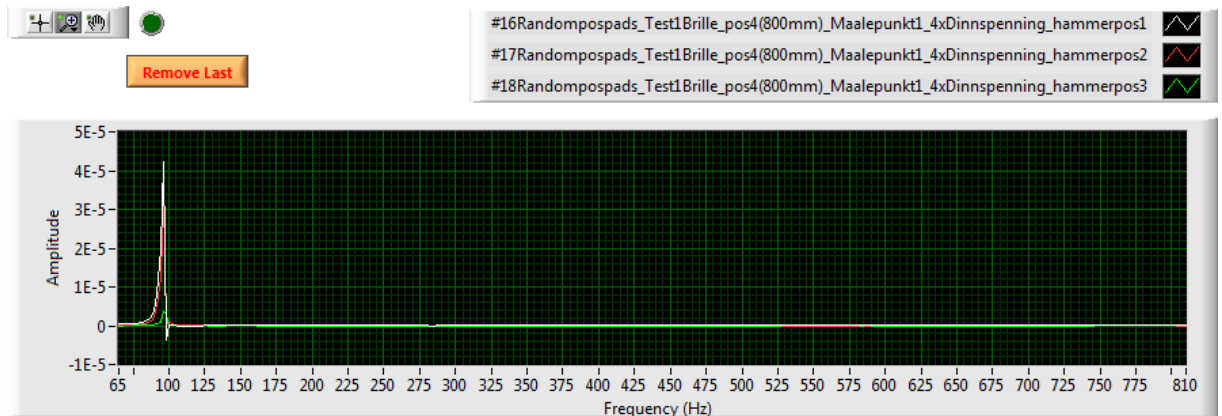


Figur 87: Egenfrekvens arbeidsstykke avhengig av brilleposisjon

Av figur 87 ser vi at arbeidsstykkets egenfrekvens øker når brille flyttes mot chuck. Når brille er i posisjon 1 ser vi de to samme toppene som ved måling på borstang. I tillegg ser vi samme tendens for måling med brille i posisjon 2 og 3. At disse toppene opptrer med så liten differanse i målt frekvens gav mistanke om at toppen med lavest frekvens er borstangens første egenfrekvens og den andre toppen vi ser er arbeidsstykkets første egenfrekvens. Legg merke til at for brille i posisjon 4 og 5 er første egenfrekvens økt fra 125 Hz (posisjon 1) til ca. 255 Hz.

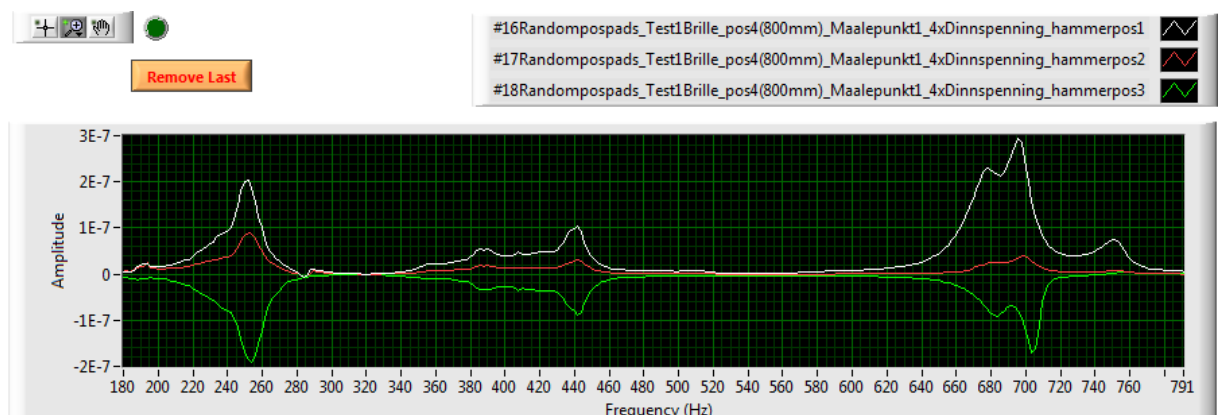
8.2.2.2 Svingemode 1&2 for borstang i startposisjon

FRF-resultater for borstang i startposisjon viser at utbøyingen domineres av første egenfrekvens.



Figur 88: Egenfrekvens borstang med brille i posisjon 800 mm fra arbeidsstykkets frie ende

Figur 89 viser utsnitt av de neste svingemodene som opptrer på grafen. Vi ser at vi får en topp rundt 250 Hz, en topp rundt 440 Hz og en topp rundt 700 Hz. Den andre svingemoden til verktøy ble funnet å være 508 Hz fra simuleringer. Disse simuleringene tar ikke hensyn til brilleposisjon. Det antas at mode 2 til borstang er toppen som kan ses ved 440 Hz. Det antas videre at toppen rundt 250 Hz er første mode til arbeidsstykke og toppen rundt 700 Hz er andre mode til arbeidsstykke. Til å støtte opp om teori om at det er arbeidsstykkets første egenfrekvens vi ser på ca. 250 Hz og arbeidsstykkets andre egenfrekvens på ca. 700 Hz ble det gjort en simulering i Ansys Mechanical som kan ses i vedlegg 13. Differansen mellom simulerte og målte FRF-verdier kan ses under kap. «9.1 Sammenligning av testdata med simuleringensdata». Simuleringene viste god overenstemmelse med FRF-målinger.

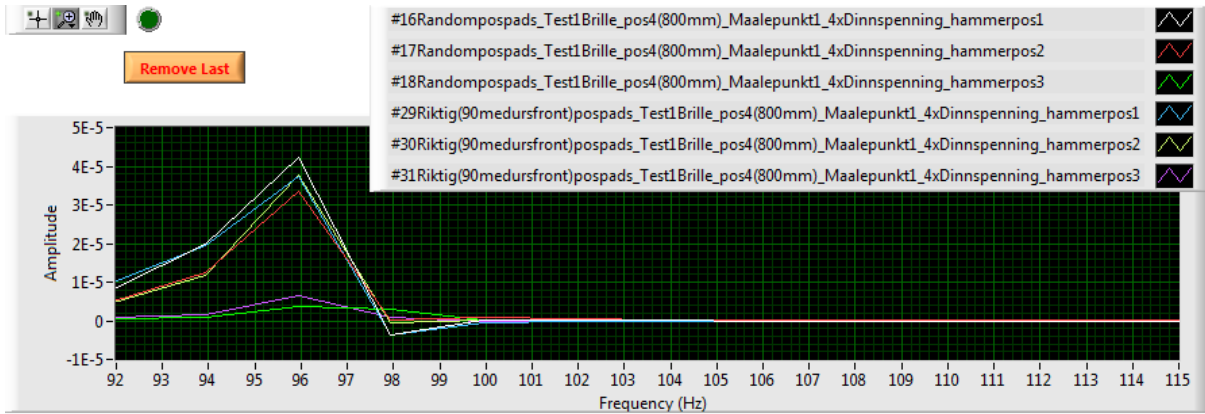


Figur 89: Fra venstre mot høyre - 1. mode Arbeidsstykke, 2. mode Borstang, 2. mode Arbeidsstykke.

Simuleringer gjort i kap 8.1 viste at posisjon 1385mm fra borstangs innspenning skulle være knutepunkt for borstangens andre mode. Vi ser at graf (med rød farge) for hammerposisjon 2 (som befinner seg i posisjon 1385) for mode 2 (ca. 440 Hz) til borstangen at utbøyingen er tilnærmet lik 0 (grafene er tilnærmet flat). Dette tyder på at posisjon 1385 er en grei tilnærming til plassering av knutepunkt for mode 2 til borstang.

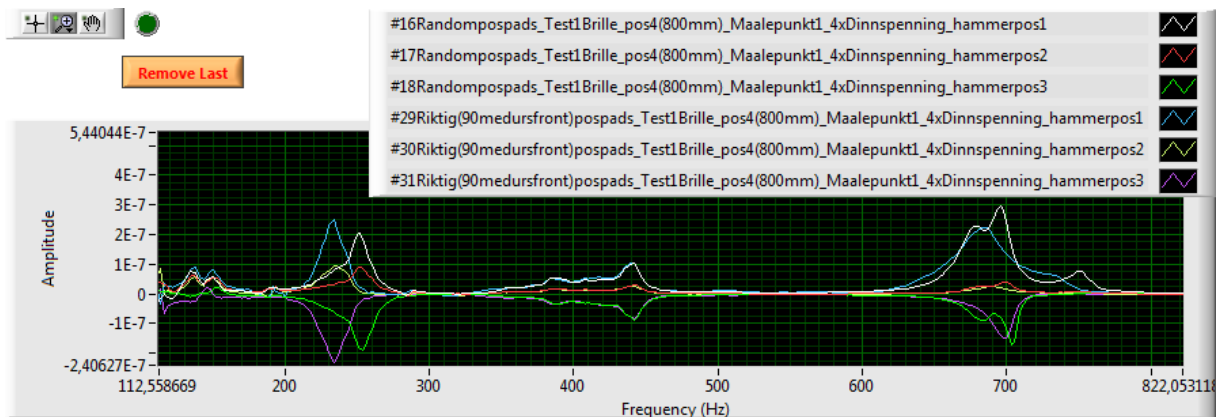
8.2.2.3 Betydning av 90 graders rotasjon av støttelister

Til de første testene ble ikke orientering til støttelister kontrollert før start. Det viste seg at støttelistene var forskjøvet 90 grader fra ønsket plassering rundt periferien etter anbefalinger fra kapittel 2.4. Resultater fra de to ulike støtteliste-posisjonene ble derfor sammenlignet med brille i posisjon 4.



Figur 90: Sammenligning av støttelister (pads) i riktig posisjon og 90 grader forskjøvet (rotert).

Vi ser det er godt sammenfall for svingemode 1 til borstanga. Legg merke til at for grafene til hammerposisjon 3 er amplituden tilnærmet lik null. Dette er naturlig da vi er rett ved første opplagringspunkt fra skjæret og utbøying til mode 1 vil være svært liten.

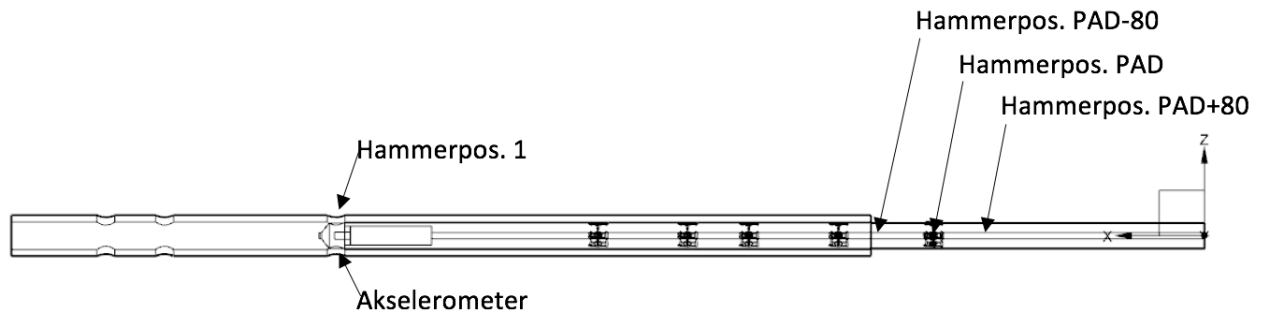


Figur 91: Sammenligning mode 1. til Arbeidsstykke, mode 2. til Borstang og mode 2. til arbeidsstykket for støttelister (pads) rotert 90 grader.

Figur 91 viser at å snu støttelistene gjør utslag i hovedsak på første egenfrekvens til arbeidsstykket, som minker med ca. 20 Hz. Dette tyder på at pasning mellom verktøy og arbeidsstykket er endret. Dette kan ha skjedd på grunn av at hullet ikke er helt rundt og vi nå har fått en dårligere pasning.

8.2.3 Verktøy i sluttposisjon

På grunn av begrensninger på lengde til dreiebenk ble arbeidsstykke dratt inn i chucken når verktøy skulle testes i posisjon 2. Oppsett med valgte målepunkter er illustrert i figur 92.



Figur 92: Målepunkter med borstang i sluttposisjon

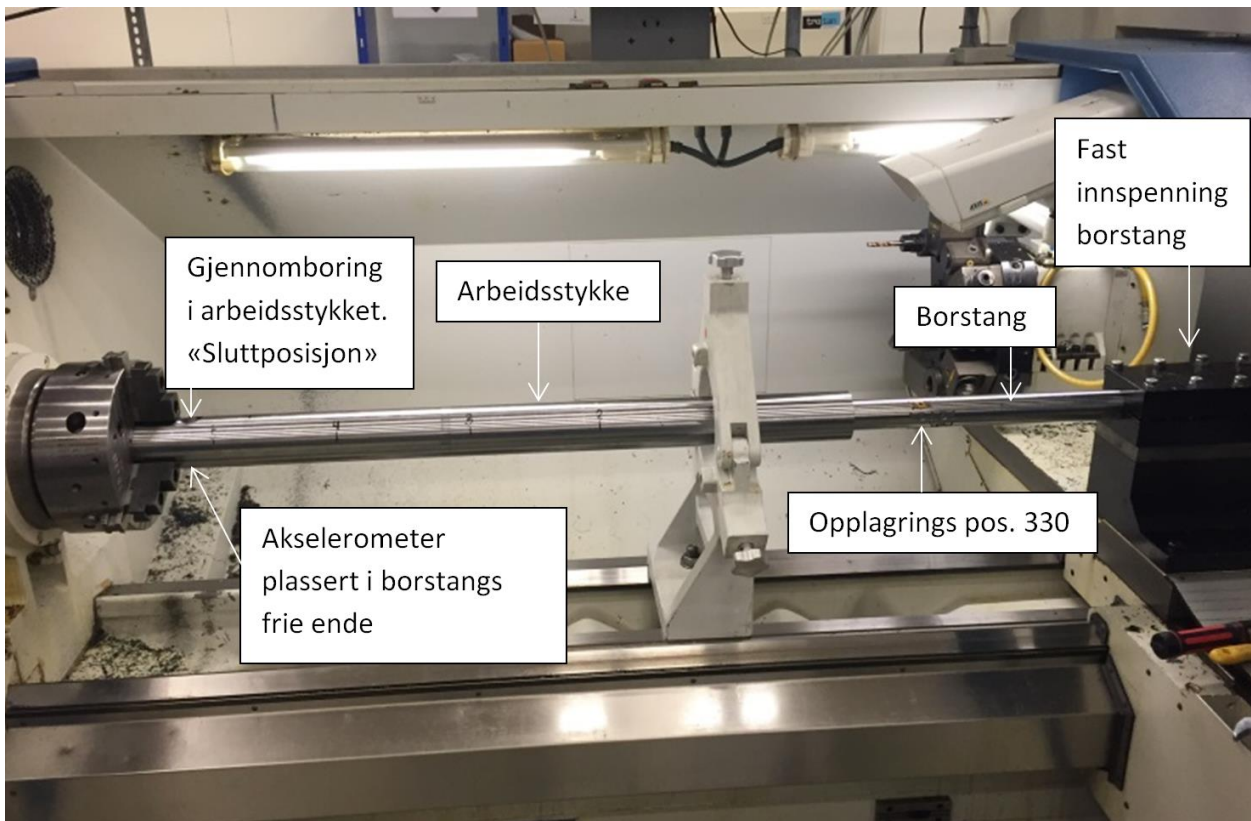
Eksempel filnavn er nå:

#32Riktig(90medursfrafront)pospads_Test2brille_pos1(200mm)_Maalepunkt1_4xDinnspenning_hammerpos1

Forklaring:

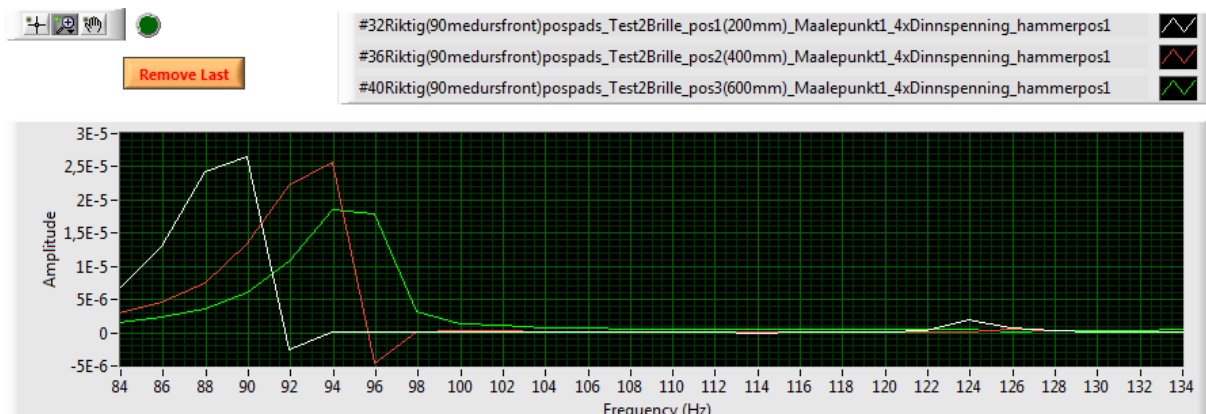
- #32 = måling 32
- Riktig(90medursfrafront)pospads = Riktig orientering av støttelister med tanke på skjærkrefter, dreid 90 grader medurs (gitt at man ser på front av borstang) fra Randompospads.
- Test 2 = At verktøy er i sluttposisjon
- Brille_pos1(200mm) = Brille plassert 200 mm fra arbeidsstykkets frie ende
- Målepunkt1 = Akselerometer i verktøyets frie ende
- 4xDinnspenning = innspenning lik fire ganger borstangdiameter
- hammerpos1 = Banking med hammer i hammerposisjon 1

8.2.3.1 Betydning av brilleposisjon når verktøy er i sluttposisjon



Figur 93: Borstang i sluttposisjon. Støttelister i posisjon 330 er nå ute av arbeidsstykket.

