



Norges miljø- og
biovitenskapelige
universitet

Masteroppgave 2021 30 stp

Fakultet for realfag og teknologi

Utvikling av en roterende bøyeutmattingsmaskin

Development of a rotating bending fatigue
machine

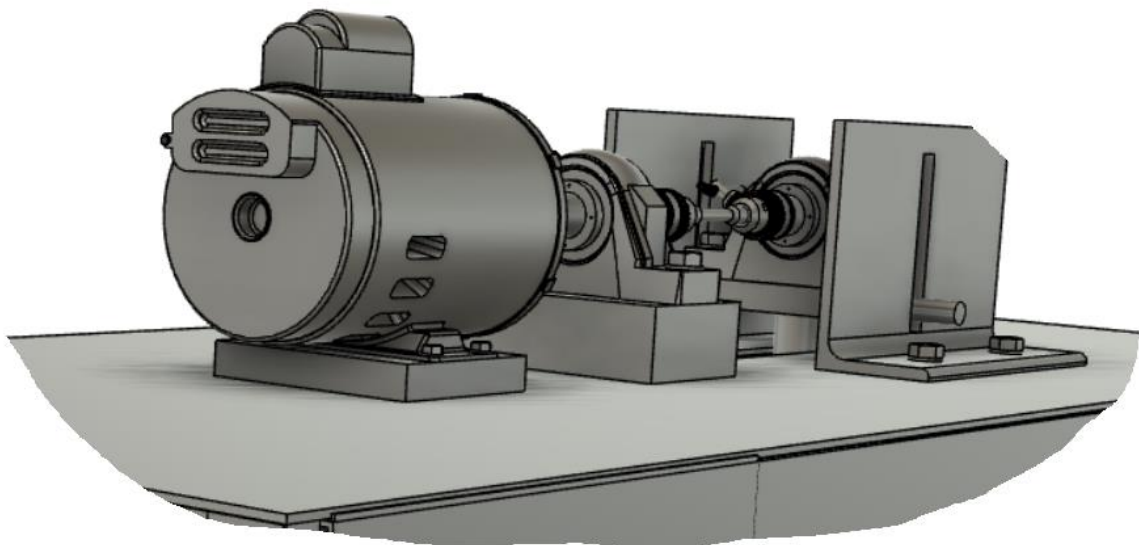
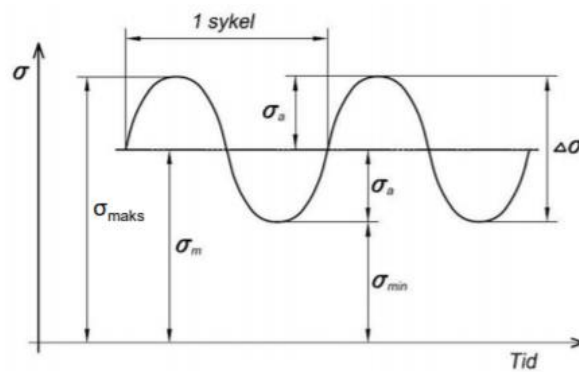
Christian Rivas

Maskin-, prosess og produktutvikling

Roterende bøyeutmattingsmaskin

Av

Christian Felipe Torp Rivas



Masteroppgave i Maskin-, prosess- og produktutvikling

Ved Fakultet for realfag og teknologi, NMBU

Våren 2021

Christian Rivas

FORORD

Dette er mitt avsluttende prosjektarbeid for mastergraden i teknologi, studieretning maskin-, prosess- og produktutvikling ved Norges Miljø- og biovitenskapelige universitet. Prosjektet ble gjennomført i vårsemesteret 2021 med et omfang på 30 studiepoeng. Jeg har tidligere en 3-årig bachelorgrad i ingeniørfag fra maskinstudiet ved OsloMet.

Min motivasjon for prosjektoppgaven har vært å bruke de praktiske og teoretiske kunnskapene jeg har tilegnet meg gjennom studiene til å fullføre en oppgave som kombinerer dette. Jeg liker å jobbe med praktiske ingeniørfag, og å få være med på en prosess fra tidlig fase til et mulig fysisk produkt er av stor interesse.

Prosjektarbeidet tar for seg et utviklingsoppdrag som innebærer å konstruere en roterende bøyeutmattingsmaskin som kan brukes ved NMBU's laboratorium. Det har vært en spennende og læringsrik prosess der jeg har fått muligheten til å kombinere praktisk og teoretisk arbeid.

Prosjektoppgaven har gitt meg motivasjon til å lære mer om dimensjonering, utmatting, testing og sikkerhetsfaktorer, spesielt ved dynamiske påkjenninger. Ulykkene som har oppstått på grunn av utmatting er overveldende, og at de fleste maskindeler som når brudd, er utmattingsbrudd, er en indikasjon på at det trengs mer kunnskap rundt denne problematikken. Dette gir en stor interesse i å studere dette fagområdet videre.

Jeg ønsker å rette en stor takk til min veileder, førsteamanuensis Jan Kåre Bøe for en fantastisk oppfølging og støtte gjennom prosjektarbeidet.

Videre vil jeg takke førsteamanuensis Geir Terjesen for oppdragsforslaget og god veiledning gjennom samtaler og mailvekslinger, senioringeniørene Egil Stemsrud og Henrik Holmberg for deres bidrag til gode og nyttige svar, overingeniør Øyvind Hansen med hjelp av tilvirkningsmetoder og overingeniør Rune Orderløkke ved OsloMet for en god bistand til å dele informasjon om deres roterende bøyeutmattings-maskin.

Oslo, den 13. mai 2021

Christian Rivas

Christian Felipe Torp Rivas

SAMMENDRAG

På slutten av 1700-tallet, under den industrielle revolusjonen, oppstod det en gradvis omlegging i produksjonsteknologiene. Det moderne produksjonsforholdet besto av mekanisk drivkraft og mer kompliserte arbeidsmaskiner. Fra omkring 1830-tallet ble det observert flere uventede mekaniske brudd i både metaller, betong og plastmaterialer som ble utsatt for vekslende spenning, godt under materialets fasthetsverdier. Teorien ble at materialet ble utmattet, men uten at man helt forstod sammenhengene. Den tyske jernbaneingeniøren August Wöhler var en av de første til å ta tak i dette problemet fra et matematisk perspektiv. Han utviklet metoder for testing av materialenes motstand mot utmatting som kunne gi prøveresultater som kunne benyttes ved dimensjonering av roterende maskindeler.

I sammenheng med dette gradsarbeidet har det vært ønskelig å fordype seg mer i denne utmattingsproblematikken, som også foregår den dag i dag, gjennom å tilegne seg mer kunnskap om hva som skjer og hvordan det kan behandles eller forhindres. Inspirert av August Wöhler som hentet utmattingsdata ved konstant spenningsamplitude med et gitt lastvekslingstall har dette prosjektarbeidet som hovedmål å utrede og utvikle en løsning for en roterende bøyeutmattingsmaskin til bruk ved NMBU's laboratorium som kan hente utmattingsdata fra prøvestaver med gitt materiale.

Tidlig i denne prosessen ble det kartlagt problemstillinger og flaskehalsar som er viktige elementer for formuleringen og gjennomføring av hovedmålsettingen. For å sørge at målene blir nådd, ble det tidlig utformet en prosjektplan med flere delmål og milepeler som kunne sikre fremdrift og viktige leveransetider. Deretter ble det utviklet et prosessdiagram som skal sikre at alle utviklingstrinn blir utført, ved at den gir mulighet til å enklere kunne se seg tilbake for å gjøre nødvendige endringer. Prosessdiagrammet består av fire hovedfaser: utredningsfasen, utviklingsfasen og analyse- og ferdigstillingsfasen.

I utredningsfasen ble det gjort rede for bakgrunn og en oppdragsbeskrivelse som la grunnlaget for problemstillingene og flaskehalsene. Videre ble det utformet en prosjektplan og en metodikkutredning med hensikt om å sikre fremdrift og løse problemstillingene med en metodisk fremgangsmåte. Prosjektplanen gir en oversikt over arbeidsoppgaver, milepeler og leveringsfrister. Metodikkutredningen tar for seg fremgangsmetoder brukt til oppgaveløsningen. Metodikkene som ble brukt til oppgaveløsningen er: IPD, Pugh's metodikk og SCAMPERR. IPD metodikken ble i sin tid utviklet hos ledende industriforetak for å ivareta flere hensyn gjennom integrering av flere fagområder i utviklingsprosessen.

Hensikten med å bruke IPD var å gjøre ting i riktig rekkefølge i et koordinert utviklingsløp, og passe på at ikke viktige ting blir glemt. Pugh's metodikk ble utviklet for å gjennomføre mer detaljerte og kompliserte valg ved å sette opp kriterier og en poengskala som til sammen danner en tabell som kan sammenligne de ulike løsningene matematisk. SCAMPERR ble utviklet for å komme frem til flere løsningsalternativer ved å vri og vende på alle funksjoner og komponenter for å oppnå optimalt design.

I siste del av utredningsfasen ble det gjort rede for teori og teknologi som danner det teoretiske og teknologiske fundamentet som ble brukt til senere beregninger og analyse av maskinen.

I utviklingsfasen ble det gjort rede for produktspesifiseringen for å konkretisere målsettinger og ønskede egenskaper for produktet. Videre er det blitt utviklet grensespesifikasjoner for produktet gjennom et utvalg av eksisterende roterende bøyeutmattingsmaskiner. Disse grensespesifikasjonene danner grunnlaget for valg av grovspekifikasjonene.

Gjennom utredningsfasen, produktspesifiseringen og utarbeidelse av grovspekifikasjoner, ble det utarbeidet løsningsalternativer med skisser, der de ulike løsningsalternativene gikk gjennom en matematisk utvelgelse produsert med Pugh's metodikk. Denne utvelgelsen sammenlignet de forskjellige løsningsalternativene opp mot hverandre. Løsningsalternativene som skåret høyest, ble de foretrukne løsningene som til sammen utgjorde et endelig og helhetlig konseptvalg.

I siste del av utviklingsfasen ble det utført en eksterntesting, der man fikk innspill knyttet til produktet og viktige momenter å ta hensyn til, av valgte fagekspertene.

I analyse- og ferdigstillingsfasen ble det utarbeidet beregninger og dimensjonering av forskjellige komponenter. Dette bidro til å verifisere valgte dimensjoner, og endre på det om ikke det holdt. Videre gjorde beregningene rede for utmatting av en prøvestav, og spesifikasjoner til en trefaset elektrisk motor.

Produktet ble dimensjonert mot de forventede belastningene med en sikkerhetsfaktor som passer belastningstypen. Videre ble produktet konstruert og designet i en 3D CAD-modell, og det ble foretatt en FEM analyse av utvalgte komponenter for å avdekke svakheter.

I siste del av analyse og ferdigstillingsfasen ble det foreslått produksjonsmetoder, og det ble utarbeidet produksjonskostnader knyttet til produktet. Videre ble det utarbeidet tekniske tegninger og -anvisninger. For måle-teknisk utstyr er det utarbeidet forslag til komponenter, og hvor man kan plassere disse.

Utvikling av en roterende prøveutmattingsmaskin med høy grad av nøyaktighet er teknisk svært komplisert, noe som også fremgår av utredningen av de kommersielle systemene som finnes. Utviklings- og utredningsarbeidet som er gjort i dette grads-arbeidet har trinnvis satt lys på flere mulige konseptuelle løsninger, der ett alternativ er tatt fram til et mer framskredent analyse- og konstruksjonsstadium med hensyn til teknisk oppbygging og funksjon.

Maskinens globale mål er 950 mm x 1700 mm x 700 mm og veier 211 kg. Maskinen roterer prøvestaven med et turtall på 2850 rpm, og er konstruert til en standardstav. Prøvestaven festes til en spennhylse m/nøkkel. Tellesystemet til maskinen innebærer en turtallsmåler, vekselteiler og en mikrobryter som registrer brudd.

Dette løsningsalternativet inneholder alle viktige elementer som vil kunne inngå i en egenprodusert løsning og demonstrasjonsobjekt i undervisningsbygget ved Realtek, men vil teknisk sett på dette utviklingsstadiet fungere som en «tidligfase systemløsning». Dette gjelder spesielt med hensyn til utformingen av den vertikale kraftpåføringsmekanismen som er foreslått. Øvrige deler av riggdesignet som er utviklet og rapportert, vil kunne implementeres med mindre etterjusteringer.

Ekspertvurderinger i slutfasen av prosjektet og nærmere analyser av utformingen og virkemåten til kraftpåføringsmekanismedelen av riggen vil kunne gi uheldige tyngdekraft- og

geometrisk relaterte momentpåvirkninger på selve prøvestaven under testing. Det må derfor gjennomføres et videre analyse- og mer avgrenset utviklingsarbeid knyttet til denne sentrale mekanismedelen av riggen for å få fram en fullverdig systemløsning.

På grunn av tidsmessige begrensninger har det ikke vært mulig å gå mer i dybden omkring dette, men mulige løsninger tas opp under designoptimeringsdrøftingene i siste delen av gradsrapporten, og gjennom anbefalinger knyttet til videre oppfølging av dette gradsarbeidet.

Øvrige anbefalinger knyttet til videreutvikling omfatter også mer detaljerte FEM-beregninger knyttet til delkomponenter, utføre utmattingsberegninger og en levetidsanalyse. Det må også utføres drøfting med fageksperter om krav til toleransemålsettinger og tilknyttede standarder. Videre må det utvikles prototypedeler som kan teste funksjon, friksjon og styrke. Det må også gjøres en mer utfyllende komponent- og systemutredning, spesifisering og beskrivelse knyttet til belastningsregulering, samt måletekniske registrerings- og analysemuligheter.

ABSTRACT

At the end of the 18th century, during the industrial revolution, there was a gradual change in production technologies. The modern production relationship consisted of mechanical drive and more complicated work machines. From around the 1830s, several unexpected mechanical fractures were observed in both metals, concrete and plastic materials that were exposed to alternating stresses, well below the strength values of the material. The theory was that the material was exhausted, but without fully understanding the connections. The German railway engineer August Wöhler was one of the first to address this problem from a mathematical perspective. He developed methods for testing the materials resistance to fatigue that could give test results that could be used when dimensioning rotating machine parts.

In connection with this degree work, it has been desirable to delve deeper into this fatigue problem, which also takes place to this day, by acquiring more knowledge about what is happening and how it can be treated or prevented. Inspired by August Wöhler who retrieved fatigue data at constant stresses amplitude with a given load change number, this project work has as its main goal to study and develop a solution for a rotary bending fatigue machine for use at NMBU's laboratory that can retrieve fatigue data from test rods with given material.

Early in this process, issues and bottlenecks were identified that are important elements for the formulation and implementation of the main objective. To ensure that the goals are achieved, a project plan was drawn up early with several sub-goals and milestones that could ensure progress and important delivery times. Then a process diagram was developed to ensure that all development steps are performed, in that it provides an opportunity to look back more easily to make necessary changes. The process diagram consists of four main phases: The investigation phase, the development phase and the analysis and completion phase.

In the investigation phase, an account was given of the background and assignment description that laid the foundation for the issues and the bottlenecks. Furthermore, a project plan and a methodology study were drawn up with the intention of ensuring progress and solving the problems with a methodological approach. The project plan provides an overview of work tasks, milestones and delivery deadlines. The methodology study deals with procedure methods used for the task solution. The methodologies used for the task solution are: IPD, Pugh's methodology, SCAMPERR and modularization. The IPD methodology was once developed at leading industrial companies to address several considerations through the integration of several disciplines in the development process.

The purpose of using IPD was to do things in the right order in a coordinated development process, and make sure that important things are not forgotten. Pugh's methodology was developed to carry out more detailed and complicated choices by setting up criteria and a points scale that together form a table that can compare the different solutions mathematically. SCAMPERR was developed to arrive at several solution options by turning and turning all functions and components to achieve optimal design.

In the last part of the investigation phase, an account was given of theory and technology that form the theoretical and technological foundation that was used for later calculations and analysis of the machine.

In the development phase, the product specifications were explained in order to specify the objectives and desired properties for the product. Furthermore, boundary specifications for the product have been developed through a selection of existing rotary bending fatigue machines. These boundary specifications formed the basis for the selection of the rough specifications.

In the last part of the development phase, an external test was performed, where input was received about the product and important aspects to be taken into account by selected experts.

In the Analysis and completion phase, calculations and dimensioning of various components were prepared. This helped to verify the selected dimensions and change it if it does not hold. Furthermore, the calculations account for fatigue of a test rod, and specifications for a three-phase electric motor.

The product was dimensioned against the expected loads with a safety factor that suits the type of load. Furthermore, the product was constructed and designed in a 3D CAD model, and a FEM analysis of selected components was performed to identify weakness.

In the last part of the analysis and completion phase production methods and production costs were proposed. Furthermore, technical drawings and instructions were prepared. For measuring technical equipment, proposals have been prepared for components, and where these can be placed.

The development of a rotary sample fatigue machine with a high degree of accuracy is technically very complicated, which is also evident from the study of the existing commercial systems. The development and study work that has been done in this degree work has gradually shed light on several possible conceptual solutions where one alternative has been developed to a more advanced stage of analysis and construction with regard to technical construction and function.

The global dimensions of the machines are 950 mm x 1700 mm x 700 mm and weight 211 kg. The machine rotates the test rod at a speed of 2850 rpm and is designed for a standard rod. The test rod is attached to a collet w/wrench. The counting system of the machine involves rpm counter, cycle counter and a microswitch that detects breaks.

This solution alternative contains all important elements that could be included in a self-produced solution and demonstration object in teaching, built by Realtek, but will technically at this stage of development function as an “early phase system solution”. This is especially true with respect to the design of the proposed vertical force application mechanism. Other parts of the rig design that have been developed and reported can be implemented with minor readjustments.

Expert assessments in the final phase of the project and further analyzes of the design and operation of the power application mechanism part of the rig could give unfortunate gravity and geometrically related torque influences on the test rod itself during testing. A further analysis and more limited development work related to this central mechanism part of the rig must therefore be carried out in order to obtain a complete system solution.

Due to time constraints, it has not been possible to go into more depth about this, but possible solutions are discussed during the design optimization discussions in the last part of the degree report, and through recommendations related to further follow-up of this degree work.

Other recommendations related to further development also include more detailed FEM calculations related to subcomponents, performing fatigue and lifetime analysis. Discussions must also be carried out with experts on requirements for tolerance objectives and associated standards. Furthermore, prototype parts must be developed that can test function, friction and strength. There must also be a more comprehensive component and system study, specification and description related to load regulation, as well as metrological registration and analysis options.

INNHALDSFORTEGNELSE

FORORD	I
SAMMENDRAG	II
ABSTRACT	V
1. INNLEDNING	1
1.1. Bakgrunn	1
1.1.1. Praktisk utmattingsproblematikk.....	1
1.1.2. Hva er utmatting	5
1.2. Materialtesting/Utmattingsstesting	7
1.3. Konseptbeskrivelse for bøyeutmattingsmaskinen	7
1.4. Eksempler på eksisterende laboratoriemaskiner	8
1.5. Marked	9
1.6. Oppdragsbeskrivelse	9
1.7. Problemstillinger og flaskehalsar	10
1.7.1. Tekniske problemstillinger og fokuspunkter.....	10
1.7.2. Flaskehalsar og utfordringer.....	10
2. PROSJEKTPLAN	12
2.1. Prosjekt målsettinger	12
2.1.1. Hovedmål	12
2.1.2. Delmål	12
2.2. Tids- og arbeidsplan med milepeler	13
2.3. Tidlige begrensninger for arbeidet	14
3. METODEBESKRIVELSE	16
3.1. Terminologi og begreper	16
3.2. Symboler	17
3.3. Hovedformler	19
3.4. Metodebruk og løsningsverktøy	21
3.5. Kvalitetssikring	27
3.6. Prosesstrinn	29
4. TEORI OG TEKNOLOGIUTREDNING	30
4.1. Grunnlagsteori	30
4.1.1. Utmattingslevetid	30
4.1.2. Estimeringsteknikker for å kunne beregne S-N kurven	31

4.1.3. Statikk og fasthetslære	33
4.1.4. Skrueteori	36
4.2. Prinsippet for roterende bøyeutmattingsstesting.....	38
4.2.1. Form og størrelse på prøvestaven.....	38
4.2.2. Nøyaktighet og påføring av kraft	40
4.3. Standarder og forskrifter	41
4.4. Valg av motor.....	43
4.5. Eksisterende lab utstyr, funksjon og oppbygning	47
4.6. Utmattingsproblematikk og dynamisk materialtesting.....	54
5. SPESIFISERING	56
5.1. Produktmålsettinger	56
5.2. Kriterier og krav	56
5.3. Metriske grensespesifisering	59
5.4. Grovspeifisering	64
6. KONSEPT/LØSNINGSUTVIKLING.....	66
6.1. Funksjonsanalyse	66
6.2. Løsningsalternativer	67
6.3. Løsningscreening	84
6.3.1. Utvikling av seleksjonsmatrise.....	84
6.3.2. Egen løsningscreening	85
6.4. Løsningsvalg	90
7. GROVBeregning	95
7.1. Belastningssystemet	95
7.2. Utmattning av en prøvestav.....	98
7.3. Spesifikasjoner av en trefase induksjonsmotor	103
7.4. Spenninger til benk.....	105
7.5. Lagre og skruer.....	108
7.6. Worst case scenario	110
8. EKSTERN INPUT/EKSPERTTESTING	112
8.1. Målsetting.....	112
8.2. Delmål og problemstillinger.....	112
8.3. Ekspertgruppe.....	112
8.4. Innhold og form på kommunikasjon	113

8.5. Resultatoppklaring	113
9. LØSNINGSARKITEKTUR	116
9.1. Helhet med nummereringer av hoved- og delkomponenter	116
9.2. Design av hovedkomponenter	119
9.3. Design av delkomponenter	121
9.4. Standardkomponenter	123
10. ROBUSTHET OG OPTIMERING	125
10.1. FEM-Analyse	125
11. MARKEDSRENDERING OG TEKNISKE TING	131
11.1. Renderte framstillinger	131
11.2. Transportemballasje	132
11.3. Tekniske anvisninger	132
12. PRODUKSJON OG ØKONOMI	140
12.1. Produksjonsmetoder	140
12.2. Kostnads kalkyle for prototype	145
12.3. Kostnadsanalyse for serieproduksjon	146
13. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON	148
13.1. Kompetanseutviklingen	148
13.2. Utredningsfasen	148
13.3. Utviklingsfasen	149
13.4. Analysefasen	150
13.5. Ferdigstillingsfasen	151
13.6. Behov for designrevisjon og videreutvikling	151
14. KONKLUSJON	153
14.1. Resultater	153
14.2. Videre arbeid	154
15. KILDER OG REFERANSER	155
15.1. Skriftlige kilder	155
15.2. Nettkilder	156
16. VEDLEGG	160

1. INNLEDNING

Dette kapittelet setter de overordnede rammene for prosjektarbeidet med nærmere beskrivelse av konseptet som skal utredes, bakgrunn, oppdrag, sentrale problemstillinger og utfordringer man vil kunne møte.

1.1. Bakgrunn

Under den industrielle revolusjonen som begynte i Europa på slutten av 1700-tallet oppsto det en gradvis omlegging til moderne produksjonsforhold. Før den industrielle revolusjonen ble størsteparten av produksjonen utført av vannkraft, kull og muskelkraft. Den gradvise omlegginga til moderne produksjonsforhold besto av mekanisk drivkraft og mer kompliserte arbeidsmaskiner. Denne overgangen gjorde at varer kunne bli produsert kostnadsbesparende og i større mengder [1].

I fokus på maskinene ble det fra omkring 1830-tallet observert flere uventede mekaniske feil/brudd i både metaller, betong og plast som ble utsatt for repeterende spenning, godt under materialets fasthetsverdier. Teorien ble da at materialet ble «sliten» eller «utmattet», derav begrepet «utmattelse» [2].

1.1.1. Praktisk utmattingsproblematikk

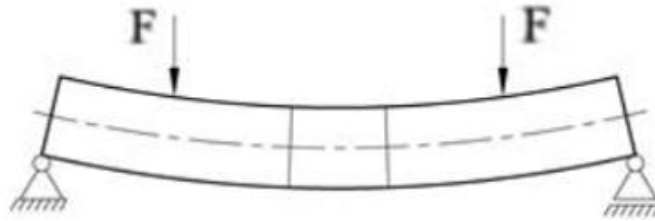
I år 1860 beskrev den tyske ingeniøren August Wöhler problemet med utmatting av aksler til jernbanevogner, der han påpekte at akslene under toalettene var spesielt utsatt. Han utviklet en fremgangsmåte og utstyr for prøving av materialenes motstand mot utmatting som kunne gi anvisninger på hvordan prøveresultatene skulle brukes ved dimensjonering av roterende maskindeler. Også den dag i dag oppstår det utmattingsbrudd i jernbaneanakslar. Figur 1.1 viser et eksempel av brudd i jernbaneanakslar på Signaturtoget [1].



Figur 1.1: Akselbrudd hos Signaturtoget i år 2000, på Nelaug stasjon i Agder. **A)** Bilde av signaturtoget på stasjonen [1]. **B)** Bilde av bruddflaten i stålakslingen. Rød pil viser sprekkinitieringen, og innenfor linjemønsteret vises det at bruddet har vokst ved et antall belastningsvekslinger der sprekkveksten gradvis vokser seg innover akslingen [3].

En konstruksjon eller en del av konstruksjonen kan bli utsatt for en konstant spenning, eller periodevis spenning. Spenningen kan være under materialets fasthetsverdier, $\sigma < R_m$ eller $\sigma < R_e$, og allikevel føre til brudd, og i dette tilfellet kan det være et utmattingsbrudd. Det finnes flere type belastninger som forårsaker et utmattingsbrudd. Belastningstypene kan være bøyning, strekk, trykk, vridning eller kombinasjon av disse. Herunder er det lagd figurer som illustrerer belastningstypen med den gitte spenningsvarianten man får.

Bøyespenninger:



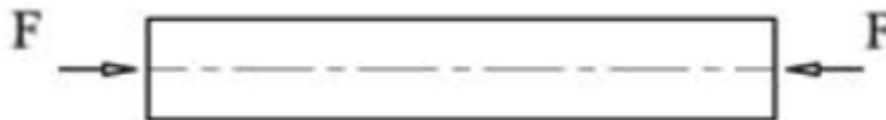
Figur 1.2: En bjelke belastes med to punktlaster som gir bøyespenninger [20].

Strekkspenninger:



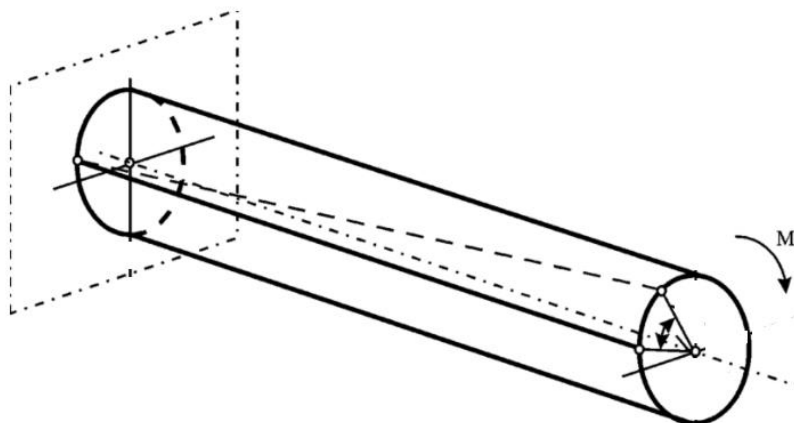
Figur 1.3: En bjelke som utsettes for strekkrefter som gir strekkspenninger [21].

Trykkspenninger:



Figur 1.4: En bjelke som utsettes for trykkrefter som gir trykkspenninger [21].

Vridningspenninger:



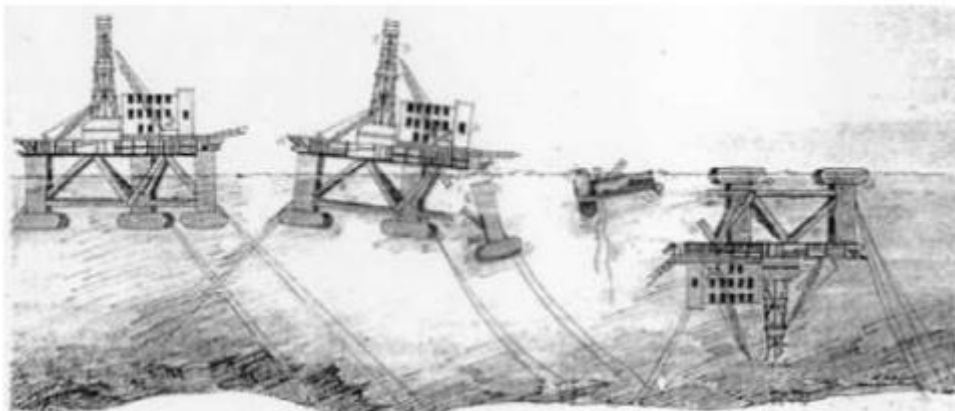
Figur 1.5: En bjelke som utsettes for vridekrefter som gir vridningspenninger [22].

Kombinererte spenninger:

Figur 1.6: En bjelke som blir utsatt for 2 eller flere belastnings- og spenningstyper gir kombinerte spenninger. I dette tilfellet viser figuren en bjelke som blir utsatt for to krefter. F_1 gir bøyespenninger og F_2 gir strekkspenninger.

Ved kompliserte konstruksjoner som svekkes over tid, for eksempel på grunn av aggressivt miljø (bølger, stor vindlast), eksempler på slike konstruksjoner er bruer, kraner, skip, plattformer o.l. Disse konstruksjonene må tåle store variasjoner i belastningene, og kan dermed bli utsatt for utmatting i materialet. Figur 1.1, 1.7 og 1.8 er eksempler på konstruksjoner som det har oppstått utmattingsbrudd. Utmattingsbrudd er fortsatt et fenomen som oppstår den dag i dag, og for å forhindre det, kreves det økt vedlikehold og kunnskap angående denne problematikken.

Brudd i jernbaneaksler er kjente eksempler, mye på grunn av Jernbaneingeniøren August Wöhler, som var en av de første til å ta tak i dette problemet. Men man har også en rekke andre ulykker forårsaket av utmattingsbrudd som ikke nødvendigvis skyldes roterende belastning. Her kan nevnes Alexander Kielland ulykken som var den største industrielle ulykken i Norge. Plattformen veltet 27.mars 1980, da ett av dens fem ben ble revet av i høy sjø. 123 mennesker omkom og 89 ble reddet [6]. Figur 1.7 illustrerer hvordan plattformen veltet. En annen hendelse var i andre verdenskrig der 145 av 2751 Liberty-skip brakk i to og 1500 fikk alvorlige skader. Figur 1.8 illustrerer hvordan et av skipene brakk i to.



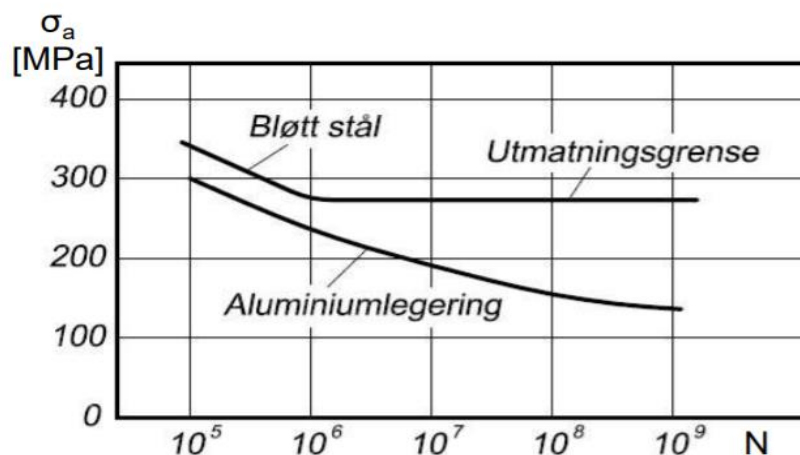
Figur 1.7: Illustrasjon av hvordan boligplattformen på Alexander Kielland veltet. Utmattingssprekken startet i en av de fem bærende stagen til plattformens konstruksjon hvor det var laget hull og innsveis et rør som holder for en hydrofon. Hydrofonholderen var festet med kilesveis til staget, og materialet til holderen fikk en utrivningssprekk. Når holderen ble utsatt for strekkpåkjenning i tykkelsesretning ble den revet i spalter (Utrivningsbrudd). Det var et slikt utrivningsbrudd som startet utmattingssprekken i staget. [1].