Når verktøy er i sluttposisjon ble de tre første posisjonene til brille testet (200, 400 og 600 fra arbeidsstykkets frie ende). Resultatet viste at ved å minke avstand mellom chuck og brille øker frekvensen.

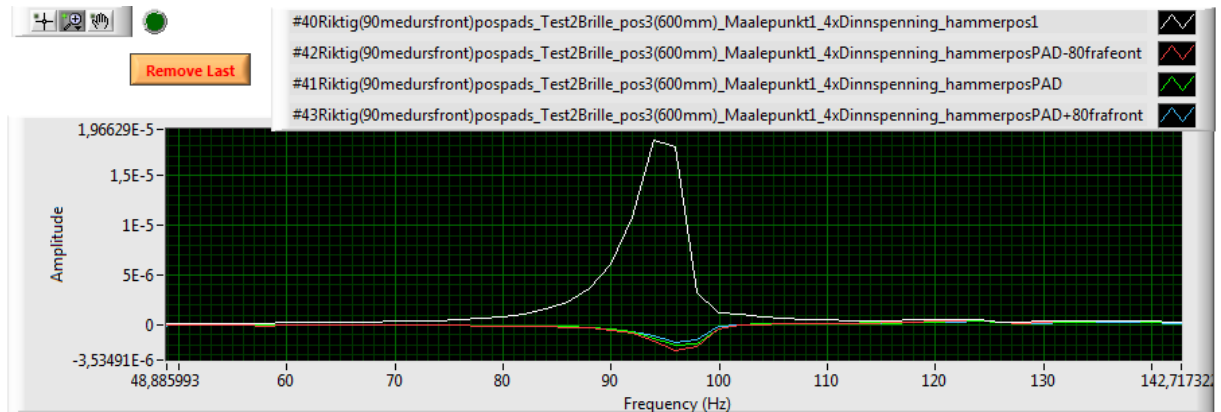


Figur 94: Borstangas egenfrekvens avhengig av ulike brilleposisjoner.

Med verktøy i sluttposisjon og et opplagringspunkt med støttelister utenfor arbeidsstykket ser vi at første egenfrekvens har minket noe, fra 98Hz til 95Hz. Dette anses ikke som en betydelig endring.

8.2.3.2 Kontroll av opplagerposisjon 330

Med verktøy i sluttposisjon er det mulig å sjekke om posisjon 330 er et lokalt maksimum for utbøying til borstangas første egenfrekvens. Legg merke til at amplituden i punktet 330 vil være negativ. Svinge ut motsatt vei av svingningene i den frie enden (hammerpos1). Svingningene i posisjon 330 vil også naturlig være mye mindre enn i svingningen som oppstår i den frie enden av borstangen, noe som fremkommer av grafen.

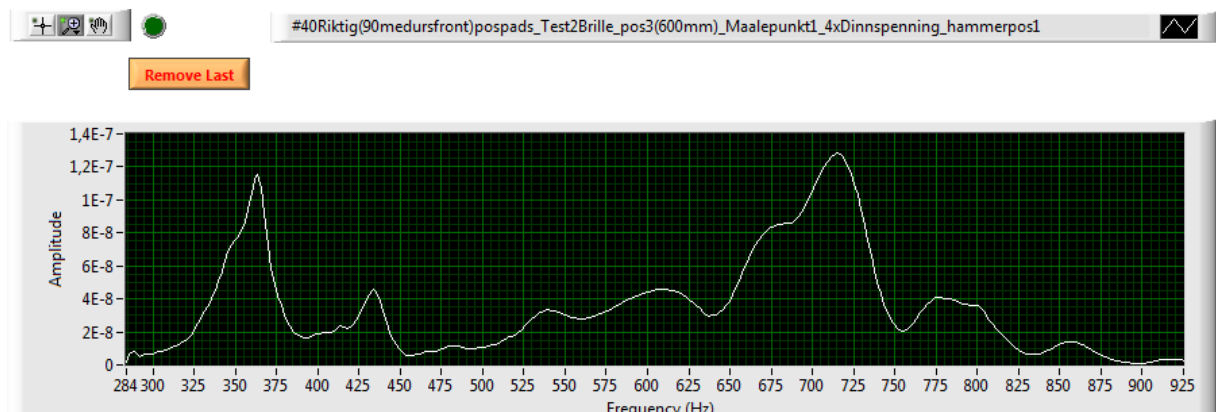


Figur 95: Kontroll av lokalt maksimum for første egenfrekvens i punkt 330

Til å kontrollere at posisjon 330 var største lokale utbøying for svingemode 1 ble det utført målinger 80 mm til høyre og venstre for posisjon 330. FRF-måling viser større utbøying nærmere skjær. At maksimum ikke ligger i punkt 330 kan tyde på dårlig pasning mellom støttelister og arbeidsstykket i posisjon 500. Dette får maksimum for første egenfrekvens til å flytte seg mot skjæret.

8.2.3.3 Mode 2 i borstangens sluttposisjon

Med borstangen i sluttposisjon blir det mye forstyrrelser for de neste modene og målingene blir ikke veldig gode.



Figur 96: Mode 2 til verktøy i sluttposisjon

Grafen antyder at første egenfrekvens til arbeidsstykke har økt til 360Hz, noe som er naturlig når overhenget i arbeidsstykkets frie ende nå har minsket (arbeidsstykket er nå skjøvet inn i chucken og har to mindre overheng i stedet for et stort). Videre ser det ut som borstangens andre mode har minket til 435Hz. Andre mode til arbeidsstykke ligger nå på ca. 715Hz.

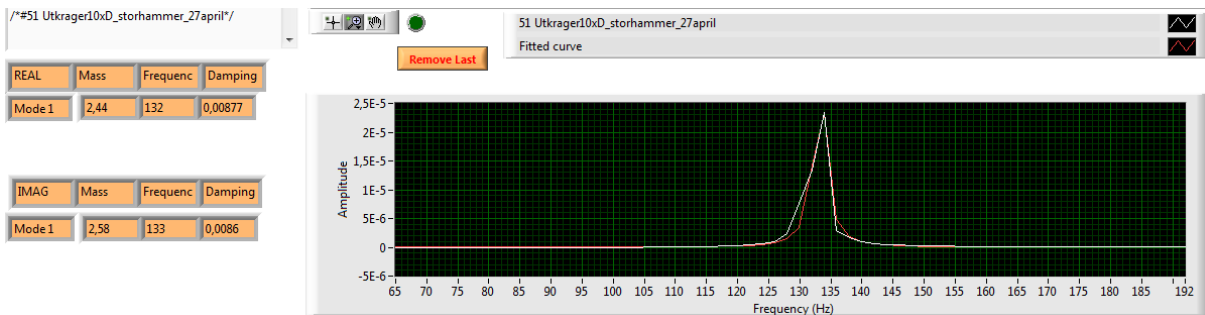
8.2.4 Tap i opplagring med støttelister VS ideell innspenning i dreibenk.

Det er interessant å undersøke tap i opplagring med støttelister sammenlignet med ideell innspenning i dreibenk. Til å undersøke dette ble det maskinert en stålstang med samme overhengslengde som prototyps overheng fra siste opplagringspunkt og fram til den frie enden. Denne lengden ble målt til 490 mm (ca. 10 x diameter). Referanse borstangen ble derfor 690 mm langt (490 mm + 4 ganger diameter) slik at det ble sikret samme innspenning som for verktøy med 30 x diameter.

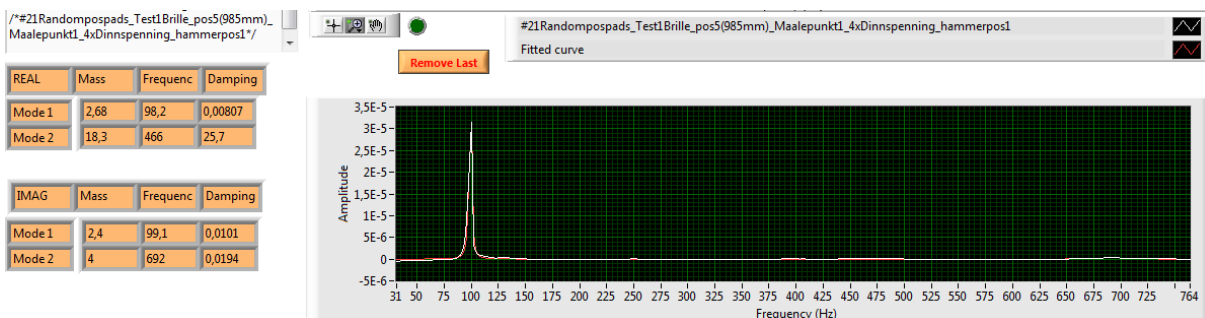


Figur 97: 10 x diameter referanseverktøy

For verktøy med 50 mm i diameter og et overheng på 10 x diameter (hvor borstang består av stangkropp, forstykke, hode, reguleringskiver og sentralrør), opererer Sandvik Teeness AS med en egenfrekvens på 181Hz teoretisk og ideelt innspent i dreibenk på 168Hz (se Vedlegg 11).



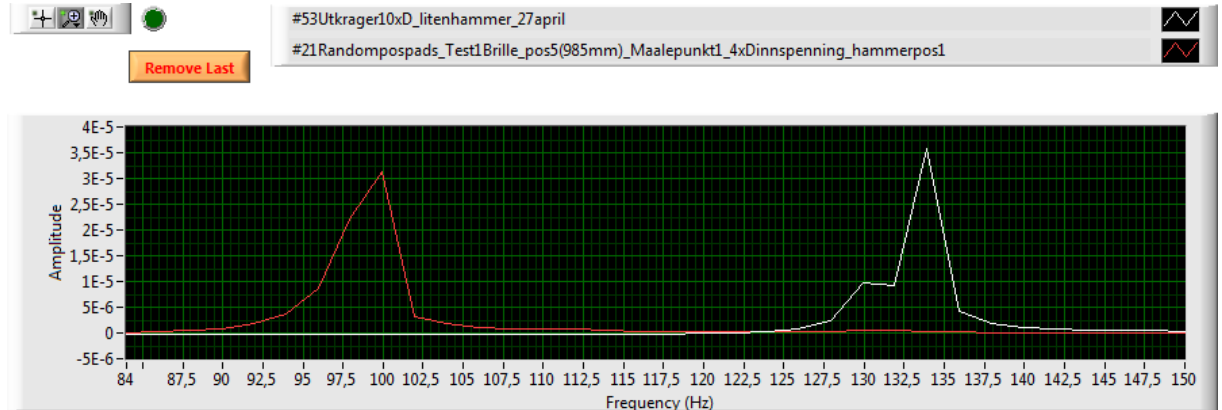
Figur 98: Første egenfrekvens til ideelt innspent verktøy med overheng 10xDiameter



Figur 99: Første egenfrekvens borstang med støttelister med overheng 10xDiameter.

Målinger av referansebjelke viste en egenfrekvens på 134 Hz. Avvik fra 168 Hz kan påvirkes av flere faktorer. En utboring til demper i front minker den svingende massen ute ved borstangas frie ende og øker frekvensen. Veikere innspenning vil også bidra til lavere frekvens.

Sammenligner vi referanseverktøy med prototyps høyeste målte egenfrekvens ser vi følgende:



Figur 100: Sammenligning første egenfrekvens til prototyp sammenlignet med referanse ideelt innspent.

Sammenligner vi den laveste og høyeste målte første egenfrekvensen til prototyp med referanse borstang finner vi et tap i opplagring med støttelister sammenlignet med ideell innspenning av samme overheng slik Tabell 31 viser.

Tabell 31: Sammenligning 30xD verktøy med støttelister mot 10xD fast innspent verktøy

	10xD Verktøy	30xD Verktøy med støttelister	Tap [%]
Mode 1	132 Hz	85 Hz 98,2 Hz	35,6 % 25,6 %

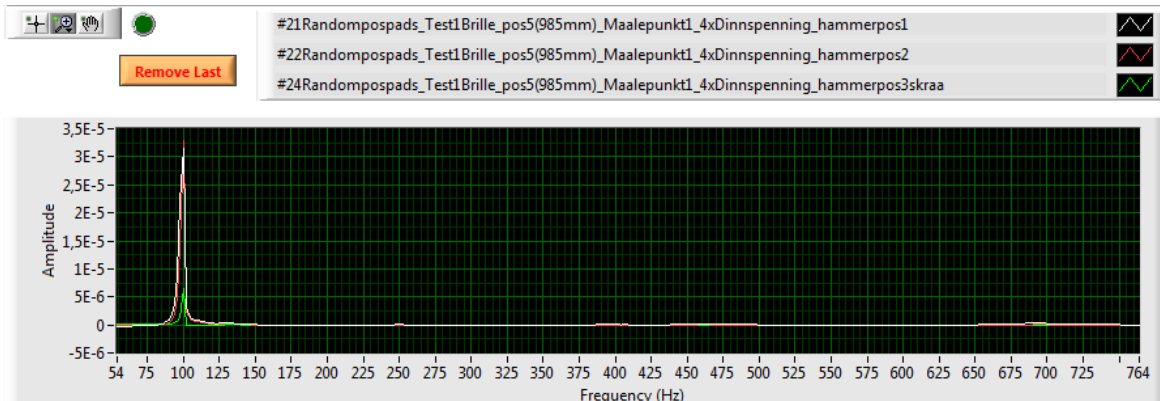
$$\text{Tap definert av: \%} = \text{abs} \left(\frac{f_{10xD} - f_{30xD}}{f_{10xD}} \right) \times 100$$

Laveste egenfrekvens for verktøy ble målt til 85Hz og høyeste verdi til 98,2Hz. Posisjon til brille har stor påvirkning på borstangens egenfrekvens. FRF-målinger antyder at borstangens egenfrekvens er høyest når brille er plassert rett over skjærets nærmeste opplagringspunkt.

Tabell 31 viser at opplagring med støttelister med riktig plassering av brille gir et tap på 25,4 % sammenlignet med samme overheng med ideell innspenning i dreiebenk. Den målte egenfrekvensen til 30xDiameter borstang med støttelister, gjør det mulig å tilpasse en demper til borstangen.

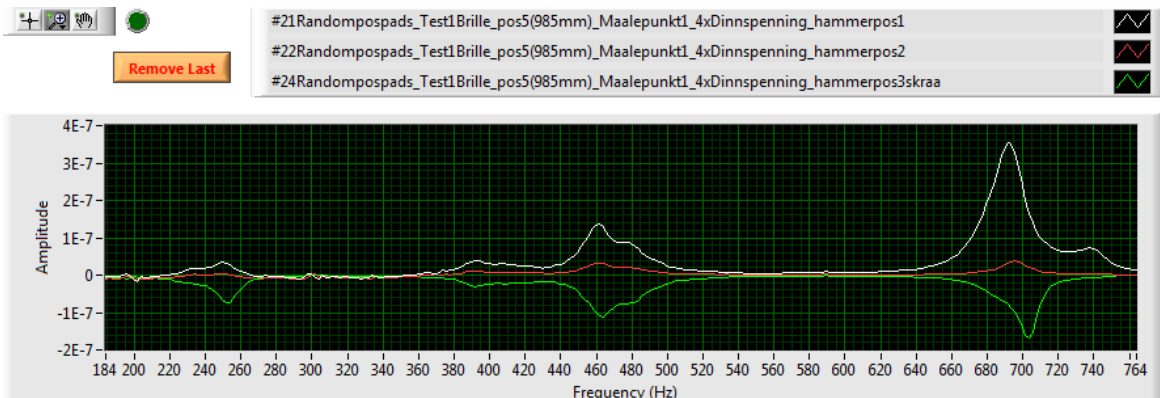
8.2.5 Maksimal måling av egenfrekvens borstang:

Med brille i posisjon rett over skjærets nærmeste støttelister ble høyeste egenfrekvens til borstang målt.



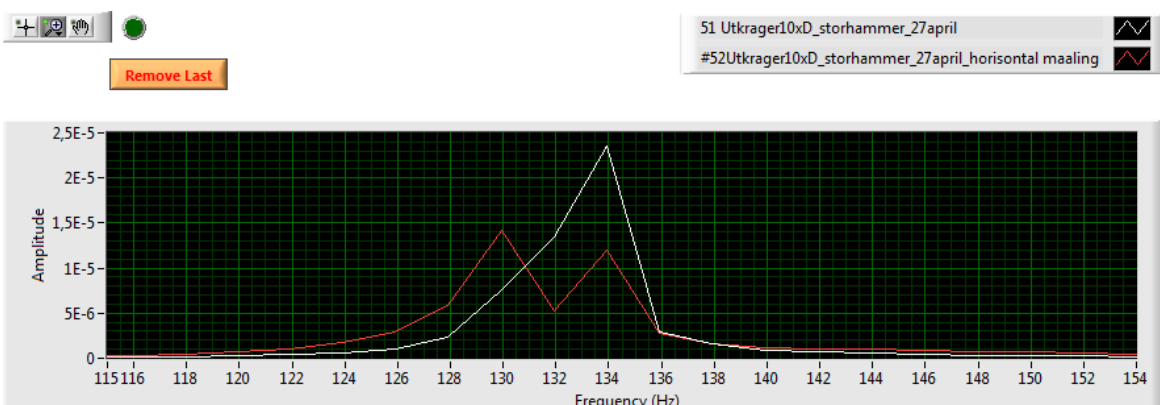
Figur 101: Maksimal FRF-måling av 30xDiameter borstang

Vi ser at første mode er rundt 100 Hz og andre mode rundt 460 Hz.



Figur 102: Maksimal FRF-måling av verktøy 30xDiameter borstang mode 2 (ca. 460 Hz).

8.2.6 FRF-måling av referanseborstang med slag i horisontal og vertikal retning.



Figur 103: Måling av referanseborstang med slag i horisontal og vertikal retning.

Det ble banket horisontalt og vertikalt på referanse borstang for å undersøke innspenning. Den horisontale målingen er ikke veldig god og resulterte i to toppe, men den antyder at innspenning er noe veikere i horisontal retning sammenlignet med vertikal retning.

9 VERIFISERING AV SIMULERING

9.1 Sammenligning av FRF-målinger med simuleringensdata

Håndberegninger og simuleringene av borstang innspent i en ende sammenlignet med FRF målinger presenteres i Tabell 32.

Tabell 32: Sammenligning håndberegning, simulering og målte verdier for utkraget borstang.

Mode	Håndberegning	Ansys APDL	FRF-målinger utkraget borstang	Største differanse
1	16,396 Hz	16,373 Hz	16 Hz	2,42 %
2	102,76 Hz	102,07 Hz	97 Hz	5,6 %

Tabell 32 viser er god overenstemmelse mellom teori og FRF-målinger. Differansen skyldes mest sannsynlig veikere innspenning i virkeligheten.

I Tabell 33 er simulering av prototyp borstang sammenlignet med FRF-målinger.

Tabell 33: Sammenligning simuleringer borstang med FRF.

	Simuleringer borstang	FRF borstang	Differanse
Mode 1	101,87 Hz	98,5 Hz	1,84 %
Mode 2	508,31 Hz	462,5 Hz	9,01 %

$$\text{Differanse definert av: } \% = \text{abs} \left(\frac{f_{\text{simuleringer}} - f_{\text{FRF}}}{f_{\text{simuleringer}}} \right) \times 100$$

De forenklete simuleringene av *borstang* tar ikke hensyn til brilleposisjon. Videre er simuleringene gjort med borstang med utboring til demper og til styrestang, og med verktøyhode i front.

Resultater fra simulering og FRF-test for *arbeidsstykket*, begge med brille i posisjon 985, er presentert i Tabell 34.

Tabell 34: Sammenligning simuleringer arbeidsstykke med FRF.

	Simulering arbeidsstykket (Vedlegg 13)	FRF arbeidsstykke	Differanse
Mode 1	253,18 Hz	250 Hz	1,26 %
Mode 2	714,98 Hz	688 Hz	3,77 %



9.2 Revidering av simulering

Simuleringer har forholdsvis god overensstemmelse med målte FRF-verdier. Simuleringer av arbeidsstykket støtter opp om teori om at FRF-målingene returnerer egenfrekvenser til borstang og arbeidsstykket, og at de to systemenes egenfrekvenser er tydelig adskilt i FRF-grafene. Dette vitner om god pasning mellom støttelister og arbeidsstykke. Ved å simulere forholdsvis enkle modeller av borstang og arbeidsstykket hver for seg ser vi at det er mulig å gi relativt gode tilnærminger til de resultatene vi måler i virkeligheten. Differansen mellom simulerte og målte verdier kan skyldes veikere innspenning i bakkant for både borstang og arbeidsstykke i virkeligheten. I simuleringene er de satt uendelig stive. Simuleringene av arbeidsstykket tar ikke hensyn til de forborede hullene som er benyttet for å få tilgang til borstang under FRF-test. Videre simuleres brille forenklet ved å låse tverrsnittet til arbeidsstykket i Y og Z-retning der hvor brille er plassert. Simuleringer av borstang tar ikke hensyn til skruer, fjærer og støttelister.

Forbedring av simuleringer til borstang bør inkludere påvirkning av brilleposisjon. Simulering av arbeidsstykket som inkluderer dette viser større overensstemmelse med virkeligheten. Er det et ønske om å øke tilnærming til virkeligheten ytterligere er det mulig å endre den uendelig stive innspenning (eng. fixed support) i bakkant av verktøy og arbeidsstykke til en fjærende innspenning (f.eks. elastisk flatetivhet).

Videre simuleringer kan gjøres med arbeidsstykket og verktøy i kombinert system. Simulering av maskinering kan også være aktuelt å utføre hvor arbeidsstykket roteres.

10 PRESENTASJON AV PROTOTYP

10.1 Visualisering



Figur 104: Presentasjon av prototyp borstang 30xDiameter

10.2 Forbedringer

Design på prototyp er slik at stivheten til borstang har økt betraktelig. Den økte stivheten gjør det mulig å tilpasse en demper til prototyp. Når demper er tilpasset må det produseres en innfestning til skjær, og styrestang må maskineres.

Maskinering med prototyp vil gi svar på hvor god pasning som er nødvendig mellom borstang og arbeidsstykke. Maskinering vil også gi svar på om valgte fjærskiver gir tilstrekkelig pasning mellom borstang og arbeidsstykke.

Det er mulig at kreftene som påføres skjær under maskinering gir press på minimum en støttelist per opplagringspunkt slik at pasningen ikke er avgjørende for stabiliteten til systemet.

11 DISKUSJON

11.1 Begrensninger

For å gjøre prosjektet mulig å gjennomføre ble det fastsatt en rekke begrensninger. Disse begrensningene bestod av at det er en bestemt diameter på borstang, forskjellige materialer og tverrsnitt ville ikke bli undersøkt og at borstang ville være forenklet uten skjær, styring til skjær, demper og kjølevæsketilførsel.

Rapporten framstiller første del av utviklingsfasen til dette verktøyet. Rapporten stiller seg positiv til videre utvikling av konseptet. Med opplagring av borstang inne i roterende arbeidsstykke øker stivheten og dermed egenfrekvensen til borstang betraktelig. Designet legger forholdene til rette for tilpasning av demper til borstangen.

11.2 Beregninger og antagelser

Det var et ønske fra oppdragsgiver om og utforske mulige opplagringsmuligheter. Støttelister i hardmetall ble funnet gunstige til opplagring. Tidlige beregninger foreslår en størrelse på støttelister på $10\text{mm} \times 35\text{mm}$ for å sikre dannelse av glidefilm ved en normalkraft på 1000N . Til prototyp ble det valgt standard støttelister fra katalog. Radius på forboret hull begrenset valg av størrelse på disse listene til å være maksimalt $10\text{mm} \times 30\text{mm}$. Dette var den største støttelist fra katalog som var konstruert for diameter på forboret hull. Dette er noe mindre enn størrelse fra beregninger under kapittel 2.

Beregninger om slitasje på støttelister tar utgangspunkt i maskinering med 600 omdreininger per minutt og viskositet til kjølevæske *Shell Gardia*. Lavere turtall og/eller lavere viskositet til kjølevæske vil medføre slitasje på støttelister forutsatt at kraften påført borstangens skjær er lik punktlast på 1000N . Høyere punktlast vil også kunne føre til slitasje.

Katalog for valgte støttelister sier at slitasjen er minimal om man holder seg under 100m/min som vil tilsvare ca. 640 omdreininger. Ideell omdreiningshastigheter på arbeidsstykket og resulterende slitasje på støttelister må undersøkes nærmere ved fysisk test.

Under simuleringer i Ansys APDL ble det antatt at en avstand mellom noder med 5 mm var tilstrekkelig nøyaktig til å finne lokale maksimale utbøyinger..

Ansys Mechanical ble brukt til simuleringer av prototyp på grunn av muligheten til å sette en elastisk flatestivhet. Slik oppnår man en bedre tilnærming til virkelighetene enn med uendelig stive opplagringer. Simuleringene er utført slik at flatestivheten er påført i skjærleiet til støttelist. Arealet av skjærleiene ble satt lik $35\text{mm} \times 10\text{mm}$. Arealet fraviker noe fra skjærleiene på prototyp som er tilpasset de standard støttelistene valgt fra katalog. Men dette ble ansett som en grei forenkling. Ved å endre flatestivhet fra 10N/mm^3 til 1000N/mm^3 varierte egenfrekvensen til borstang fra 80Hz til 130Hz. Resultater fra FRF-test på fysisk prototyp ble brukt til å bestemme stivheten som ble satt på arealet til skjærleiene for å korrigere simuleringene

Prototyp benytter fjærskiver til å sikre god pasning mellom forboret hull og arbeidsstykke. Med en punktlast på 1000N i den frie enden finner vi fra analyser i Ansys APDL at skjærets nærmeste opplagring er den som opplever å bli påført størst krefter fra skjæret. Kraften er på ca. 2 kN. Det ble valgt fjærskiver med fjærkonstant lik 2kN/mm . Antall fjærskiver valgt er begrenset til antagelser om skruens styrke og hvor mange den klarer å forstramme før den blir

plastisk deformert. Skulle fjær oppleve å bli maksimalt nedbøyd vil støttelist hvile på flate i skjærleiet og maksimal nedbøying av fjærskive blir derfor ikke sett på som noe problem.

I utgangspunktet slik støttelist er konstruert skal hele undersiden av støttelist hvile mot flate i skjærleiet. Introduksjon av fjærskiver gjør at støttelistene vil bli opplagret i midten. Det er usikkerhet rundt hvordan dette påvirker bruddstyrken til støttelister. Annet design på fjærskiver kan vurderes om det blir funnet å være et problem med opplagring av støttelister med valgte fjærskiver.

Det ble antatt at fysisk prototyp uten utboring til skjær og uten verktøy hode vil være en god tilnærming til simulert prototyp. Dette sparer tid og produksjonskostnader. På grunn av at fysisk prototyp mangler verktøyhode vil overhenget til den frie enden være noe mindre enn simulert borstang. Fysisk prototyp hadde et overheng lik 490 mm. Videre har fysisk prototyp 200mm ekstra lengde i bakkant sammenlignet med simulert prototyp. Den ekstra lenden lik fire ganger diameter er til innspenning i chuck.

11.3 Avvik simuleringer og test av fysisk prototyp

Prototyp bestod av en massiv stålsylinder opplagret inne i et massivt stålrør. Mulige feilkilder ved FRF-test er nøyaktighet ved plassering av akselerometret og ved banking med hammer, måleusikkerhet ved testing, unøyaktighet ved produksjon av prototyp, at det ikke var tilstrekkelig pasning mellom støttelister og arbeidsstykke, og at fysisk prototyp avvirket noe fra simulert prototyp av borstang.

Innspenning av borstang i dreiebenk er ikke tilstrekkelig til å gi ideell innspenning slik som i simuleringer, hvor innspenningen ble satt uendelig stiv i bakkant av borstang. Små bevegelser i innspenning i tillegg til annen stivhet på opplagring mellom borstang og arbeidsstykke kan ha gitt utslag. Videre fraviker prototyp noe i lengde fra simulering. Prototyp har heller ikke utboring i senter til styrestang og til demper i front. Prototyp har også kun 3 støttelister i de to skjærleiene nærmest den innspente enden grunnet mangel på flere støttelister. Dette er ikke ansett som noe stort problem da den fjerde støttelisten er plassert for å minke chatter-vibrasjon og FRF-testen er statisk uten rotasjon av arbeidsstykket.

Pasning mellom verktøy og arbeidsstykke er slik at man ved håndkraft akkurat klarer å bevege verktøy inn og ut av arbeidsstykke. Det vil si at skivene er allerede forstrammet så mye at de er mindre enn inngangshullet. Ideelt sett skulle de vært litt større slik at fjæra ikke mister sin funksjon. Det er verdt å merke seg at CNC maskin vil være "uendelig" mye sterkere og vil sannsynligvis klare å presse støttelistene inn om de er forstrammet et par hundredeler over arbeidsstykkets forborede hull.

Resultatene fra simuleringer og fysisk FRF-test gjør at det anses som riktig å gå videre, og fullføre maskineringen av prototyp og de delene som behøves til å utføre fysisk test med maskinering av kammer i forboret arbeidsstykke.

12 KONKLUSJON OG ANBEFALINGER

12.1 Konklusjon og anbefalinger

Det er blitt dimensjonert prototyp basert på resultater fra statistisk- og modal analyse i Ansys APDL og modal-analyse Ansys Mechanical til å øke borstangens styrke tilstrekkelig til at det er mulig å tilpasse en demper til borstang. FRF-test er blitt utført på fysisk prototyp. Det er funnet at:

- Plassering av opplager i største lokale utbøying for svingemode 1 virker gunstig for å øke frekvens og dermed stivheten til borstangen.
- Simuleringer viser at nedbøying i borstangens frie ende ved påført punktlast på 1000 N minker fra ca. 17 mm til omtrent 1 mm ved opplagring av borstang i arbeidsstykket.
- Simuleringer viser at differensial plassering av støttelister rundt periferien med en vinkel 0°, 80°, 178° og 225° fra skjær, øker torsjonskritisk turtall med 40Hz sammenlignet med sammenhengende glideflate 360 grader rundt periferien.
- 5 opplagerpunkter er funnet ideelle for å øke borstangas stivhet og øke frekvensen hvor de største utbøyingene for svingemode 1 og 2 flytter seg fra borstangas frie ende. Disse posisjonene er 330, 500, 690, 810 og 1000 mm fra borstangens faste innspenning. Dette sikrer et overheng på 10 ganger borstangens egen diameter og mulighet for sømløs finish på ønsket kammerboring. Maskinering av kammerboring i et steg minker faren for utmattingsbrudd.
- Simuleringer bekrefter at formen til den første svingemoden avviker fra den statiske nedbøyningen med få prosent.
- FRF tester av borstang viste at egenfrekvensen til borstang uten utboringer ligger på 98.2Hz. Det er naturlig å tro at verktøy med utboring til demper vil ha enda høyere egenfrekvens grunnet reduksjon av svingende masse i borstangens frie ende.
- FRF test viser at det ikke er betydelig differanse i målte egenfrekvenser når vi sammenligner målinger av borstang i start og sluttposisjon.
- Test av prototyp viste at plassering av brille har stor betydning for første egenfrekvens til verktøy. FRF-målinger indikerer at plassering av brille i overkant av borstangas nærmeste opplagringspunkt til skjær øker borstangas stivhet med 15Hz sammenlignet med laveste måling for borstangas stivhet med brille plassert i arbeidsstykkets frie ende. Det er naturlig å tro at med flere briller kan man øke egenfrekvensen til borstang ytterligere.
- Simuleringer av arbeidsstykket viser en markant utbøying av arbeidsstykkets frie ende ved plassering av brille i posisjon som maksimerer borstangas egenfrekvens. Dette skyldes arbeidsstykkets betydelige overheng med dette oppsettet i dreiebenk. Det anbefales derfor å plassere ytterligere en stykk brille plassert i arbeidsstykkets frie ende.
- Tap i opplagring med støttelister inne i arbeidsstykket sammenlignet med ideell innspenning av samme overheng gir et tap på kun på 34Hz eller omtrent 25 %. Resultatet er lovende for videre utvikling av kombinert verktøy.
- Skjærleier er designet slik at ved maksimal nedbøying av fjærskive (0,15 mm) hviler støttelist på borstangs overflate.

12.2 Videre arbeid

FRF-test bekrefter at støttelister øker egenfrekvensen til borstangen tilstrekkelig til at det er grunn til å tro at demper kan gi god effekt på fri ende. Videre må fullverdig prototyp konstrueres. Det må tilpasses en demper som blir plassert i borstangens frie ende. Fysisk test med maskinering må utføres. Fysisk test vil vise om verktøy med demper klarer å maskinere på et slikt overheng med et tilfredsstillende resultat på maskineringen.

Det må undersøkes om borstang kan maskinere hele kammerboringen eller om den er begrenset til å virke på lengden inntil opplager 1 forlater arbeidsstykket, dvs. fra $x = 0$ til $x = 330$. Test må avgjøre hvilken påvirkning på systemet det har at svingemode 2 flytter seg til «feil» side av borstang. Det er interessant å finne ut hvordan støttelistene slites da de opplever forskjellige krefter.

Skjærhode og styrestang må produseres. Det må lages føringer for kjølevæske.

Støttelistene skader muligens forboret overflate i arbeidsstykket, og hvor stor skade de påfører arbeidsstykket må undersøkes nærmere. Det er mulig at området hvor støttelistene har vært i kontakt med arbeidsstykket ($0 < x < 1000\text{mm}$) må bearbeides og gis en overflatefinish etter kammerboringen er fullført. Finner man ikke et eksisterende verktøy til å gjøre jobben må dette utvikles.