Figur 1.8: Illustrasjon av hvordan et av Liberty-skipene brakk i to mens det lå i havn. Årsaken til utmattingsbruddet var helsveiste konstruksjoner som ved store spenningskonsentrasjoner samt lav temperatur og bruddseighet førte til sprekkvekst og sprøbrudd, deretter utmattingsbrudd [1].

Både Alexander Kielland- og Liberty-skip ulykken var andre typer utmattingsbrudd enn fra det roterende utmattingsbruddet på signaturtoget. Blant fellesnevneren er spenninger over tid og høy risiko for fatale utfall. Disse ulykkene er eksempler på hvor viktig det er å ta høyde for at utmattingsbrudd kan oppstå. Videre, rettes fokuset tilbake til utmattingsbrudd forårsaket av roterende bøyespenninger.

August Wöhler var en av de første som ville løse utmattingsproblemet ut ifra et matematisk perspektiv og i 1850 og 1860 årene gjorde Wöhler mange laboratorieforsøk med konstant spenningsamplitude med et gitt lastvekslingstall. Dette resulterte i en ny måte å hente utmattingsdata fra forskjellige materialer ved bruk av Wöhlerkurven, også kjent som S-N kurven. Et eksempel av en S-N kurve til å hente utmattingsdata fra bløtt stål og en aluminiumslegering vises i figur 1.9.



Figur 1.9: S-N kurven for bløtt stål og en aluminiumslegering. (S = Maksimal spenning og N = antall last-vekslinger/sykler). Kurven for bløtt stål flater ut ved ca 270 MPa og 10^6 sykler. Dette indikerer stålets utmattingsgrense. De fleste andre legeringer har ikke en utmattingsgrense, for eksempel aluminiumlegeringer [1].

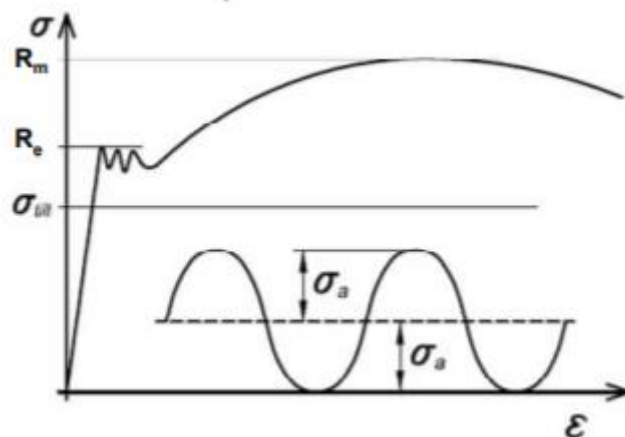
Av inspirasjon fra August Wöhler og hans bidrag til å kunne analysere utmattingsproblemer, har det i ettertid blitt konstruert en rekke maskiner som tester maskindeler som utsettes for roterende bøyeutmattning eller for vekslende strekk-/trykkbelastning. Utmattingsbrudd kan skje uten forvarsel, og det er derfor ekstremt viktig å ha gode ingeniører og maskiner som ved beregningsteknikker og tolkning av diagrammer kan forutse livsløpet til maskindelen. Med dette, har oppgaven fokus i roterende maskindeler som belastes med en vekt, som gir bøyespenninger. Figur 1.10 viser en eksisterende roterende bøyeutmattingsmaskin.



Figur 1.10: Bilde av en eksisterende roterende bøyeutmattingsmaskin, bildet er hentet fra oppdragsbeskrivelsen (Finnes i laboratoriet i OsloMet, Storbyuniversitet).

1.1.2. Hva er utmatting

Utmattning er sprekkdannelser som oppstår i et materiale når det utsettes for varierende spenninger over lengre tid. «Flere dokumenterte undersøkelser i Europa og USA har vist at mellom 80 og 90 % av alle brudd i maskinkomponenter under normal drift er utmattingsbrudd. Norge har heller ikke blitt spart for de katastrofale følgene slike brudd kan medføre» [6]. Utmattingsbruddet inntreffer vanligvis etter et stort antall belastningsvekslinger og ved vekslende spenninger som er langt lavere enn materialets fasthetsverdier.

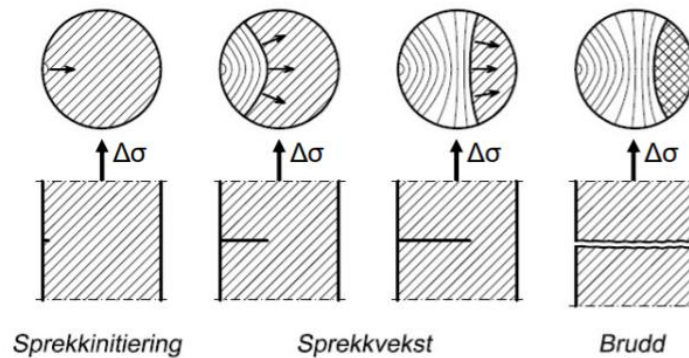


Figur 1.11: Utmattingsbelastning kontra materialets fasthetsverdier [1].

Sprekkdannelsen starter med små adskilte sprekker som vokser sammen til større sprekker, og til slutt i brudd. De første sprekkenes er så små at det ikke gir en synlig plastisk deformasjon,

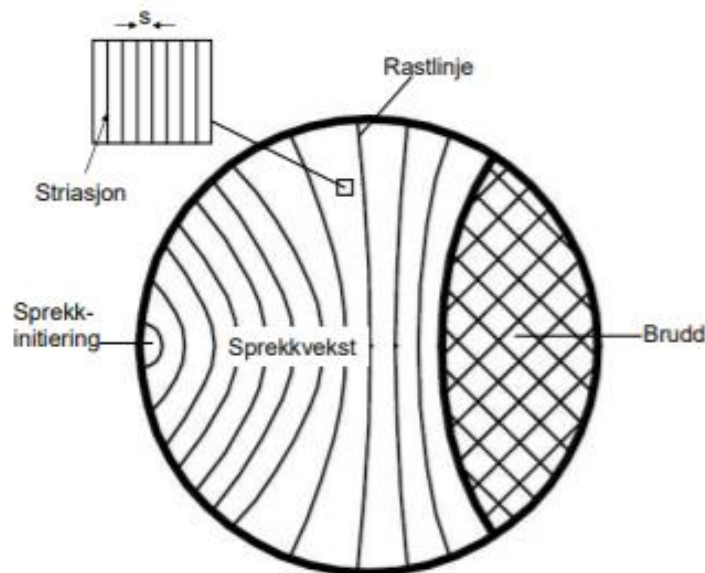
men de kan overvåkes med et mikroskop som kan observere plastiske deformasjoner i mikroskala. Dannelsen av sprekker opptrer som oftest fra en større eller mindre feil i materialets overflate, og forplanter seg videre inn i materialet, men ved andre forhold kan også sprekken initieres under overflaten. Utvikling av et utmattingsbrudd som starter i overflaten kan deles opp i tre stadier:

1. Sprekkinitiering
2. Sprekkvekst
3. Brudd



Figur 1.12: Utvikling av utmattingsbrudd. Bruddet brer seg fra sprekkinitieringen i konsentriske sirkler [1].

Utviklingen av utmattingsbruddet kan studeres ved en fraktografisk undersøkelse der man ofte finner rastlinjer og striasjoner i bruddflaten. Figur 1.13 viser skjematisk en bruddflate med rastlinjer og striasjoner.



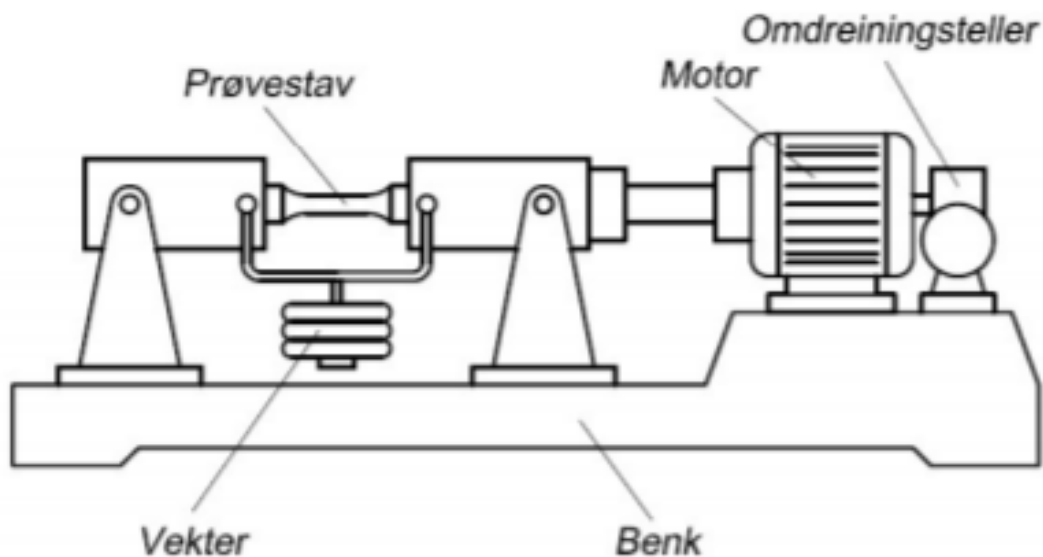
Figur 1.13: Bilde av en bruddflate med rastlinjer og striasjoner. Rastlinjer er linjer i bruddflaten som er synlige uten forstørrelser. Rastlinjene markerer start/stopp-linjer for sprekken eller forandring i belastning. Striasjonene er bare synlige under sterk forstørrelse, og markerer sprekkfrontens posisjon etter hver pålastning [1].

1.2. Materialtesting/Utmattningstesting

Utmattingsbelastning får man når roterende aksler belastes med hjulvekt, tanntrykk, remtrykk eller lignende. Dette gir bøypåkjenning. For å teste dette utsetter man hele staven for et konstant bøymoment og når staven roterer vil man få en vekslende utmattingsbelastning. Prøvestaven kan utformes på forskjellige måter avhengig av hvilken utmattingsdata man ønsker. Standarden ISO 1143:2010 gir tips om hvordan stavene kan utformes [7]. Videre er det gitt i standarden ASTM E 739 at det anbefales 6-12 prøver for undersøkelser og forskningsbaserte studier og 12-24 prøver for designkurven [9].

1.3. Konseptbeskrivelse for bøyeutmattingsmaskinen

En roterende bøyeutmattingsmaskin skal gi utmattingsdata fra en prøvestav som blir utsatt for et konstant roterende bøymoment. Dette skjer ved at man fester en prøvestav i en spennhylse som er opplagret i et rullelager, og når motoren starter vil prøvestaven begynne å rotere. Legger man til en vekt som presser opplagrene nedover vil det føre til et roterende bøymoment. Figur 1.14 er en enkel illustrasjonsskisse på hvordan maskinen kan se ut, og viser noen av komponentene som er i en roterende bøyeutmattingsmaskin.



Figur 1.14: Skissefigur av en roterende bøyeutmattingsmaskin. Figuren viser ikke alle komponenter, men viser noen viktige. Omdreiningsteller teller hvor mange ganger staven roterer [1].

I forbindelse med dette, skal konseptet som ønskes utviklet bestå av tekniske løsninger som til syvende og sist skal resultere i en maskin som gir utmattingsdata fra prøvestaven. Det skal utvikles en konstruksjonsløsning for en laboratorierigg til testing av roterende bøyeutmattning. Ved NMBU sitt laboratorium er det behov for en roterende utmattingsmaskin og det er ønskelig at maskinen blir konstruert lokalt på NMBU's verksted.

1.4. Eksempler på eksisterende laboratoriemaskiner

Man har en rekke forskjellige roterende bøyeutmattingsmaskiner, hvor målet med maskinene er å måle og tolke resultater og egenskaper. Herunder følger det en tabell over eksisterende maskiner og bedrifter som produserer disse maskinene og jobber med bl.a. materialtesting.

Tabell 1.1: Oversikt over noen produsenter av roterende bøyeutmattingsmaskiner, disse bedriftene tilbyr også materialtesting ved bruk av roterende bøyeutmattingsmaskiner. Tabellen viser en oversikt over selskapets navn, med en liten beskrivelse og bilde av en av de roterende bøyeutmattingsmaskiner de produserer og bruker til materialtesting.

Logo	Beskrivelse	Figur
	<p>PA Hilton er en global markedsleder innen forskning, design og produksjon av undervisningsutstyr til laboratorier [7]. Ca. pris: 10.000 NOK</p>	
	<p>ZwickRoell er verdensledende innen materialtesting. De utvikler og produserer både lasterammene og alle hovedkomponentene [8]. Ca. pris: 200.000 NOK</p>	
	<p>I over 25 år har ADMET hjulpet selskaper med å løse utfordringene med materialtesting. Fra utvikling av programvare og kontrollerteknologi for eldre testmaskiner har de deretter utvidet selskapet til å bygge sine egne testsystemer og tilbyr systemoppgraderinger [9]. Ca. pris: 60.000 NOK</p>	

Tabell 1.1: Forts.

	<p>Jinan Liangong Testing Technology CO., Ltd er en velkjent bedrift innen maskinindustrien for testing. Siden selskapet ble etablert har de levert resultater innen forskning og utvikling av serie- og støtprøvemaskiner, maskiner med lav temperatur, brøytemaskiner, universalprøvemaskiner og bøyetestemaskiner [10]. Ca. pris: 130.000 NOK</p>	
---	--	--

Tabellen over gjør rede for fire eksisterende roterende bøyetmattings-maskiner. Prisen er et grovt estimat hentet fra lignende maskiner solgt andre steder, da det var vanskelig å finne pris på disse maskinene.

1.5. Marked

Roterende bøyetmattingsmaskiner er kostbare, og det er derfor ønskelig å kunne lage dette lokalt ved NMBU's laboratorium og bruke det til undervisning på NMBU. Ved å lage dette lokalt gir det muligheter for å holde kostnadene nede, og mulighet for å utvikle en mer tilpasset maskin til undervisning og øvelser. Med dette, menes en brukervennlig maskin som er sikker og intuitiv å bruke. Brukervennligheten, intuitiveten og sikkerheten skapes med en god bruksmanual, funksjoner som er enkle å se og dekke av bevegelig deler som kan være til skade for helse.

Dette er en maskin utviklet kun til NMBU/realtek, men det kan vurderes at dette produktet kan være for andre undervisningsinstitusjoner, der maskinen produseres i små antall ved Realtek.

1.6. Oppdragsbeskrivelse

Målet med prosjektet er å gjennomføre et utviklingsoppdrag som omhandler utredning, konstruksjon og design av en roterende bøyetmattingsmaskin. Ved NMBU'S laboratorium er det behov for en roterende bøyetmattings-maskin. Maskinen skal konstrueres med motor, stavinnfestningssystem og belastningssystem. Maskinen skal ha et turtall på minst 3000 o/min og skal konstrueres til en standardstav. Maskinen må ha et tellesystem som angir hvor mange rotasjoner staven har gjort før brudd.

Produktutviklingsoppgaven skal ta hensyn til valg av løsninger, komponenter og funksjonalitet og skal ende i et ferdigstilt produkt med konstruksjonstegninger og tekniske angivelser.

«Eksisterende laboratorieutstyr for roterende utmattningstesting skal kartlegges, med eksempler tekniske data og tilhørende referanser. Videre skal teoretisk og teknologisk grunnlag knyttet til

utmattings-problematikk og dynamisk material-testing gjennomgås som grunnlag for påfølgende beregninger, dimensjonering og design-utformingen. Metrisk spesifiserings- og vurderingsgrunnlag for utvikling og vurdering av alternative designløsninger skal utformes. Funksjonsanalyse skal gjennomføres, fulgt av konseptuelle løsningsforslag.

Løsningsalternativene skal egen-screenses trinnvis teknisk og funksjonelt fram til en foretrukken konseptløsning, som også kan ekstern screenses. Den foretrukne løsningen skal grunnlagsberegnes med hensyn til styrkeforhold, materialvalg, komponent- og element-tilpasning og visualiseres i 3D for videre beregningsoptimering og FEM-analyse av eventuell designkritiske elementer. Komplette konstruksjonsunderlag for verkstedtilvirkning med tekniske anvisninger og kostnadsoverslag skal utformes.» [Fra kontrakt]

1.7. Problemstillinger og flaskehals

For å skaffe en oversikt over framtidige og nåværende problemstillinger og teknologiske flaskehals, er det gjort rede for tidlige problemstillinger og fokuspunkter, samt flaskehals og utfordringer.

1.7.1. Tekniske problemstillinger og fokuspunkter

Følgende problemstillinger og fokuspunkter som må vurderes er bl.a.:

- Hvilke utstyr og løsninger finnes allerede på markedet, hvilke egenskaper og fordeler/ulempen har de og hvordan kan jeg anvende det for å tilpasse det til min løsning.
- Hvilke standarder gjelder og hvilke krav stilles det til dimensjonering av komponentene og HMS i forhold til bruk og nøyaktighet.
- Hvilke konstruksjonsløsning skal velges som ivaretar brukervennlighet samtidig som den beholder dens funksjonalitet og virkemåte, og hvordan skal den foretrukne løsningen grunnlagsberegnes og optimeres.
- Hvilke tilvirkningsmetoder er den mest ideelle, og hvor dyrt er det å produsere.

1.7.2. Flaskehals og utfordringer

Det vil eksistere en del kompetansemessige og tekniske flaskehals som man må ta hensyn til, både når det gjelder dimensjonering, funksjonelle forhold og egenskaper med hensyn til analyse og verifisering. Følgende bør nevnes:

Dimensjon- og designutformingen

- Identifisere standarder og krav som stilles til prosjektet. Å tilegne seg kunnskap om eksisterende roterende bøyeutmattingsmaskiner og standarder som gjelder, og anvende det i prosjektet, kan føre til gode dimensjons- og designvalg.
- Bli kjent med alle delene og oppbyggingen til maskinen danner også et godt grunnlag til dimensjonering og design-utformingen.
- Sette gode kriterier og krav som skaper en effektiv og kvalitativ utvelgelse av løsninger.

- Identifisere eksisterende utstyr, teknisk data og metriske spesifikasjoner som legger grunnlaget for valg av metrisk grovspesifisering for produkttypen.
- Det ønskes å undersøke nærmere i standarder som gjør rede for dimensjons- og materialvalg, operasjon, forberedelser og sikkerhet knyttet til maskinen. Designet må da tilpasses til hva standardene forteller.

Funksjonalitet

- Hovedfunksjonen til maskinen er materialtesting ved roterende bøyespenninger. Det er derfor viktig å tilegne seg kunnskap i alle trinn ved bruk av maskinen og hvordan den er bygget, for dermed å skape gode delløsninger og systemløsninger som gir maskinen som skal utvikles en tilhørende funksjon.
- Maskinen bør være enkel i bruk med tanke på operativ betjening, vedlikehold og innstillinger.
- Maskinen bør være ergonomisk som gjør det enklere å betjene maskinen.
- Maskinen skal skrues fast på en benk. Her ønskes det å undersøke et festesystem fra maskin til benk.
- Undersøke nærmere om man skal flytte mye på maskinen, i og med at det kan ha mye å si for hvilken vektklasse konstruksjonen bør være i.

Analyse og verifisering

- Maskinen blir utsatt for dynamisk belastning og det er hensiktsmessig å beregne styrke og utmatting av maskinen.
- Beregninger med hensyn til material- og komponentvalg. Her undersøkes det hvilke komponenter som er ekstra utsatt, og disse verifiseres med en FEM-analyse. Dette bidrar til å optimalisere produktet.
- Maskinen kommer til å være på ett eller to steder fritt opplagret, dette kan skape vibrasjoner og oscillasjoner.
- Maskinen skal rotere en prøvestav som er belastet med en bøyespenning, dette skaper skjærkrefter. Maskinen/prøvestaven kan bli utsatt for torsjonsbelastning.

Produktdesign og produktarkitektur

- Identifisere hyllevarer og hva som må utformes. Standard materialprofiler, materialvalg og deler er ønskelig for å redusere produksjonskostnadene og enklere velge tilvirkningsmetode.

2. PROSJEKTPLAN

Dette kapittelet har som hensikt å utvikle en prosjektplan for å strukturere klare målsettinger, viktige arbeidstrinn og konkrete leveransetider for delresultater og hovedresultat. Slik sikrer man best en god bruk av tid og ressurser.

2.1. Prosjekt målsettinger

Prosjekt målsettingene gir en oversikt over konkrete resultater man ønsker å oppnå innenfor en gitt tidsramme, slik at man ser til at prosjektet gjennomføres innen tidsfristen. Målsettingene skal være veiledende gjennom hele prosjektet. Målene deles inn i et hovedmål, og flere delmål som skal lede fram til hovedmålet.

2.1.1. Hovedmål

Følgende hovedmål er satt for dette mastergradsprosjektet:

- «Å utrede, dimensjonere og utvikle en konstruksjonsløsning for en laboratorierigg til testing av roterende bøyeutmattings, med tilhørende tekniske tegninger og underlag for tilvirkning. Alle sentrale trinn i utviklingsprosessen skal dokumenteres ved gradsrapport med tilhørende tekniske beskrivelser, vurderinger og anbefalinger».

2.1.2. Delmål

For å sikre fremgang i prosjektet er det satt opp delmål som skal gjennomføres:

- Konkretisere oppdragsrammene og planlegge prosjektet med klare mål, tidsplaner og avgrensninger, og kartlegge og gjøre rede for relevant metodikk.
- Gjennomgå kunnskaps- og utviklingsstatus, og beskrive relevant teori og teknologi med gjennomgang av eksisterende løsninger.
- Utvikle grovspekifikasjoner, etablere funksjonsanalyse og utrede løsningsalternativer, og screene og velge foretrukket konsept.
- Utføre beregninger og dimensjoneringer, konstruksjons- og materialvalg og ferdigstille produkt design med HMS vurdering.
- Gjennomføre FEM analyser for løsningsverifisering og designoptimering.
- Utvikle en produksjonsplan for produksjonsmetoder og produksjonskostnader.
- Gjennomføre prosessevaluering og trekke konklusjoner med tekniske anbefalinger.
- Ferdigstille prosjektet med rapport og presentasjon.

2.2. Tids- og arbeidsplan med milepeler

Dette delkapittelet gjør rede for en tids- og arbeidsplan med milepeler. Denne planen skal sikre fremgang og oversikt over aktiviteter med gitte leveransetidspunkt.

Tabell 2.1: Tids- og arbeidsplan med milepeler. Tabellen viser aktiviteter som skal gjennomføres i prosjektet angitt med uker. De grønne kryssene representerer milepelene.

Aktivitet	Uke																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Innledning																					
Prosjektplanlegging																					
Metodebeskrivelse						X															
Teori og teknologiutredning								X													
Produktspesifisering																					
Konseptgenerering																					
Egenscreening og konseptvalg																X					
Beregning og dimensjonering																					
Konstruksjons- og materialvalg																					
Ferdigstille produkt design																				X	
FEM analyser																					X
Produksjonsplan																					X
Prosessevaluering																					X
Ferdigstille prosjektet																					X

Milepelene er knyttet opp mot delmålene og er viktige leveranser i prosjektet. De gir en antydning på hvor man bør være i prosjektet på ett gitt tidspunkt. Milepelene skal sikre fremgang i prosjektet ved å ha flere mål og leveringer fram til det endelige mål, å ferdigstille prosjektet.

Tabell 2.2: Milepeler og dato. Milepeler med leveransetider som anses viktig å holde seg til for gjennomføring av prosjektet.

Milepel:	Dato:
1. Konkretisere oppdragsrammene, planlegge prosjektet og gjøre rede for relevant metodikk.	12.02.2021
2. Teori og teknologiutredning.	05.03.2021
3. Produktspesifisering, konseptgenerering, egenscreening og konseptvalg.	23.04.2021
4. Beregninger og dimensjonerings, konstruksjons- og materialvalg og ferdigstille produkt design.	15.05.2021
5. FEM analyser for løsningsverifisering og designoptimering.	22.05.2021
6. Produksjonsplan for produksjonsmetoder og produksjonskostnader.	23.05.2021
7. Prosessevaluering og konklusjon med tekniske anbefalinger.	25.05.2021
8. Ferdigstille prosjektet med rapport.	30.05.2021

2.3. Tidlige begrensninger for arbeidet

Tilgjengelig tidsramme for prosjektet er normert til ca. 900 bruttotimer, så ved gjennomføring av dette prosjektet må det settes visse begrensninger i omfang tidlig i prosessen. Dette gjøres for å oppnå best mulig resultat innen gitt tidsramme.

Beregninger

- Det vil ikke bli utført FEM-analyse eller beregninger av alle enkeltdeler, men begrenses til områder der kreftene er spesielt viktige.
- Det vil ikke utføres omfattende beregninger med hensyn på sveis og skrueforbindelser, men begrenses til det som anses mest kritisk.
- Det vil ikke utføres utmattingsberegninger på maskinen eller benkkonstruksjonen.
- Det vil ikke utføres en levetidsanalyse.

Produksjon

- Det vil ikke bli utført praktisk arbeid på verkstedet.

Produktet

- Utfyllende komponent- og systemutredning, spesifisering og beskrivelser knyttet til elektrisk motordrift, turtalls- og belastningsregulering, samt måletekniske registrerings- og analysemuligheter gjennomføres så langt tiden rekker.

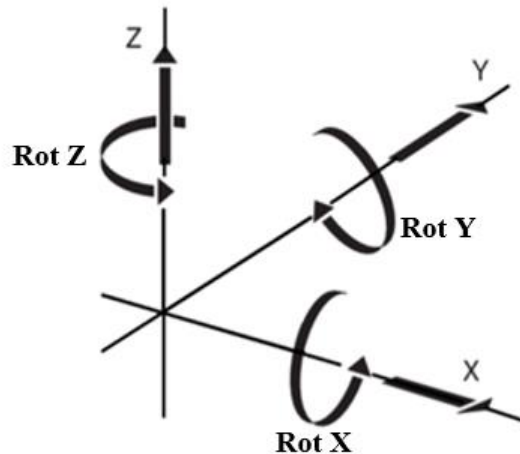
- Det vil ikke bli utført en detaljert testrapport, men begrenses til en introduksjon av utmattingsberegninger når man skal teste en prøvestav.
- Det vil ikke bli utført en omfattende utledning ved forberedelser til prøvestaven.
- Det vil ikke utformes en bruksmanual til bruk av maskin.

3. METODEBESKRIVELSE

Dette kapittelet definerer begreper, symboler og formler som brukes i rapporten. Det vil også legges fram hvilke metoder og løsningsverktøy som har blitt brukt.

3.1. Terminologi og begreper

Terminologi omfatter fagord og fagbegreper som uttrykker et større innhold. Formålet er å lette kommunikasjon mellom fagpersoner innen dette fagfeltet.



Figur 3.1: Utstrekning og bevegelser hos et objekt beskrives ved nøyaktig definerte begreper som «Metri» og «Frihetsgrader». Lineær utstrekning (m), flate (m^2) eller volum (m^3) vil kunne beskrives innenfor tre plan som dannes ved kombinasjoner av tre retnings- eller romakser, en x -akse, en y -akse og en z -akse. Et objekt som beveger seg i et slikt akse- eller romkoordinatsystem har det man kaller «seks bevegelses-frihetsgrader». Tre slike frihetsgrader beskriver lineær bevegelse langs eller mellom x , y og z -aksene, og ytterligere tre frihetsgrader, rot x , rot y , og rot z beskriver rotasjon omkring de samme aksene. Rotasjonen defineres som positiv når den følger urviseren [4].

Tabell 3.1: Oversikt over terminologi og begreper brukt i rapporten.

Begreper	Beskrivelse
S-N Kurven	«S» og «N» står for «stress» og «number of cycles». På norsk er det «Spenning» og «Antall sykler».
Plastisk deformasjon	Inntreffer når et materiale strekkes over flytegrensen og spenningene blir så store at deformasjonene blir varig. I denne oppgaven brukes plastisk deformasjon for et materiale som ikke nødvendigvis får varig deformasjon ved for høye spenninger, men ved gjentatte laster over en tidsperiode, som fører til varig deformasjon.

Tabell 3.1: Forts.

Fraktografisk undersøkelse	Undersøker hvordan strukturene framtrer avhengig av materialenes kjemiske sammensetning, varmebehandling, deformasjon eller annen ytre påvirkning [3].
Rot x, y og z	Rot er forkortelse for rotasjon etterfulgt av x/y/z som viser hvilken retning det roterer.
Uendelig levetid (Infinite life)	Dette er en metode der alle relevante utmattingsbelastninger må være mindre enn utmattingsgrensen. Metoden gir en stor sannsynlighet for å unngå utmattingsbrudd.
Utmattingsgrense	Utmattingsgrensen defineres som den maksimale utmattende spenning maskindelen kan utsettes for uten å få utmattingsbrudd i 50% av tilfellene.
Tøyningbaserte metoder	Utmattning ved spenninger over flytegrensen. Tøyningene har en plastisk komponent og er ikke linært relatert til spenning. Vanligvis under 10^4 sykler.
Rpm eller o/min	Omdreining per minutt eller på engelsk rotation per minute.
Duktile materialer	Materialer som har evne til å deformeres uten at det oppstår brudd, for eksempel aluminium og konstruksjonsstål.
Sprø materialer	Materialer som mangler evnen til plastisk deformasjon, for eksempel støpejern.
VM	Forkortelse for Von Mises.
AC	Vekselstrøm på norsk, og alternating current på engelsk.
DC	Likestrøm på norsk, og direct current på engelsk.
\propto	Proporsjonalt

3.2. Symboler

Symbolene brukes i forbindelse med teoriutredning, beregninger og ved forståelse av i hvilken grad krefter utsetter en eller flere aktiviteter for. Iht. til symboler som skal indikere en grad av krefter, skilles det mellom lite krefter (Grønne piler) og større krefter (Røde piler).

Utover oppgaven brukes det piler for å vise arbeids- og monteringsretning, det skilles mellom grønne piler og røde piler. De grønne pilene indikerer at det er lite kraft i det som skal skje, mens de røde pilene indikerer det er mere kraft i sving.



Figur 3.2: Grønn pil indikerer at det er lite kraft i sving for å utføre aktiviteten, mens rød pil indikerer at det er større krefter i sving for å utføre aktiviteten. Denne figuren viser de grønne og de røde pilene i retninger som skjer på z-aksen (Se figur 3.1 for retningsforståelse, og retninger i x- og y-akse).

Tabell 3.2: Liste over skriftsymboler med aktuell beskrivelse og enhet.

Symbol	Betydning	SI-enhet
A	Areal.	mm
D	Diameter på prøvestaven.	mm
d	Diameter på prøvestaven når stresset er maksimalt.	mm
L	Lengde.	
x	Distansen fra prøvestavens «test» diameter til opplagringen.	mm
N	Antall last-vekslinger.	Sykler
N_f	Utmattingslevetiden, sykluser til brudd.	Sykler
r	Radius i endene av prøvestaven som starter overgangen testdiameter, d .	mm
S	Bøyespenning fra maskinens vektsystem.	MPa
M	Bøyemoment.	Nm
M_t	Vridemoment	Nm
W_t	Polar tverrsnitts modul ved vridning.	mm^3
W_b	Tverrsnitts modul ved bøyning.	mm^3
W_v	Polar tverrsnittsmodul, benevnes også «Motstandsmoment mot vridning»	mm^3
F	Kraft.	N
F_y	Kraft i y-retning.	N
F_x	Kraft i x-retning.	N
y	Nedbøyning.	mm
R_a	Overflateruhet.	μm
ΔR_a	Gjennomsnittlig overflateruhet.	μm
$\Delta \sigma$	Spenningsvidde.	MPa
σ_a	Spenningsamplitude.	MPa
σ_m	Middelspenning.	MPa
σ_{maks}	Maks spenning.	MPa
σ_{min}	Minimum spenning.	MPa
σ_N	Nominell spenning.	MPa
σ_D	Utmattingsgrensespenning	MPa
σ_b	Bøyespenning	MPa
σ_s	Strekkspenninger	MPa

Tabell 3.2: Forts.

σ_t	Trykkspenninger	MPa
σ_{tot}	Kombinerte spenninger	MPa
σ_{tillat}	Tillatt spenning	MPa
τ_{till}	Tillatt skjærspenning	MPa
R_m	Strekkfasthet	MPa
R_e	Flytegrense	MPa
P	Effekt	W
I	Annet arealmoment	mm^4
y	Avstand fra nøytralaksen til det punkt hvor det ønskes å fastlegge spenninger.	mm
τ_s	Skjærspenninger	MPa
τ_v	Torsjonsspenninger (Vridespenninger)	MPa
I_p	Polart annet arealmoment	mm^4
σ_e	Ekvivalent spenning	MPa
σ_{jf}	Jevnføringsspenning	MPa
n_F	Sikkerhetsfaktor mot flyting	-
n_B	Sikkerhetsfaktor mot brudd	-
r	Avstand fra senter til det punkt hvor det ønskes å fastlegge spenninger	mm

3.3. Hovedformler

Oversikt over hovedformler som benyttes til beregningsarbeidet. Videre formelutledninger gjengis i kapittel 7.