13 BIBLIOGRAFI

- [1] K. Chaturanga, «onautomobileworld,» 19 06 2011. [Internett]. Available: <http://onautomobileworld.blogspot.se/>. [Funnet 6 april 2016].
- [2] Unisig, «Bottle boring,» [Internett]. Available: <http://www.unisig.com>. [Funnet 15 januar 2015].
- [3] BGTB GmbH, «Processing steps of BGTB chamber boring system,» [Internett]. Available: http://www.auskammern.de/chamber_boring.html. [Funnet 15 januar 2016].
- [4] J. J. Connor, Introduction to structural Motion Control, Upper Saddle River, New Jersey: Prentice Hall Pearson Education, Inc, 2003, p. 680.
- [5] G. S.-K. Peter Hagedorn, Active and Passive Vibration Control of Structures, Courses and Lectures Vol. 558 red., Darmstadt: Springer, 2014.
- [6] 2 mai 2016. [Internett]. Available: <http://mrs-o-c.com/DTS/DesignedWorld/DesignedWorld/Construction/greenBuildingArticle.html>.
- [7] J. K. Bøe, «Konsept og produktrealisering,» NMBU, Ås, 2015.
- [8] BTA Heller, «Internal profiling & burnishing,» [Internett]. Available: <http://www.btahellerinc.com>. [Funnet 15 januar 2016].
- [9] BTA TiefbohrSysteme, «Deep hole boring technology equipment,» 2013. [Internett]. Available: http://www.bta-tiefbohrsysteme.com/Download/08_AKS_EN.pdf . [Funnet 20 april 2016].
- [10] Google Patents, «Damper for damping vibrations with a damping body promoting formation of foam,» [Internett]. Available: <https://www.google.com/patents/US20100096228>. [Funnet 31 mars 2016].
- [11] Sandvik Coromant, «How to reduce vibrations in metal cutting,» [Internett]. Available: <http://www.sandvik.coromant.com/>. [Funnet 31 mars 2016].
- [12] Formula 1 dictionary, «Mass damper,» [Internett]. Available: http://formula1-dictionary.net/mass_damper.html. [Funnet 30 april 2016].

-
- [13] E. P. Office, «A MEANS FOR DAMPING VIBRATIONS, FOR EXAMPLE SELF-GENERATED OSCILLATIONS IN BORING BARS AND SIMILAR,» [Internett]. Available: <http://worldwide.espacenet.com/>. [Funnet 2016 mars 31].
- [14] Modern Machine Shop, «Minimizing Vibration Tendencies In Machining,» [Internett]. Available: <http://www.mmsonline.com/>. [Funnet 31 mars 2016].
- [15] Google Patent, «Tool having damper, cutting method using the same, and manufacturing method of impeller or guide vane of fluid machine,» [Internett]. Available: <https://www.google.com/patents/US20060275090>. [Funnet 31 mars 2016].
- [16] Sandvik Coromant, «Application Guide Silent Tools,» AB Sandvik Coromant, Sandviken, Sverige, 2016.
- [17] Sandvik Coromant, «Turning Tools Catalog,» 2012. [Internett]. Available: <http://www.sandvik.coromant.com/>. [Funnet 10 april 2016].
- [18] F. S. D. M. Uwe Heisel, «Relation of process and condition monitoring at deep hole drilling,» nr. 1, p. 12, 2012.
- [19] B. C. C. E. F. I. M. E. F. I. M. E. A. Hill, Modern Bearing Design and Practice Vol 88. , s. 204-233, London: The Institute of Marine Engineers, 1976.
- [20] US Synthetic Bearings, «Diamond bearing technology,» [Internett]. Available: <http://ussbearings.com>. [Funnet 15 jan 2016].
- [21] INA, «Maintenance free metal polymer composite plain bearings,» [Internett]. Available: <http://www.ina.de>. [Funnet 15 jan 2015].
- [22] Duramax Marine, «Cutless Rubber Bearings - Industrial Grade,» [Internett]. Available: <http://www.duramaxmarine.com/>. [Funnet 15 jan 2016].
- [23] Engineering, «Bearings,» [Internett]. Available: <http://www.engineering.com>. [Funnet 18 jan 2016].
- [24] IEE GlobalSpec, «Hydrostatic and Hydrodynamic Bearing information,» [Internett]. Available: <http://www.globalspec.com>. [Funnet 25 januar 2016].
- [25] Zollern, «Hydrostatic Bearing Systems,» [Internett]. Available: <http://www.zollern.de>. [Funnet 25 januar 2016].
-

-
- [26] L. S. Andrés, «Hydrostatic Journal Bearings,» Texas A&M University, Texas, 2010.
- [27] Sandvik Coromant, «Deep Hole Drilling,» [Internett]. Available: <http://www.sandvik.coromant.com>. [Funnet 18 januar 2016].
- [28] Positrol Workholding, «Hydraulic Expanding Chucks, Arbors & Rotary Intensifiers,» [Internett]. Available: <http://workholdings.positrol.com>. [Funnet 10 feb 2016].
- [29] Rotary Engineering Corporation, «Balancing,» [Internett]. Available: <http://rotarymandrels.com/>. [Funnet 5 Februar 2016].
- [30] Eaton, «Airflex Expanding Breaks and Clutch Systems,» [Internett]. Available: <http://www.eaton.com>. [Funnet 7 februar 2016].
- [31] Precihole, «Bottle boring,» 2014. [Internett]. Available: http://www.precihole.com/bollte_boring.html. [Funnet 10 april 2016].
- [32] R. B. R. Richardson, «A review of research into the role of guide pads in,» *Journal of Materials Processing Technology 110 (2001)*, pp. 61-69, 14 August 2000.
- [33] V. L. M.O.M. Osman, «On the development of multi-edge cutting tools for BTA deep-hole machining,» *Trans. ASME J. Eng.*, nr. 98, pp. 474-480, 1976.
- [34] C.-S. D. & J.-H. Chin, «Roundness Error in BTA Drilling and a Model of Waviness and Lobing Caused by Resonant Forced Vibrations of its Long Drill Shaft,» 2004. [Internett]. Available: <http://manufacturingscience.asmedigitalcollection.asme.org/>. [Funnet april 10 2016].
- [35] T. R. A. S. K. T. Kenichiro Matsuzaki, «Theoretical and experimental study on rifling mark generating phenomena in BTA deep hole drilling process (generating mechanism and countermeasure),» *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, nr. 88, p. 194–205, 2015.
- [36] K. Sakuma, K. Taguchi, A. Katsuki, «Study on deep-hole-drilling with solid boring tool - the burnishing action of guide pads and their influence on hole accuracy's,» *Bull. Jpn. Soc.*, nr. 185, pp. 1921-1928, 1980.
- [37] Lesjöfors AS, «Katalog Disk Spring SF-TAF, DIN 2093,» [Internett]. Available: <http://www.lesjofors.no>. [Funnet april 20 2016].
- [38] K. S. S. Tony L. Schmitz, *Mechanical Vibrations - Modelling and Measurement*, 1. utgave
-

red., Charlotte, North Carolina: Springer, 2012, p. 385.

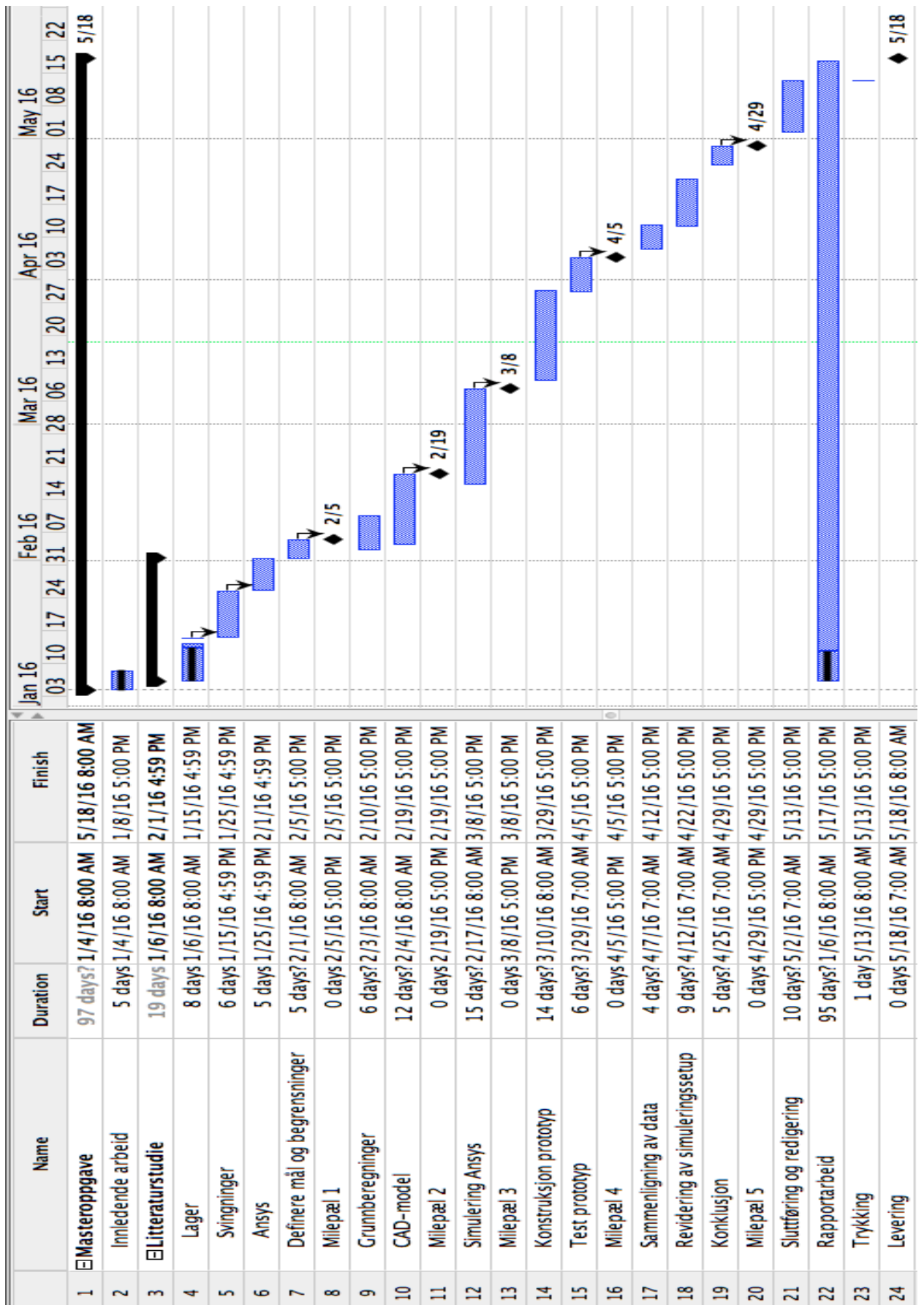
- [39] R. N. Jazar, *Advanced Vibrations - A Modern Approach*, 1. utgave red., Bundoora, Victoria: Springer, 2013, p. 696.
- [40] L. Meirovitch, *Fundamentals of vibration*, Virginia Polytechnic Institute and State University: McGraw-Hill, 1976, p. 826.
- [41] G. T. Terjesen, «TMP301 Maskin- og Produktutvikling Formelsamling,» NMBU, 1430, 2015.
- [42] N. R. O. W. & C. W. G. Szepannek, «Prediction of spiralling in BTA deep-hole-drilling - estimating the system's eigenfrequencies,» Universitet Dortmund, Dortmund, 2006.
- [43] M. R. Hatch, *Vibration Simulation Using Matlab and Ansys*, London: Chapman & Hall/CRC, 2001.
- [44] Google Patents, «Rod-shaped tool holder for attaching cutting bits at nodes,» [Internett]. Available: <https://www.google.com/patents/US20130058733>. [Funnet 1 april 2016].
- [45] S. M. Satpathy, «DYNAMIC ANALYSIS OF CANTILEVER BEAM AND ITS EXPERIMENTAL VALIDATION,» National Institute of Technology Rourkela - Dept. of Mechanical Engineering, Rourkela, 2014.



14 VEDLEGG

VEDLEGG 1 – GANT SKJEMA	81
VEDLEGG 2 – REFLEKSJONSNOTAT	82
VEDLEGG 3 – FIGUR-LISTE	83
VEDLEGG 4 – TABELL-LISTE	87
VEDLEGG 5: UTREGNINGER SVINGEMODER FOR UTKRAGET 50 MM SYLINDER 1500 MM LANG	88
VEDLEGG 6: STATISK UBESTEMT UTKRAGET BJELKE MED TO OPPLAGRINGER OG PUNKTLAST I FRI ENDE	89
VEDLEGG 7: MATLAB PLOT – 3 FØRSTE SVINGEMODER.	90
VEDLEGG 8: MODEL STØRRELSE REDUKSJON - FLYTDIAGRAM	91
VEDLEGG 9: BLOCK LANCZOS OG GUYAN REDUKSJON	92
VEDLEGG 10: ELASTISK FLATESTIVHET	93
VEDLEGG 11: REFERANSE-VERDIER 50MM VERKTØY MED LENGDE 10 X DIAMETER.	95
VEDLEGG 12: EGENFREKVENNS ARBEIDSSTYKKE	96
VEDLEGG 13: EGENFREKVENNS ARBEIDSSTYKKE ANSYS MECHANICAL	97
VEDLEGG 14: DISC SPRING SF-TAF, DIN 2093	99
VEDLEGG 15: KONSTRUKSJONSTEGNING BORSTANG	100
VEDLEGG 16: KONSTRUKSJONSTEGNING SKJÆRLEIE	101
VEDLEGG 17: KONSTRUKSJONSTEGNING VERKTØYHODE	102
VEDLEGG 18: KONSTRUKSJONSTEGNING SAMMENSTILLING PROTOTYP	103

VEDLEGG 1 – GANT SKJEMA





VEDLEGG 2 – Refleksjonsnotat

Dette oppdraget har vært utrolig lærerikt. Jeg har tilegnet meg kunnskap om svingemoder, 3D-tegning i Siemens Nx, modalanalyse i Ansys APDL og Ansys Mechanical, programmering i MatLab og prosjektplanlegging i OpenProj. Det har vært utrolig mye å sette seg inn i. Det tok veldig lang tid før jeg klarte å finne ut hvordan jeg skulle angripe problemstillingen. Resultatet ble en oppgave rundt teorien bak svingemoder, dempede sponfraskillende verktøy og om konseptet med kombinerende av demper og støttelister kunne være en vei og gå for neste generasjons verktøy.

Det å få muligheten til å jobbe selvstendig med prosessen fra idé til test av fysisk prototyp har gitt stor lærdom. Jeg satte en tøff framgangsplan og det ble noen avvik fra denne da noen aspekter tok lengre tid enn planlagt. Høydepunkt i perioden var å holde presentasjon for besøkende fra Sandvik Coromant i England. De spesialiserte seg på dyphullsmaskinering med støttelister og det var godt å få en bekreftelse på det man hadde gjort så langt i prosessen. Muligheten til å utføre test på prototyp og sammenligne resultater mot simuleringer har vært uvurderlig.

Den største utfordringen i perioden har vært tapping av en halvliter blod i uka grunnet påvisning av tilstanden Hemokromatose. Dette har vært veldig utmattende og vært en test for psyken da dette har påvirket humøret.

Skulle jeg gjort denne prosessen på nytt hadde jeg nok vært enda mer fokusert på forenkling av problemet i en tidlig fase av arbeidet. Jeg rottet meg litt bort i litteraturstudiet om opplager og om matriseregning av problemet, som viste seg å bli for komplisert. Viktigheten av å ta et skritt unna og evaluere prosessen og framgangen «objektivt» har vært lærerik. Jeg er godt fornøyd med hva jeg har fått til på den korte perioden.

VEDLEGG 3 – FIGUR-LISTE

FIGUR 1: JETFLYTURBIN MED AKSEL I SENTER [1].....	1
FIGUR 2: TVERRSNITT AV ARBEIDSTYKKE MED KAMMER SOM SKAL MASKINERES.	1
FIGUR 3: FAST INNSPENT BORSTANG.	2
FIGUR 4: ILLUSTRASJON KOMBINERT LØSNING MED OPPLAGRING OG DEMPER INNE I ARBEIDSTYKKET.	2
FIGUR 5: DYNAMISK VIBRASJONSDEMPER I TAIPEI 101 BYGNING (509 M). DEMPEREN BESTÅR AV EN 730 TONNS STÅLKULE HENGENDE ETTER FIRE STÅLVAIERE NED FIRE ETASJER [5, 6].	3
FIGUR 6: ILLUSTRASJON TVERRSNITT ØNSKET PROFIL MED START OG SLUTTPOSISJON FOR SKJÆR VED MASKINERING.....	9
FIGUR 7: ILLUSTRASJON STYRESTANG OG RADIELL BEVEGELSE AV SKJÆR.....	9
FIGUR 8: PROSESSTRINN FOR INNVENDIG BEARBEIDING [3].....	10
FIGUR 9: ILLUSTRASJON OPPLAGRING NÆRE SKJÆR. KOMBINASJON AV STØTTELISTER I HARDMETALL (GUL FARGE) OG STØTTELISTER I GUMMI (SVART FARGE) [9].	10
FIGUR 10: OPPBYGGING PASSIV DEMPER [11]	11
FIGUR 11: RIKTIG TILPASSET DEMPER DREPER SKADELIGE SVINGNINGER. HER FRA FORMEL 1 BIL [12]	11
FIGUR 12: UTBØYNING MED OG UTEN DEMPER [15]	11
FIGUR 13: HØYTRYKKSTRÅLE KJØLEVÆSKE [17].....	12
FIGUR 14: INNVENDIG DREIING MED KJØLEVÆSKE [16].....	12
FIGUR 15: RIKTIG JUSTERING AV KJØLEVÆSKE SIKRER EFFEKTIV EVAKUERING AV SPON [16]	12
FIGUR 16: SPONTILSTOPPING [18]	12
FIGUR 17: ILLUSTRASJON INNSPENNING AV BORSTANG [16]	12
FIGUR 18: FAKTORER SOM MÅ OVERVEIES VED LAGERDESIGN [19].....	13
FIGUR 19: STØTTELISTER TIL BORHODE.....	14
FIGUR 20: POLYKRSTALLINSK DIAMANT [20].....	14
FIGUR 21: METALL-POLYMER KOMPOSITT GLIDELAGER [21].....	14
FIGUR 22: GLIDEFLATE I GUMMI [22]	14
FIGUR 23: HYDRODYNAMISK LAGER [23].....	14
FIGUR 24: MELLOMSKIVE (ENG. SHIM) [27].....	15
FIGUR 25: HYDRAULISK BALANSERENDE SPINDEL [28].	15
FIGUR 26: EKSPANDERENDE CLUTCH [30].....	15
FIGUR 27: MINIMUM KLARING MELLOM GLIDEFLATE OG STATISK FLATE VED FORSKJELLIGE OMDREININGSHASTIGHETER OG DIAMETER PÅ OPPLAGRING	17
FIGUR 28: ILLUSTRASJON SKJÆR OG OPPLAGERKREFTER, -FY: TANGENTIELL KRAFT, -FX: RADIELL KRAFT	18
FIGUR 29: DANNELSE AV POLYGONAL PROFIL [34].....	19
FIGUR 30: SAMMENHENG MELLOM ORIENTERING STØTTELISTER OG DANNELSE AV POLYGONAL PROFIL.....	19
FIGUR 31: KONSEPT-TEGNING LAGET I SIEMENS NX 8.5	20
FIGUR 32: FJÆRSKIVER OG DE FORSKJELLIGE STIVHETENE DET ER MULIG Å BYGGE, HVOR S= MAKS NEDBØYING. SETTES 3 FJÆRSKIVER OPPÅ HVERANDRE SLIK (A) VISER, ØKER KRAFTOPPTAK MED 3 GANGER F, LEGG MERKE TIL AT MAKS NEDBØYING, S, ER UENDRET [37]. ...	20
FIGUR 33: BELASTNING BORSTANG	21

FIGUR 34: MOMENT- OG SKJÆRDIAGRAM BORSTANG	21
FIGUR 35: GRAF NEDBØYING BORSTANG	22
FIGUR 36: (A) TRE GRADER AV FRIHET FOR EN PARTIKKEL, (B) SEKS FRIHETSGRADER FOR ET STIVT LEGEME [38].	23
FIGUR 37: ILLUSTRASJON FORENKLET SYSTEM.....	23
FIGUR 38: MASSE-FJÆRSYSTEM [38].	23
FIGUR 39: FØRSTE OG ANDRE MODEFORM FOR ET SYMMETRISK TILFELLE AV ET SYSTEM MED TO FRIHETSGRADER. MASSENE OG FJÆRENE ER LIKE [39].	24
FIGUR 40: DE TRE FØRSTE SVINGEMODENE FOR ET SYSTEM MED TRE FRIHETSGRADER [39].	25
FIGUR 41: DE TRE FØRSTE SVINGEMODENE TIL UTKRAGER BJELKE [38].	25
FIGUR 42: EULER-BERNOULLI HYPOTESE [5]	26
FIGUR 43: UTKRAGET BJELKE UTSATT FOR HARMONISK KRAFT SOM RESULTERER I BØYEVIBRASJONER.....	26
FIGUR 44: NORMALISERT MODEFORM TIL DE 3 FØRSTE EGENSINGEMODENE TIL UTKRAGERBJELKE (MATLAB - SE VEDLEGG 7)	28
FIGUR 45: DYNAMISK VIBRASJONSDEMPER (ENG. DVA - DYNAMIC VIBRATIONAL ABSORBER) [5].	29
FIGUR 46: TESTMATRISE TIL SAMMENLIGNING AV ULIKE KONSEPT.....	31
FIGUR 47: Plassering av opplagringspunkt 1 og 2.	32
FIGUR 48: BORSTANG MED TO OPPLAGRINGSPUNKTER.....	33
FIGUR 49: SIMULERINGSPARAMETERE	33
FIGUR 50: SKJÆRKRAFTDIAGRAM.....	33
FIGUR 51: MOMENTDIAGRAM	33
FIGUR 52: BORSTANG MED 3 OPPLAGRINGSPUNKTER	34
FIGUR 53: TVERRSNITT BORSTANG.	34
FIGUR 54: SVINGEMODE 1	36
FIGUR 55: SVINGEMODE 2	36
FIGUR 56: SVINGEMODE 1	36
FIGUR 57: SVINGEMODE 2	36
FIGUR 58: OPPLAGER 3 I POSISJON X=750	37
FIGUR 59: OPPLAGER 3 I POSISJON X=810	37
FIGUR 60: SVINGEMODE 1	37
FIGUR 61: TORSJONSSVIGNINGER	37
FIGUR 62: SVINGEMODE 2	38
FIGUR 63: SVINGEMODE 3	38
FIGUR 64: MESHED BEAM 188, MED 5 MM AVSTAND MELLOM HVER NODE.....	38
FIGUR 65: FORENKLING KREFTER FLATESTIVHET TVERRSNITT BORSTANG.....	40
FIGUR 66: OPPSETT SIMULERING. MESHED BEAM MED 7 OPPLAGERFLATER.	41
FIGUR 67: PATENTERT VERKTØY [44]	43
FIGUR 68: VERKTØY I SLUTTPOSISJON	43
FIGUR 69: PARAMETERE FOR SIMULERING PROTOTYP.	49
FIGUR 70: MESHED PROTOTYP MED UTSNITT I VENSTRE HJØRNE SOM VISER KVADRATISKE SKJÆRLEIER.....	49

FIGUR 71: TVERRSNITT TORSJONSKRITISK SVINGEMODE	52
FIGUR 72: STATISK NEDBØYING VERKTØY I POSISJON 1.....	52
FIGUR 73: STATISK NEDBØYING VERKTØY I POSISJON 2.....	52
FIGUR 74: MÅLING MED HULLINDIKATOR.....	53
FIGUR 75: HULLINDIKATOR MED 65 CM EFFEKTIV MÅLELENGDE OG DIGITALT MÅLEUR.	53
FIGUR 76: FYSISK PROTOTYP BORSTANG INNSPENT I DREIEBENK. NB! IKKE STØTTET MED BRILLE.	54
FIGUR 77: VERKTØY I FORSKJELLIGE POSISJONER INNE I ARBEIDSSTYKKE. PÅ BILDET TIL HØYRE ER VERKTØYET I STARTPOSISJON OG LENGDE LIK FIRE GANGER EGEN DIAMETER TIL INNSPENNING ER UTSTIKKENDE FRA ARBEIDSSTYKKET.	54
FIGUR 78: FORSØKSOPPSETT VERKTØY I STARTPOSISJON INNE I TILPASSET ARBEIDSSTYKKE.....	56
FIGUR 79: FORSØKSOPPSETT MED VERKTØY SLUTTPOSISJON INNE I TILPASSET ARBEIDSSTYKKE.....	56
FIGUR 80: VERKTØY FAST INNSPENT I DEN ENE ENDEN. NB! VERKTØY ER IKKE INNSPENT I BRILLE.	57
FIGUR 81: IMPULSHAMMER OG AKSELEROMETER.	57
FIGUR 82: FRF-MÅLINGER AV BORSTANG FAST INNSPENT I DEN ENE ENDEN (UTKRAGET BJELKE).	57
FIGUR 83: FORSØKSOPPSETT MED VERKTØY I STARTPOSISJON INNE I ARBEIDSSTYKKE.....	58
FIGUR 84: VERKTØY I STARTPOSISJON INNE I ARBEIDSSTYKKE. LEGG MERKE TIL PLASSERING AV BRILLE I POSISJON 1 (200MM FRA ARBEIDSSTYKKETS FRIE ENDE). FRA VENSTRE MOT HØYRE KAN GJENNOMGÅENDE HULL I STARTPOSISJON, KNOTEPUNKT OG SLUTTPOSISJON SES.	59
FIGUR 85: BORSTANGS FØRSTE EGENFREKVENNS AVHENGIG AV FORSKJELLIGE BRILLEPOSISJONER.	59
FIGUR 86: MÅLING STIVHET ARBEIDSSTYKKE MED BRILLE I POSISJON 4 (800MM FRA ARBEIDSSTYKKETS FRIE ENDE). AKSELEROMETER I POSISJON 935 MM FRA ARBEIDSSTYKKETS FRIE ENDE.....	60
FIGUR 87: EGENFREKVENNS ARBEIDSSTYKKE AVHENGIG AV BRILLEPOSISJON	60
FIGUR 88: EGENFREKVENNS BORSTANG MED BRILLE I POSISJON 800 MM FRA ARBEIDSSTYKKETS FRIE ENDE.....	61
FIGUR 89: FRA VENSTRE MOT HØYRE - 1. MODE ARBEIDSSTYKKE, 2. MODE BORSTANG, 2. MODE ARBEIDSSTYKKE.	61
FIGUR 90: SAMMENLIGNING AV STØTTELISTER (PADS) I RIKTIG POSISJON OG 90 GRADER FORSKJØVET (ROTERT).	62
FIGUR 91: SAMMENLIGNING MODE 1. TIL ARBEIDSSTYKKE, MODE 2. TIL BORSTANG OG MODE 2. TIL ARBEIDSSTYKKET FOR STØTTELISTER (PADS) ROTERT 90 GRADER.....	62
FIGUR 92: MÅLEPUNKTER MED BORSTANG I SLUTTPOSISJON.....	63
FIGUR 93: BORSTANG I SLUTTPOSISJON. STØTTELISTER I POSISJON 330 ER NÅ UTE AV ARBEIDSSTYKKET.....	64
FIGUR 94: BORSTANGAS EGENFREKVENNS AVHENGIG AV ULIKE BRILLEPOSISJONER.	64
FIGUR 95: KONTROLL AV LOKALT MAKSIMUM FOR FØRSTE EGENFREKVENNS I PUNKT 330.....	65
FIGUR 96: MODE 2 TIL VERKTØY I SLUTTPOSISJON	65
FIGUR 97: 10 X DIAMETER REFERANSEVERKTØY.....	66
FIGUR 98: FØRSTE EGENFREKVENNS TIL IDEELT INNSPENT VERKTØY MED OVERHENG 10xDIAMETER	66
FIGUR 99: FØRSTE EGENFREKVENNS BORSTANG MED STØTTELISTER MED OVERHENG 10xDIAMETER.....	66
FIGUR 100: SAMMENLIGNING FØRSTE EGENFREKVENNS TIL PROTOTYP SAMMENLIGNET MED REFERANSE IDEELT INNSPENT.	67
FIGUR 101: MAKSIMAL FRF-MÅLING AV 30xDIAMETER BORSTANG	68
FIGUR 102: MAKSIMAL FRF-MÅLING AV VERKTØY 30xDIAMETER BORSTANG MODE 2 (CA. 460 Hz).....	68
FIGUR 103: MÅLING AV REFERANSEBORSTANG MED SLAG I HORIZONTAL OG VERTIKAL RETNING.	68



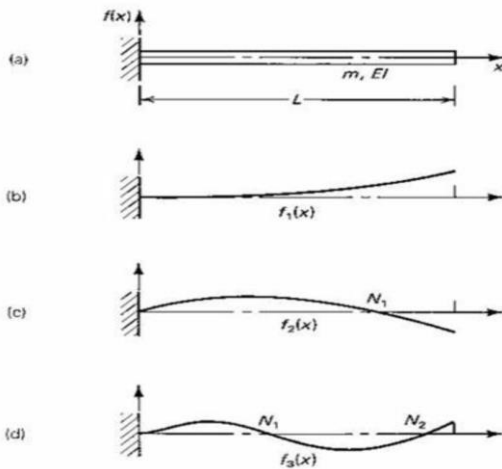
FIGUR 104: PRESENTASJON AV PROTOTYP BORSTANG 30xDIAMETER	71
FIGUR 105: DE TRE FØRSTE SVINGEMODENE TIL UTKRAGERBJELKE [44].....	88
FIGUR 106: BI VERDIER FOR EN FIXED-FREE EULER BERNOULLI BEAM NATURAL FREQUENCY [37]	88
FIGUR 107: ILLUSTRASJON UTKRAGET BORSTANG MED TO OPPLAGRINGER	89
FIGUR 108: RESULTATER FRA MODALANALYSE UTKRAGET ARBEIDSSTYKKE FRA ANSYS APDL	96
FIGUR 109: SIMULERINGSOPPETT ARBEIDSSTYKKE	97
FIGUR 110: MESH ARBEIDSSTYKKE	97
FIGUR 111: RESULTATER SIMULERING AV ARBEIDSSTYKKE.....	97
FIGUR 112: MODEFORM 1 - ARBEIDSSTYKKE	98
FIGUR 113: MODEFORM 2 - ARBEIDSSTYKKE	98

VEDLEGG 4 – TABELL-LISTE

TABELL 1: SYMBOLER OG ENHETER BRUKT I OPPGAVEN:	6
TABELL 2: UTTRYKK MED DEFINISJON:	7
TABELL 3: MULIGE MATERIALER OG DESIGN PÅ GLIDEFLATE.....	14
TABELL 4: MULIGE LØSNINGER FOR Å SIKRE GOD PASNING MELLOM BORSTANG OG ARBEIDSTYKKE	15
TABELL 5: VEKTING AV ULIKE GLIDEFLATER.....	16
TABELL 6: VEKTING AV LØSNING FOR Å SIKRE GOD PASNING	17
TABELL 7: PARAMETRE FAST OPPLAGRET SYLINDER.....	27
TABELL 8: SAMMENLIGNING HÅNDBEREGNINGER (VEDLEGG 5) OG ANSYS APDL.....	27
TABELL 9: OVERSIKT OVER KNOTEPUNKT MED TILHØRENDE KOORDINATER OG OPPLAGRINGER.	32
TABELL 10: ELEMENTVALG	32
TABELL 11: TEORETISKE OPPLAGERKREFTER SAMMENLIGNET MED ANSYS RESULTATER:	33
TABELL 12: RESULTAT MODALANALYSE AV Plassering Opplager.....	35
TABELL 13: UTKRAGET BORSTANG	36
TABELL 14: UTKRAGET BORSTANG MED TO OPPLAGRINGER.....	36
TABELL 15: UTKRAGET BORSTANG MED TRE OPPLAGINGER	37
TABELL 16: UTKRAGET BORSTANG MED FIRE OPPLAGRINGER.....	37
TABELL 17: Plassering av Opplager gitt av analyse fra ANSYS APDL	39
TABELL 18: LOKALE MAKSIMUM MED 4 OPPLAGER.....	39
TABELL 19: SAMMENLIGNING UTBYING STATISK- OG MODALANALYSE ANSYS APDL	39
TABELL 20: RESULTATER FRA SIMULERINGER MED FORSKJELLIGE KOMBINASJONER AV OPPLAGERPUNKTER.	41
TABELL 21: STØRSTE UTBYING FOR UTKRAGET BORSTANG UTEN OG MED ELASTISK OPPLAGRING.....	42
TABELL 22: KONSEPT 1 I START OG SLUTTPOSISJON.	44
TABELL 23: KONSEPT 2 I START OG SLUTTPOSISJON.	45
TABELL 24: KOMPONENTER PROTOTYP	47
TABELL 25: SAMMENSTILLING PROTOTYP.....	48
TABELL 26: SIMULERING AV PROTOTYP I STARTPOSISJON	50
TABELL 27: SIMULERING AV PROTOTYP I SLUTTPOSISJON	51
TABELL 28: MÅLINGER GJENNOMBORING ARBEIDSTYKKE	53
TABELL 29: SVINGEFORM PROTOTYP	55
TABELL 30: X-KOORDINAT TIL DE STØRSTE LOKALE UTBYINGER OG KNOTEPUNKT I AVSTAND X FRA INNSPENNING.....	56
TABELL 31: SAMMENLIGNING 30XD VERKTØY MED STØTTELISTER MOT 10XD FAST INNSPENT VERKTØY	67
TABELL 32: SAMMENLIGNING HÅNDBEREGNING, SIMULERING OG MÅLTE VERDIER FOR UTKRAGET BORSTANG.....	69
TABELL 33: SAMMENLIGNING SIMULERINGER BORSTANG MED FRF.....	69
TABELL 34: SAMMENLIGNING SIMULERINGER ARBEIDSTYKKE MED FRF.....	69

VEDLEGG 5: Utregninger svingemoder for utkraget 50 mm sylinder 1500 mm lang

Følgende oppsett (a) med tilhørende tre svingemoder (b) = 1, (c) = 2, (d) = 3:



Figur 105: De tre første svingemodene til utkragerbjelke [45].

i	β_i
1	1.87510107
2	4.69409113
3	7.85475744
4	10.99554073
5	14.13716839
>5	$\pi/2(2i-1)$