Tabell 3.3: Hovedformler som blir brukt til beregning. Formlene er utredet og forklart nærmere med figurer i kapittel 7.

Betydning	Formel	Indeks
Maksspenning	$\sigma_{maks} = \sigma_m + \sigma_a$	3.1
Minimumsspenning	$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a$	3.2
Spenningsvidde	$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min}$	3.3
Amplitudespenning	$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2}$	3.4
Middelspenning	$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2}$	3.5
Spenningsforhold	$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}}$	3.6
Amplitudeforhold	$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m}$	3.7
Basquin`s amplitudespenning	$\sigma_a = A * N^B$	3.8
Utmattingsgrensen	$\sigma_D \approx 0,5 * R_m$	3.9
Vekslende bøyeutmattingsfastheten	$\sigma_N = 0,9 * R_m$	3.10
Totalt antall sykler	$N_{tot} = N_i + N_s$	3.11

Tabell 3.3: Forts.

Summen av alle krefter	$\sum F_{x,y,z} = 0$	3.12
Summen av momenter	$\sum M_{x,y,z} = 0$	3.13
Strekkspenninger	$\sigma_s = \frac{F_s}{A}$	3.14
Trykkspenninger	$\sigma_t = \frac{F_t}{A}$	3.15
Bøyepenninger	$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b * y}{I}$	3.16
Skjærspenninger	$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{4 * F}{\pi * d^2}$	3.17
Vridemoment	$M_t = F * r$	3.18
Torsjonsspenninger	$\tau_v = \frac{M_t}{W_v} = \frac{M_t * r}{I_p}$	3.19
Kombinerte spenninger	$\sigma_{tot} = \sigma_s \pm \sigma_b$	3.20
Von Mises	$\sigma_e = \sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 3\tau^2}$	3.21
Trescas	$\sigma_e = \sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 4\tau^2}$	3.22
Sikkerhetsfaktor mot flyting	$n_F = \frac{R_e}{\sigma_{tillat}}$	3.23
Sikkerhetsfaktor mot brudd	$n_B = \frac{R_m}{\sigma_{tillat}}$	3.24
Tillat skjærspenning ved bruk av VM	$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{\sqrt{3}}$	3.25
Tillat skjærspenning ved bruk av Tresca	$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{2}$	3.26
Tillatt spenning ved skruedimensjonering	$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n_e}$	3.27
Skrue utsatt for strekk	$\sigma_s = \frac{F_a}{A_s}$	3.28
Skrue utsatt for vridning	$\tau_v = \frac{M_v}{W_p}$	3.29
Jevnførende spenning	$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 * \tau_v^2}$	3.30
Ved dimensjonering av skrue	$\sigma_j = \sigma_{till}$	3.31
Bøyepennung til enkelt-punkts bøyning	$S = \frac{M}{W_t} = \frac{16 * F_y * (L - x)}{\pi d^3}$	3.32
Bøyepennung til to-punkts bøyning	$S = \frac{M}{W_t} = \frac{16 * F_y * L}{\pi * d^3}$	3.33
Bøyepennung til fire-punkts bøyning	$S = \frac{M}{W_b} = \frac{32 * F_y * L}{\pi * d^3}$	3.34

Tabell 3.3: Forts.

Låst rotor dreiemoment	$1,5 * T$	3.35
Maksimalt dreiemoment	$2,5 * T$	3.36
Treghetsmoment til sylinder	$I_0 = \frac{m * r^2}{2}$	3.37
Synkron hastighet	$n_s = 120 * \frac{f}{p}$	3.38
Slip	$s = \frac{n_s - n}{n_s}$	3.39
Effekt	$P = \frac{n * T}{9550}$	3.40

3.4. Metodebruk og løsningsverktøy

Dette delkapittelet gjør rede for hvilke metoder og verktøy som anvendes i oppgaven. Metodebruk bidrar til å organisere og effektivisere arbeidet, og sikrer at viktige faktorer ikke uteblir. Arbeidet i prosjektet baseres på IPD-systematikk, med tilhørende prosjekt-, prosess- og metodisk planlegging, samt aktiv fagkommunikasjon med tilgjengelig ekspertise. Ved et systematisk utviklingsarbeid brukes det eksisterende kunnskap/innhold for å framstille en ny løsning [5].

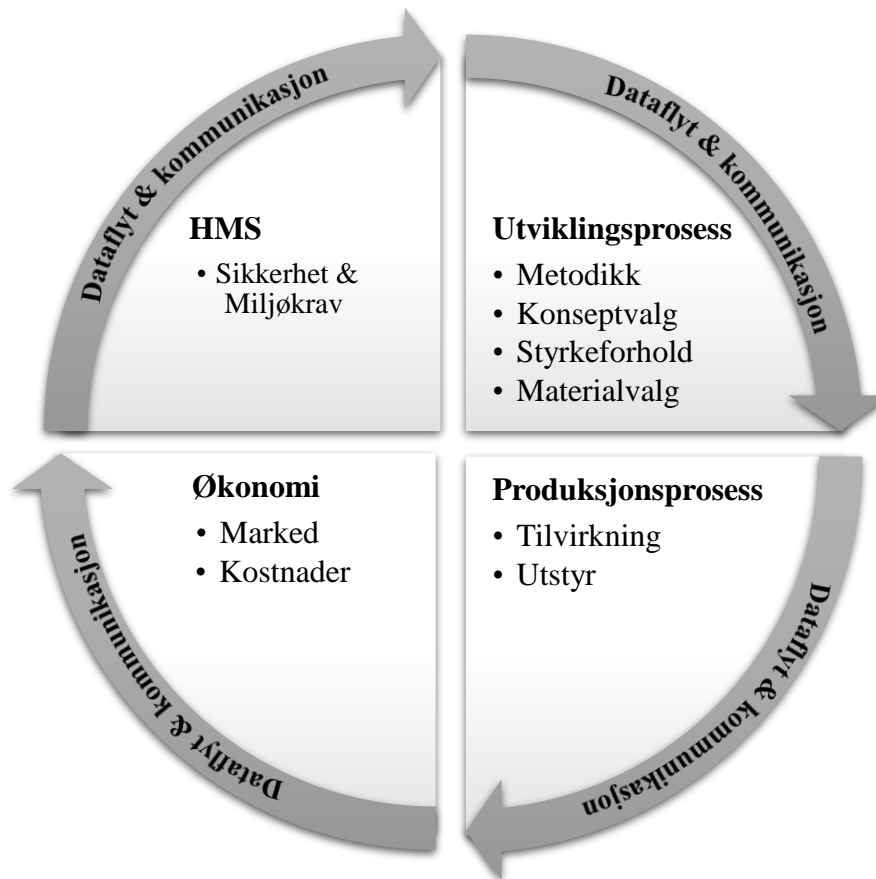
Integrated Product Development (IPD) [4]: IPD er en metodikk som skiller seg fra den tradisjonelle «ingeniør- og økonomystyrte» utviklingsmetodikken. IPD-metodikken er utviklet for å ivareta flere hensyn gjennom integrering av flere fagområder i utviklingsprosessen.

Hensikten med å bruke denne metoden er å gjøre ting i riktig rekkefølge i et koordinert utviklingsløp, og passe på at ikke viktige ting blir glemte. Metoden kartlegger markedsbehov, pris og viktige produkttegenskaper tidlig i prosessen. Metoden tar også for seg psykologiske-, økonomiske og miljøbaserte analyser for å oppdage eventuelle utfordringer.

I første omgang fokuseres det tidlig på:

- Større tverrfaglighet og samspill i utviklings- og designarbeidet.
- Økonomi og ressursbruken.
- Integrering av datahjelpemidler (CAD) og datakommunikasjon (Teams) i alle trinn.
- Læring og kontinuerlig forbedringsprosesser i alle ledd.

IPD skal gi grunnlag for en god produktspesifisering og danne et helhetlig bilde av prosjektet fra et utviklings-, produksjon-, økonomi- og HMS-perspektiv. Ved bruk av digitale verktøy får man en mer effektiv kommunikasjon og dataflyt [1][2].



Figur 3.3: Modell for IPD metodikk. Figuren viser en sekvens med prosesser og oppgaver i en sirklet flyt. Hver avdeling har ansvar for sine oppgaver, men kommuniserer med hverandre gjennom dataflyt og kommunikasjon.

IPD kan grovt sett karakteriseres som en slags «kjørerute» for viktige elementer man bør ta med seg i organisering av produktutviklingsprosjekter og produktrealiseringsprosjekter. Neste side gjør rede for kjøreruten med stikkpunkt på ting man tar hensyn til i hver rute. Kjøreruten skal i størst mulig grad implementeres inn i dette prosjektet.

I «kjøreruten» i tabell 3.4 følger det en oversikt over hovedelementer som bør tilfredsstilles og hvordan dette implementeres i utviklings- og rapportarbeidet.

Tabell 3.4: Kjøreruten satt i tabell som gir en oversikt over viktige hovedelementer i IPD-metodikken og hvordan den implementeres til denne oppgaven.

Nr.	Hovedelement	Implementering
1	Klarlegging av kundens behov og markedets krav.	Godt forhold til involverte parter i prosjektet med hyppig kommunikasjon med veileder, verksted og fagekspert. Gjennomgang av eksisterende løsninger. Dette legger grunnlaget for egenskapene som trengs for produktet.
2	Planlegging og styring av produktutviklingsprosessen.	Prosjektet organiseres ved å utarbeide en prosjektplan, og det gjøres også rede for hvilken metodikk som brukes i utviklingsprosessen.

Tabell 3.4: Forts.

3	Bruk av produktutviklingsgrupper og teamarbeid.	Prosjektet utføres selvstendig, men det er viktig å bruke veileder og fageksperter til å fylle inn manglende elementer og viktige momenter å ta hensyn til. Faglitteratur og dataverktøyer er også relevante hjelpemidler.
4	Integrasjon av produksjonsdesign.	Produktet designes med tanke på tilvirkningsmetoder, tilvirkningskostnader, materialvalg, miljø og vedlikehold.
5	Styring av prosjekt kostnadene fra starten.	Material- og tilvirkningskostnader styrer prosjektets kostnader. Det er aktuelt med standard deler og enkel design. Her involveres fagekspertene og verksted for gode råd og estimater.
6	Involvering av leverandører og underleverandører tidlig i prosessen.	Involvere fageksperter og verksted tidlig i prosessen vil føre til lavere kostnader og optimalisering av produktdesignet.
7	Utvikling av robuste design.	Maskindeler og elementer designes slik at de tåler stress- og kraftpåkjenningene. Dette utføres ved styrkeberegninger, dimensjonering og FEM-analyse.
8	Integrering av CAE, CAD, CAM og relevante dataverktøy i utviklingsprosessen.	Produktet designes og det gjøres FEM-analyse i 3D-CAD ved hjelp av Fusion360, mens utføring av bøyemomentdiagram skjer på ANSYS Mechanical. Konstruksjonstegningene gjøres iht. standarden ISO 128.
9	Datasimulering av produktets egenskaper og framstillingsprosessen.	Mulige konstruksjonsmessige svakheter vil bli avdekket i FEM-analysen på Fusion360 programmet.
10	Generering av en mest mulig effektiv tilnærming til utviklingsarbeidet.	For en mest mulig effektiv tilnærming til utviklingsarbeidet gjøres det rede for metodikk som skal brukes gjennom hele utviklingsprosessen. Metodikkutredning legger til grunnlag for at prosjektet kan kvalitetssikres iht. ISO9000 og 9001.
11	Kontinuerlig forbedring av utviklingsprosessene.	Kontinuerlig gjennomgang av designprosessen og utluking av ikke-verdiskapende prosesser. Konstant stille spørsmål om hvordan og hvorfor ting gjøres og hvordan de kan gjøres bedre.

Pughs metodikk [4]: Professoren Stuart Pugh utviklet et praktisk rettet metodesett for produktutvikling og realisering som han kalte «Total design». Denne metoden tok for seg systematisering av problemstillinger og teknologiske utviklingstrinn, samt enkle

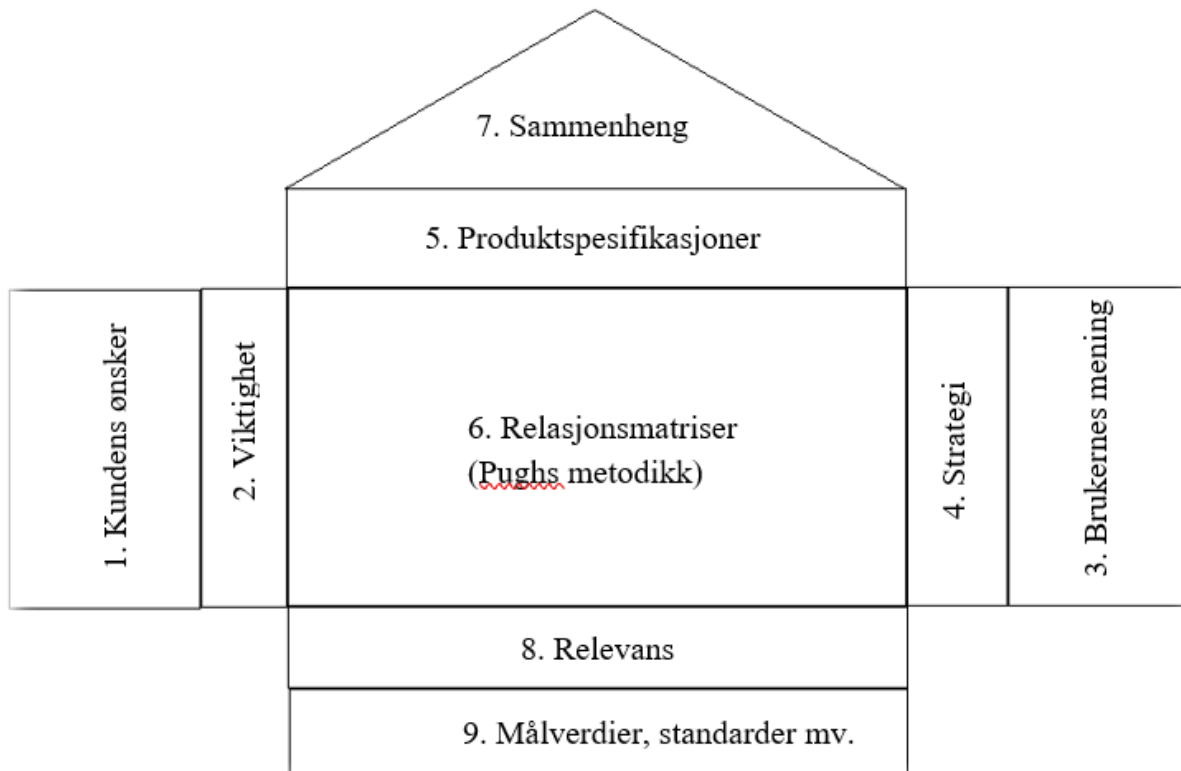
fremgangsmåter for å kunne gjøre en best mulig avgjørelse med hensyn til ide og konseptvalg tidlig i en slik prosess. Denne metoden ble videreutviklet for å gjennomføre mer detaljerte og kompliserte valg ettersom man kom lengre ute i utviklingsprosessen. De bærende prinsippene i Pughs metodikk:

1. Designkjernen: Kartlegging av kundenes behov, utvikling av spesifikasjoner for produktet, konseptutvikling og konseptdesign, detaljdesign, produksjon og salg.
2. Produktspesifisering: Spesifikasjoner for produktet som skal utvikles og designes. Spesifisering av metriske grensespesifikasjoner og metriske grovspefiseringer danner rammer for produktet som omslutter alle stadier i designkjernen.
3. Konseptvalg: Metoden for styrt konvergens er Pugh's mest kjente metodikkbidrag for å fremkalle et endelig konseptvalg. Fremgangsmåten består av et system med evalueringmatriser og en trinnvis prioriteringsprosess for å komme fram til det beste produktkonseptet, og med beste valg av ulike delelementer som bør inngå i dette. Matrisene bygges opp med gjennomtenkte tekniske økonomiske og brukerorienterte krav og med en trinnvis vurdering av alternative løsninger.

Dette verktøyet blir brukt for å matematisk sammenligne ulike løsninger. Metoden bygger på å sette opp kriterier som anses som viktig for løsningen. Deretter brukes det en poengskala som vektlegger kriteriene mot de ulike løsningene. Løsningen med flest poeng blir løsningen som blir valgt, og anses til å være den mest pålitelig.

Denne metodikken gjør det enklere å velge det konseptet og delløsningene som vil kunne gi de beste resultatene, ut fra de markedsmessige og tekniske forutsetningene. Et annet sentralt element i Pugh's metodikk kalles for «metrisk spesifisering», og vil si læren om å måle og beskrive ulike former for egenskaper. De metriske spesifikasjonene brukes til å fastlegge målbare yttergrenser fra andre produkter, og som kan implementeres til det nye produktet. Når de metriske spesifiseringene er satt kan man videre prøve å identifisere de mest mulig optimale dimensjons- og egenskapsvalg som utgjør den metriske grovspefiseringen.

House of Quality & Quality Function Deployment [4]: House of Quality (Kvalitetshuset) er hovedverktøyet for å kunne innføre og bruke QFD (Quality Function Deployment) i prosjektet ved å systematisere QFD-tankegangen og det sentrale «kunde-stemme-fokuset» gjennom et husformet blokkdiagramform. Målet med QFD er å være et hjelpemiddel til å hele tiden høre og integrere kunders stemme ved å forstå kundenes eksisterende og kommende behov og vite på forhånd hvordan kunden vil komme til å vurdere verdien av et produkt, sette konkrete målsettinger for ulike egenskaper til produktet fra kundenes ønsker og krav, og sørge for kundetilfredshet ved god informasjon, god service og oppfølging.



Figur 3.4: Grov oversikt over arrangement av rom og etasjer i en versjon av Kvalitets-huset.

Figur 3.4 viser QFD-trinnene i kvalitetshuset, og er bygd opp med hierarkiske spørsmålsstillinger av formen «Hva er det?» og «Hvordan er det?».

Kort oppsummert følger QFD-trinnene fra figur 3.4 denne fremgangsmåten:

- Identifisere og klassifisere NMBU's ønsker knyttet til den roterende bøyeutmatnings-maskinen som skal utvikles.
- Identifisere viktigheten av disse ønskene.
- Identifisere det ingeniørfaglige spekteret som kan være relevant i forhold til disse ønskene.
- Korrelering av NMBU's ønsker og relevante teknisk aspekter.
- Gi muligheter til å verifisere disse korrelasjonene.
- Tildele målsettinger og prioritet for system og produktkravene.

SCAMMPERR [4]: Dette er et akronym og en kreativ og intuitiv metode for å komme frem til flere løsningsalternativer ved å vri og vende på alle funksjoner og komponenter slik at man oppnår et optimalt design. Denne prosessen brukes ofte når det oppstår utfordringer mtp. designet. Hva SCAMMPER står for og hvordan den anvendes i denne oppgaven:

- **S - Substituere (Substitute):**

Å bytte ut elementer eller komponenter som utfører samme handling og gir samme resultat.

- **C – Kombinere (Combine):**

Å få ulike komponenter til å utføre flere handlinger og dermed senke antall komponenter, og/eller forenkle produktet, eller å kombinere to eksisterende produkter til å utføre handlingen bedre eller bevege produktet mot et bedre produkt.

- **A – Tilpasse (Adapt):**

Å tilpasse et produkt som er egnet for en handling, så den passer til en annen handling.

- **M – Modifisere (Modify):**

Dele opp og endre de fysiske og semantiske egenskapene til et produkt og å forandre disse; formen, teksturen, fargene osv.

- **M – Minimer eller maksimer (Modify):**

Minske eller øke den fysiske størrelsen for å vurdere om produktet på denne måten kan fylle nye behov, for eksempel med hensyn til trange rom, miniatyrisering, store krefter osv.

- **P – Hensikt (Purpose, put to other use):**

Å endre intensjonen man hadde for et produkt. Et produkt er designet for å utføre en spesifikk handling, men den samme prosessen kan være minst like nyttig for andre formål med andre resultater.

- **E – Fjerne (Eliminate):**

Fjerne elementer rundt et produkt, for å bli værende igjen med kjernen av funksjonaliteten (og videreutvikle aspekter på nytt).

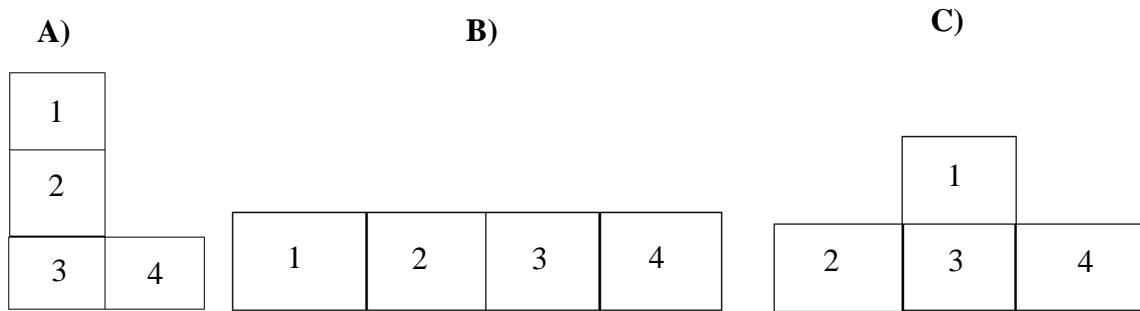
- **R – Reversere (Reverse):**

Å snu, vri og vrenge på retningene; opp-ned, innsiden ut, en motsetning til hva produktet opprinnelig var designet for.

- **R – Omorganisere (Rearrange):**

Å endre plassering på basiselementer eller moduler hos produktet, og se hva resultatene vil gjøre med produktets funksjonalitet og brukervennlighet.

Modularisering [4]: Modularisering er en teknikk som i første rekke benyttes for å kunne se og vurdere hvordan et produkt organiseres. Det vil si at man går systematisk til verks for å undersøke mulige utforminger og sammensetninger for ulike elementer og deler som vil måtte inngå. Dette kan resultere i forenklet produksjon, større grad av fleksibilitet ved videreutvikling og anvendelser i ulike produktvarianter og store fordeler ved vedlikehold ved enkel og rask utskifting av deler og elementer.



Figur 3.5: Figurene over viser systematikken og grunnsippet ved modularisering og modulbygging. Modulene henviser til deler eller ett større element av et produkt som arrangeres og settes sammen på 3 forskjellige måter. **A)** Vinkelrett sammensetning. **B)** Lineær sammensetning. **C)** Pyramide sammensetning.

Programvarer:

Herunder følger det punktvis oversikt over programmer som er blitt brukt, og til hva de brukes.

- Autodesk Fusion360 2019: Brukes til å 3D-modellere produktet og gjøre FEM-analyse av valgte komponenter.
- ANSYS Mechanical: Brukes til å verifisere bøyemomentet på prøvestaven. Denne metoden brukes til finne ut hvor opplagringen må være for å få et riktig bøyemoment.

Litteratursøk:

Herunder følger det punktvis oversikt over benyttet litteratursøk i løpet av prosjektarbeidet.

- Søkemotoren Google
- Søkord: “Rotating fatigue machine” “Fatigue testing” “Rotating fatigue test”
- Observerer fagbøker, artikler i vit. Tids og standarder.
- Researchgate brukes til å lese vitenskapelig artikler som omhandler utmatting.

3.5. Kvalitetssikring

Herunder følger det punktvis oversikt over standarder, forskrifter og fagstoff som er blitt benyttet til å kvalitetssikre rapporten.

Standarder:

- Prosessen og produktets kvalitetssikres iht. tankemåter, prosedyrer og trinn i overordnet kvalitets standard ISO 9000 og NS/EN/ISO9001, Kapittel 7 (2000) og Kapittel 8 (2015).
- Tekniske tegninger utføres iht. ISO 128.
- Produktet kvalitetssikres iht. standard ISO 1143:2010.

Forskrifter:

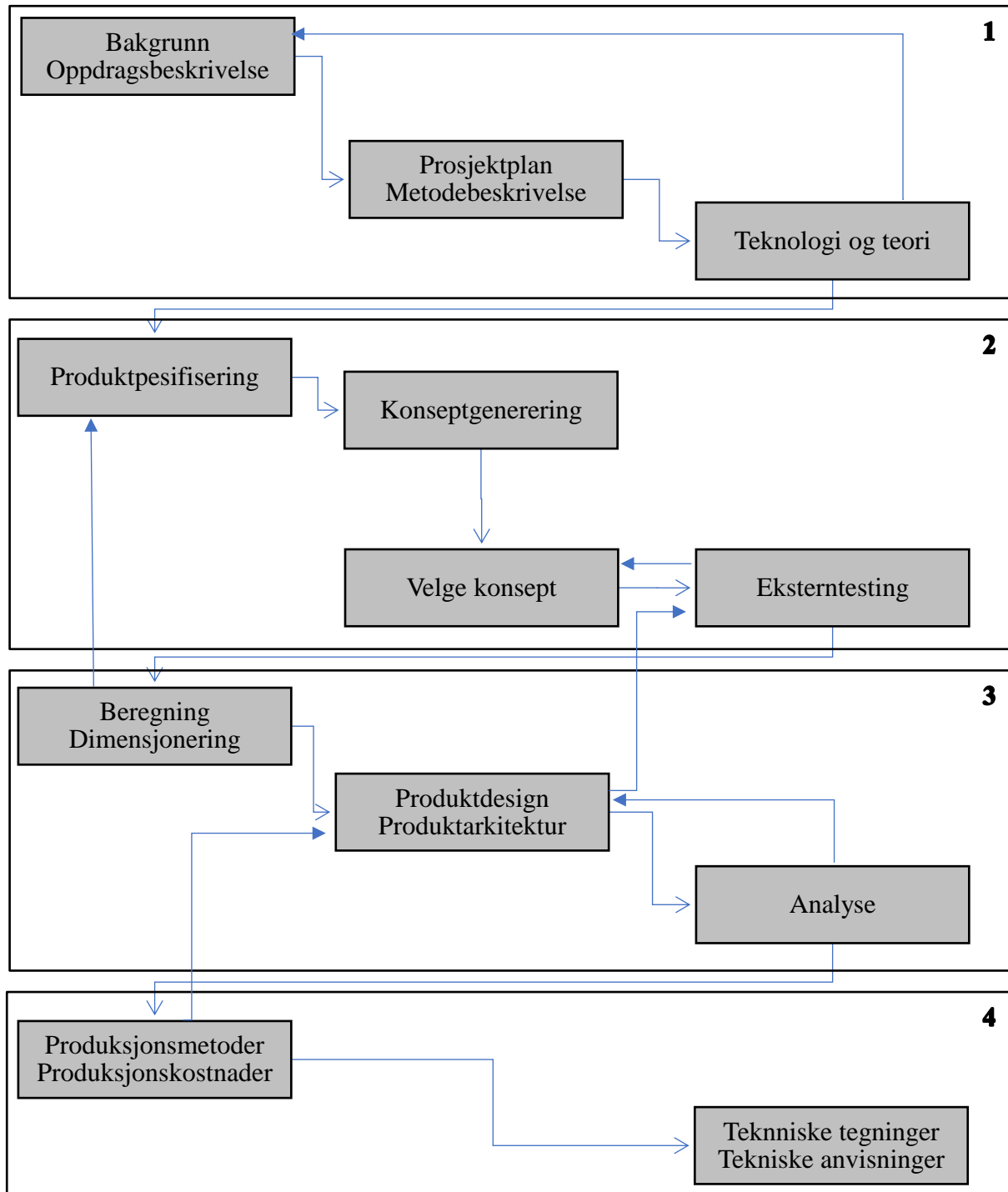
- Maskinen skal sikres mot skade på liv og helse ved konstruksjon iht. Maskinforskriften paragraf § 5. Konstruksjon og bygging av maskiner.

Fagstoff:

- Fagstoff hentes overveiende fra fagbøker publisert på anerkjente forlag, artikler fra vitenskapelige tidsskrifter og fagforlag.
- Mange figurer i kapittel 4 er hentet fra Geir Terjesen sitt kompendium [12], men i en del tilfeller er de tilpasset til bruk i denne rapporten.
- Kapittel 4.4. Valg av motor er inspirert av YouTube-videor som ABB, et ledende globalt teknologiselskap innen elektrifisering, robotisering, automatisering, motorer og omformere har lagt ut, der de deler viktige momenter ved valg av elektrisk motor. Teori, figurer og tabeller er hentet derifra [35].
- Formler, materialdata og tekniske tabeller er hentet fra, Formelsamling og tekniske kataloger redigert av Jarle Johannessen [17].

3.6. Prosesstrinn

Hensikten med å kartlegge prosesstrinnene er å kunne gå tilbake til tidligere aktiviteter for å endre på det som trengs. Pilene som peker på hverandre, skal bevisstgjøre om at de har en sammenheng og påvirkning til hverandre. Prosesstrinnene er delt i 4 deler: Utredning, utviklingsstrinn, konstruksjon/design og ferdigstilling. Denne prosessen gir mulighet til å enklere kunne se seg tilbake for å gjøre nødvendige endringer.



Figur 3.6: Skematisk oversikt over prosesstrinn i prosjektet, der 1 er utredningsfasen, rute 2 er utviklingsfase med utviklingsstrinn, rute 3 er konstruksjon og designfase og rute 4 er ferdigstillingsfase.

4. TEORI OG TEKNOLOGIUTREDNING

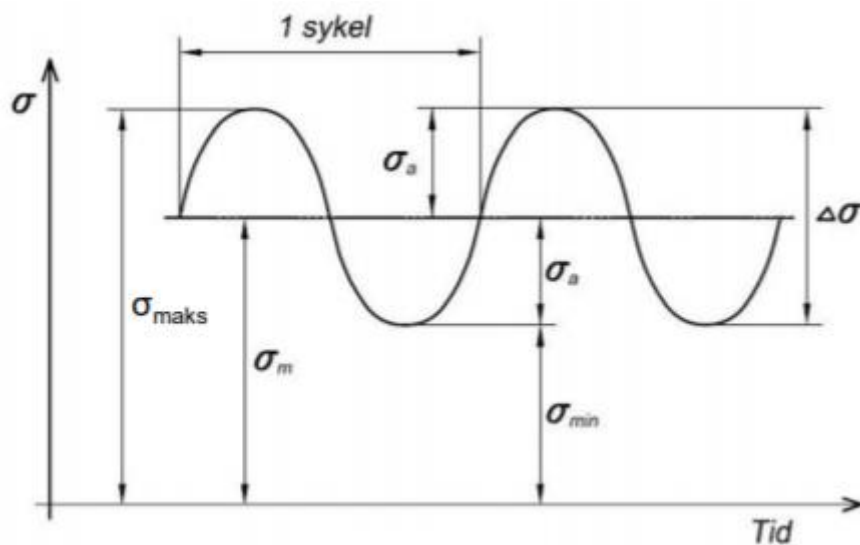
Dette kapitlet danner det teoretiske og teknologiske fundamentet der det gjøres rede for relevant teori som legger til grunnlag for senere beregninger og analyser. Det gjøres også en teknologiutredning med gjennomgang av eksisterende løsninger.

4.1. Grunnlagsteori

Dette delkapitlet gjør rede for relevant teori om utmattning, utmattingslevetiden og metoder for å estimere utmattingsgrenser og SN kurver for en maskindel. Det vil også bli gjennomgått grunnleggende teori om statikk og fasthetslære som er viktig når det skal konstrueres, dimensjoneres og styrkeberegnes.

4.1.1. Utmattingslevetid

Den viktigste parameteren for å kunne beregne utmattingslevetiden er spenningsvidden, $\Delta\sigma$, som kommer av en syklisk belastning og et antall spenningssykler, N . Spenningsvidden er dobbelt så stor som amplitudespenningen, σ_a . Figur 4.1 viser den algebraiske sammenhengen mellom størrelsene. Den viser også middelspenningen i sykkelen, σ_m , maksimum spenningen, σ_{maks} , og den minste spenningen, σ_{min} .



Figur 4.1: Definisjoner ved konstant utmattingsamplitude [1].