Figur 106: β_i verdier for en fixed-free Euler Bernoulli beam natural frequency [38]

$$I = \frac{\pi}{64} \times D_0^4 = \frac{\pi \times (0,050^4 - 0,010^4)}{64} = 3,063052837 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$E = 2,1 \times 10^{11} \text{ MPa}$$

For utkragerbjelke gjelder følgende:

$$\omega_0 = \frac{\beta^2}{L^2} \times \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

Hvor:

$$\beta_1 = 1,875, \beta_2 = 4,694, \beta_3 = 7,885$$

Som gir følgende løsninger for de tre første svingemodene:

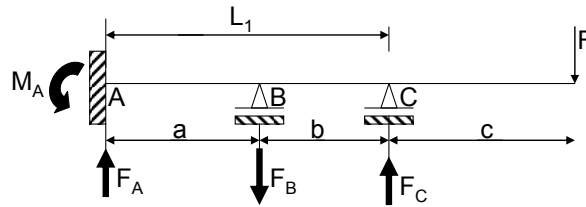
$$\omega_1 = \frac{1,875^2}{1,5^2} \times \sqrt{\frac{2,1 \times 10^{11} \times 3,0679616 \times 10^{-7}}{7850 \times \pi \times (0,025^2 - 0,005^2)}} = 103,020 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{1}{2\pi} = \underline{16,396 \text{ Hz}}$$

$$\omega_2 = 645,662 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{1}{2\pi} = \underline{102,760 \text{ Hz}}$$

$$\omega_3 = 1821,891 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{1}{2\pi} = \underline{289,963 \text{ Hz}}$$

VEDLEGG 6: Statisk ubestemt utkraget bjelke med to opplagringer og punktlast i fri ende

Fra fasthetslæren har vi følgende formelverk:



Figur 107: Illustrasjon utkraget borstang med to opplagringer

Hvor: $a = 500\text{mm}$, $b = 500\text{mm}$, $c = 500\text{mm}$ og $F = 1000\text{N}$, $E = 2,1\text{e}5\text{ MPa}$ og $I = 306796,1576\text{ mm}^4$

Kreftene og momentet fås i retningene som pilene indikerer.

$$F_B = \left[\frac{-3FL_1^2c}{3L_1(b^2 - L_1^2) + a(3L_1 - b^2)} \right]$$

$$F_A = \frac{1}{2L_1^3} \left[F_B b (3L_1^2 - b^2) - 3L_1^2 F \cdot c \right]$$

$$F_C = F + F_B - F_A$$

$$M_A = \frac{1}{2L_1^2} \left[F_B b (L_1^2 - b^2) - F \cdot L_1^2 c \right]$$

Den elastiske linjens likning:

$$EIy = \frac{M_A x^2}{2} - \frac{F_A \langle x \rangle^3}{6} + \frac{F_B \langle x - a \rangle^3}{6} - \frac{F_C \langle x - L_1 \rangle^3}{6}$$

Dette gir:

$$F_B = 1714,286\text{ N},$$

$$F_A = 428,572\text{ N},$$

$$F_C = 2285,714\text{ N},$$

$$M_A = 71428,625\text{ Nmm},$$

$$\delta_{x=1500} = 1,2\text{ mm},$$

$$\delta_{(x=810)} = -0,0934\text{ mm}.$$

VEDLEGG 7: MATLAB PLOT – 3 første svingemoder.

```

clc
clear all
close all

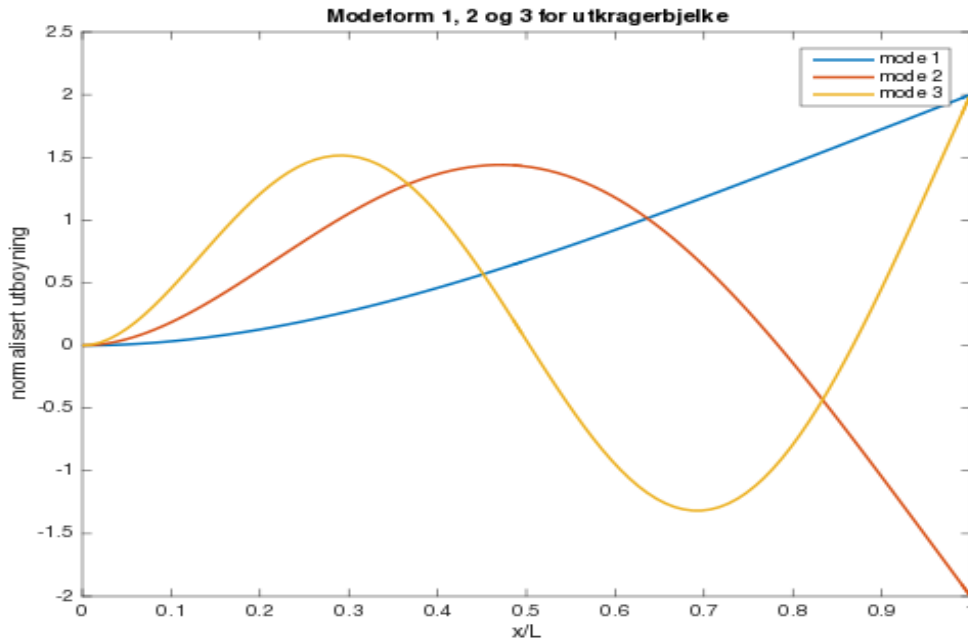
x = linspace(0,1,100);
b = 1.875;
y1 = sinh(b*x)-sin(b*x)-(((sinh(b)+sin(b))/(cosh(b)+cos(b)))*(cosh(b*x)-
cos(b*x)));
p1 = plot(x,y1,'DisplayName','mode 1');
hold on

c = 4.694;
y2 = sinh(c*x)-sin(c*x)-(((sinh(c)+sin(c))/(cosh(c)+cos(c)))*(cosh(c*x)-
cos(c*x)));
p2 = plot(x,y2,'DisplayName','mode 2');

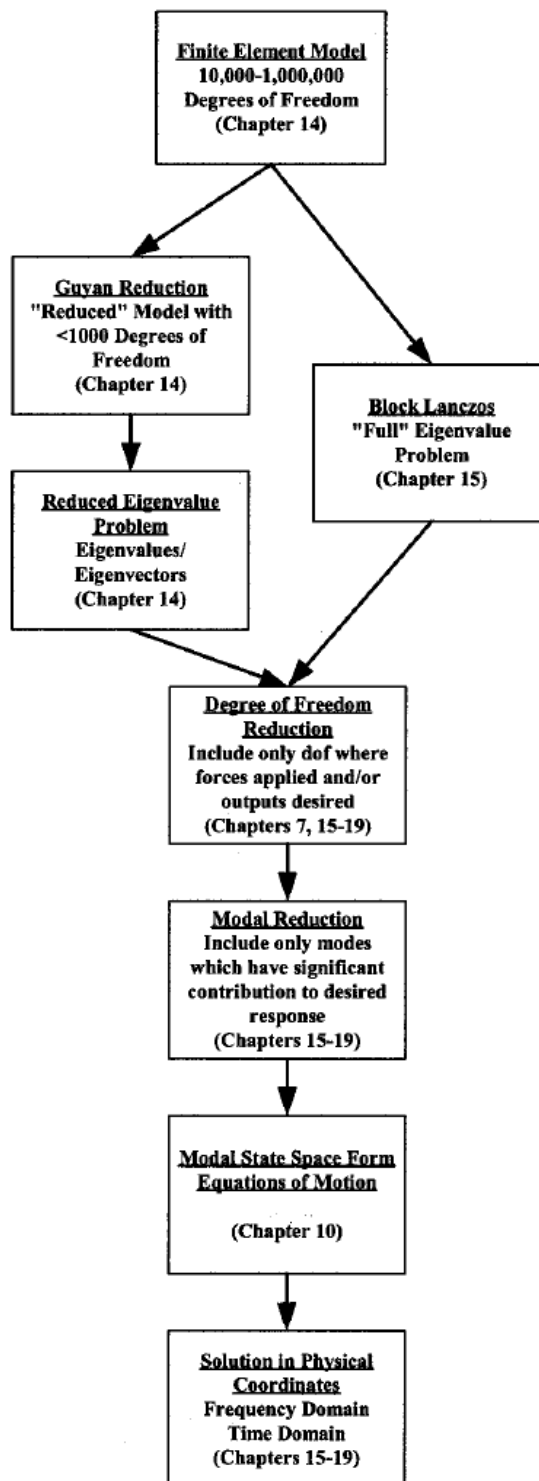
d = 7.855;
y3 = sinh(d*x)-sin(d*x)-(((sinh(d)+sin(d))/(cosh(d)+cos(d)))*(cosh(d*x)-
cos(d*x)));
p3 = plot(x,y3,'DisplayName','mode 3');
hold off
p1.LineWidth = 1.5;
p2.LineWidth = 1.5;
p3.LineWidth = 1.5;

legend([p1, p2, p3])

```



VEDLEGG 8: Model størrelse reduksjon - flytdiagram



Utdrag side 405 til 407 – Vibration simulation using ansys Matlab and ansys. [43]

15.2 ANSYS Eigenvalue Extraction Methods

ANSYS has a number of different eigenvalue extraction techniques, but for most problems only two methods are commonly used. The first method, Block Lanczos, is the fastest and calculates all the eigenvalues or eigenvalues in a specific frequency range. Most practical models require knowledge of the modes from dc through a specified higher frequency.

The second method, Reduced, performs a Guyan reduction on the model to reduce its size, then calculates all the eigenvalues for the reduced model. All of the “master” degree of freedom eigenvector components are available immediately for use. Obtaining eigenvector components for the reduced degrees of freedom requires an additional calculation step in ANSYS.

For very large models, Block Lanczos has shown to be significantly faster than the Reduced method. If MATLAB state space models are used to calculate frequency responses using Block Lanczos results the total time to get model results can be quite satisfactory. Typically, the Reduced method is used only for small- to medium-size problems.

15.3 Cantilever Model, ANSYS Code cantbeam_ss.inp, MATLAB Code cantbeam_ss_freq.m

The ANSYS code cantbeam_ss.inp, listed in Section 15.7, is designed to allow the user to easily change the number of elements “num_elem” as well as the eigenvalue extraction technique “eigext.”

The model was run for 2, 4, 6, 8, 10, 12, 16, 32 and 64 elements for both eigenvalue extraction methods. The Lanczos method resulted in twice the number of eigenvalues as the Reduced method because both translations and rotations are degrees of freedom for Lanczos, while the Reduced method has the rotations reduced out.

For those interested, the MATLAB code cantbeam_ss_freq.m plots the results of the ANSYS runs along with the theoretical frequencies for up to the first 16 modes (Chang 1969).

Figures 15.2 and 15.3 show the percentage frequency differences between the first 10 modes of the ANSYS Block Lanczos and Reduced runs and the theoretical prediction.

The maximum frequency difference for the Block Lanczos method is 2% and for the Reduced method it is 5%. For the frequency range of interest in our problem, 20 khz, the maximum frequency errors are 1% and 3%, which is deemed satisfactory. We will use the 10-element model with the Reduced method for the rest of the chapter. Real life models will have greater deviations because they have imperfect geometry, joints and connections to ground which are difficult to model accurately, and variations in material and mass properties.

VEDLEGG 10: Elastisk flatestivhet

Allows one or more faces (3D) or edges (2D) to move or deform according to a spring behavior. The **Elastic Support** is based on a **Foundation Stiffness** set in the Details view, which is defined as the pressure required to produce a unit normal deflection of the foundation.

14.1.1.1.1 Analysis Types

An **Elastic Support** is available for the following analysis types:

- [Harmonic Response](#)
- [Modal](#)
- [Static Structural](#)
- [Transient Structural](#)

14.1.1.1.2 Common Characteristics

The following section outlines the common boundary condition characteristics that include application requirements of the boundary condition, support limitations, as well as loading definitions and values.

Dimensional Types

- 3D Simulation – *Supported*.
- 2D Simulation – *Supported*.

Geometry Types: Geometry types supported for the **Elastic Support** boundary condition include:

- Solid - *Supported*.
- Surface/Shell - *Supported*.
- Wire Body/Line Body/Beam - *Supported*

Topology: The following topology selection options are supported for **Elastic Support**.

- Body - **Not Supported**.
- Face - *Supported*.
- Edge - *Supported - 2D Only*.
- Vertex - **Not Supported**.
- Nodes - **Not Supported**.

14.1.1.1.3 Boundary Condition Application

To apply a **Elastic Support**:



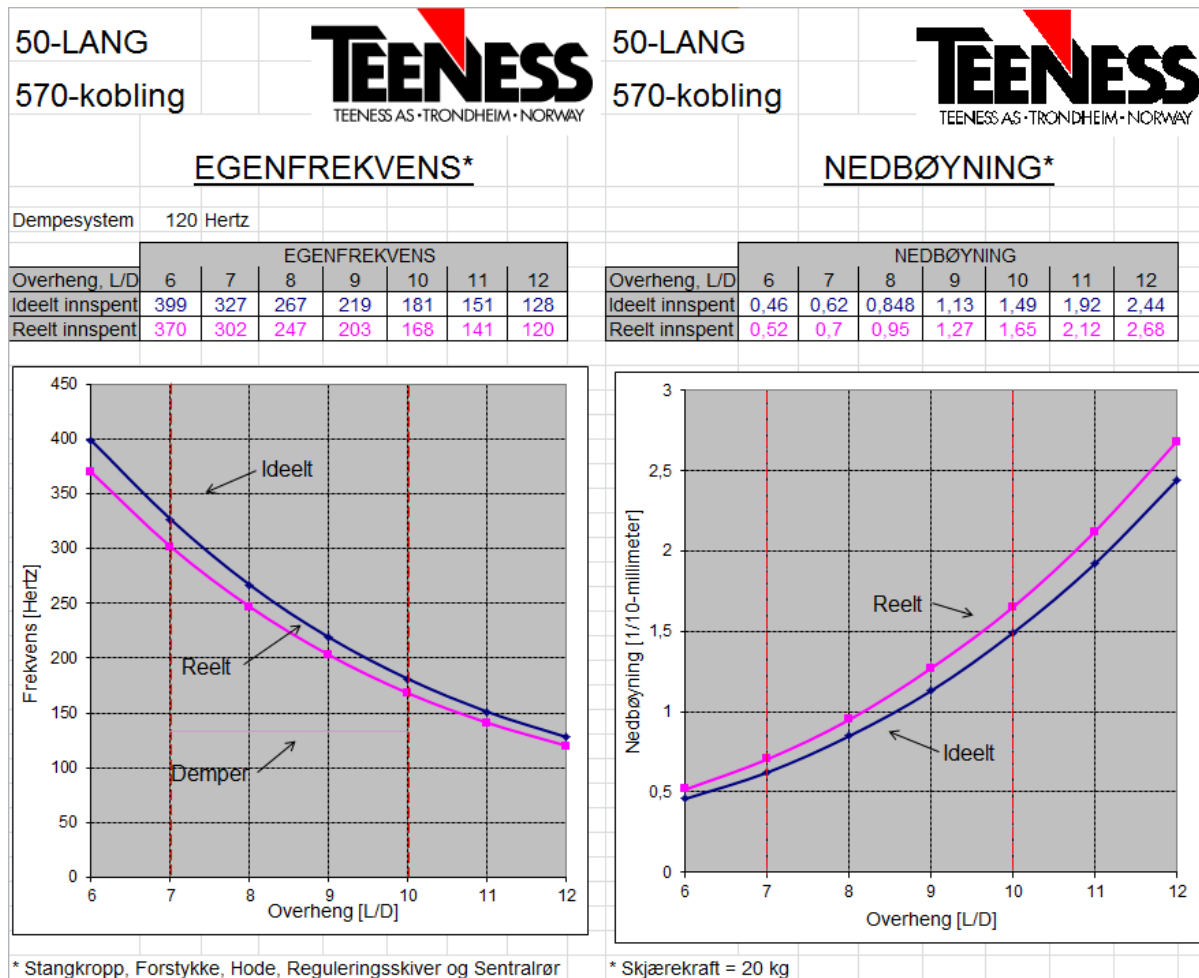
1. On the **Environment** context toolbar: click **Supports>Elastic Support**. Or, right-click the **Environment** tree object or the **Geometry** window and select **Insert>Elastic Support**.
2. Specify **Scoping Method** and **Geometry** or **Named Selection**.

14.1.1.1.4 Details View Properties

The selections available in the Details view are described below.

Category	Fields/Options/Description
Scope	<p>Scoping Method - Options include:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Geometry Selection - Default setting, indicating that the boundary condition is applied to a geometry or geometries, which are chosen using a graphical selection tools. <ul style="list-style-type: none"> ○ Geometry - Visible when the Scoping Method is set to Geometry Selection. Displays the type of geometry (Body, Face, etc.) and the number of geometric entities (for example: 1 Body, 2 Edges) to which the boundary has been applied using the selection tools. • Named Selection - Indicates that the geometry selection is defined by a Named Selection. <ul style="list-style-type: none"> ○ Named Selection - Visible when the Scoping Method is set to Named Selection. This field provides a drop-down list of available user-defined Named Selections.
Definition	<p>Type - Read-only field that describes the object - Elastic Support.</p> <p>Suppressed - Include (No - default) or exclude (Yes) the boundary condition.</p> <p>Foundation Stiffness</p>

VEDLEGG 11: Referanse-verdier 50mm verktøy med lengde 10 x diameter.





VEDLEGG 12: Egenfrekvens arbeidsstykke

Resultater fra modalanalyse arbeidsstykke som utkraget bjelke:

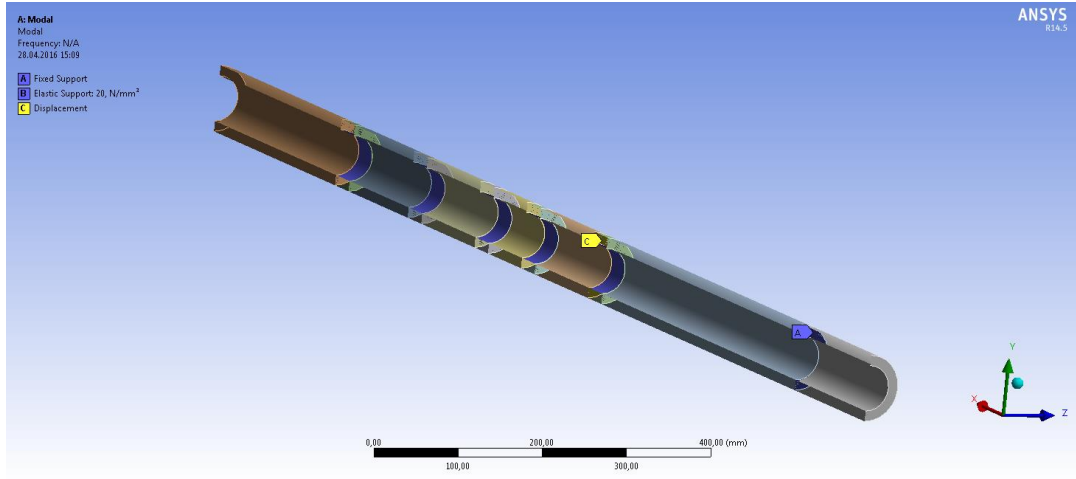
```
**** INDEX OF DATA SETS ON RESULTS FILE ****
SET  TIME/FREQ  LOAD STEP  SUBSTEP  CUMULATIVE
  1   42.982      1         1         1
  2   42.982      1         2         2
  3  256.84      1         3         3
  4  256.84      1         4         4
  5  477.33      1         5         5
  6  673.37      1         6         6
```

Figur 108: Resultater fra modalanalyse utkraget arbeidsstykke fra Ansys APDL

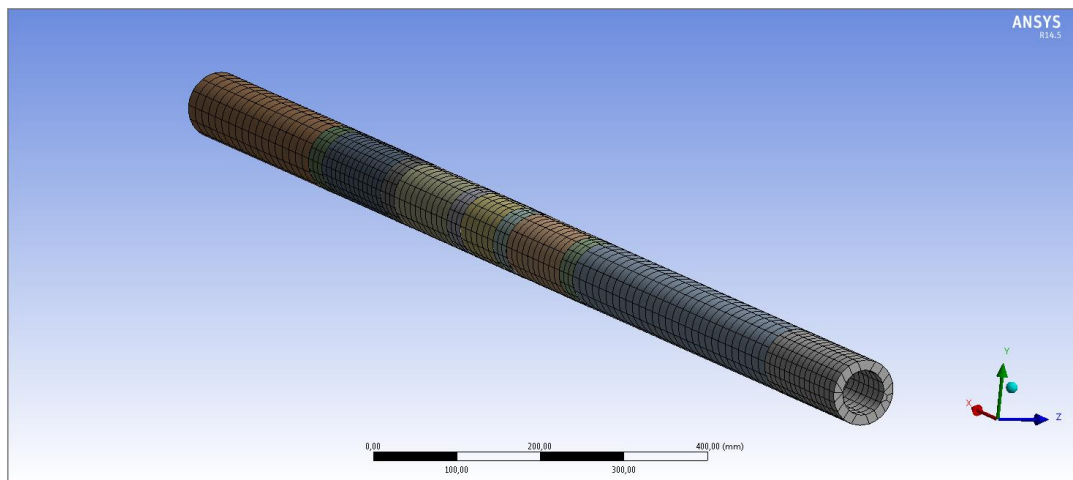
Arbeidsstykkets første egenfrekvens er ca. 43Hz når det er fast innspent i den ene enden.

VEDLEGG 13: Egenfrekvens arbeidsstykke Ansys Mechanical

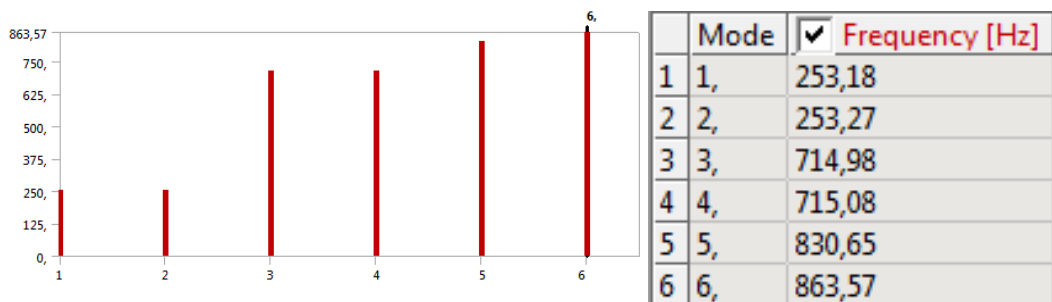
Til å simulere arbeidsstykke ble det valgt fixed support for tverrsnitt som er innspent i chuck (A) og ingen displacement i z og y retning for tverrsnitt (C) hvor brille er plassert. Borstang vil også opplagre arbeidsstykket. Med en elastisk flatestivhet på 20 N/mm^3 på flatene på innsiden av arbeidsstykket hvor støttelistene til verktøy er plassert blir første egenfrekvensen på arbeidsstykket ca. 250 Hz. Andre frekvens til arbeidsstykket blir ca. 715 Hz. Hypotesen med at de to ukjente toppene i FRF-målingen er arbeidsstykkets første og andre mode virker troverdig.



Figur 109: Simuleringsoppsett arbeidsstykke

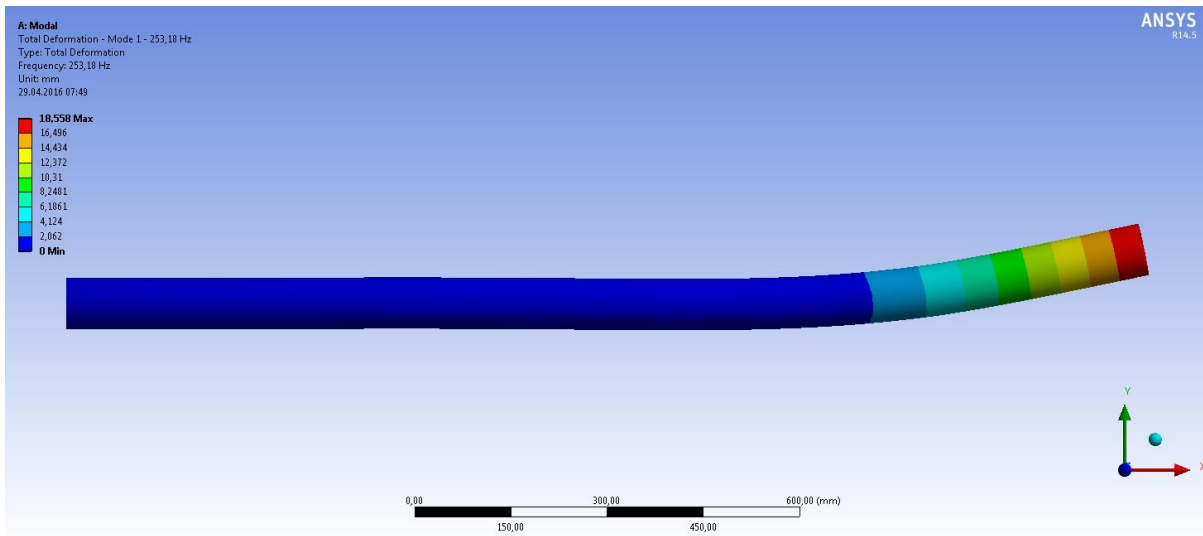


Figur 110: Mesh Arbeidsstykke



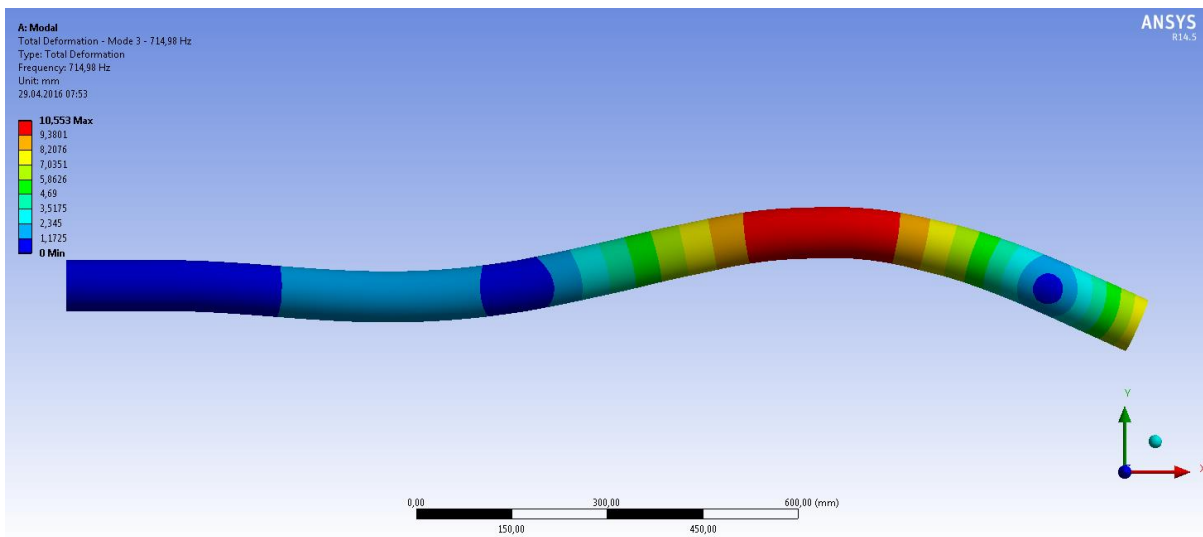
Figur 111: Resultater simulering av arbeidsstykke

Arbeidsstykke Modeform 1:



Figur 112: Modeform 1 - Arbeidsstykke

Arbeidsstykke Modeform 2:



Figur 113: Modeform 2 - Arbeidsstykke

Fra arbeidsstykkets første og andre modeform ser vi at den frie enden til arbeidsstykket får en vesentlig utbøying og det anbefales med ytterligere en brille i arbeidsstykkets frie ende.