De algebraiske sammenhengene er:

$$\sigma_{maks} = \sigma_m + \sigma_a \quad (3.1)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_m - \sigma_a \quad (3.2)$$

$$\Delta\sigma = \sigma_{maks} - \sigma_{min} \quad (3.3)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{maks} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.4)$$

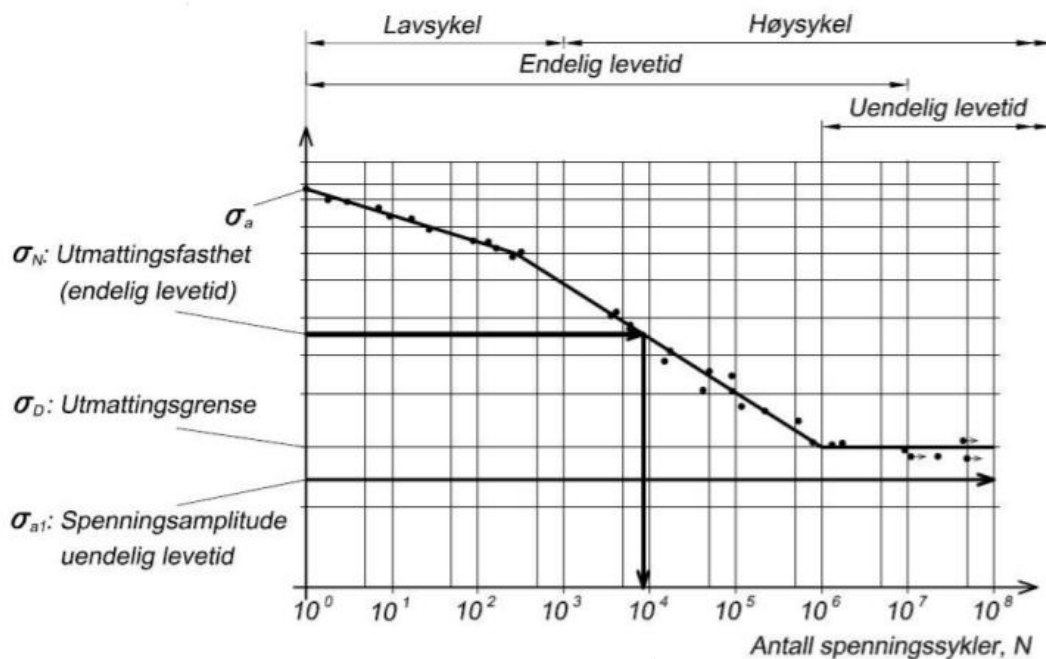
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maks} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.5)$$

Man bruker ofte spenningsforholdet, R, og amplitudeforholdet, A.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{maks}} \quad (3.6)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (3.7)$$

Spenningslevetid metoden (S-N metoden) var den første som ble brukt for å prøve å forstå og kvantifisere utmatting i metaller. Denne metoden benyttes for høysykel utmatting som dekker lastsykler i område over ca. 10^3 til 10^4 der spenninger ligger under flytegrensen. S-N metoden blir brukt for å dimensjonere maskinkonstruksjoner når spenningene er under flytegrensen, men fungerer dårlig ved lavsykel utmatting der spenningene ligger over flytegrensen, da benyttes det tøyingsbaserte metoder. Figur 4.2 viser et S-N diagram med definisjoner der man deler utmattingsberegninger inn i lavsykel utmatting i område under ca 10^3 til 10^4 sykler (Spenninger over flytegrensen) og høysykel utmatting i område over 10^3 til 10^4 (Spenninger under flytegrensen).



Figur 4.2: S-N kurve med definisjoner der utmattingsfastheten, σ_N , dimensjoneres etter uendelig levetid (infinite life) og utmattingsgrense, σ_D , forekommer vanligvis mellom 10^6 og 10^8 lastsykler [1].

4.1.2. Estimeringsteknikker for å kunne beregne S-N kurven

August Wöhler brukte kurver til sine forsøk for å vise sammenheng mellom spenning og levetid og hvordan levetiden minsket ved høyere spenning. Disse kurvene ble kalt Wöhlerkurven og S-N kurven. I senere tid har disse kurvene blitt forsket på og Basquin foreslo i 1910 at S-N

kurven kan tegnes som en rett linje i et dobbellogaritmisk diagram. Amplitudespenningen, σ_a , kunne dermed presenteres i et dobbellogaritmisk S-N kurve med formelen:

$$\sigma_a = A * N^B \quad (3.8)$$

Der B er stigningstallet til den dobbellogaritmiske S-N kurven. Denne verdien avhenger av mange faktorer men for ukjervede maskindeler ligger B i område $-0,05$ og $-0,2$.

For små polerte ukjervede maskindeler som utsettes for roterende bøyeutmatting finnes det en sterk korrelasjon mellom utmattingsfastheten, σ_D , og strekkfastheten, R_m . For mange stål materialer er utmattingsgrensen ca 50% av strekkfastheten. Dette kalles utmattingsforholdet, og det kan variere mellom 35% og 60%.

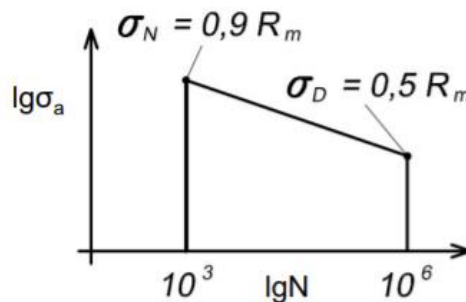
$$\sigma_D \approx 0,5 * R_m \quad (3.9)$$

Utmattingsgrensenverdien estimerer utmattingsgrensen til en prøvestav i stål som:

- er polert, uten kjerv med diameter eller lik 10 mm.
- er belastet med roterende bøyning.
- har en strekkfasthet mindre enn 1400 MPa.
- har 50 % sjanse for overlevelse ved den estimerte verdien.

Den vekslende bøyeutmattingsfastheten ved 10^3 sykler kan estimeres som 0,9 multiplisert med strekkfastheten til materialet. Denne måten å estimere på, kalles Juvinall`s metode [10].

$$\sigma_N = 0,9 * R_m \quad (3.10)$$



Figur 4.3: Estimat for en S-N kurve for et bløtt stål i et log-log diagram med Juvinall`s metode [1].

Basquin`s ligning (3.8) blir fortsatt brukt i dag, men det er mer foretrukket å bruke metoder som å gjennomføre utmattningstester for belastningssituasjonen og materialet man er interessert i å studere. Der benyttes det standarder for gjennomføring av utmattningstester, og for roterende bøyemoment kan man bl.a. bruke ISO 1143:2010, som er den standarden som benyttes i størst grad til denne rapporten.

Ved å lese av S-N kurven kan man finne totalt antall sykler frem til utmattingsbrudd slik:

$$N_{tot} = N_i + N_s \quad (3.11)$$

Der N_i er antall sykler for å initiere en sprekk. Initieringsfasen dominerer levetiden til komponenter uten sveis. N_s er antall sykler for å få en sprekk til å vokse frem til brudd. Denne levetiden dominerer utmattingslevetiden til sveiste komponenter [15].

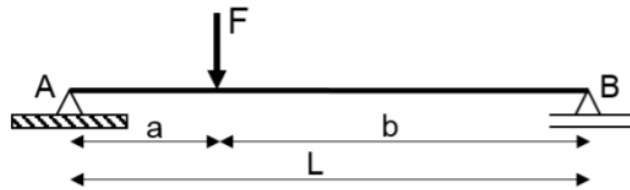
4.1.3. Statikk og fasthetslære

Dette delkapittelet gjør rede for relevant teori i forbindelse med konstruksjon, dimensjonering og styrkeberegning.

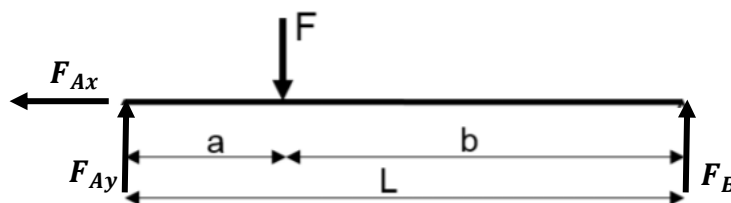
Statikk

«Statikk, også kalt likevektslæren er læren om krefters og legemers likevekt. Vi kan si at i statikken finner vi kreftene som omgivelsene påvirker et legeme i ro med, og tilsvarende hvordan et legeme i ro påvirker sine omgivelser. Statikken utgjør et nødvendig grunnlag for den videre mekanikken [13].»

Dersom et legeme skal være i likevekt, må summen av kreftene som virker på legemet, være lik null. I tillegg må det statiske momentet til kreftene som virker på legemet, være like null om et hvilket som helst punkt: $\Sigma F_x = 0$, $\Sigma F_y = 0$ og $\Sigma M_p = 0$. Nedenfor er det illustrert et eksempel på hvordan man kan løse en oppgave som har en punktlast på en bjelke som er opplagret i et fastlager A og i et glidelager B.



Figur 4.4: Fritt opplagt bjelke med punktlast når $a < b$ [12].



Figur 4.5: Illustrerer hvor kreftene virker på legemet.

I figurene ovenfor (figur 4.4 og figur 4.5) har man to ukjente krefter i y-retningen, og en ukjent kraft i x-retningen. Det velges en positiv retning mot venstre:

$$\Sigma F_x = 0 \text{ gir: } F_{ax} = 0 \quad (3.12)$$

$$\Sigma M_B = 0 \text{ gir: } F_{Ay} = \frac{F \cdot b}{L} = F_A \quad (3.13)$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ gir: } F_B = F - F_{Ay}$$

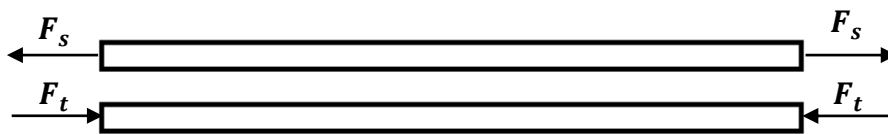
Dette er en enkel konstruksjon, med en enkel fremgangsmåte. Med en mer komplisert konstruksjon, kan fremgangsmåten være noe annerledes. Prinsippet om at summen av krefter, og det statiske momentet må være lik null, gjelder fortsatt.

Fasthetslære

«Fasthetslære er læren om hvordan et legeme reagerer på eller er i stand til å tåle ytre påvirkninger. I fasthetslæren undersøker vi om et legeme tåler de belastningene det blir utsatt for ved knekking, bøying, strekking og vridning. Vi kan derfor dimensjonere en konstruksjon i forhold til bestemte belastninger. Fasthetslæren gir oss det nødvendige teoretiske grunnlaget for dimensjonering av konstruksjoner i for eksempel stål, tre, aluminium og betong. Fasthetslæren er svært sentral innenfor bygnings- og maskinteknikk [13].»

Normalspenninger:

Normalspenninger opptrer når kraften står vinkelrett på en flate. Slike spenninger kan enten være strekkspenninger, σ_s , eller trykkspenninger, σ_t . Typiske eksempler på strekk- eller trykkspenninger illustreres i figur 4.6.

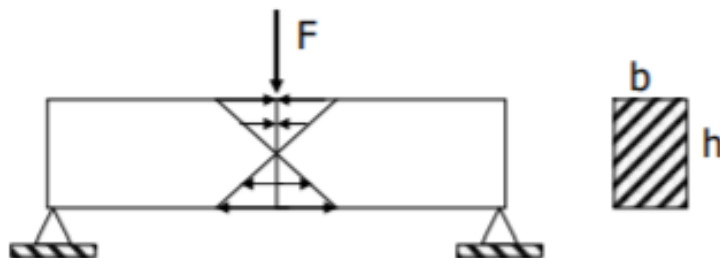


Figur 4.6: Strekk og trykkspenninger. F_s er strekkkraften som gir strekkspenninger på legemet. F_t er trykkraften som gir trykkspenninger på legemet.

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A} \quad (3.14)$$

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (3.15)$$

Bøyespenninger:

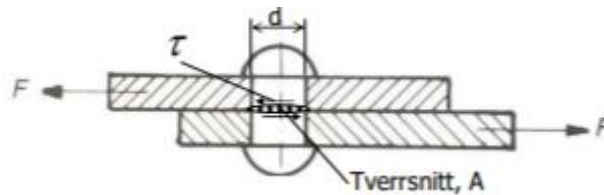


Figur 4.7: En rektangulær bjelke med tverrsnitt, belastet med en kraft F midt på bjelken. Bøyemomentet skaper trykkspenning i øvre del av bjelken og strekkspenning i nedre del av bjelken [13].

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b * y}{I} \quad (3.16)$$

Skjærspenninger:

Skjærkrefter og skjærspenninger virker alltid langs flaten, typiske eksempler er naglene i nagleforbindelser (figur 4.8) og skjærspenninger ved bøyning.



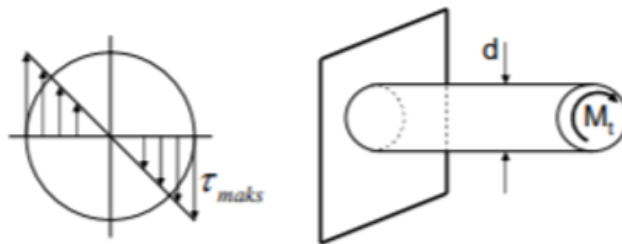
Figur 4.8: Et nagletversnitt med diameter d er belastet med en tverrkraft F [13].

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \quad (3.17)$$

Torsjonsspenninger (vridespenninger):

Torsjonsspenninger er forårsaket av et vridemoment, M_t .

$$M_t = F \cdot r \quad (3.18)$$



Figur 4.9: En sirkulær stav med diameter, d , er belastet med et vridemoment, M_t [13].

$$\tau = \frac{M_t}{W_v} = \frac{M_t \cdot r}{I_p} \quad (3.19)$$

Kombinerte spenninger:

Et eksempel av kombinerte spenninger kan være strekk- og bøyespenning. Der samlede normalspenninger på tverrsnittet blir den algebraiske summen av spenninger.

$$\sigma_{tot} = \sigma_s \pm \sigma_b \quad (3.20)$$

Fra formelen (3.20) indikerer plusstegnet, +, spenningene på oversiden, mens minustegnet, -, indikerer spenningene på undersiden.

Ved å kombinere normalspenningen med skjær, eller vridespenninger er det mest vanlig å sette sammen spenningene etter von Mises eller Tresca's hypotese. Von Mises gir best resultat på duktile materialer, mens Trescas hypotese blir mest brukt på sprø materialer.

$$\text{VM:} \quad \sigma_e = \sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 3\tau^2} \quad (3.21)$$

Tresca:

$$\sigma_e = \sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 4\tau^2} \quad (3.22)$$

Sikkerhetsfaktor, tillatt spenning og materialdata:

Når det skal konstrueres en konstruksjon må det settes som krav, en sikkerhetsfaktor som sikrer konstruksjonen mot brudd eller flyt.

Sikkerhetsfaktoren er forholdet mellom konstruksjonens fasthet og tillatt spenning:

$$n_F = \frac{R_e}{\sigma_{tillatt}} \quad (3.23)$$

$$n_B = \frac{R_m}{\sigma_{tillatt}} \quad (3.24)$$

Dimensjoneringskravet er at den faktiske spenningen, σ , må være mindre eller lik tillatt spenning. $\sigma \leq \sigma_{till}$.

Man kan i mange tilfeller sette krav til sikkerhetsfaktoren dersom man kjenner belastningstypen. Man deler gjerne belastningene inn i tre grupper (Jfr vedlegg V2):

- Belastningstype 1: Normale statiske belastninger. Dvs. en permanent last eller last som ikke endrer seg raskt. Et typisk krav til sikkerhetsfaktor i dette tilfellet: 3.
- Belastningstype 2: Raske og utsvingende belastninger. Dvs. last som stadig endrer seg, men som virker i samme retning. Et typisk krav til sikkerhetsfaktor i dette tilfellet: 5.
- Belastningstype 3: Raske og vekslende belastninger. Samme type last som belastningstype 2, men retningen veksler nå hele tiden. Et typisk krav til sikkerhetsfaktor i dette tilfellet: 8.

Tillatt skjærspenning kan finnes ved å bruke von Mises hypotese eller Trescas hypotese.

VM:

$$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{\sqrt{3}} \quad (3.25)$$

Tresca:

$$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{2} \quad (3.26)$$

De tillatte spenningene blir da de dimensjonerende verdiene.

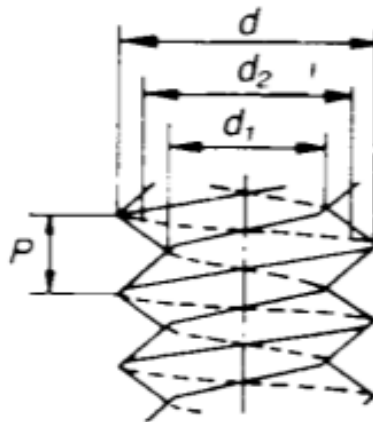
4.1.4. Skrueteori

Det er aktuelt å gi en grunnleggende innføring i beregning av skrueforbindelser siden oppgaven vil bestå av løse deler som må festes. Det antas at å feste de løse delene med en skrueforbindelse er ideelt for hyppig og enkel montering/demontering. Det gjøres dermed rede for gjengesystemer og hvordan materialer for skruer og muttere er inndelt i standardiserte fasthetsklasser etter norsk- og internasjonal standard.

Gjengesystemer:

Et gjengesystem er et fastlagt mål for gjenger. Det finnes flere gjengesystemer, og alle har sine egne mål og betegnelser. De meste vanlige gjengene for festeskruer er metriske gjenger og

unifiedgjenger. I denne oppgaven benyttes det av metriske gjenger. Alle festeskruer og muttere som brukes i konstruksjonen skal være etter ISO-standard, metriske gjenger med spissgjenger profil.



Figur 4.10: Bilde av en festeskruer med en spissgjenger profil der, $d_1 =$ lille diameter utvendig gjenge, $d_2 =$ midtdiameter utvendig gjenge, $d =$ lille diameter utvendig gjenge, nominell og $P =$ stigning.

Typisk betegnelse for en metrisk skrue: Sekskantskrue M10 x 1,25 NS5720 – 4.6 hvor:

M: Metrisk

10: Nominell diameter

1,25: Stigning, $P = 1,25$ mm

NS5720: Den norske standarden skruen er laget etter

4.6: Skruematerialets fasthetsklasse

Fasthetsklasser, materialer og spenningsareal:

Skrueer i stål inndeles etter fasthetsklasser der klasse 4.6, 8.8 og 10.9 er de mest brukte i Norge. Krav til mekaniske egenskaper for disse fasthetsklassene (utdrag av NS):

Tabell 4.1: Fasthetsklasser av skrueer i stål. Tabellen tar for seg verdier for skrueer som er opplistet i standarden.

Mekanisk egenskap	Fasthetsklasse						
	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
Strekkfasthet, $R_m \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	400	400	500	500	600	800	1000
Flytegrense, $R_e \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	240	320	300	400	480	640	900

Et eksempel på hvordan strekkfastheten, R_m , og flytegrensen, R_e , definerer fasthetsklasse på en skrue med fasthetsklasse 4.6:

Ved tallet 4: $\frac{\sigma_B}{100} = \frac{R_m}{100} = \frac{400}{100} = 4$, hvor $\sigma_B = R_M = \text{materialets strekkfasthet}$

Ved tallet .6: $\frac{\sigma_F}{\sigma_B} = \frac{R_e}{R_M} = \frac{240}{400} = 0,6$ hvor $\sigma_F = R_e = \text{materialets flytegrense}$

Når en skrue skal brukes sammen med en mutter, kan man benytte seg av en hovedregel som tilsier at mutteren må være av samme eller høyere fasthetsklasse.

Tabell 4.2: Spenningsareal for noen metriske skruer.

	Skruetype							
	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27
Spenningsareal, A_s [mm^2]	84,3	115	157	192	245	303	353	459

Skruedimensjonering:

Tillat spenning:
$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n_e} \quad (3.27)$$

Der R_e er flytegrensen til materialet i skruen, og n_e er sikkerhetsfaktoren mot flyt og bestemmes etter hva som er lurt å dimensjonere med.

Skrue utsatt for strekk:
$$\sigma_s = \frac{F_a}{A_s} \quad (3.28)$$

Der F_a er samlet skrukraft, og A_s er spenningsarealet.

Vridning:
$$\tau_v = \frac{M_v}{W_p} \quad (3.29)$$

Jevnførende spenning:
$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3 * \tau_v^2} \quad (3.30)$$

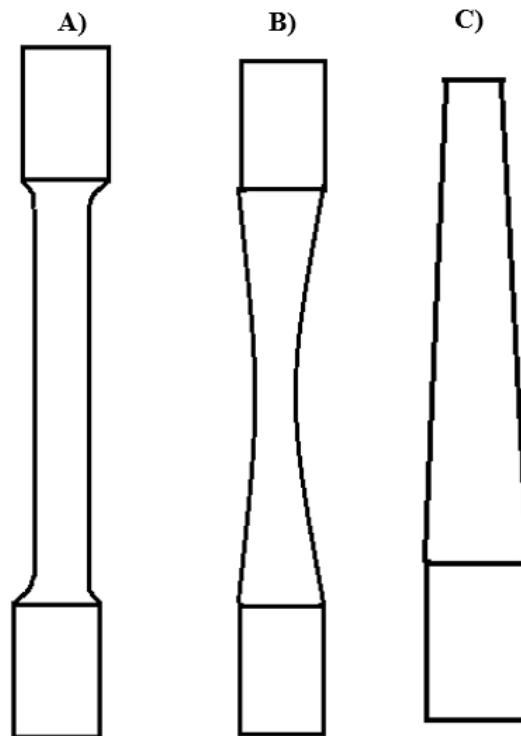
Ved dimensjonering:
$$\sigma_j = \sigma_{till} \quad (3.31)$$

4.2. Prinsippet for roterende bøyeutmattings testing

Dette delkapittelet spesifiserer metoden for roterende bøyeutmattings testing på metalliske materialer, der metoden følger standarden ISO 1143:210. Prinsippet for den roterende bøyeutmattings testen er at prøvestavene som blir brukt til testing skal bli rotert og tilført et bøyemoment. Prøvestaven blir montert som et utkrag eller bjelke i en «spenne», med en enkelt-punkts belastning, to-punkts belastning eller fire-punkts belastning. Testen forsettes til det blir brudd i prøvestaven eller til et forhåndsbestemt antall belastningscykluser er oppnådd.

4.2.1. Form og størrelse på prøvestaven

Prøvestaven kan være sylindrisk, konisk eller timeglass-formet. Fellesnevneren er at de skal ha et sirkulært tverrsnitt.



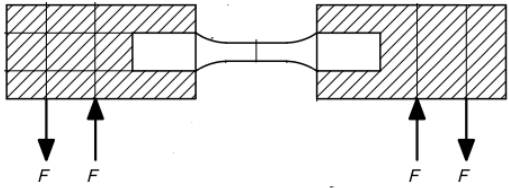
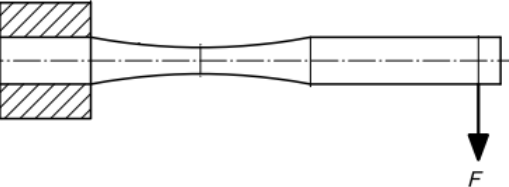
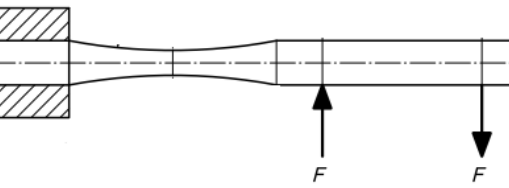
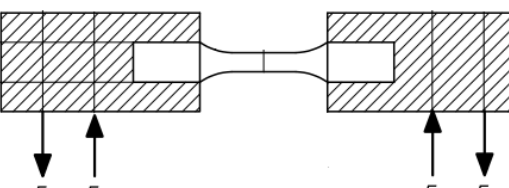
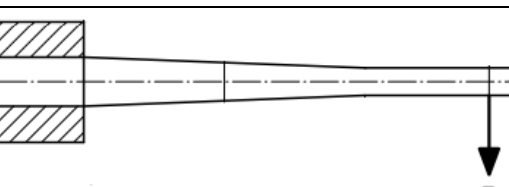
Figur 4.11: A) Sylinderisk prøvestav. B) Timeglass-formet prøvestav. C) Konisk prøvestav.

Formen til prøvestaven bestemmes av belastningstypen. Sylinderisk og timeglass-formet prøvestav kan bli montert som en bjelke eller utkrager ved enkelt-, to- eller fire-punkts belastning, mens en konisk prøvestav blir montert som en utkrager med en enkel-punkts belastning. Nedunder viser tabell 4.3 eksempler på montering som bjelke/utkrager, og belastning.

Tabell 4.3: Tabellen viser noen tilfeller for hvordan prøvestaven kan bli montert og hvilken belastning som gjelder til gjeldende form for prøvestaven. Det skraverte området illustrerer hvor prøvestaven opplagres, og kraftpilen F viser hvor kreftene virker. De stiplede linjene er tverrsnittsområde [7].

Figur	Prøvestav	Montering	Belastning
	Sylinderisk	Utkrager	Enkelt-punkts belastning
	Sylinderisk	Utkrager	To-punkts belastning

Tabell 4.3: Forts.

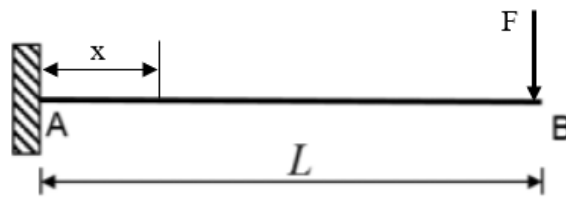
	Sylindrisk	Bjelke	Fire-punkts belastning
	Timeglass-formet	Utkrager	Enkelt-punkts belastning
	Timeglass-formet	Utkrager	To-punkts belastning
	Timeglass-formet	Bjelke	Fire-punkts belastning
	Konisk	Utkrager	Enkelt-punkts belastning

Videre ved valgt prøvestav som skal testes er det viktig å ta hensyn til beaberdingsprosedyre for optimale resultater. Disse kriteriene kan man se på standarden ISO 1143:2010 der den gjør rede for varmebehandling, bearbeidingskriterier, inspeksjon av prøvestaven, dimensjonsjekk, prøvetaking og merking og lagring og håndtering. Hvis lagrene som overfører kraften er festet til prøven ved hjelp av spaltede spennhylser, kan det i visse tilfeller skje at disse strammes helt før prøvestaven blir montert i testmaskinen. På denne måten kan man forhindre torsjonsbelastning. For å unngå vibrasjon prøvestaven og akselen er tillate toleranser $\pm 0,0025$ mm ved chuckenden og $\pm 0,013$ mm ved fri ende og for enkeltpunkts og noen typer to-punkts.

4.2.2. Nøyaktighet og påføring av kraft

Det blir brukt en rekke forskjellige roterende bøyemålingsmaskiner. Tabell 4.3 viser prinsippene til forskjellige opplagringer. Nøyaktigheten av det anvendte bøyemomentet skal tillate feilverdier som er innenfor 1%. Ved utledning av vekt som skal brukes på maskinens lastesystem ved direkte belastning på enkelt-, to- og fire-punkts bøyning kan disse formlene brukes:

Enkelt-punkts bøyning



Figur 4.12: Kraften på enden av utkragerbjelke. «x» er distansen fra prøvestavens «test» diameter til opplagringen.

$$S = \frac{M}{W_t} = \frac{16 * F_y * (L - x)}{\pi d^3} \Rightarrow F_y = S * \frac{\pi * d^3}{16 * (L - x)} \quad (3.32)$$

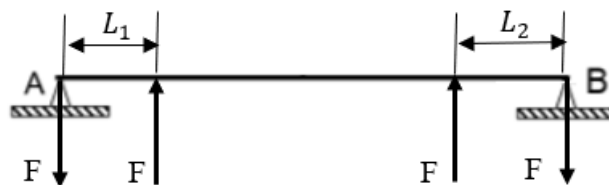
To-punkts bøyning



Figur 4.13: Kraften på enden av utkragerbjelken, og en motsatt kraft med distanse, L, fra kraften på enden av utkragerbjelken.

$$S = \frac{M}{W_t} = \frac{16 * F_y * L}{\pi * d^3} \Rightarrow F_y = S * \frac{\pi * d^3}{16 * L} \quad (3.33)$$

Fire-punkts bøyning



Figur 4.14: Opplagt bjelke med fire punkts belastning.

$$S = \frac{M}{W_b} = \frac{32 * F_y L}{\pi * d^3} \Rightarrow F_y = S * \frac{\pi * d^3}{32L} \quad (3.34)$$

$$L = L_1 + L_2$$

For spenningen som prøvestaven blir utsatt for, kan formlene ovenfor brukes iht. hva slags opplagring og hvor det blir påført kraft.

4.3. Standarder og forskrifter

En standard inneholder retningslinjer og forslag til hvordan noe skal lages eller gjennomføres. Standardene bidrar til å sikre produktet gjennom et felles system for terminologi, utvikling og fremstilling.

En forskrift er bestemmelser som er regulert etter loven, og gjeldende forskrift ved utvikling av en maskin er maskinforskriften. Regelverkene omhandler konstruksjon, produksjon og sikkerhet. Forskriften blir implementert i prosjektet der man ser at det må gjennomføres sikkerhetstiltak til produktet.

Standarder som gjelder, er som følge:

ISO 1143:2010: Dette er en internasjonal standard som spesifiserer metoden for utmattningstesting av metalliske materialer. Testene utføres ved romtemperatur eller forhøyet temperatur i luft, mens prøven roteres. Tabell 4.3 gjør rede for en tabell som viser hvordan prøvestaven kan opplagres med type belastninger, og hvilke beregninger som gjelder er hentet ut av disse standardene. Ytterlig informasjon som størrelse og form på prøvestav, preparasjoner som må gjøres knyttet til maskinen og prøvestaven, nøyaktighet av målinger, toleransekrav, testprosedyrer og verifikasjon av bøyemomentet som tilføres maskinen, er en del av informasjonen som kan hentes av standarden og implementeres i produktet [7].

BS EN 6072:2010: Dette er en europeisk standard som definerer en metode for å bestemme data om konstant amplitudeutmattelse av metalliske materialer og S-N kurven. Denne standarden gjør rede for størrelse og form på prøvestav, toleransekrav og prosedyre i henhold til hvor mange prøvestaver som må testes før man kan fastslå en S-N kurve og i hvilket frekvensområde man bør holde seg til. Standarden gir også et forslag på hvordan man kan presentere data [18].

Felles for standardene ISO 1143:2010 og BS EN 6072:2010 er at begge deler informasjon på hvordan utformingen og størrelsen på prøvestaven kan være, samt at det legges til rette for hvordan utmattelsesdata kan presenteres i tabeller og i S-N kurver. ISO 1143:2010 er mer omfattende og deler mer informasjon som knyttes til maskinen, mens BS EN 6072:2010 er mer begrenset til prøvestaven og lesing av data.

Viktige vedlegg fra **maskinforskriften**, er som følger [32]:

Vedlegg I: Det må gjennomføres en risikovurdering for å fastslå hvilke krav til vern mot fare for liv og helse som knytter seg til den aktuelle maskinen. Tiltak som gjøres i denne rapporten og som står beskrevet i maskinforskriften paragraf 5, vedlegg I er:

- Bestemme maskinens grenser, både tilsiktet bruk og feilbruk som med rimelighet kan forutses.
- Kartlegge de farer maskinen kan være opphav til og de farlige situasjoner som kan oppstå tilknyttet til maskinen.

Vedlegg VII: Den tekniske dokumentasjonen skal omfatte maskinens konstruksjon, produksjon og funksjon i det omfang som er nødvendig for samsvarsvurdering.

Prosjektet skal tilfredsstillende vedlegg I ved å kartlegge farer ved bruk av maskinen, og det skal gjøres tiltak som reduserer risikoen. Prosjektet skal også tilfredsstillende vedlegg VII ved å lage tekniske tegninger iht ISO 128.

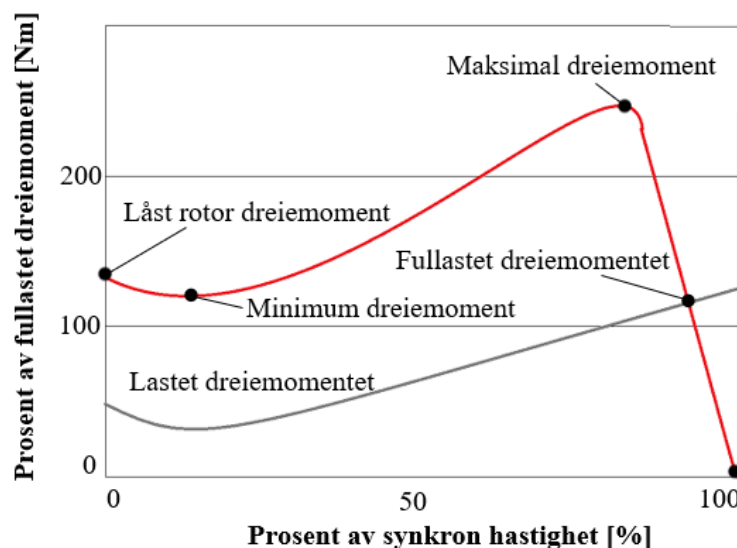
Det finnes en rekke andre viktige regler med krav i maskinforskriften. Fokuset i prosjektet etter maskinforskriften, blir å tilfredsstille de valgte vedleggene (Vedlegg I og VII), for å sikre et trygt produkt, med tekniske anvisninger som omfatter konstruksjon, produksjon og funksjon.

4.4. Valg av motor

Fra oppdragsbeskrivelsen skal det velges en motor som gir maskinen et turtall på ca. 3000 o/min. Dette kapitlet skal gjøre rede for flere typer motorer. Maskinen skal være til undervisning, og det er dermed ikke en viktig faktor å ha motorer som har masse forskjellige reguleringsmuligheter. Poenget er at motoren skal levere en effekt som får prøvestaven til å rotere, og at elevene kan studere hva som skjer når prøvestaven roterer x antall ganger med en x -newton i belastning. Å komplisere og velge en mer avansert motor med reguleringsmuligheter vil bare øke kostnader og muligheter for at motoren kan trenge reparasjon og vedlikehold. Dermed, skal det gjøres rede for flere typer motorer som ved start vil gi maskinen et turtall på ca. 3000 rpm.

Å velge riktig størrelse på motoren er viktig. En motor er i riktig størrelse når den kjører med et nominelt dreiemoment, T , og hastighet, o/min, og som gir den nominelle utgangseffekten mens den bruker den nominelle inngangsstrømmen.

For å finne de nominelle operasjonspunktene, kan man se på dreiemomentkurven til maskinen.



Figur 4.15: En typisk dreiemomentkurve for en trefase induksjonsmotor som viser dreiemomentet, Nm, langs y-aksen, og prosent av synkron hastigheten i prosent langs x-aksen. Det blir satt eksempelverdier for dreiemomentet i kurven. Den røde kurven indikerer den låste rotor dreiemomentkurven, de svarte punktene viser hva slags dreiemoment man har i henhold til prosent av synkronhastigheten. Den grå linjen indikerer den lastet dreiemoment kurven.

Herunder gjøres det rede for de svarte driftspunktene på kurven fra figur 4.15:

Låst rotor dreiemoment blir produsert når rotoren ennå ikke dreier, og må overstige det lastet dreiemomentet for at motoren skal akselerere lasten.

$$1,5 * T \quad (3.35)$$

Minimum dreiemomentet blir produsert når lasten akselerer og motorhastigheten øker fram til maksimalt dreiemoment. Motoren stanser hvis lasten overstiger denne verdien.

Maksimalt dreiemoment er det maksimale momentet motoren kan produsere i drifhastighetsområde. Motoren stanser hvor lasten overstiger denne verdien.

$$2,5 * T \quad (3.36)$$

Fullastet dreiemoment er det maksimale dreiemomentet som kan opprettholdes i kontinuerlig drift uten overoppheting. Dette er det nominelle dreiemomentet. Når lastdreiemomentet øker, vil hastigheten synke til den låst rotor dreiemomentet slik at den blir lik det lastet dreiemomentet. Når dette balanseres vil motoren igjen oppnå en konstant hastighet, men med lavere fart.

Verdiene 1,5 og 2,5 ganges med det nominelle dreiemomentet, T [14].

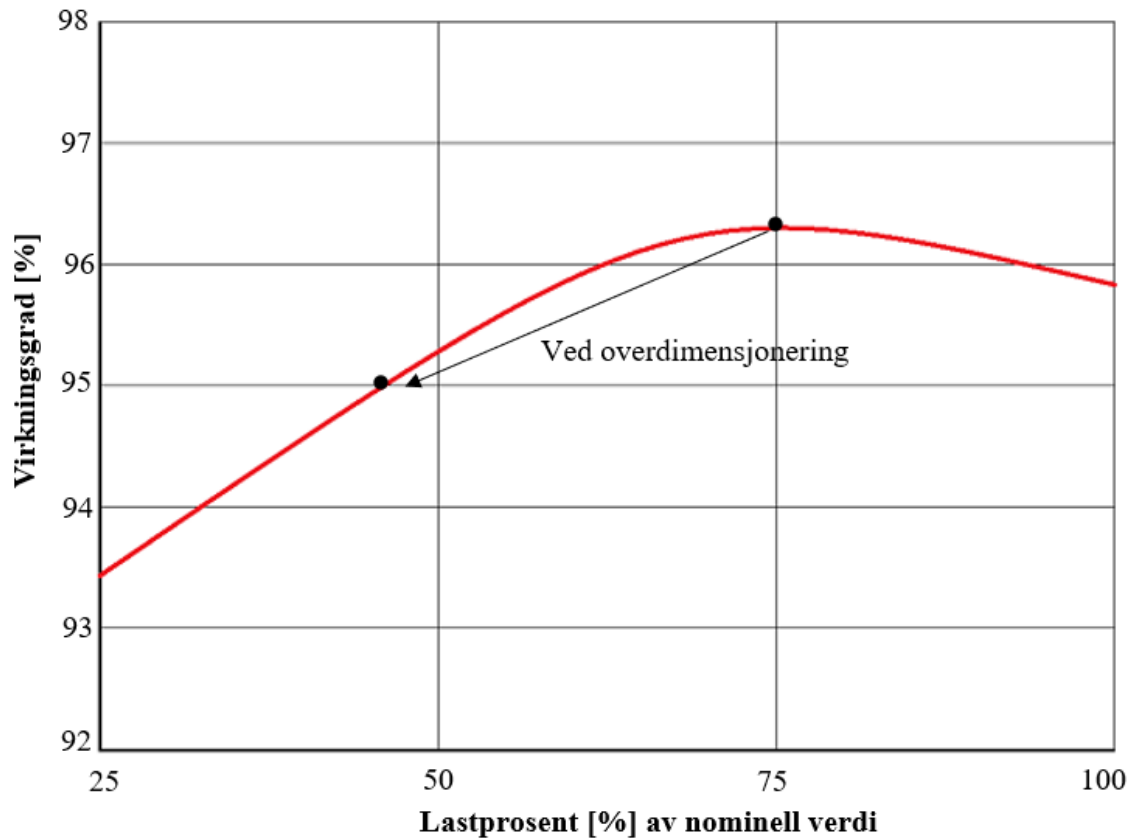
Ved oppstart av motoren må lastens treghetsmoment sjekkes. Et for høyt treghetsmoment ved oppstart kan genere ekstrem varme. Lasten som motoren skal rotere er sylindrisk, og får dermed formelen:

Treghetsmoment, sylinder:

$$I_0 = \frac{m * r^2}{2} \quad (3.37)$$

Det må sjekkes om motoren skal kobles direkte til en strømforsyning for å kjøre med fast hastighet, eller om den blir styrt av en stasjon med variabel hastighet. Dette er viktig ettersom ved direkte strøm fra forsyningen vil motoren trenge et høyt starmoment, mens de som er koblet til en stasjon med variabel hastighet kan ha en kontrollert start med mindre innvirkning på nettet.

Ved beregning av dreiemomentet er det viktig å vurdere behovene til maskinen. Underdimensjonering vil føre til overoppheting, noe som forkorter motorens levetid. Omvendt kan en overdimensjonert motor være sløsing med penger, og gi en lavere virkningsgrad.



Figur 4.16: Virkningsgradkurven som viser virkningsgrad i prosent langs y-aksen, og lastprosenten av en nominell verdi langs x-aksen. De svarte punktene på kurven er betjeningspunkter og viser hvordan den flytter seg ved overdimensjonering.

Før man kan bestemme nødvendig effekt, P , må man ha turtallet, n , og dreiemoment karakteristikken for maskinen. Turtallet er avhengig av frekvensen fra strømforsyningen og antall statorpoler.

Tabell 4.4: Tabellen viser synkronturtallet ved en frekvens på 50 Hz eller 60 Hz når motoren er konstruert med x -antall statorpoler. I Norge er frekvensen og spenningen fra strømforsyningen på 50 Hz og 220-240 V [14].

Antall poler	Synkronturtallet [o/min]	
	50 Hz	60 Hz
2	3000	3600
4	1500	1800
6	1000	1200
8	750	900
16	375	450

Formelen for å finne synkronturtalle er som følger:

$$n_s = 120 * \frac{f}{p} \quad (3.38)$$

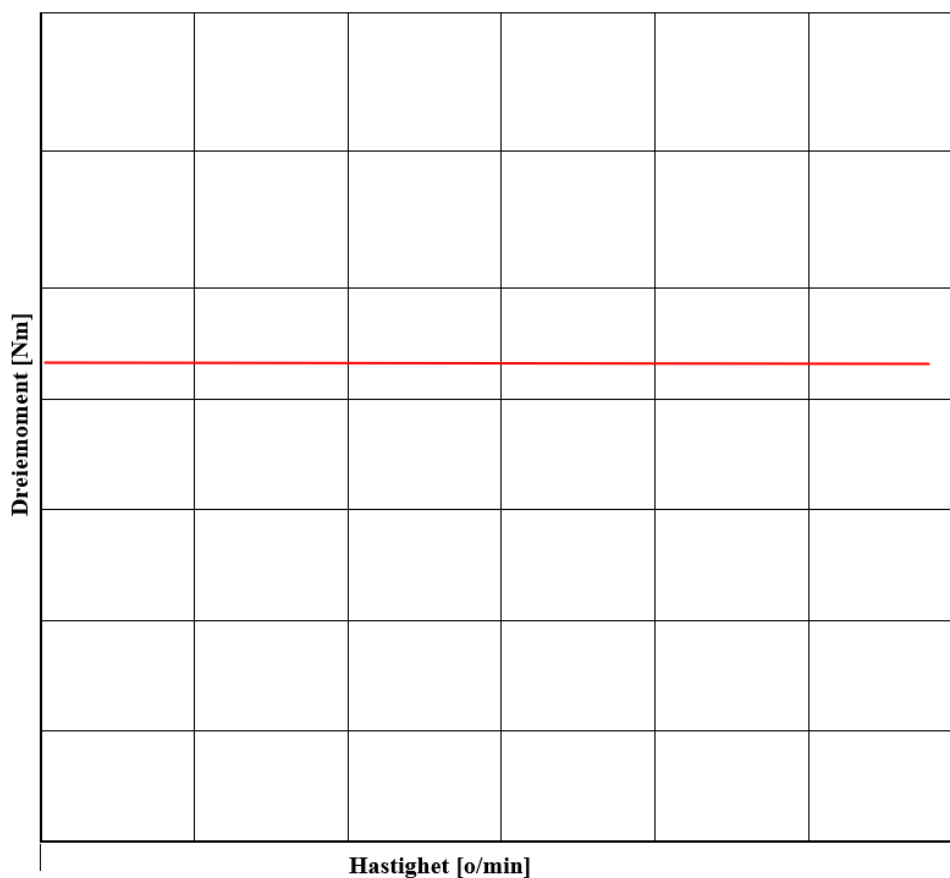
Når maskinen kjører med full last, blir vanligvis turtallet 3-4 % lavere på grunn av «slip» [14]. Men man kan også regne det ut med følgende formel:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (3.39)$$

n = rotorturtallet

For motorer som kjører med en variabel hastighet må maks hastighet og minste hastighet tas i betraktning siden det kan påvirke kjøleopplegget og lagerløsningen. Å kjenne til oppførselen av lasten som en funksjon av hastighet er viktig.

1. Ved et konstant dreiemoment vil motoren etter at den har startet, akselerere og kjøre med en jevn hastighet. Typiske applikasjoner er heise systemer, transportbånd og positive fortrenningspumper.



Figur 4.17: Figuren viser kurven til et konstant dreiemoment. Da er effekten proporsjonal med hastigheten, $P \propto n$.

For å beregne effekten til denne type applikasjon kan man finne nødvendig effekt som en funksjon av turtall og dreiemoment:

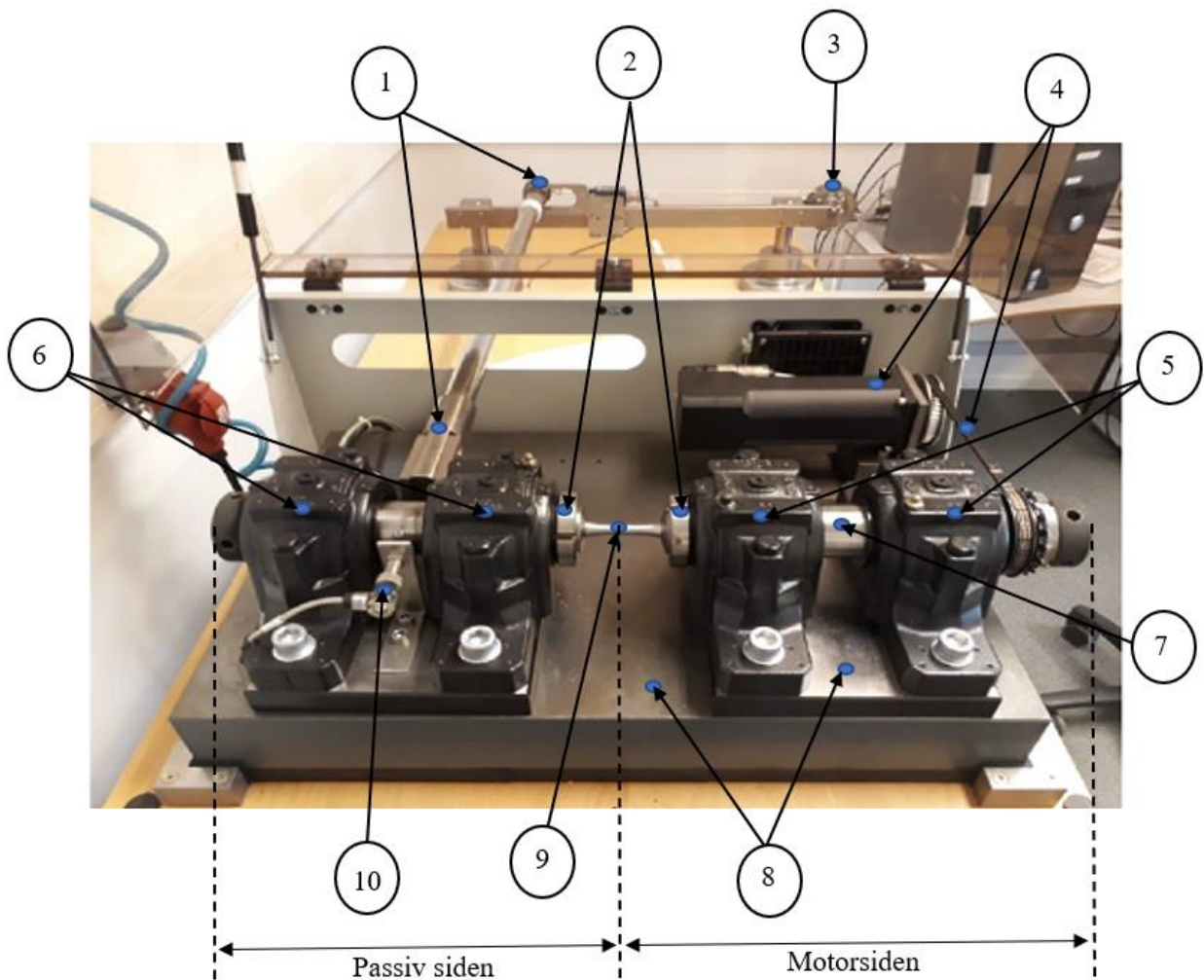
$$\text{Effekten} \quad P = \frac{n * T}{9550} \quad (3.40)$$

Grunnlag til valg av motor innebærer at man kjenner til dreiemomentet, turtallet og effekten, Dermed kan man gjøre et fornuftig valg av motor.

4.5. Eksisterende lab utstyr, funksjon og oppbygning

Dette kapitlet utfører en teknologiutredning for hovedkomponenter og virkemåte til en roterende bøyeutmattingsmaskin. Det skal også kartlegges eksisterende roterende bøyeutmattingsmaskiner med tekniske drøftinger som gir oversikt over teknologistatusen. Dette kapitlet skal bidra til å danne et grunnlag for fremtidige tekniske valg og ved valg av grovspesifikasjoner.

På figur 4.18 lages det piler med nummerering som piler til hovedkomponentene. Det er lagd blå prikker på figuren slik at det blir mer synlighet. Maskinen deles i to sider, passiv siden og motorsiden. Dette gjøres for å lettere forstå i hvilket område i maskinen man er i. Passiv side er fra midt på prøvestaven til enden av maskinen ved den røde stikkontakten, mens motorsiden er fra midt på prøvestaven til enden av akselen, motsatt side av den røde stikkontakten, se figur 4.18. Passiv siden illustrerer siden av maskinen som er fritt opplagret, der belastningssystemet tilfører prøvestaven et bøymoment. Motorsiden illustrerer den siden av maskinen som er fast opplagret med en motor som skaper rotasjonen på prøvestaven.



Figur 4.18: Roterende bøyeutmattingsmaskin fra OsloMet med piler som indikerer hovedkomponentene. Maskinen er også delt i to sider, passiv siden og motorsiden med nummerering til hovedkomponentene.

Figur 4.18 er et bilde av en roterende bøyeutmattingsmaskin fra oppdragsbeskrivelsen som er å finne på laboratorium på OsloMet. Denne maskinen skal være veiledende for teknologiutredningen der det gjøres rede for hovedkomponenter og virkemåte. Andre roterende bøyeutmattingsmaskiner kan ha annerledes oppbygging med andre hovedkomponenter, men sluttresultatet om å skape en roterende bøyeutmattingsmaskin blir det samme. Siden man ikke får gjort rede for alle hovedkomponenter og virkemåter for alle maskiner som er i markedet, velges det en maskin for teknologiutredningen, og så får man sett i grovere sammenheng flere typer maskiner når det gjøres rede for teknologistatus senere i kapitlet.

Virkemåte, med nummerering:

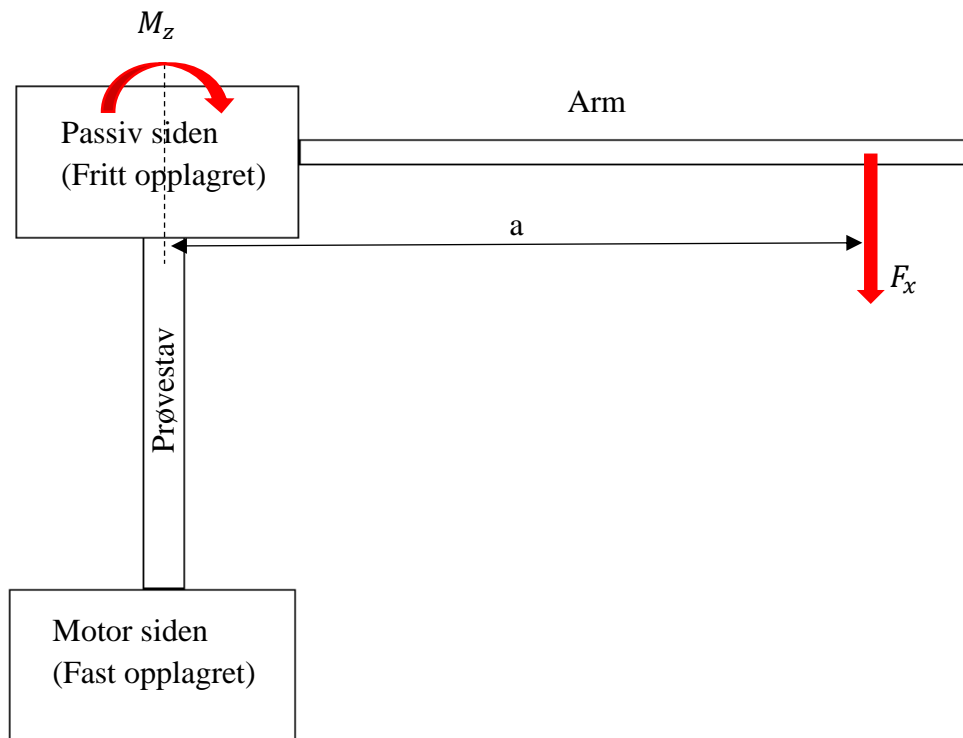
Det startes med å beskrive virkemåte fra motorsiden til passiv siden. Når motoren starter, vil det med en reimoverføring (nr.4) til en aksel (nr.7) skapes en rotasjon på akselen. Det er montert spennhylser (nr.2) på enden av akselen for å feste prøvestaven. Dermed, når akselen roterer, vil prøvestaven (nr.9) også rotere. På motorsiden er akselen montert i kulelagre (nr.5) som er fast opplagret. På passiv siden er akselen montert i kulelagre (nr.6) som er fritt opplagret. Videre, etter at prøvestaven har begynt å rotere, skal det tilføres et bøyemoment. Dette bøyemomentet skapes av belastningssystemet som består av en arm (nr.1) og en trinse (nr.3). Når trinsen blir regulert med en kraft, vil denne kraften dra armen mot trinsen. Enden av armen glir på et skinnesystem slik at når trinsetråden drar armen til seg vil armen på motsatt ende som er sveiset fast til det fritt opplagrede systemet skape et konstant bøyemoment på prøvestaven. Figur 4.19 illustrerer mer hvordan dette fungerer.

Fra avsnittet ovenfor er prosessen for virkemåten beskrevet fra motoren starter, til hvordan prøvestaven roteres og hvordan prøvestaven får et bøyemoment fra belastningssystemet. Målet til maskinen, er at prøvestaven skal roteres med et tilført bøyemoment og skal rotere x-antall ganger til det når brudd. Når det blir brudd i prøvestaven, vil maskinen registrere brudd på to forskjellige måter. En måte å registrere brudd på, er endring i omdreiningshastighet på passiv siden som registreres av føleren (nr.10, mellom lagrene på passiv side). En annen måte å registrere brudd på er når armen slår imot føleren som er montert på en egen arm som går på skinna. Man kan se føleren på høyre side i motsatt ende av arm.

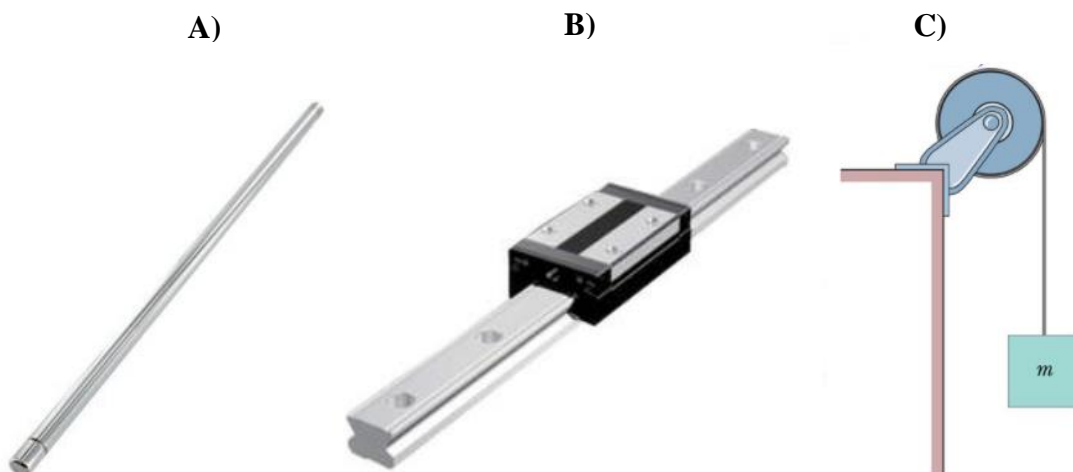
En turtallsmåler registrerer antall omdreininger i minuttet (o/min), mens en veksel teller registrerer hvor mange ganger (sykler) prøvestaven har rotert 360 grader, rot x, mot klokka før og etter brudd.

Hovedkomponenter

Herunder er det lagt til figurer av hovedkomponentene, samt en beskrivelse. NB! Bilde av hovedkomponentene er ikke de samme komponentene som figur 4.18, men det har blitt identifisert lignende komponenter som skaper det samme systemet. Figurene under viser komponenter som er lignende fra komponentene på figur 4.18.

Nr. 1. Belastningssystemet:

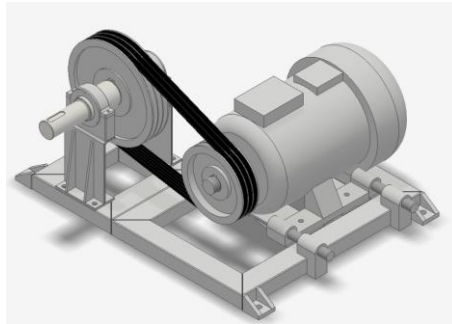
Figur 4.19: En grovskisse av belastningssystemet sett ovenfra som består av en arm, et skinneresystem og en trinse. Man kan tenke seg at man har en bøtte som fylles med en masse, m . Denne bøtta er koblet i et trinsesystem. Dermed, når bøtta fylles med en masse vil armen bli dratt langs skinneresystemet med en kraft, F . Denne kraften skaper et konstant moment på passiv siden pga prinsippet $M = F * a$. Armen flytter seg i x -retning på skinneresystemet som gir et bøyemoment på z -aksen. Armen er festet til passiv siden.



Figur 4.20: Hovedkomponenter til belastningssystemet. Delene som er identifisert er ikke originale deler fra maskinen på figur 4.18. **A)** Illustrerer armen. **B)** Illustrerer skinneresystemet armen kan bevege seg i. **C)** Illustrerer trinsesystemet som produserer kraften som armen utsetter akselen for [23][24].

Nr. 2. Spennhylser:

Figur 4.21: På engelsk kalles denne typen av spennhylse for «Three jaw chuck drill». Denne brukes for å feste prøvestaven. Når man har festet prøvestaven i begge spennhylser, kan man ved bruk av spennnøkkelen på høyre side stramme inn slik at prøvestaven blir helt stram [25].

Nr. 4. Elektrisk motor med reimoverføring:

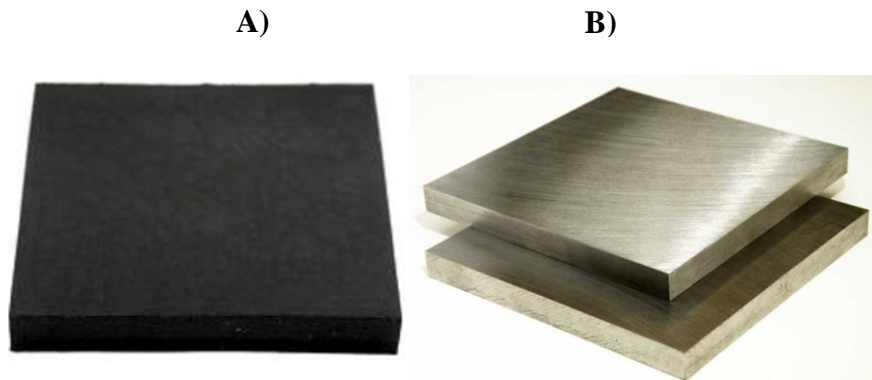
Figur 4.22: Motor med reimoverføring. Motoren skal illustrere en servomotor med max 6000 rpm. [26].

Nr. 5. Fast opplagret kulelagre:

Figur 4.23: Fast opplagret kulelagre på motorsiden og passiv siden. Akselen festes gjennom kulelagrene og strammes til med en nøkkel. **A)** Kulelager på motorsiden, denne siden er fast opplagret og kan ikke bevege på seg. **B)** Kulelager på passiv siden, dette kulelageret skrues fast på en plate som er fritt opplagret [27].

Nr. 7. Aksel:

Figur 4.24: Aksel med en tilkoblingsmulighet slik at den kan rotere. Tilkoblingsmuligheten kan man se på enden av akselen på høyre side. Det finnes en rekke andre utforminger som også skaper en tilkoblingsmulighet [28].

Nr. 8. Vibrasjonsmatte og tykt stålplate:

Figur 4.25: Dette brukes for å stabilisere og unngå vibrasjoner i systemet. **A)** Vibrasjonsmatte for å dempe vibrasjoner. **B)** Stålplate for å stabilisere systemet, og en ekstra sikkerhet for å dempe vibrasjoner [29].

Nr. 9. Prøvestav:

Figur 4.26: En type utforming på en prøvestav som skal analyseres [30].

Nr. 10. Føleren:

Figur 4.27: Føleren som ligger på passiv side mellom lagrene som registrerer turtall og brudd ved endring av turtall på akselen. Det antas å være en sensor med lasermåling [36].





Figur 4.28: Vekselsteller som registrerer antall ganger prøvestaven roterer.


Ovenfor er hovedkomponentene til den roterende bøyeutmattingsmaskinen på figur 4.18 beskrevet, og nedenfor gjøres det rede for teknologistatusen. Altså, identifisere eksisterende små og store maskiner, med en beskrivelse. Man kan anta at en del av hovedkomponentene som

allerede er beskrevet, er komponenter som går om igjen i disse forskjellige maskinene. Tabell 4.5 gjør rede for eksisterende små, roterende bøyeutmattingsmaskiner med beskrivelse, og tabell 4.6 for større, roterende bøyeutmattingsmaskiner.




Tabell 4.5: Små, roterende bøyeutmattingsmaskiner med beskrivelse. Beskrivelsen redegjør grovt for belastningssystemet, motor og overføring fra motor til aksel, opplagring, hvordan den registrerer brudd og hvor mange rpm motoren får prøvestaven til å rotere.

Små rigger	Beskrivelse
 <p data-bbox="491 1122 547 1155">[12]</p>	<p data-bbox="863 535 1390 689"><u>Belastningssystemet</u> består av et utkragningsarrangement, med en et-punktsbelastning på enden av prøvestaven.</p> <p data-bbox="863 701 1358 817"><u>Motoren</u> leverer en spennings på 220-240 VAC, enfase med en strøm på 6A ved 230V.</p> <p data-bbox="863 828 1350 902"><u>Overføring fra motor til aksel</u> foregår med en reimoverføring.</p> <p data-bbox="863 913 1321 1028"><u>Opplagringen</u> er fast opplagret på motorsiden og fritttopplagret på den andre siden.</p> <p data-bbox="863 1039 1390 1113"><u>Brudd</u> blir registrert med en mikrobryter som stopper motoren.</p> <p data-bbox="863 1124 1358 1198"><u>Rpm</u> som prøvestaven blir utsatt for er 2800 rpm.</p>
 <p data-bbox="491 1839 547 1872">[13]</p>	<p data-bbox="863 1211 1329 1366"><u>Belastningssystemet</u> består av et utkragningsarrangement, med en et-punktsbelastning på enden av prøvestaven.</p> <p data-bbox="863 1377 1390 1451"><u>Motoren</u> leverer en spenning på 220-240 VAC, enfase med en strøm på 5A.</p> <p data-bbox="863 1462 1350 1536"><u>Overføring fra motor til aksel</u> foregår med en kjevekobling.</p> <p data-bbox="863 1547 1321 1662"><u>Opplagringen</u> er fast opplagret på motorsiden og fritttopplagret på den andre siden.</p> <p data-bbox="863 1673 1334 1787"><u>Brudd</u> blir registrert ved at en bryter kutter strømmen til motoren når prøvestaven når brudd.</p> <p data-bbox="863 1798 1366 1912"><u>Rpm</u> er ikke oppgitt, men det oppgis at maksimalt antall sykler prøvestaven roterer er $9.99 \cdot 10^8$ ganger.</p>

Tabell 4.5: Forts.

 <p>[9]</p>	<p><u>Belastningssystemet</u> består av et bjelkearrangement, med en fire-punktsbelastning.</p> <p><u>Motoren</u> er ukjent men antas å være av samme type som første nevnte maskin.</p> <p><u>Overføring fra motor til aksel</u> foregår med en kjevokobling.</p> <p><u>Opplagringen</u> er fritt opplagret på begge sider.</p> <p><u>Brudd</u> blir registrert ved at en bryter kutter strømmen til motoren.</p> <p><u>Rpm</u> er ikke oppgitt.</p>
--	---

Tabell 4.6: Store roterende bøyeutmattingsmaskiner med beskrivelse.

Store rigger	Beskrivelse
 <p>[8]</p>	<p><u>Belastningssystemet</u> består av et bjelkearrangement, med en fire-punkts belastning.</p> <p><u>Motoren</u> er utstyrt med 3 motorer som leverer en spenning på 380-400 V.</p> <p><u>Opplagringen</u> er fritt opplagret på begge sider.</p> <p>Tekniske opplysninger er vanskelige tilgjengelig uten bestilling/kjøp.</p>
 <p>[10]</p>	<p><u>Belastningssystemet</u> består av et bjelkearrangement, med en fire-punkts belastning.</p> <p><u>Opplagringen</u> er fritt opplagret på begge sider.</p> <p>Tekniske opplysninger er vanskelige tilgjengelig uten bestilling/kjøp.</p>
 <p>[31]</p>	<p><u>Belastningssystemet</u> består av et bjelkearrangement, med en fire-punkts belastning.</p> <p><u>Opplagringen</u> er fritt opplagret på begge sider.</p> <p>Tekniske opplysninger er vanskelige tilgjengelig uten bestilling/kjøp.</p>

De store riggene er til industrielt bruk. Det er mer hyppighet i testene, og man får utgitt informasjon i større mengder. Det kan være flere reguleringsmuligheter for størrelse av prøvestav som skal festes, omdreininger i motoren og et belastningssystem som har en større vidde for hvor mye kraft prøvestaven utsettes for. Dermed, med større og flere elementer kan reparasjon og vedlikehold forekomme oftere enn med små rigger.

På NMBU's laboratorium er det ønskelig å ha en maskin som skal brukes på skolen, til undervisning. Maskinen bør dermed være enkel og sikker å bruke. En maskin som er lett å vedlikeholde og som ikke trenger omfattende reparasjoner hvis noe skulle skje, er å anse som en god maskin til undervisningen. Maskinen skal heller ikke ha et avansert displaysystem som leser av kurver og gir omfattende analyser av prøvestaven. Det skal være eleven sin oppgave å tegne og regne seg fram til. Det er veldig kjedelig hvis det blir satt opp en dato for undervisning og maskinen ikke skulle starte.

Med dette, vil det med senere utredning og valg av grensespesifikasjoner være mer aktuelt å ta tekniske- og dimensjonsvalg med grunnlag fra de små riggene.

4.6. Utmattingsproblematikk og dynamisk materialtesting

Utmattingsbrudd kan oppstå av spenninger som strekk, trykk, vridning og en kombinasjon av disse spenningene. Problematikken er at utmattingsbrudd kan forekomme ved spenninger langt under flytegrensen til konstruksjonsmaterialet. Det skal videre gjøres rede for designfilosofier og dynamisk materialtesting.

Uendelig levetid

For å etterleve denne metoden må alle utmattingsbelastninger være mindre enn utmattingsgrensen. Metoden gir en stor sannsynlighet for å unngå utmattingsbrudd. Det må da benyttes materialer med en spesifisert utmattingsgrense og konstruksjonen må være beskyttet mot uheldig miljø. Denne metoden brukes på en del aksler og ventilfjærer i bl.a. fly og flytende konstruksjoner. Kap. 4.1.1, figur 4.2 viser hvor utmattingsgrensen ligger i henhold til utmattingsgrensen. Om man skal dimensjonere etter uendelig levetid er det da viktig at spenningsvidden, $\Delta\sigma$ (Utmattingsbelastninger), ikke overskrider utmattingsgrensen, σ_D , og at materialet har en spesifisert utmattingsgrense.

I mange sammenhenger er det ikke nødvendig å dimensjonere etter denne metoden [1].

Sikker levetid

Her dimensjoneres konstruksjonen slik at risikoen for et utmattingsbrudd i en ønsket levetid er lav. Designkurven angir en bruddsannsynlighet på ca. 2,5% når levetiden på kurvene utnyttes helt [1].

Skadetolererende metode

I denne metoden antas det at det er sprekker i konstruksjonen som vil bli oppdaget med NDT (Non Destructive Testing) før det utvikles sprøbrudd. NDT er en testing og analyseteknikk for å evaluere egenskaper for materialet. Her beregnes levetiden til konstruksjonen ved hjelp av statiske metoder som inkluderer konsekvenser av et brudd og hvor raskt sprekkveksten vil

foregå. Resultatene av det hjelper med å bestemme inspeksjonsintervallene slik at man kan oppdage sprekken før de når kritisk størrelse. Dermed, om man oppdager sprekker, kan man bytte/reparere, foreta hyppigere inspeksjonsintervaller eller holde konstruksjonen/komponenten i drift frem til neste vedlikehold. Denne metoden benyttes på statisk bestemte og statisk ubestemte konstruksjoner [1].

Tabell 4.7: Oversikt over beregningsmetoder som gir ingeniøren kunnskap til å velge den mest hensiktsmessige metoden i et gitt konstruksjonsproblem [1].

Ugangspunkt	Metode	Kommentarer
Utmatting av komponenter uten sprekk. Lavsykel utmatting.	Tøynings-levetids metoden. Coffin-Manson Lov.	Utmatting ved spenninger over flytegrensen. Tøyningene har en plastisk komponent og er ikke lineært relatert til spenning. Vanligvis under 10^4 sykler.
Utmatting av komponenter uten sprekk. Høysykel utmatting.	Spennings-levetidsmetoden. Basquin's Lov. Miner-Palmgren.	Påført spenning er i det elastiske område og antall sykler til brudd er normalt over 10^4 sykler.
Utmatting av komponenter med sprekk.	Lineær elastisk bruddmekanikk (LEBM), Elastisk Plastisk bruddmekanikk (EPBM). Paris Lov.	Denne metoden benyttes for å beregne sprekkveksttiden (antall sykler) fra en initial sprekkstørrelse til brudd eller til en større sprekkelengde.

Disse beregningsmetodene gjør at man tryggere kan dimensjonere konstruksjoner og komponenter og forhindre uforutsette brudd. Videre kan man også finne utmattingsdata i litteraturen for forskjellige materialer. Utmattingsdata kan man hente ved at man tester prøvestaven for utmatting. De vanligste testene er å utsette en stav for strekk- og trykk eller for et konstant bøyemoment eller ved torsjonsspenning. Det er da viktig når man bruker data fra litteraturen at det er utgitt informasjon om hvordan testingen har foregått, hvilken belastningstype og middelspenning som er brukt, dimensjonene på prøvestavene, miljøet og for hvor mange sykler utmattingsgrense er funnet ved.

Utmattingsbrudd har vært et kjent fenomen i lang tid, og er fortsatt et problem i dag. Det tyder på at det trengs mer kunnskap og bedre vedlikeholdsrutiner angående denne problematikken.

5. SPESIFISERING

Dette kapittelet danner en rammebetingelse for sluttproduktet. I dette inngår produktmålsettingen, metriske grensespesifikasjoner, rangering av produktegenskaper og en tidlig kostnadsvurdering. Dette kapittelet er sterkt knyttet til metodikken, Pugh's metodikk.

5.1. Produktmålsettinger

Hovedproduktmålet setter de overordnede produktkravene som produktet skal inneha. Hovedproduktmålet brytes opp i mer detaljerte grupper som danner delmålene og fungerer som spesifiserte krav for produktet.

Hovedproduktmålet er å kunne lese av utmattingsdata for standardiserte bøyestaver ved roterende bøyebelastning ut fra en forhåndsbestemt prøvesyklus, inntil man når brudd. Maskinen skal muliggjøre repeterbare målinger på en mest mulig nøyaktig måte, kunne festes til et benkunderlag og være sikker og lett å betjene.

Delmålene

Nedenfor er det punktvis satt opp delmål med egenskaper som anses viktig for å nå hovedproduktmålet:

- Funksjonelle mål: For å nå dette målet settes det egenskaper iht. databehandling, forberedelse til testingen, fra å sikre at toleranser og nøyaktighet i maskinen er ivarettatt, til prøvestaven festes i maskinen og er klar for å rotere. Det settes også egenskaper for at maskinen skal gjøre repeterbare handlinger.
- Konstruksjonsmål: For å nå dette målet settes det egenskaper iht. stress og påkjenninger som systemet blir utsatt for. Konstruksjonen skal også ha en fornuftig størrelse og vekt som tar hensyn til arbeidsmiljø og operatør. Det er ønskelig at maskinen skal fatte interesse ved første blick.
- Bruksmål: For å nå dette målet settes det egenskaper iht. til at maskinen skal være forståelig, direkte og lettstilt i forhold til bruk, montering og demontering. Systemet skal utformes slik at den er lett å lage, montere, demontere og betjene.
- Sikkerhetsmål: For å nå dette målet settes det egenskaper iht. at det er ønskelig med maskindeler og elementer som er runde i kantene for å begrense faren for kutt eller andre skader. Områder som kan være til fare for liv og helse skal dekkes til.
- Økonomiske mål: For å nå dette målet settes det egenskaper iht. kostbesparende metoder. Det er naturlig å se på produksjonsmetoder og deler som er hyllevarer.

Stikkpunktene ovenfor er hovedmålet som er delt opp i mer detaljerte grupper. Neste kapittel beskriver disse punktene enda mer.

5.2. Kriterier og krav

Nedenfor blir det satt opp viktige egenskaper for maskinen. Egenskapene er vektet etter grad av viktighet med en poengskala fra 1 til 5.



Figur 5.1: Poengskala for rangering av produkt egenskaper.

Poengskalaen på figur 5.1 brukes til å vekte egenskaper, og bestemmer i hvilken grad de anses som viktige. Ingen egenskaper blir vektet med 1 eller 2 poeng, i og med at ingen egenskaper vil bli ansett som ikke viktig,

Tabell 5.1: Rangering av produkt egenskaper med vektning etter grad av viktighet, Pugh's metodikk.

Delmål	Egenskap	Beskrivelse	Vekting
Funksjonelle mål	Fleksibilitet	Maskindeler og elementer skal ha evnen til å kunne tilpasse seg etter endrede situasjoner og krav.	3
	Nøyaktighet	Maskindeler og elementer skal kunne passe godt sammen med tanke på avviks og toleransekrav. Framstille maskindeler og elementer etter toleranser vil sørge for at ulike deler passer sammen, selv om de kommer fra forskjellige produksjonssteder. Unngå tidskrevende tilpassningsarbeid. Avhengighet av beliggenhet mellom en boring og en aksel, har man tre hovedformer for pasninger, klaring-, mellom- og presspasning. Etter standarden ISO 1143:2010, tillates feilverdier fra det anvendte bøyemomentet innenfor 1%. Det skal unngås vibrasjon på prøvestaven. Tillate toleranser for akselen er +- 0,0025 mm ved chuckenden og +- 0,013 mm ved fri ende og for enkeltpunkts.	5
	Repetierbar	Det foregår repeterbare prosesser med tanke på gjentatte målinger av prøvestaven, og maskindeler og elementer som belastes gjentatte ganger. Det er dermed ønskelig med måltekniskutstyr, deler og elementer som er bygd for å ha lang driftstid.	4

Tabell 5.1: Forts.

Konstruksjonsmål	Robusthet	Maskindeler og elementer skal tåle påkjenninger og stress som er påført med tanke på risiko knyttet til helse og miljø.	4
	Størrelse	Maskinen skal være av en fornuftig størrelse og ikke overdimensjoneres slik at den ikke blir altfor plasskrevende.	3
	Vekt	Den skal veie så lite som det lar seg gjøre ettersom det bidrar til økt brukervennlighet og håndterbarhet.	3
	Tilvirkningsmetode	Maskindeler og elementer designes med tanke på mulige og passende tilvirkningsmetoder. Usikkerhet omkring produksjonsvolum og kostnader er ikke fordelaktig.	4
	Estetisk design	Maskinen skal ha et moderne og funksjonelt design.	3
Bruksmål	Brukervennlighet	Brukervennlig maskin. Turtallsmåler og vekselstiller skal være ved et enkelt blick forståelig, direkte og lettlest. Maskindeler og elementer skal være enkel i forhold til bruk, montering og demontering.	5
	Kompleksitet	Maskinen kommer til å inneholde mange forskjellige deler, elementer og elektrisk utstyr som sammensatt skaper et komplekst system. For å minimere kompleksiteten må systemet utformes slik at den er lett å lage, montere, demontere og betjene.	4
	Vedlikehold	Det skal være mulig å opprettholde eller gjenvinne systemets funksjonsegenskaper.	4
	Ergonomi	Mekanismene, maskinen, maskindeler og elementer skal tilpasses etter arbeidsmiljø, teknikk og operatør.	4
Sikkerhetsmål	Utforming	Ved utforming av maskindeler og elementer er det ønskelig å skape runde kanter slik at faren ikke er like stor som den kunne vært med skarpe kanter.	3
	Tildekke	Områder som kan være til fare for helse og liv skal kunne dekkes til slik at ikke klær e.l. kan dras inn i når maskinen operer og ikke opererer.	5

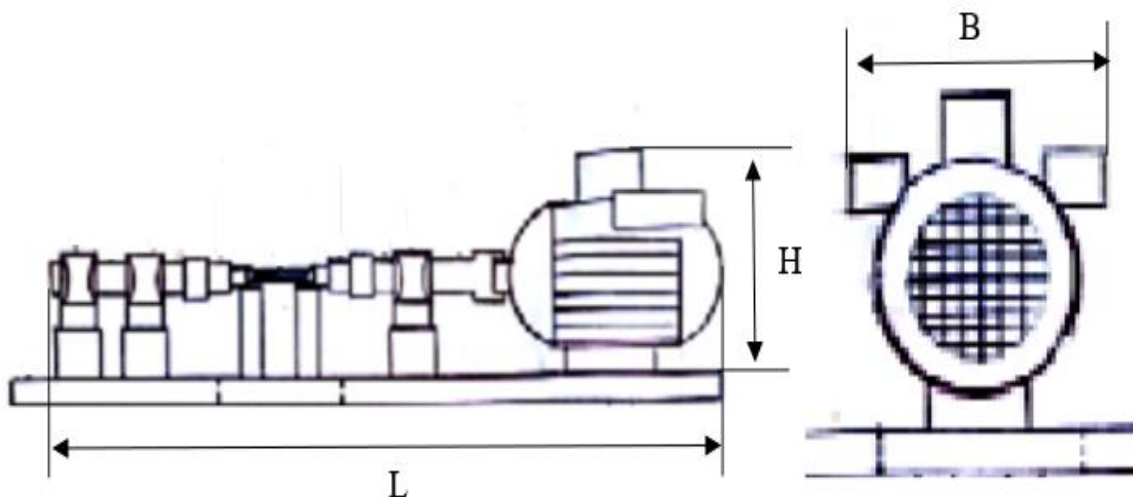
Tabell 5.1: Forts.

Økonomiske mål	Tilvirkningskostnader	Riktig valg av tilvirkningsmetoder som sikrer både kvalitet og er kostnadseffektive.	4
	Engangstilvirkning	Man går ut ifra at denne maskinen blir produsert i små serier. Det er derfor å foretrekke å gå ut fra standardiserte formvarer.	3

Egenskaper som gir vurderingspoengene 1 og 2 i skalaen som indikerer, ikke viktig og lite viktig, blir ikke tatt med. Poeng 1 og 2 blir dermed undertrykt, da det velges å prioritere spesielt viktige egenskaper.

5.3. Metriske grensespesifisering

Roterende bøyeutmattingsmaskiner leveres i forskjellige størrelser, utforming, utstyr og tekniske funksjoner. Herunder følger det oversikt over de metriske grensespesifikasjonene til maskin og benk.



Figur 5.2: Isometrisk visning av en roterende bøyeutmattingsmaskin. Denne figuren er et eksempel på hvor og hvilke dimensjoner man tar hensyn til i rapporten ved utformingen av metriske grensespesifikasjoner. L er lengden, B er bredden og H er høyden.

Fra teknologiutredningen er det identifisert tre mindre roterende bøyeutmattings-maskiner. Gjennomsnittsverdier av vekt, grensemål, effekt, turtall til disse maskinene brukes til å skaffe en oversikt over fornuftige målverdier å forholde seg til.

Disse målverdiene danner et grunnlag til grovberegninger, og gir en indikasjon på en størrelse og vekt, benken og maskinen kan ha. Samtidig vil man få en oversikt over effekt og turtall som vanligvis benyttes i de små roterende maskinene. Dette kan bidra til valg av motor.

Tabell 5.2: De metriske grensespesifikasjonene til tre mindre roterende bøyeutmattingsmaskiner med enkel-punkts belastning (Se tabell 4.5).

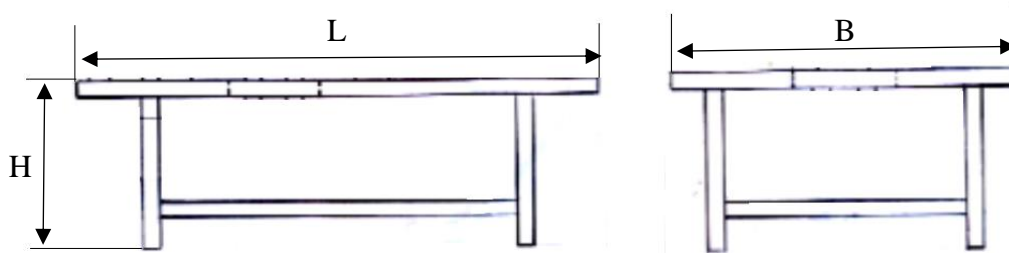
Maskin	Lengde [mm]	Bredde [mm]	Høyde [mm]	Vekt [kg]	Effekt [W]	Turtall [o/min]
 [12]	715	260	280	26	1380	2800
 [13]	600	350	400	30	1100	1800
 [14]	980	280	460	24	1150	3600

I tabell 5.2 er det bare gjort rede for dimensjoner til mindre roterende bøyeutmattingsmaskiner på grunnlag av at i kapittel 4.4 ble det konkludert med at det er de små maskinenes grensespesifikasjoner som skulle legge grunnlaget til grovspefikasjonene.

Tabell 5.3: Gjennomsnittsverdier fra maskinene fra tabell 5.2 i mm.

Lengde	Bredde	Høyde	Vekt	Effekt	Turtall
765	297	380	27	1210	2733

Videre lages det metriske grensespesifikasjoner for benken som maskinen skal plasseres på. Herunder gjøres det dermed rede for nødvendig dimensjoner på benken i samsvar med maskinens grensespesifikasjoner. Endringer på maskinens gjennomsnittsverdier kan endre seg iht. ønskede dimensjoner på benk.

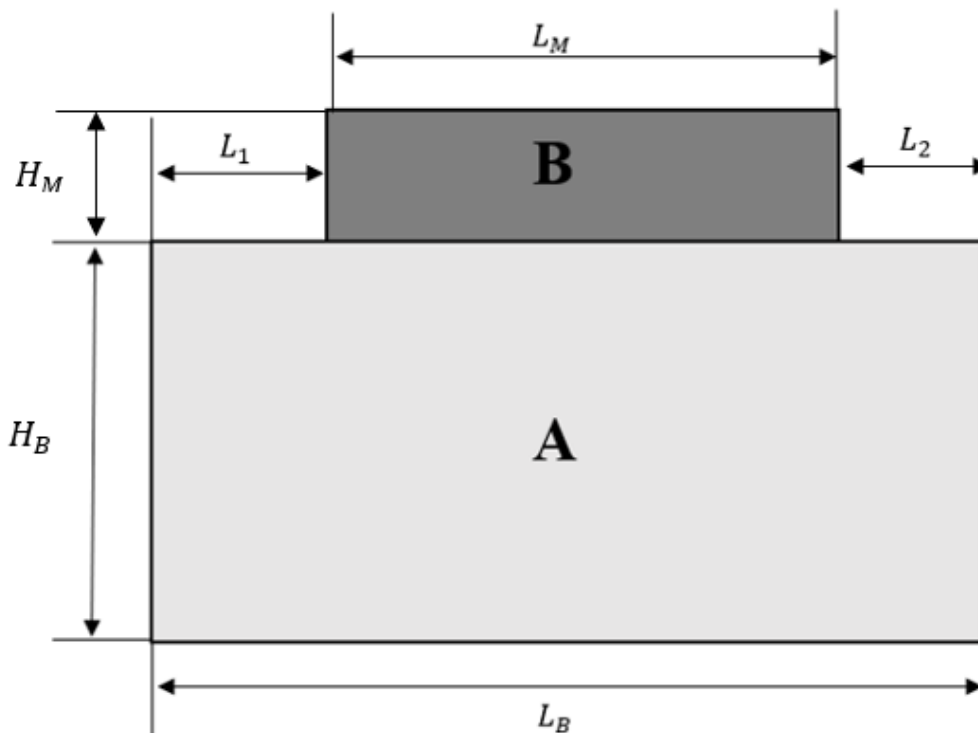


Figur 5.3: Isometrisk visning av en benk. Det er ønskelig at maskinen monteres på en benk. Derfor er det hensiktsmessig å se på dimensjoner av forskjellige benker. L er lengden, B er bredden og H er høyden.

Nedenfor benyttes det av modularisering til å skape en oversikt over toleranser: minimums-, middels, og maksimumsverdier maskinen og benken kan ha. Dette bidrar til å optimalisere senere dimensjonsvalg og det skaper et godt bilde av hvor mye maskinen rommer kontra benken den skal være på. Figur 5.4 og figur 5.5 er benken og maskinen modularisert, der boks A er benken, og boks B er maskinen med alle komponenter ferdig montert. Med et perspektiv sett forfra og fra siden dannes det toleranssmål for lengde, høyde og bredde til hver del. Herunder følger det en oversikt over hva bokstavene representerer:

A – Benk/Underlag

B – Maskinen med alle komponenter ferdigmontert.



Figur 5.4: Modularisert figur som viser framsiden av maskinen og benken. Høyden, H_B , representerer høyden på benken og høyden, H_M , representerer høyden på maskinen. Lengden, L_B , representerer lengden på benken. Lengden, L_M , representerer lengden på maskinen. Lengdene, L_1 og L_2 , representerer lengdedistansen fra en av endene til maskinen til en av endene til benken.

Lengden fra maskinen er hentet fra eksisterende maskiner (se tabell 5.2) der minimumslengden er 600 mm, og maks lengden er 1000 mm. Dette blir maskinens toleranseområde for hvor lang den kan være. Det settes derfor en minimumsverdi på 600 mm, middelvei på 800 mm og maksimumsverdi på 1000 mm. Toleranseområdet: 800 +/- 200 mm.

Benken skal konstrueres med hensyn på at maskinen skal plasseres oppå. Lengden til maskinen er avgjørende på hvilken lengde benken får. Det er ønskelig at benken skal ha nok arbeidsplass slik at det blir behagelig å arbeide på maskinens benk, ved at man har plass til utstyr, kan skrive på benken, kan utføre vedlikehold o.l.

Grunnlaget til valg av lengde på benk settes ved å se på dimensjoner til spisebord, da dette anses til å være gode nok mål for benken. Det er vanlig å beregne ca. 600 mm pr person når man sitter rundt bordet. Da får man et godt armslag [34]. Med et godt armslag på 600 mm kan man anta at det gir plass for å legge fra seg verktøy og/eller skrive. L_1 eller L_2 settes til å være minimum 600 mm. Det skrives L_1 ELLER L_2 for å holde muligheten på å kunne flytte maskinen åpen. Det settes dermed krav, der en av sidene må være minimum 600 mm, dvs. at man kan få $L_1 = 600$ mm og $L_2 = 0$ mm, der total lengden $L_1 + L_2 = 600$ mm. Maksimumskravet settes til å være to ganger så mye, altså 1200 mm og middelveien blir 900 mm. Toleranseområdet: 900 +/- 300 mm.

For å kunne spise komfortabelt bør bordhøyden være mellom 700 og 800 mm [33]. Det vurderes derfor en benkehøyde, H_B , innen det området. Toleranseområdet: 750 +/- 50 mm.

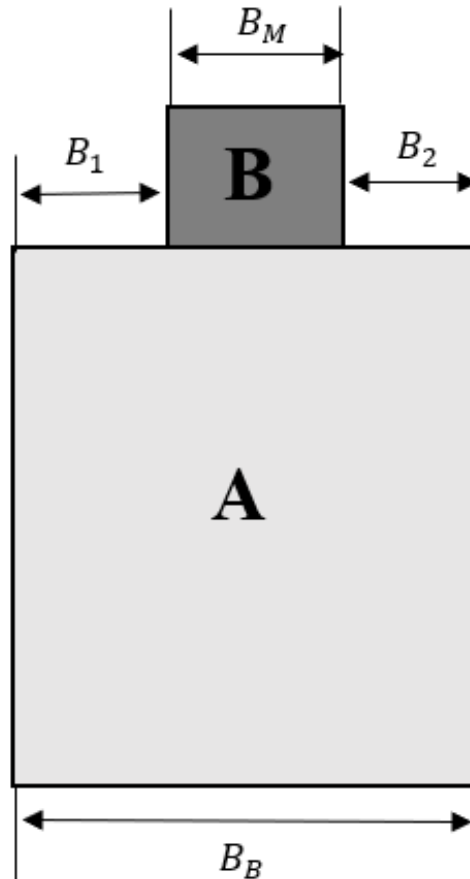
Minimumshøyden, H_M , for maskinene er 280 mm, mens maksimumshøyden er 460 mm. Toleranseområdet: 370 +/- 90 mm.

Herunder lages det en tabell med minimums-, middels- og maksverdier. Toleranseområdet: 800 +/- 200 mm fra maskinen skal ha en sammenheng med toleranseområdet: 900 +/- 300 mm der minimumsverdier fra maskinen fungerer sammen med minimumsverdier fra L_1 og L_2 . Toleranseområdet: 750 +/- 50 mm.

Tabell 5.4: *Metriske grensespesifikasjoner for lengder og høyder til maskin og benk. Tabellen viser minimums-, middels- og maksimumsverdier for lengde på maskinen og avstandslengden fra ende av maskin til ende av benk. Ved å plusse disse lengdene får man lengden, L_B , av benken. $L_1 + L_M + L_2 = L_B$. L_1 og L_2 defineres som L_{12} i tabellen. Toleranseområdet for høyden, H_B , på benken og høyden, H_M , på maskinen blir også satt i tabellen.*

Spesifikasjon	Min [mm]	Middel [mm]	Maks [mm]
Lengde på maskin, L_M	600	800	1000
L_{12}	600	900	1200
Lengde på benk, L_B	1200	1700	2200
Høyde på benk, H_B	700	750	800
Høyde på maskin, H_M	280	370	460

Etter å ha gjennomgått toleranseområder for høyder og lengder, skal det nå grovspefiseres tillatte områder for bredder. Figur 5.5 illustrerer hvilken vinkel det har blitt valgt å se bredden på.



Figur 5.5: Modularisert figur som viser siden av maskinen og benken. Bredden, B_B , representerer bredden på benken. Bredden, B_M , representerer bredden til maskinen. Breddene, B_1 og B_2 , representerer breddedistansen fra en av endene til maskinen til en av endene til benken.

Bredden fra maskinen er hentet fra eksisterende maskiner (se tabell 5.2) der minimumsbredden er 260 mm, og maksbredden er 350 mm. Dette blir maskinens toleranseområde for hvor bredden kan være. Det settes derfor en minimumsverdi på 260 mm, middelvei på 305 mm og maksimumsverdi på 350 mm. Toleranseområdet: 305 +/- 45 mm.

Benken skal konstrueres med hensyn på at maskinen skal plasseres oppå. Det har blitt gjort rede for en lengde på benken som er ønskelig å ha i forhold til maskinens lengde (se tabell 5.4), der lengden har blitt valgt med grunnlag av å skaffe et tomrom å arbeide på. Det velges en bredde med tanke på samme argument, men begrenses i større grad fordi et kvadratisk bord ville blitt overdimensjonert og være altfor plasskrevende. Det ønskes en rektangulær form på benken. Spisebord har en variasjon på bredde fra 700 mm til 800 mm. Disse målene er satt med tanke på at man skal kunne spise med personer på den ene siden og personer på andre siden. Det er ikke nødvendig for maskinen å ha personer på begge sider, og det kan tenkes at maskinen plasseres i et hjørne og da blir det umulig å gå rundt maskinen. Det velges en lavere bredde på 600 mm som blir minimumsbredden, og det settes en maksimumsbredde på 800 mm. Toleranseområdet: 700 +/- 100 mm.

B_1 og B_2 er breddedistansen fra en av endene til maskinen til en av endene til benken. $B_1 + B_2 + B_M = B_B$. Disse breddedistansene er ikke like viktige som lengdedistansene, L_1 og L_2 , men skal tilpasses etter toleranseområdene fra maskinen og benken. Dermed, med enkel pluss/minus matematikk skal minimumsverdien til, $B_1 + B_2 = B_{12}$, være 340 mm og maksverdi skal være 450 mm. Man ser på summen av B_1 og B_2 for å holde muligheten for å flytte på maskinen åpen. Toleranseområdet: 395 +/- 55 mm.

Herunder lages det en tabell med minimums-, middels- og maksverdier. Toleranseområdet: 305 +/- 45 mm fra maskinen skal ha en sammenheng med toleranseområdet: 395 +/- 55 mm fra B_{12} , som ved å plusses sammen danner toleranseområdet: 700 +/- 100 mm fra benken.

Tabell 5.5: *Metriske grensespesifikasjoner for bredder til maskin og benk. Tabellen viser minimums-, middels- og maksimumsverdier for bredden på maskinen og avstandsbredden fra ende av maskin til ende av benk. Ved å plusse disse breddene får man bredden, B_B , av benken. $B_1 + B_M + B_2 = B_B$. B_1 og B_2 defineres som B_{12} i tabellen.*

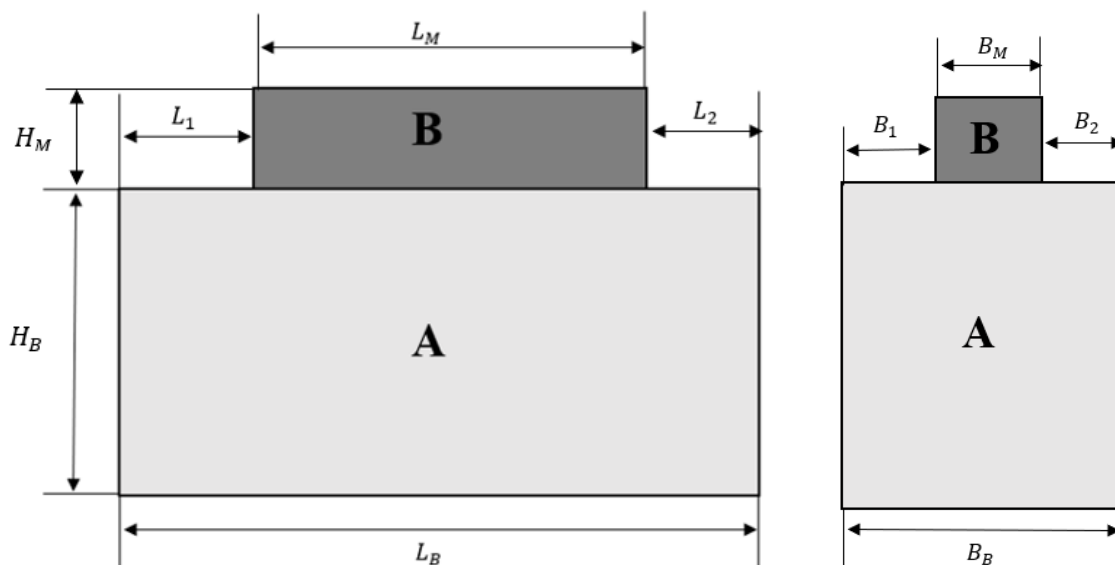
Spesifikasjon	Min [mm]	Middel [mm]	Maks [mm]
Bredde på maskin, B_M	260	305	350
B_{12}	340	395	450
Bredde på benk, B_B	600	700	800

5.4. Grovspesifisering

De optimale målene baseres på de metriske grensespesifikasjonenes middelveidier. Dette er mål som ønskes oppnådd, og kan brukes til grovberegninger.

Tabell 5.6: *Metriske grovspesifiseringer for maskinen og benken med spesifikasjon og ønsket metri/mål.*

Spesifikasjon	Metri/mål
Lengde på maskinen, L_M	800 mm
Lengde på benk, L_B	1700 mm
Høyde på benk, H_B	750 mm
Høyde på maskin, H_M	370 mm
Bredde på maskinen, B_m	305 mm
Bredde på benk, B_B	700 mm
$B_1 + B_2$	395 mm
$L_1 + L_2$	900 mm
Vekt maskin	27 kg



Figur 5.6: Modularisert figur, der venstresiden viser dimensjonsmål for høyde og lengde på maskin og benk. Høyresiden viser bredde mål til maskinen og benken. Målene som ønskes oppnådd kan man se i tabell 5.6.

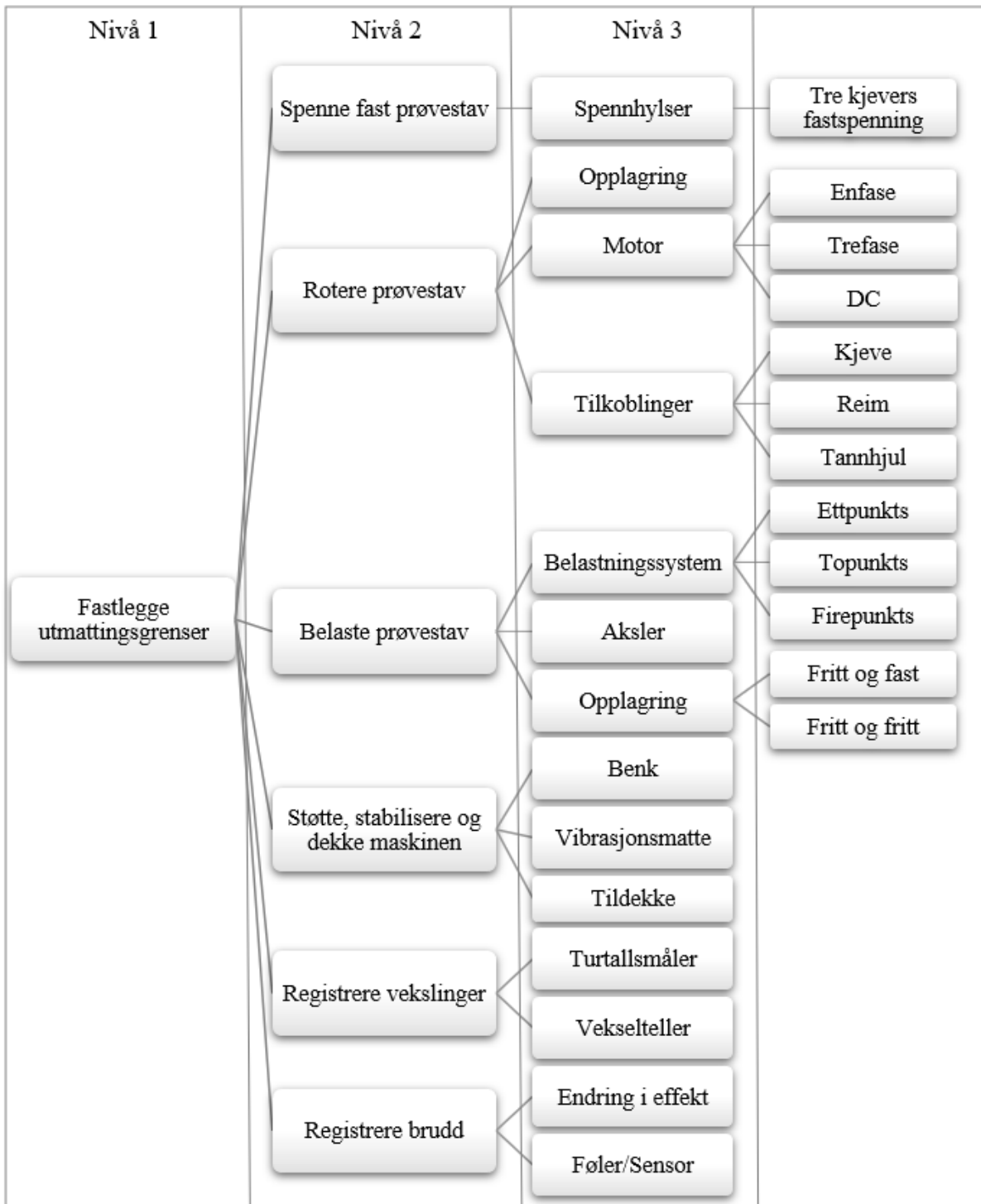
Endelige metriske grovspekifikasjoner for maskin og benk er satt i tabell 5.6. Disse målene skal bidra til å ivareta ergonomi i den forstand at man får god plass til å arbeide på benken. Målene skal også brukes til grovberegninger, slik at man får verifisert at det er fornuftige størrelser, og om det evt. må gjøres noen endringer.

6. KONSEPT/LØSNINGSUTVIKLING

Dette kapitlet gjør rede for funksjonelle forhold og løsningsalternativer for å kunne imøtekomme kundekrav, og dette danner et grunnlag for videre valg av konsept.

6.1. Funksjonsanalyse

Funksjonsanalysen er en analytisk framgangsmåte som resulterer i en systematisk og trinnvis organisering og beskrivelse av produktfunksjoner. Hva skal dette produktet gjøre og/eller være stand til å kunne gjøre slik det er illustrert nedenfor.



Figur 6.1: Funksjonsanalyse av den roterende bøyeutmattingsmaskinen. I analysen kartlegges produktets hovedfunksjon (Nivå 1) som splittes opp i delfunksjoner (Nivå 2) og deretter underfunksjoner (Nivå 3), hovedkomponenter og mulig løsningsmetoder.

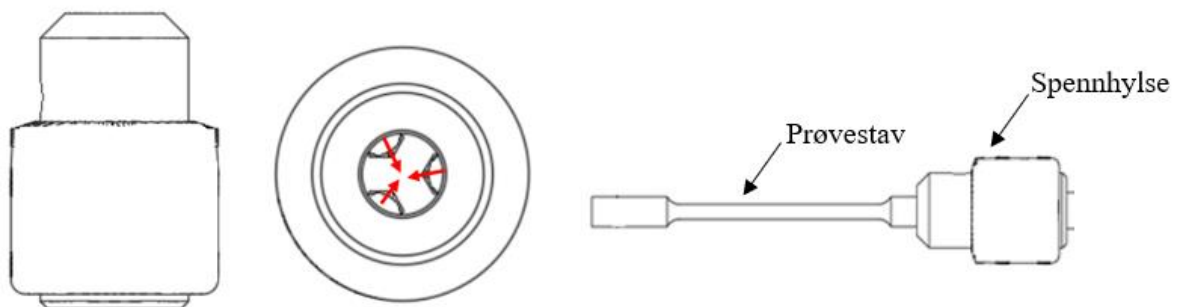
Oppbyggingen kan kort forklares nærmere på denne måte: I analysen kartlegges produktets hovedfunksjoner (Nivå 1) som splittes opp i delfunksjoner (Nivå 2) og deretter underfunksjoner (Nivå 3), hovedkomponenter og mulig løsningsmetoder. Hensikten er å skape en oversikt over alternative løsningsmetoder og dermed sammenligne det opp mot hverandre for til slutt å ende opp med den beste løsningen.

6.2. Løsningsalternativer

I tabellene under lages det en oversikt for konsept for alternative konseptskisser. Løsningsalternativene som blir skissert er alternativer for å skape delfunksjonene (Nivå 2) fra funksjonsanalysen.

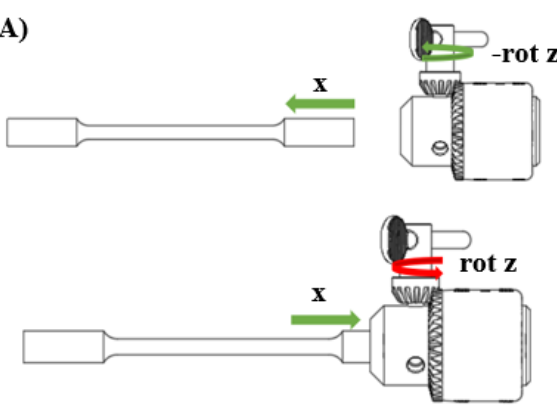
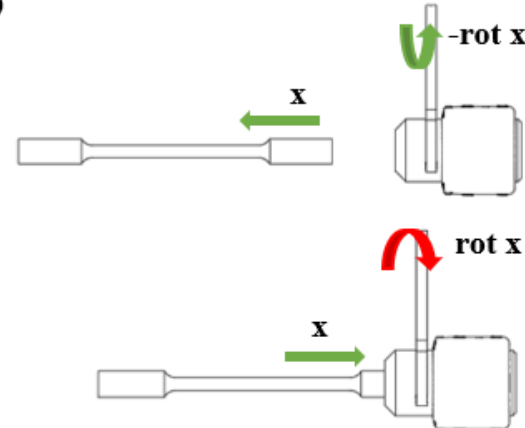
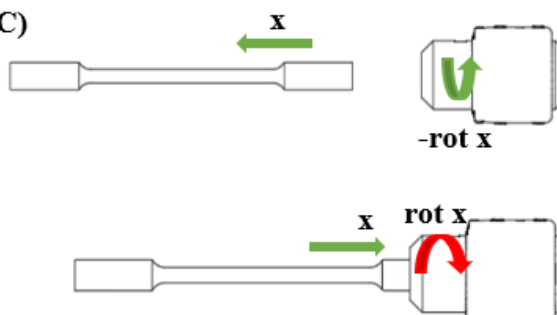
Løsningsalternativer for å «Spenne fast prøvestav»:

Figur 6.2 illustrerer en type spennhylse, tre-kjevers fastspenning, og viser i hvilken posisjon prøvestaven skal ligge. Jfr. delkapittel 3.1, koordinatsystemet som vises på figur 3.1 ligger prøvestaven langs x-retning.



Figur 6.2: Tre-kjevers fastspenning sett forfra og sett fra toppen. Denne typen spennhylse blir brukt på hver løsningsmetode for å «spenne fast prøvestav», og det lages forskjellige løsninger på strammemekanismen. De røde pilene på spennhylsen sett fra toppen viser hvordan klossene beveger seg mot hverandre for å skape en klemmekanisme. Figuren helt til høyre viser prøvestaven montert i en type spennhylse.

Tabell 6.1: Konseptskisser av spennhylser med en beskrivelse og pilhenvisninger som viser arbeidsaksen jamfør figur 3.1 fra kapittel 3. Den aktuelle spennhylsetypen er en tre-kjevers fastspennings hylse, og det ønskes å se på alternativer for hvordan prøvestaven skal strammes. Det er lagd tre løsningsalternativer. To alternativer med nøkkel, og en med håndkraft.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p> 	<p>Stramme & Løsne: Spennhylsen strammes og løsnes med en nøkkel.</p> <p>Virkemåte: Prøvestaven løsner fra hylsen når man vrir nøkkelen mot klokka (-rot z), og strammes når man setter prøvestaven inn i spennhylsen og vrir nøkkelen med klokka (rot z).</p>
<p>B)</p> 	<p>Stramme & Løsne: Spennhylsen strammes og løsnes med en hakenøkkel.</p> <p>Virkemåte: Prøvestaven løsner fra hylsen når man drar hakenøkkelen fra seg (-rot x), og strammes når man setter prøvestaven inn i spennhylsen, og hakenøkkelen dras mot seg (rot x).</p>
<p>C)</p> 	<p>Stramme & Løsne: Spennhylsen strammes og løsnes med håndkraft.</p> <p>Virkemåte: Prøvestaven løsner fra hylsen når man vrir mot klokka (-rot x), og strammes når man vrir med klokka (rot x).</p>

Tabell 6.2: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for å «Spenne fast prøvestav».

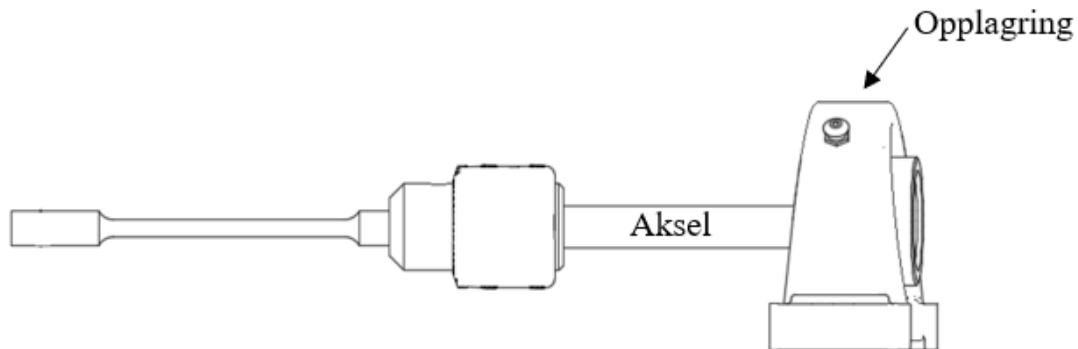
Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Kan justeres etter diameter til prøvestaven. • Lett å styre strammekraften. • Enkel i bruk. 	<ul style="list-style-type: none"> • Flere komponenter. • Dyrere.

Tabell 6.2: Forts.

B)	<ul style="list-style-type: none"> • Kan justeres etter diameter. • Lett å styre strammekraften. • Enkel i bruk. 	<ul style="list-style-type: none"> • Flere komponenter. • Dyrere.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Kan justeres etter diameter. • Færre komponenter. • Billigere. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vanskeligere å styre strammekraften.

Løsningsalternativer for å «Rotere prøvestav»:

Figur 6.3 er et eksempel på en hvilken som helst opplagring, videre utvikles det forslag for hva slags opplagring man kan ha. Figur 6.3 er et eksempel på en hvilken som helst tilkobling fra motor til aksel, videre utvikles det forskjellige typer tilkoblinger som kan være aktuelle. Figur 6.5 er et eksempel på en hvilken som helst motor, videre identifiseres det forskjellige type motorer som kan være aktuelle.

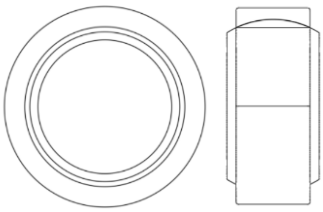


Figur 6.3: Figuren viser en prøvestav som festes på en type spennhylse, som videre er festet i en aksel. Akselen festes gjennom en opplagring som lar akselen rotere så friksjonsfritt som mulig.

Tabell 6.3: Konseptskisser av opplagring med beskrivelse. Det identifiseres tre forskjellige typer opplagringer.

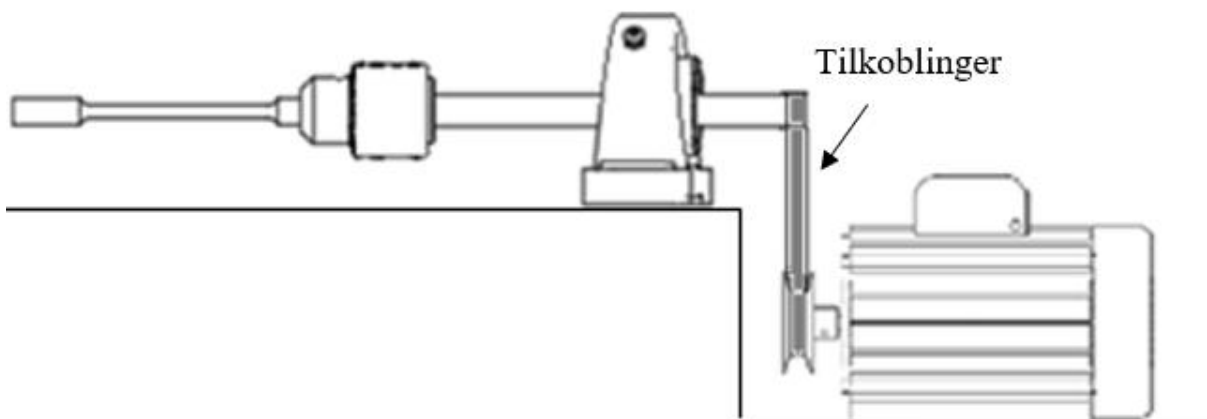
Alternativ	Beskrivelse
A) 	Kulelagre som bruker kuler som rullende elementer.
B) 	Rullelagre som bruker linjeformede kuler som rullende elementer.

Tabell 6.3: Forts.

<p>C)</p> 	<p>Glidelagre som bruker glatte overflater som en aksel kan rulle i.</p>
---	--

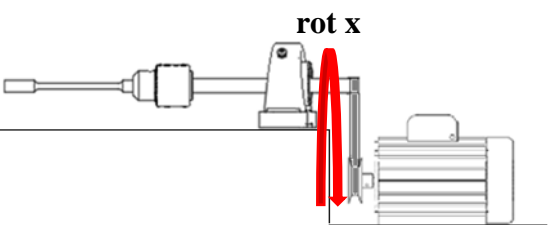
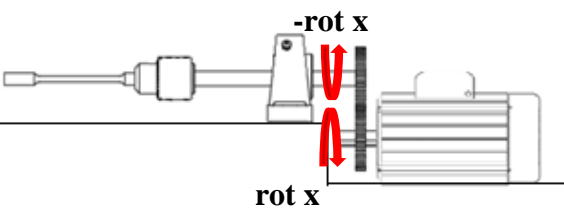

Tabell 6.4: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for «Opplagring».

Alternativ	Fordel	Ulempe
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Lite friksjon ved lave belastninger. • Ved lave belastning kan den oppnå høye hastigheter. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ved endring av diameter på akselen må det bestilles nytt lager. • Mere friksjon ved høye belastninger.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • God yteevne ved større belastninger. • Kan ta opp vinkeldreininger. • Slitesterk. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ved endring av diameter på akselen må det bestilles nytt lager.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Ingen bevegelige deler. • Lite støy. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mere friksjon.



Figur 6.4: Figuren viser en prøvestav som er tilkoblet en type spennhylse, som videre er festet i en aksel. Akselen festes gjennom en opplagring som lar akselen rotere så friksjonsfritt som mulig. Deretter, skal det i enden av akselen være en tilkobling som skaper rotasjon på akselen.

Tabell 6.5: Konseptskisser av tilkoblinger fra motor til aksel med beskrivelse. Det er lagd tre løsningsalternativer, en med reimoverføring, en med tannhjulveksling og en med kjevekobling.

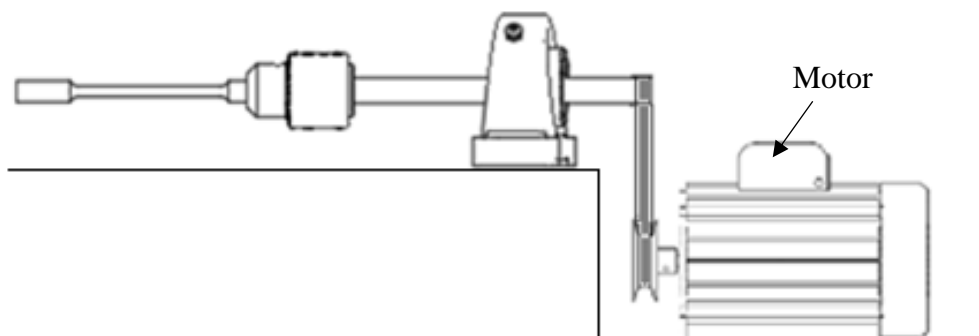
Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p> 	<p><u>Type overføring:</u> Reimoverføring fra rotoren til motoren og til ende av akselen. <u>Oppstart:</u> Når motoren starter og rotoren roterer vil akselen følge etter med en reimoverføring. Pilen roterer positivt med klokka på x-aksen (rot x).</p>
<p>B)</p> 	<p><u>Type overføring:</u> Tannhjulsveksling. <u>Oppstart:</u> Når motoren starter og rotoren roterer positivt med klokka (rot x) vil akselen rotere motsatt vei (-rot x)</p>
<p>C)</p> 	<p><u>Type overføring:</u> Kjevekobling. Rotoren til motoren og enden av akselen kobles med en kjeve som kobles til hverandre. <u>Oppstart:</u> Når motoren starter vil rotoren begynne å rotere positivt med klokka (rot x) og akselen vil følge etter.</p>

Tabell 6.6: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for «Tilkoblinger».

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Lav pris og enkel å framstille. • Kan overføre kraft på relativt større avstander. Dette gir flere plasseringsmuligheter til motoren. • Tåler høye belastninger. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ikke egnet for små avstander. • Reimen kan gli og resultere i tap av krefter. • Vanskeligere å oppnå konstant hastighetsforhold mellom driver og remskive. • Høy støy. • Lav mekanisk virkningsgrad

Tabell 6.6: Forts.

B)	<ul style="list-style-type: none"> • Høy virkningsgrad. • Bredt utvalg av overføringsforhold for å redusere eller øke hastighetsoverføringen. • Lett å vedlikeholde. 	<ul style="list-style-type: none"> • Kostbar å framstille. • Høyere fagkunnskap ved montering. • Vibrasjon og støy under drift. • Begrensede plasseringsmuligheter.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Kjøre- og drivakslar roterer med nøyaktige samme hastighet til enhver tid. • Høy virkningsgrad. • Null tilbakeslag og høy vridningsstivhet. • Enkel og billig å vedlikeholde med rimelige utskiftbare sliteelementer. 	<ul style="list-style-type: none"> • Begrensede plasseringsmuligheter.





Figur 6.5: Figuren viser en prøvestav som festes på en type spennhylse, som videre er festet i en aksel. Akselen festes gjennom en opplagring som lar akselen rotere så friksjonsfritt som mulig. Deretter, skal det i enden av akselen være en tilkobling som skaper rotasjon på akselen. Rotasjonen fremkommer av en motor.

Tabell 6.7: Konseptskisser av elektriske motorer med beskrivelse. Det er identifisert tre aktuelle motorer. Enfase, trefase og DC.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p>  <p>[45]</p>	<p><u>Motortype:</u> AC enfase induksjonsmotor.</p> <p><u>Bruksområdet:</u> Motoren brukes mest i hvitevarer man har hjemme eller bærbare maskinverktøy.</p> <p><u>Krets:</u> Drives av en vekselstrøm. Kretsen fungerer med to ledninger, og strømmen som går over dem er alltid det samme.</p>

Tabell 6.7: Forts.

<p>B)</p>  <p>[46]</p>	<p><u>Motortype:</u> AC trefase induksjonsmotor. <u>Bruksområdet:</u> Motoren brukes mest i industrielle applikasjoner der det er tilgang til en trefase strømforsyning. <u>Krets:</u> Drives av tre vekselstrømmer. Kretsen fungerer med 4 kabler der tre er ledningslinjer til overføring og en er nøytral.</p>
<p>C)</p>  <p>[47]</p>	<p><u>Motortype:</u> DC Motor <u>Bruksområdet:</u> Motoren brukes mest i heiser, vifter, pumper og biler o.l. <u>Krets:</u> Likestrømkrets.</p>

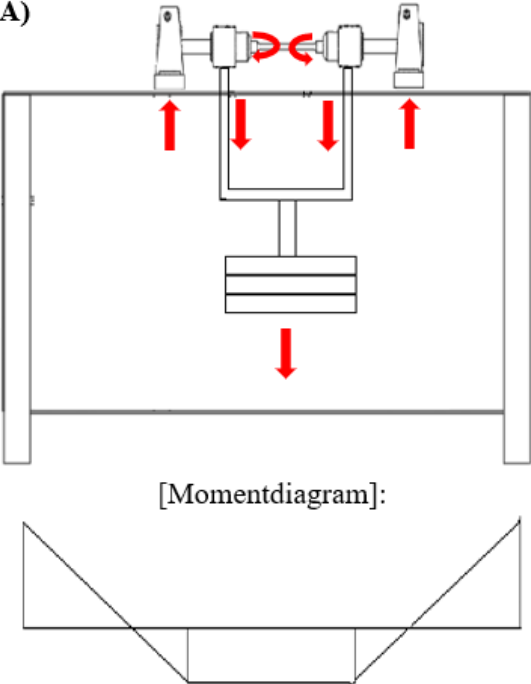
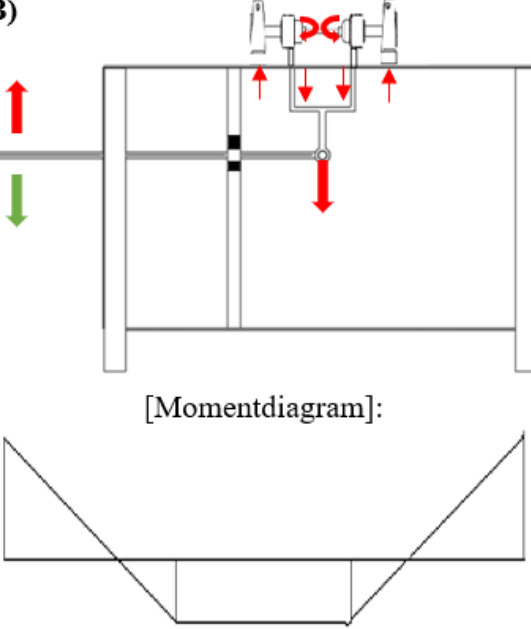
Tabell 6.8: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for motorer.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Kan kobles til enfaset strømforsyning. • Enkel å vedlikeholde • Billig 	<ul style="list-style-type: none"> • Høyt støynivå og genererer mere vibrasjoner.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Kan overføre mer strøm. • Lavere støynivå og genererer mindre vibrasjoner. • Lett å vedlikeholde. 	<ul style="list-style-type: none"> • Må ha tilgang til trefase strømforsyning. • Dyrere enn enfase.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Høyt startmoment. 	<ul style="list-style-type: none"> • Dårligere i applikasjoner hvor man ønsker bevegelsespresisjon.

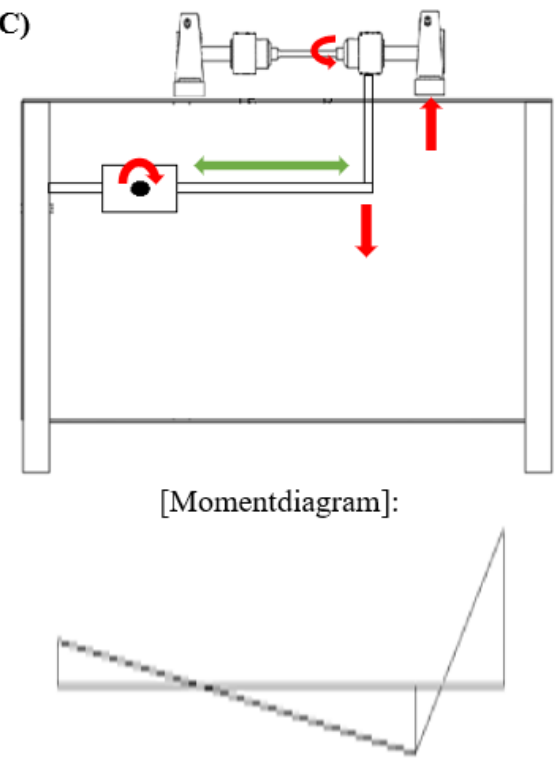
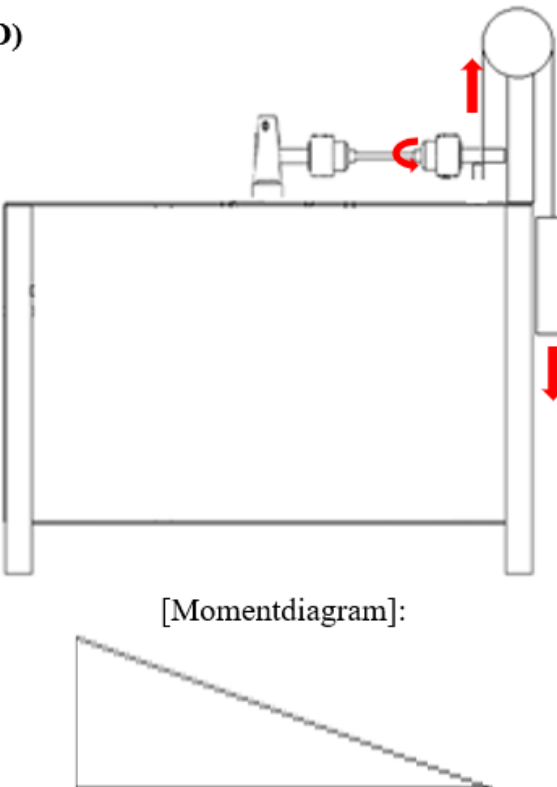
Figurene av motorer i tabell 6.7 er eksempelbilder på en motor som er hentet fra nettsider som selger disse motorene.

Løsningsalternativer for å «Belaste prøvestav»:

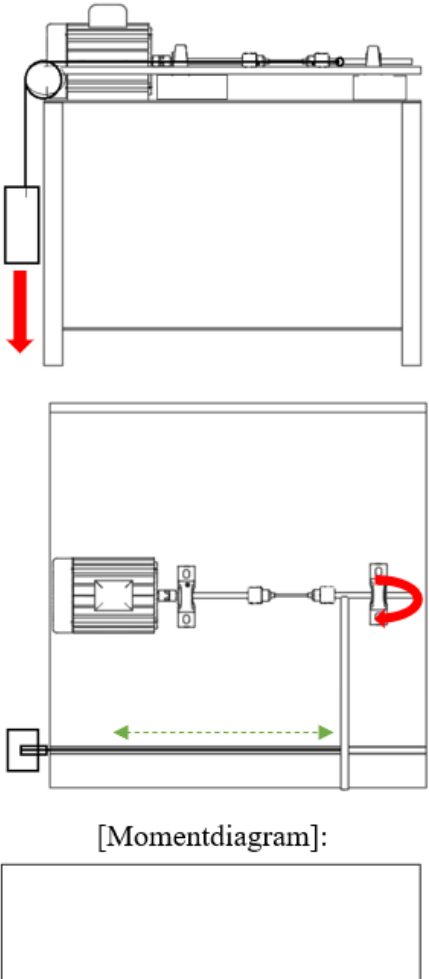
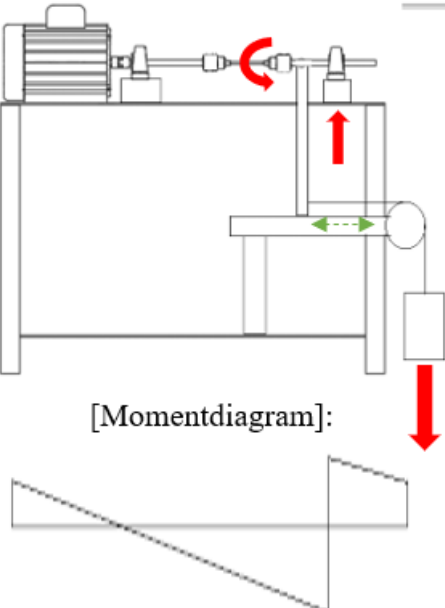
Tabell 6.9: Konseptskisser av belastningssystemer med beskrivelser. Det er lagd fire løsningsalternativer. Ved beskrivelse av belastningssystemet benyttes det aktivt av akse-benevninger for å illustrere bevegelsesmuligheter. Se koordinatsystemet figur 3.1 i kap.3.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>Et fire-punkts belastningssystem. Belastningssystemet har to lagre som er fast opplagret, og akslene som har tilkobling til spennhyslene konstrueres slik at de er frie til å rotere rundt y-aksen, rot y, og bevege seg langs z-aksen.</p> <p>Når det legges til en vekt under bordet blir det påført en kraft som deler seg til hver spennhylse. Dette skaper bøyemomentet på prøvestaven.</p> <p>Det virker to krefter negativt langs z – aksen, og to motvirkende krefter positivt langs z – aksen. Dette gir et konstant bøyemoment på prøvestaven.</p>
<p>B)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>Et fire-punkts belastningssystem. Belastningssystemet har to lagre som er fast opplagret, og akslene som har tilkobling til spennhyslene konstrueres slik at de er frie til å rotere rundt y-aksen, rot y, og bevege seg langs z-aksen.</p> <p>Samme opplagring som figur A, men en annerledes måte å påføre en kraft på. Kraften som påføres til systemet gjøres ved å dra den grå spaken positivt langs z-aksen.</p> <p>Dette gir det samme bøyemomentet som figur A. Det virker to krefter negativt langs z – aksen og to motvirkende krefter positivt langs z-aksen.</p>

Tabell 6.9: Forts.

<p>C)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>To-punkts belastningssystem. Belastningssystemet har to lagre som er fast opplagret, og akselen på den ene siden som har tilkobling til spennhyslen, konstrueres slik at den er fri til å rotere rundt y-aksen, rot y, og bevege seg langs z-aksen.</p> <p>Kraften vil bare virke på en av sidene, og blir påført ved at man flytter på loddet.</p> <p>Det vil være en kraft som virker negativt langs z-aksen og en motvirkende kraft positivt langs z-aksen. Dette gir et variabelt bøyemoment.</p>
<p>D)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>Et-punkts belastningssystem. Belastningssystemet har to lagre, der det ene lageret er fast opplagret mens det andre henger fritt.</p> <p>Kraften vil dra den fritt opplagret siden oppover ved hjelp av et trinsesystem.</p> <p>Det vil virke en kraft positivt langs z-aksen. Dette vil gi en gradvis økning på bøyemomentet.</p>

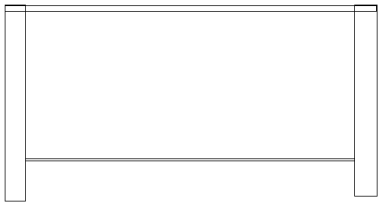
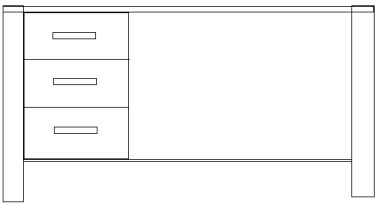
Tabell 6.9: Forts.

<p>E)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>Et-punkts belastningssystem. Dette systemet er inspirert av maskinen fra OsloMet beskrevet i kap. 4.</p> <p>Belastningssystemet har to lagre, der det ene lageret er fast opplagret mens det andre har bevegelsesmuligheter i alle retninger.</p> <p>Kraften fremkommer av et trinsesystem som drar armen langs en skinne, og skaper et konstant bøyemoment på prøvestaven.</p>
<p>F)</p>  <p>[Momentdiagram]:</p>	<p>To-punkts belastningssystem. En modifisert modell av figur E.</p> <p>Belastningssystemet har to lagre som er fast opplagret, og akselen på den ene siden som er tilkoblet til spennhylsen, konstrueres slik at den er fri til å rotere rundt y-aksen, rot y, og bevege seg langs z-aksen.</p> <p>Kraften fremkommer av et trinsesystem, som drar armen langs en skinne og skaper et variabelt bøyemoment på prøvestaven.</p>

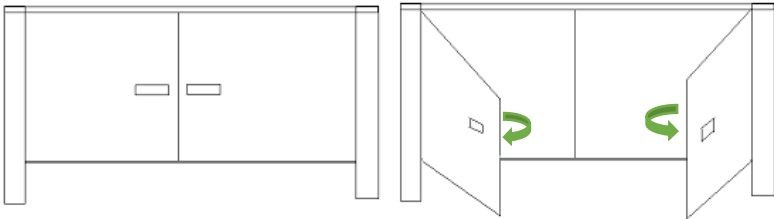

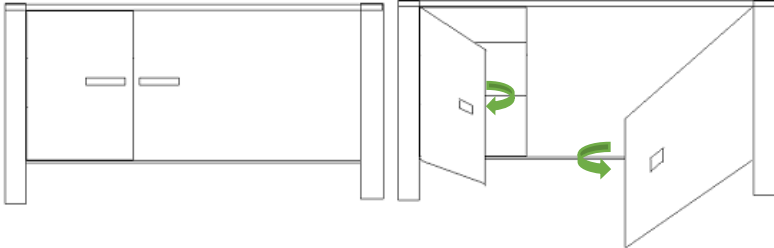
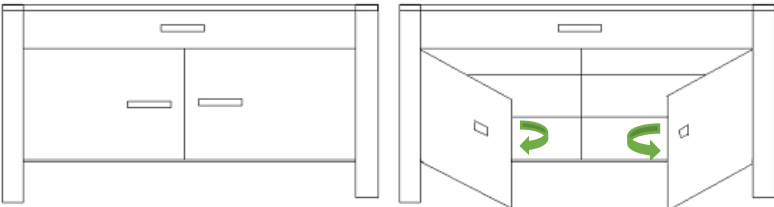
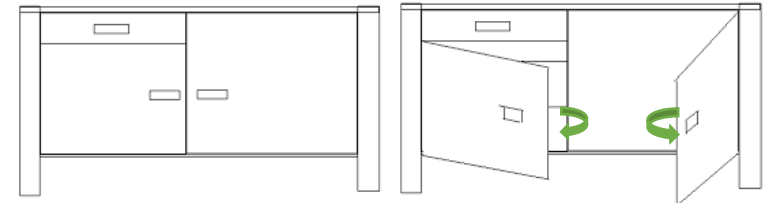
Tabell 6.10: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for belastningssystemet.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Konstant bøyemoment på prøvestav. • Enkel konstruksjon. • Enkelt å kontrollere vekt. 	<ul style="list-style-type: none"> • Store fysiske bevegelser for å ta av og på vektene.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Konstant bøyemoment på prøvestav. • Lite fysiske bevegelser for å tilføre kraft. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer komplisert konstruksjon. • Vanskeligere å kontrollere vekt.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel konstruksjon. • Lite fysiske bevegelser for å legge på vekt. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ikke konstant bøyemoment. • Vanskeligere å kontrollere vekt.
D)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel konstruksjon. • Enkelt å kontrollere vekt. • Lite fysiske bevegelser for å tilføre kraft. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ikke konstant bøyemoment.
E)	<ul style="list-style-type: none"> • Konstant bøyemoment. • Enkelt å kontrollere vekt. • Lite fysiske bevegelser for å tilføre kraft. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer komplisert konstruksjon.
F)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkelt å kontrollere vekt. • Lite fysiske bevegelser for å tilføre kraft. 	<ul style="list-style-type: none"> • Ikke konstant bøyemoment.

Løsningsalternativer for «Støtte, stabilisere og dekke maskinen»:**Tabell 6.11:** Konseptskisser av benker med beskrivelser. Det er lagd sju løsningsalternativer.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p> 	Benk med åpen løsning.
<p>B)</p> 	Benk med en delvis åpen løsning. Benken har en kommode med tre skuffer.

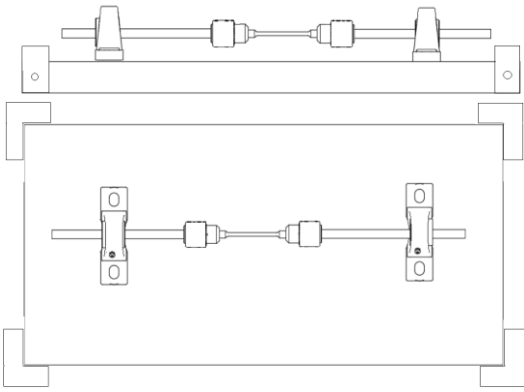
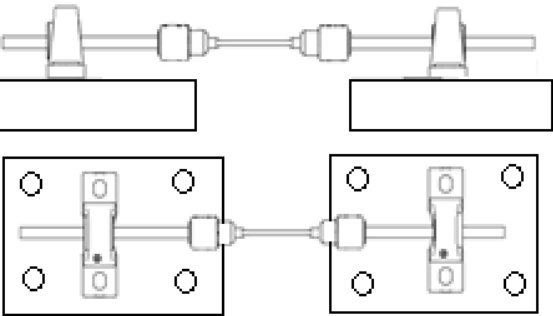
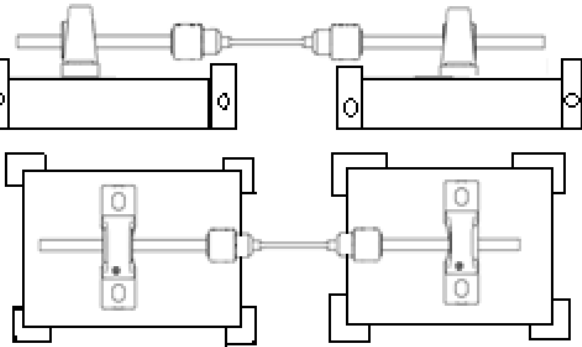
Tabell 6.11: Forts.

<p>C)</p> 	<p>Benk med lukket løsning. Benken har to dører. Den ene døren er gjennomsiktig for å kunne se gjennom. Mens den andre er for oppbevaring.</p>
<p>D)</p> 	<p>Benk med lukket løsning. Benken har en kommode med tre skuffer, og en gjennomsiktig dør.</p>
<p>E)</p> 	<p>Benk med lukket løsning. Benken har to dører, en dør for oppbevaring med hyller, og en annen med gjennomsiktig dør for å se systemet.</p>
<p>F)</p> 	<p>Benk med lukket løsning. Benken har en skuff langs hele øvre del, og to dører i nedre del. Alt for oppbevaring.</p>
<p>G)</p> 	<p>Benk med lukket løsning. Benken har en kommode med en skuff og en dør til oppbevaring, mens andre halvdel har en gjennomsiktig dør.</p>

Tabell 6.12: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for benker.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel og billig konstruksjon. • Veier mindre. • Praktisk å utføre vedlikehold • Mulighet for å bygge mekanismer under benken. 	<ul style="list-style-type: none"> • Uoversiktlig oppbevaringsplass. • Lite dekket.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Oversiktlig oppbevaringsplass. • Enkel og billig konstruksjon. • Praktisk å utføre vedlikehold • Mulighet til å bygge mekanismer under benken. 	<ul style="list-style-type: none"> • Lite dekket.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel og billig konstruksjon • Godt dekket. • Mulighet til å bygge mekanismer under benken. 	<ul style="list-style-type: none"> • Uoversiktlig oppbevaringsplass.
D)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel konstruksjon. • Oversiktlig oppbevaringsplass. • Godt dekket. • Mulighet til å bygge mekanismer under bordet. 	<ul style="list-style-type: none"> • Noe mer påkostet konstruksjon.
E)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel og billig konstruksjon. • Oversiktlig oppbevaringsplass. • Godt dekket. • Mulighet til å bygge mekanismer under benken. 	
F)	<ul style="list-style-type: none"> • Masse oversiktlig oppbevaringsplass. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer påkostet konstruksjon. • Ingen mulighet til å bygge mekanismer under benken. • Veier mer.
G)	<ul style="list-style-type: none"> • Masse oversiktlig oppbevaringsplass. • Mulighet til å bygge mekanismer under benken. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer påkostet konstruksjon. • Veier mer.

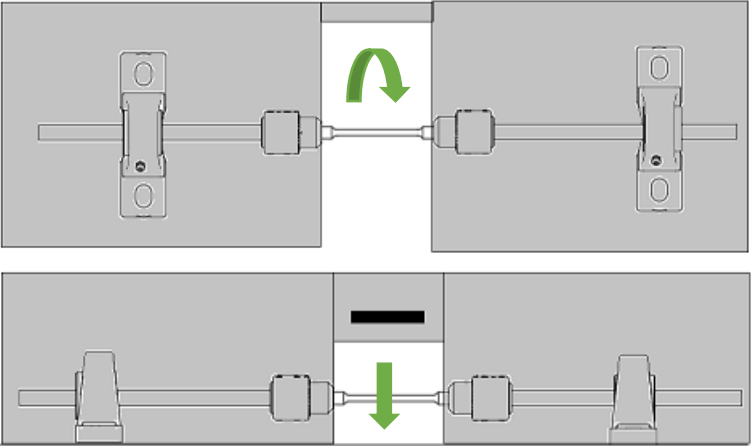
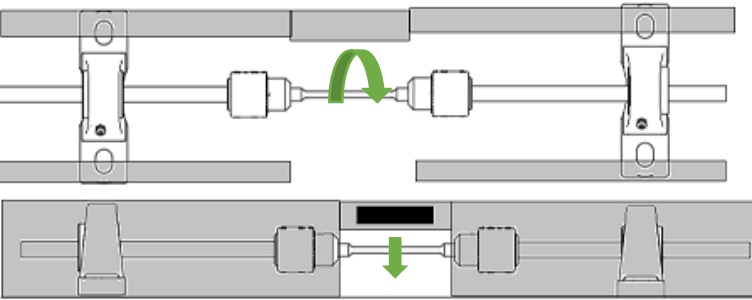
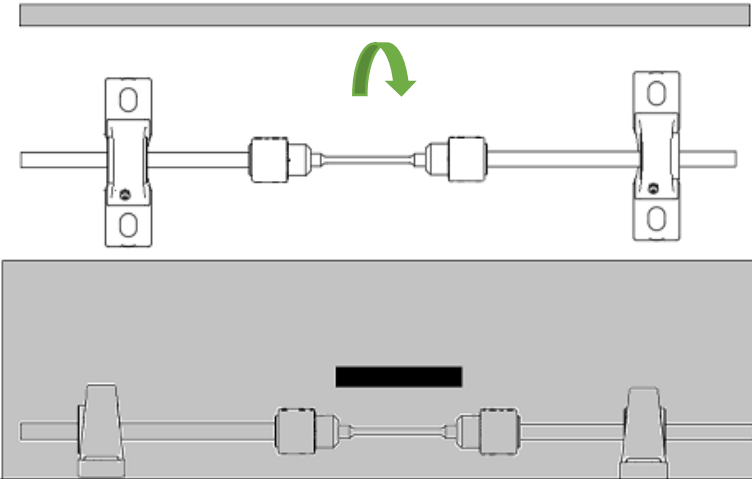
Tabell 6.13: Konseptskisser for vibrasjonsdemping. Det er lagd tre løsningsalternativer.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p> 	<p>En sammenhengende vibrasjonsplate på begge sider. Selve platen festes og strammes med vinkelbraketter på hvert sitt hjørne.</p>
<p>B)</p> 	<p>To-delt vibrasjonsplate, en på hver side. Platen skrues direkte på bordet.</p>
<p>C)</p> 	<p>To-delt vibrasjonsplate, en på hver side. Platen festes og strammes med vinkelbraketter på hvert sitt hjørne.</p>

Tabell 6.14: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for vibrasjonsdemping.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> Færre komponenter. God vibrasjonsstøtte. 	<ul style="list-style-type: none"> Tungt. Lite fleksibilitet.
B)	<ul style="list-style-type: none"> Lite vekt. God fleksibilitet. 	
C)	<ul style="list-style-type: none"> God fleksibilitet. 	



Tabell 6.15: Konseptskisser ved tildekke av maskinen. Det er lagd tre løsningsalternativer.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p> 	<p>Heldekkende gjennomsiktig tildekke som har en åpne- og lukkemekanisme midt på prøvestaven.</p> <p>Øverste figur viser maskinen sett ovenfra, mens figuren under er maskinen sett forfra.</p>
<p>B)</p> 	<p>Delvis gjennomsiktig tildekke til maskinen. Dekker sidene til komponentene fram til prøvestaven. Når maskinen kjører, kan man dekke hele prøvestaven.</p> <p>Øverste figur viser maskinen sett ovenfra, mens figuren under er maskinen sett forfra.</p>
<p>C)</p> 	<p>Heldekkende gjennomsiktig tildekke til maskinen. Dekker hele maskinen under kjøring og helt åpent når man skal operere på maskinen.</p> <p>Øverste figur viser maskinen sett ovenfra, mens figuren under er maskinen sett forfra.</p>

Tabell 6.16: Fordeler og ulemper ved løsningsalternativene for dekking.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Godt tildekke. 	<ul style="list-style-type: none"> • Vanskeligere å utføre vedlikehold.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkelt å utføre vedlikehold. 	<ul style="list-style-type: none"> • Sikkerhet er ikke like godt ivaretatt med tanke på at det er åpent på oversiden.
C)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkelt å utføre vedlikehold. • Godt tildekke. 	

Løsningsalternativer for å «Registrere vekslinger»:**Tabell 6.17:** Alternativt utstyr som registrerer turtall, turtallsmålere.

Alternativ	Beskrivelse
<p>A)</p>  <p>[37]</p>	<p>Håndholdt laserturtallsmåler. Måler turtall med en laser som leser inn digitalt hvor mange omdreininger per minutt roterende gjenstander roterer.</p>
<p>B)</p>  <p>[38]</p>	<p>Mekanisk turteller. Måler turtall ved å koble en av akslene på komponenten til den roterende mekanismen fra maskinen. Dermed vil akselen rotere med lik linje, og antall omdreininger per minutt leses opp fra det mekaniske displayet.</p>

Tabell 6.18: Fordeler og ulemper for turtallsmålerne.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Universal bruk. 	<ul style="list-style-type: none"> • Dyrt. • Lettere å miste, dermed vanskelig å vite nøyaktig turtall.
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Fast montert som en del av maskinen. 	<ul style="list-style-type: none"> • Billig. • Vanskeligere å utføre tilkoblingen.

Tabell 6.19: Alternativ utstyr for å registrere syklus, vekseltellere.

Alternativ	Beskrivelse
A)  [45]	En stoppeklokke som teller antall sekunder prøvestaven roterer til det blir brudd. Dermed, kan man beregne antall ganger den har rotert, når man har turtallet. Figuren er av en vanlig stoppeklokke, men det er tenkt at den kan kobles opp mot «registrering av brudd» komponenten. Slik at når prøvestaven når brudd vil staven stoppe å rotere og stoppeklokka stopper å telle sekunder.
B)  [40]	Mekanisk veksel teller. Den kobles til en roterende del som følger rotasjonen av prøvestaven. Når prøvestaven når brudd, vil rotasjonen stoppe, og man kan lese av denne komponenten, totalt antall omdreininger.

Tabell 6.20: Fordeler og ulemper for vekseltellere.

Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel i bruk. • Flere plasseringsmuligheter. 	<ul style="list-style-type: none"> • Mer unøyaktighet, og er avhengig av en ekstremt nøyaktig turtallsmåler
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Enkelt å lese av. • Mer nøyaktig 	<ul style="list-style-type: none"> • Begrenset plasseringsmuligheter.

Løsningsalternativer for å «Registrere brudd»:

Tabell 6.21: Konseptskisser ved for å registrere brudd. Det er lagd to løsningsalternativer. Endring i effekt og føler.

Alternativ	Beskrivelse
A)  [41]	Mikrobryter. Når brudd oppstår vil det være en eller flere deler som endrer posisjon. Dermed kan man plassere denne bryteren i en av disse stedene slik at når delen trykker borti bryteren stopper motoren.

Tabell 6.21: Forts.

<p>B)</p>  <p>[36]</p>	<p>Turtallsmåler med laser. Denne komponenten kan også erstatte vanlig målinger av turtall. Den egner seg også til å stoppe motoren når det forekommer endring i turtall på en maskindel, noe som vil oppstå når prøvestaven når brudd.</p>
--	---

Tabell 6.22: Fordeler og ulemper for å registrere brudd alternativene.

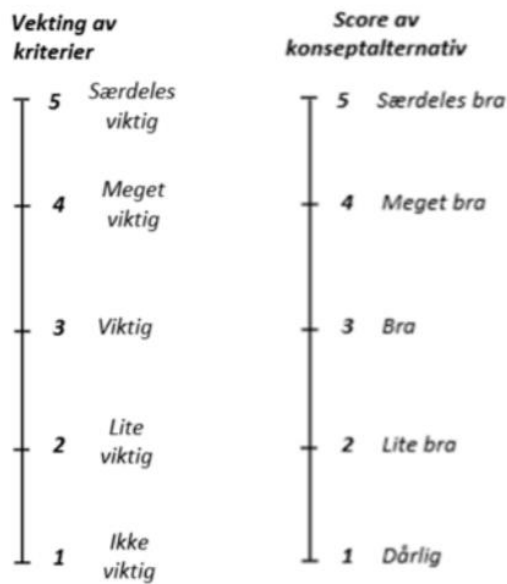
Alternativ	Fordeler	Ulemper
A)	<ul style="list-style-type: none"> • Flere plasseringsmuligheter. • Billigere. 	<ul style="list-style-type: none"> • Det fremkommer påkjenninger på komponenten
B)	<ul style="list-style-type: none"> • Ingen påkjenninger. 	<ul style="list-style-type: none"> • Færre plasseringsmuligheter • Dyrere

6.3. Løsningsscreening

I dette kapitlet lages det seleksjonsmatriser for utvelgelse av løsningsalternativene. Alle løsningsalternativer som er skissert under funksjonsanalysen rangeres med Pughs metodikk, deretter velges det hvilket alternativ som skal videreutvikles.

6.3.1. Utvikling av seleksjonsmatrise

Utviklingen av seleksjonsmatrisen baserer seg på Pughs metodikk. Alle skisserte løsningsalternativer vektet opp imot produkttegenskapene som ble definert i delkapitlet 5.2. Hvert alternativ får en score for hvor godt elementet utfyller egenskapene. Endelig poengsum til elementet blir satt ved å multiplisere verdiene for produkttegenskapene med verdien som bestemmer hvor godt elementet utfyller egenskapene.



Figur 6.6: Verdiakser som skal definere graden av kvalitative egenskaper hos løsningsalternativene i forhold til hverandre. Verdiene fra «Vekting av kriterier – aksene» brukes til å vurdere viktigheten av produktegenskapene, som er definert i delkapittelet 5.2. Verdiene fra «Score av konseptalternativer – aksene» brukes til å vurdere i hvilken grad løsningsalternativer oppfyller produktegenskapene. Ved å multiplisere en verdi fra «vekting av kriterier – aksene» med en verdi fra «score av konseptalternativer – aksene» vil man ende opp med en totalsum.

6.3.2. Egen løsningscreening

Løsningscreeningen tar for seg alle løsningsalternativer ved å lage seleksjonsmatriser. Resultatene fra seleksjonsmatrisene danner en totalsum for hvert løsningsalternativ og fungerer som grunnlag for å ta et endelig valg av løsningsalternativer man videreutvikler. Seleksjonsmatrisene poengsetter løsningsalternativene fra en score fra 1-5, som skal tilsi i hvilken grad kriteriene tilfredsstilles. Løsningsalternativene med høyest totalsum er det beste.

For hver løsningsalternativ-tabell brukes det egenskaper som anses aller viktigst for løsningsalternativet.

Tabell 6.23: Løsningscreening av løsningsalternativer for å spenne fast prøvestav.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ – Spenne fast prøvestav		
		A)	B)	C)
Fleksibilitet	3	4	4	5
Nøyaktighet	5	5	4	3
Robusthet	4	5	5	3
Størrelse	3	3	4	5
Vekt	3	3	3	4
Tilvirkningsmetode	4	5	4	5
Brukervennlighet	5	5	5	3
Kompleksitet	4	5	5	5

Tabell 6.23: Forts.

Vedlikehold	4	4	4	4
Utforming	3	3	4	5
Tilvirkningskostnader	4	5	5	4
Engangstilvirkning	4	5	5	5
Sum		205	202	191

Valg: Løsningsalternativ A) – Spennhylse med nøkkel

Tabell 6.24: Løsningscreening av løsningsalternativer for opplagring.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Opplagring		
		A)	B)	C)
Fleksibilitet	3	4	5	4
Nøyaktighet	5	5	5	3
Repeterbar	4	4	5	4
Robusthet	4	3	4	5
Størrelse	3	4	4	4
Vekt	3	4	4	4
Tilvirkningsmetode	4	3	3	3
Brukervennlighet	5	4	4	4
Kompleksitet	4	4	4	5
Vedlikehold	4	4	4	4
Utforming	3	4	4	4
Tilvirkningskostnader	4	3	3	3
Engangstilvirkning	4	5	5	5
Sum		193	208	199

Valg: Løsningsalternativ B) – Rullelager

Tabell 6.25: Løsningscreening av løsningsalternativer for tilkoblinger.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Tilkoblinger		
		A)	B)	C)
Fleksibilitet	3	5	4	4
Nøyaktighet	5	4	5	5
Repeterbar	4	4	4	5
Robusthet	4	3	4	5
Størrelse	3	3	3	5
Vekt	3	4	3	3
Tilvirkningsmetode	4	5	3	5

Tabell 6.25: Forts.

Brukervennlighet	5	4	3	5
Kompleksitet	4	5	3	5
Vedlikehold	4	5	3	4
Utforming	3	4	2	5
Tilvirkningskostnader	4	4	3	4
Engangstilvirkning	4	4	4	4
Sum		208	172	229

Valg: Løsningsalternativ C) – Kjevekobling

Tabell 6.26: Løsningscreening av løsningsalternativer for motorer.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Motorer		
		A)	B)	C)
Fleksibilitet	3	4	4	4
Nøyaktighet	5	4	5	3
Repeterbar	4	3	4	4
Robusthet	4	3	4	5
Størrelse	3	5	3	3
Vekt	3	4	3	3
Brukervennlighet	5	4	4	4
Kompleksitet	4	4	4	3
Vedlikehold	4	3	4	4
Engangstilvirkning	4	5	5	5
Sum		151	159	149

Valg: Løsningsalternativ B) – Trefase induksjonsmotor

Tabell 6.27: Løsningscreening av løsningsalternativer for belastningssystemer.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Belastningssystem					
		A)	B)	C)	D)	E)	F)
Fleksibilitet	3	4	3	4	4	4	4
Nøyaktighet	5	4	2	3	4	5	5
Repeterbar	4	4	3	4	4	4	4
Robusthet	4	4	3	4	3	4	4
Størrelse	3	4	3	5	3	2	4
Vekt	3	3	3	5	4	2	3
Tilvirkningsmetode	4	4	2	3	5	4	5
Estetisk design	3	3	4	5	2	2	4

Tabell 6.27: Forts.

Brukervennlighet	5	5	4	4	5	5	5
Kompleksitet	4	5	2	3	5	4	4
Vedlikehold	4	5	3	4	4	4	4
Ergonomi	4	3	5	4	4	3	5
Utforming	3	4	3	4	3	3	3
Tildekke	5	4	3	5	2	2	5
Tilvirkningskostnader	5	4	3	3	4	4	4
Engangstilvirkning	3	4	3	3	4	4	4
Sum		251	189	241	235	223	265

Valg: Løsningsalternativ F) – To-punkts belastningssystem

Tabell 6.28: Løsningsscreening av løsningsalternativer for benker.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Benker						
		A)	B)	C)	D)	E)	F)	G)
Robusthet	4	3	4	4	5	5	5	5
Størrelse	3	3	4	3	5	5	5	5
Vekt	3	5	4	4	3	4	3	3
Tilvirkningsmetode	4	5	5	5	4	5	3	3
Estetisk design	3	2	3	3	4	5	5	5
Brukervennlighet	5	3	4	3	4	4	4	4
Kompleksitet	4	5	5	5	4	4	3	3
Ergonomi	4	3	4	3	5	5	5	5
Utforming	3	5	4	5	4	4	3	3
Tildekke	5	1	2	5	5	5	5	5
Tilvirkningskostnader	4	5	4	5	4	4	3	3
Engangstilvirkning	3	5	4	5	4	4	3	3
Sum		164	175	188	193	203	178	178

Valg: Løsningsalternativ E) – Benk med lukket løsning

Tabell 6.29: Løsningsscreening av løsningsalternativer for vibrasjonsdemping.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Vibrasjonsdemping		
		A)	B)	C)
Robusthet	4	4	4	4
Størrelse	3	3	5	4
Vekt	3	2	4	3
Tilvirkningsmetode	4	5	5	5

Tabell 6.29: Forts.

Brukervennlighet	5	3	4	4
Kompleksitet	4	4	4	4
Vedlikehold	4	3	3	4
Utforming	3	4	4	4
Tilvirkningskostnader	4	5	4	4
Engangstilvirkning	3	3	3	3
Sum		135	148	146

Valg: Løsningsalternativ B) – To-delt vibrasjonsplate

Tabell 6.30: Løsningsscreening av løsningsalternativer for tildekke.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Tildekke		
		A)	B)	C)
Fleksibilitet	3	3	4	5
Robusthet	4	4	4	3
Størrelse	3	3	5	5
Vekt	3	4	4	4
Tilvirkningsmetode	4	3	3	5
Estetisk design	3	3	4	4
Brukervennlighet	5	3	3	5
Kompleksitet	4	4	4	5
Vedlikehold	4	3	4	5
Ergonomi	4	3	4	5
Tildekke	5	5	4	5
Tilvirkningskostnader	4	4	3	5
Engangstilvirkning	4	3	3	3
Sum		175	186	228

Valg: Løsningsalternativ C) – Heldekkende gjennomsiktig tildekke til maskinen

Tabell 6.31: Løsningsscreening av løsningsalternativer for turtallsmålere.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativ - Turtallsmålere	
		A)	B)
Nøyaktighet	5	4	5
Repeterbar	4	5	3
Størrelse	3	4	4
Estetisk design	3	5	4
Brukervennlighet	5	5	5

Tabell 6.31: Forts.

Kompleksitet	4	5	5
Ergonomi	4	4	5
Sum		128	126

Valg: Løsningsalternativ A) – Håndholdt laser turtallsmåler

Tabell 6.32: Løsningscreening av løsningsalternativer for vekseltellere.

Egenskap	Vekting	Løsningsalternativer - Vekseltellere	
		A)	B)
Nøyaktighet	5	3	5
Repeterbar	4	5	3
Størrelse	3	4	4
Brukervennlighet	5	4	5
Kompleksitet	4	5	4
Sum		87	90

Valg: Løsningsalternativ B) – Mekanisk veksel teller

Tabell 6.33: Løsningscreening av løsningsalternativer for å registrere brudd.

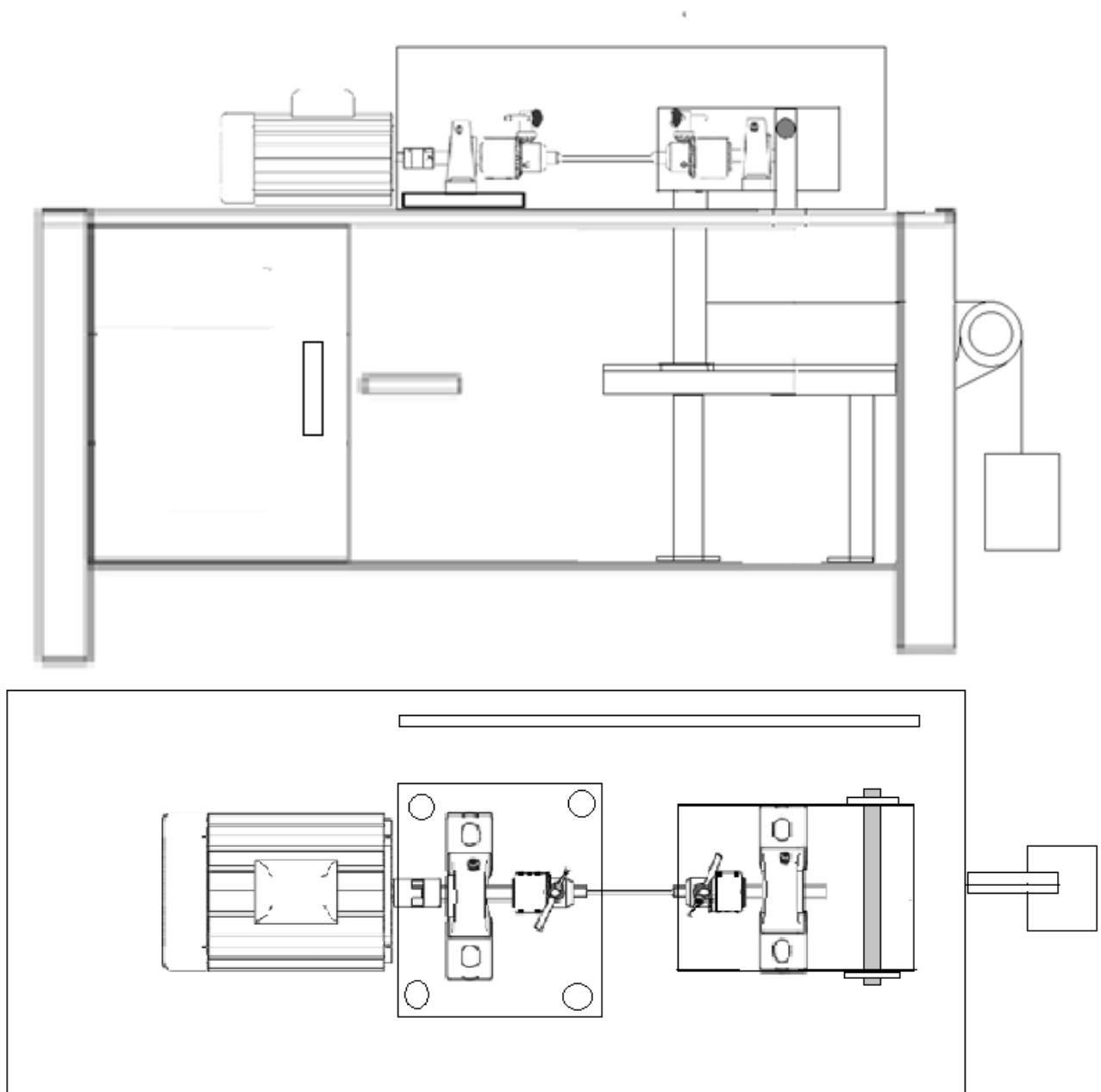
Egenskap	Vekting	Løsningsalternativer – Registrere brudd	
		A)	B)
Nøyaktighet	5	5	4
Repeterbar	4	4	4
Robusthet	4	4	5
Størrelse	3	5	5
Brukervennlighet	5	5	4
Kompleksitet	4	4	4
Vedlikehold	4	4	3
Tilvirkningskostnader	4	4	4
Engangstilvirkning	3	5	5
Sum		157	156

Valg: Løsningsalternativ A) – Mikrobryter

6.4. Løsningsvalg

Fra seleksjonsmatrisene basert på Pughs metodikk kom det frem hvilken løsning som tilfredsstillte produktets funksjoner og produktegenskapene best. Løsningsalternativene må

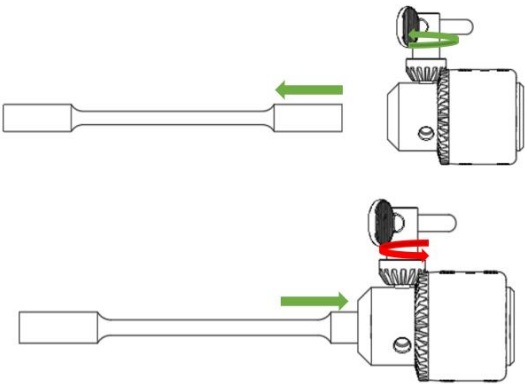
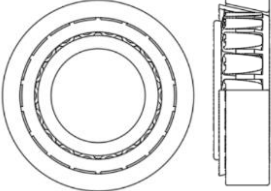