VEDLEGG 14: Disc Spring SF-TAF, DIN 2093

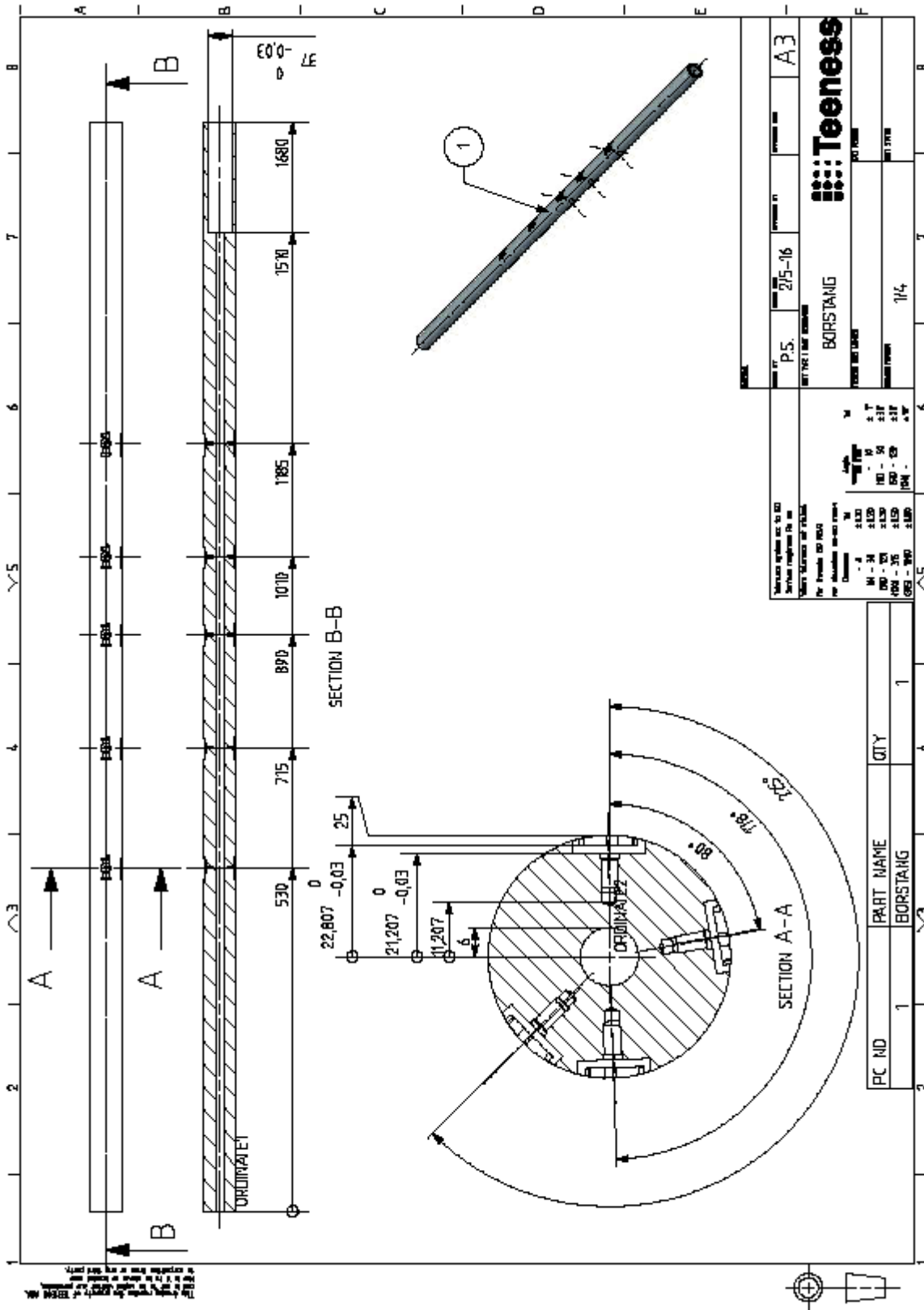
DISC SPRING

SF-TAF, DIN 2093

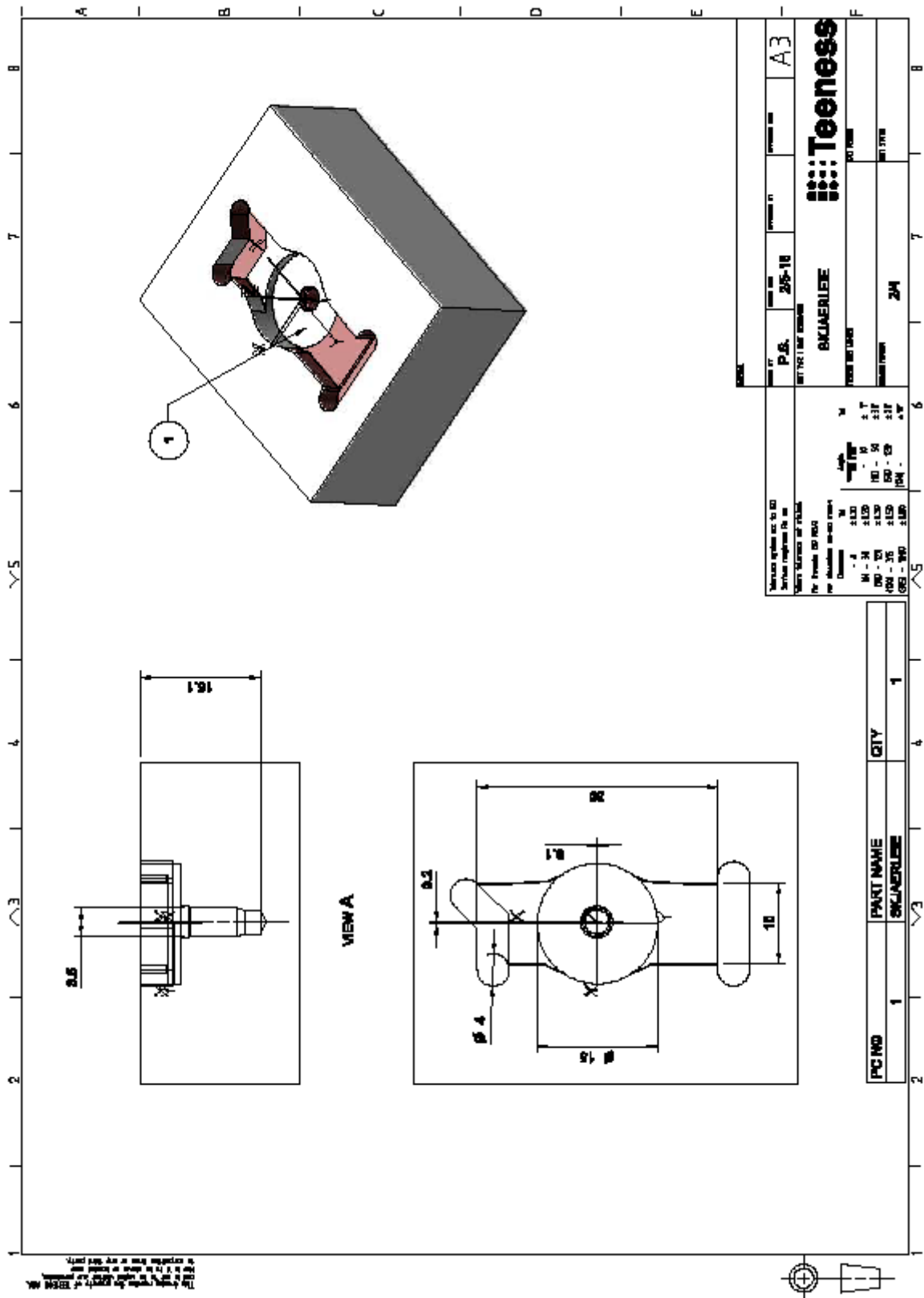


D _e	D _i	t	t ₁	L _o	h _o	h _o /t	s = 0.25 h _o		s = 0.5 h _o		s = 0.75 h _o		s = 1.0 h _o		Cat. no.
							s	F	s	F	s	F	s	F	
8	3,2	0,3		0,55	0,25	0,833	0,062	45,6	0,125	79,1	0,187	104,3	0,25	125,5	4232
8	3,2	0,4		0,6	0,2	0,5	0,05	69,2	0,1	130,1	0,15	185,5	0,2	238	4234
8	3,2	0,5		0,7	0,2	0,4	0,05	128,4	0,1	246,4	0,15	357,4	0,2	464,9	4233
8	4,2	0,2		0,45	0,25	1,25	0,062	21,2	0,125	33,3	0,187	39,2	0,25	42	4235
8	4,2	0,3		0,55	0,25	0,833	0,062	51,6	0,125	89,3	0,187	117,9	0,25	141,8	4236
8	4,2	0,4		0,6	0,2	0,5	0,05	78,2	0,1	147	0,15	209,5	0,2	268,9	4237
10	3,2	0,3		0,65	0,35	1,166	0,087	51,1	0,175	81,6	0,262	98,3	0,35	108	4238
10	3,2	0,4		0,7	0,3	0,75	0,075	75,1	0,15	132,9	0,225	179,1	0,3	219,6	4239
10	3,2	0,5		0,85	0,35	0,7	0,087	165,3	0,175	296,1	0,262	404	0,35	500,4	4240
10	4,2	0,4		0,7	0,3	0,75	0,075	79,3	0,15	140,3	0,225	189,1	0,3	231,8	4241
10	4,2	0,5		0,75	0,25	0,5	0,062	109,8	0,125	206,3	0,187	294	0,25	377,3	4242
10	4,2	0,6		0,85	0,25	0,416	0,062	181,5	0,125	347,2	0,187	502,3	0,25	652	4243
10	5,2	0,25		0,55	0,3	1,2	0,075	30,4	0,15	48,2	0,225	57,5	0,3	62,6	4244
10	5,2	0,4		0,7	0,3	0,75	0,075	87,8	0,15	155,3	0,225	209,3	0,3	256,5	4491
10	5,2	0,5		0,75	0,25	0,5	0,062	121,5	0,125	228,3	0,187	325,3	0,25	417,5	4245
12	4,2	0,4		0,8	0,4	1	0,1	85,1	0,2	141,4	0,3	178,3	0,4	205,6	4246
12	4,2	0,5		0,9	0,4	0,8	0,1	142,6	0,2	249	0,3	331,4	0,4	401,7	4247
12	4,2	0,6		1	0,4	0,666	0,1	224,1	0,2	404,9	0,3	556,8	0,4	694,1	4248
12	5,2	0,5		0,9	0,4	0,8	0,1	150,4	0,2	262,7	0,3	349,6	0,4	423,8	4249
12	5,2	0,6		0,95	0,35	0,583	0,087	195,9	0,175	361,2	0,262	506,1	0,35	640,7	4250
12	6,2	0,5		0,85	0,35	0,7	0,087	133,5	0,175	239,2	0,262	326,4	0,35	404,2	4251
12	6,2	0,6		0,95	0,35	0,583	0,087	213,6	0,175	393,8	0,262	551,7	0,35	698,5	4252
12,5	6,2	0,35		0,8	0,45	1,285	0,112	83,5	0,225	129,8	0,337	151,2	0,45	160,2	4253
12,5	6,2	0,5		0,85	0,35	0,7	0,087	120	0,175	215,1	0,262	293,4	0,35	363,4	4254
12,5	6,2	0,7		1	0,3	0,428	0,075	239,4	0,15	456,8	0,225	659,5	0,3	854,9	4255
14	7,2	0,35		0,8	0,45	1,285	0,112	68	0,225	105,7	0,337	123,2	0,45	130,5	4256
14	7,2	0,5		0,9	0,4	0,8	0,1	120,1	0,2	209,8	0,3	279,2	0,4	338,4	4257
14	7,2	0,8		1,1	0,3	0,375	0,075	283,8	0,15	547,2	0,225	796,8	0,3	1040	4258
15	5,2	0,4		0,95	0,55	1,375	0,137	101,2	0,275	154,4	0,412	175,5	0,55	180,7	4259
15	5,2	0,5		1	0,5	1	0,125	132,8	0,25	220,6	0,375	278,2	0,5	320,9	4260
15	5,2	0,6		1,05	0,45	0,75	0,112	170,8	0,225	302,1	0,337	407,2	0,45	499	4261
15	5,2	0,7		1,25	0,55	0,785	0,137	340,2	0,275	596,4	0,412	796,5	0,55	968,6	4262
15	6,2	0,5		1	0,5	1	0,125	138,1	0,25	229,4	0,375	289,4	0,5	333,7	4263
15	6,2	0,6		1,05	0,45	0,75	0,112	177,6	0,225	314,2	0,337	423,5	0,45	519	4264
15	6,2	0,7		1,1	0,4	0,571	0,1	222,4	0,2	411,1	0,3	577,5	0,4	732,6	4265
15	8,2	0,7		1,1	0,4	0,571	0,1	256,3	0,2	473,9	0,3	665,6	0,4	844,4	4266
15	8,2	0,8		1,2	0,4	0,5	0,1	366,8	0,2	689,3	0,3	982,3	0,4	1261	4267
16	8,2	0,4		0,9	0,5	1,25	0,125	83,7	0,25	131,2	0,375	154,3	0,5	165,4	4268
16	8,2	0,6		1,05	0,45	0,75	0,112	172	0,225	304,3	0,337	410	0,45	502,5	4269
16	8,2	0,9		1,25	0,35	0,388	0,087	362,5	0,175	697	0,262	1013	0,35	1319	4270
18	6,2	0,4		1	0,6	1,5	0,15	84,6	0,3	126,1	0,45	138,6	0,6	136,7	4271
18	6,2	0,5		1,1	0,6	1,2	0,15	129,9	0,3	205,7	0,45	245,4	0,6	267	4272
18	6,2	0,6		1,2	0,6	1	0,15	191,1	0,3	317,3	0,45	400,3	0,6	461,6	4273
18	6,2	0,7		1,4	0,7	1	0,175	354,1	0,35	588	0,525	741,7	0,7	855,2	4274
18	6,2	0,8		1,5	0,7	0,875	0,175	479,5	0,35	821,6	0,525	1072	0,7	1277	4275
18	8,2	0,7		1,25	0,55	0,785	0,137	254,6	0,275	446,2	0,412	596	0,55	724,7	4276
18	8,2	0,8		1,3	0,5	0,625	0,125	308,9	0,25	563,8	0,375	782,6	0,5	983,5	4277
18	8,2	1		1,5	0,5	0,5	0,125	559	0,25	1051	0,375	1497	0,5	1921	4278
18	9,2	0,45		1,05	0,6	1,333	0,15	120,7	0,3	185,8	0,45	213,7	0,6	222,9	4279
18	9,2	0,7		1,2	0,5	0,714	0,125	233,4	0,25	416,6	0,375	566,4	0,5	699,4	4280
18	9,2	1		1,4	0,4	0,4	0,1	450,6	0,2	865	0,3	1254	0,4	1631	4281
20	8,2	0,5		1,15	0,65	1,3	0,162	128,3	0,325	198,8	0,487	230,8	0,65	243,4	4282
20	8,2	0,6		1,3	0,7	1,166	0,175	214,4	0,35	342,1	0,525	412	0,7	453	4283
20	8,2	0,7		1,35	0,65	0,928	0,162	261,5	0,325	442	0,487	568,5	0,65	668	4284
20	8,2	0,8		1,4	0,6	0,75	0,15	315	0,3	557,3	0,45	751	0,6	920,5	4285
20	8,2	0,9		1,5	0,6	0,666	0,15	423,2	0,3	764,5	0,45	1051	0,6	1311	4286
20	8,2	1		1,6	0,6	0,6	0,15	555,6	0,3	1020	0,45	1424	0,6	1798	4287

VEDLEGG 15: Konstruksjonsteining Borstang

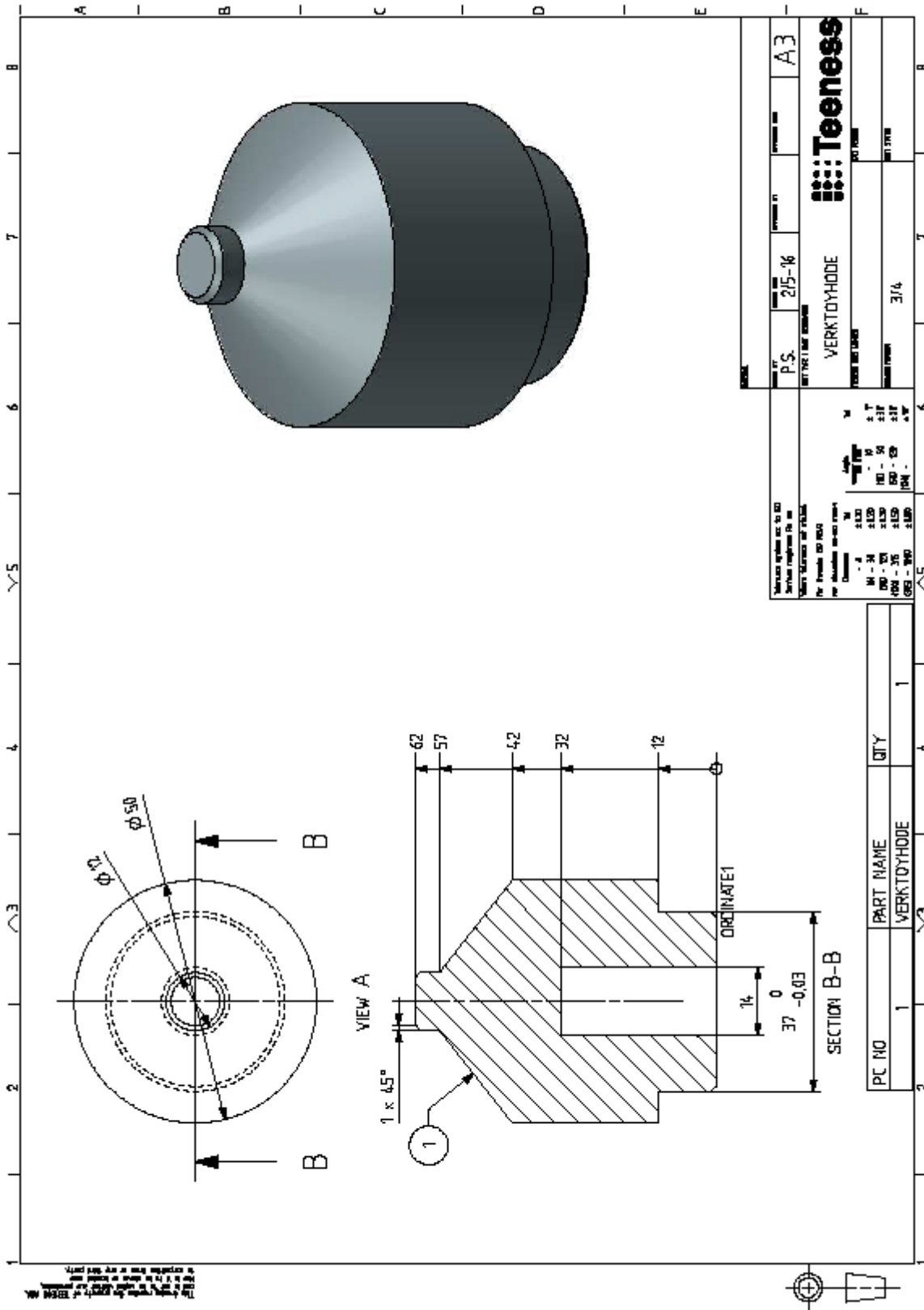


VEDLEGG 16: Konstruksjonstegning Skjærleie

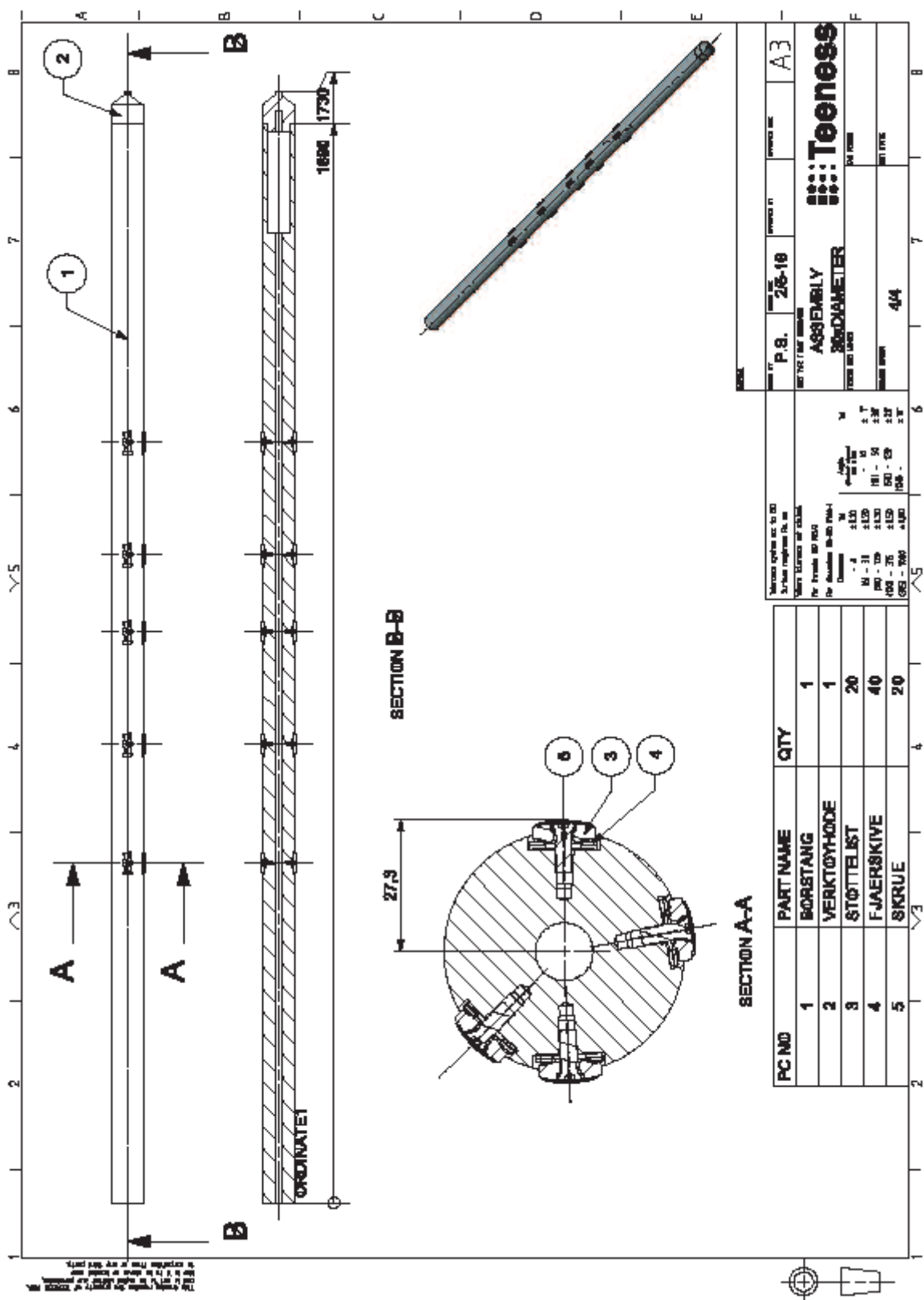


The drawing is the property of TEENESS AS.
 It is not to be reproduced, copied or used in any way without the written permission of TEENESS AS.
 This drawing is the property of TEENESS AS.

VEDLEGG 17: Konstruksjonstegning Verktøyhode



VEDLEGG 18: Konstruksjonsteining Sammenstilling Prototyp





Norges miljø- og biovitenskapelig universitet
Noregs miljø- og biovitenskapelige universitet
Norwegian University of Life Sciences

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway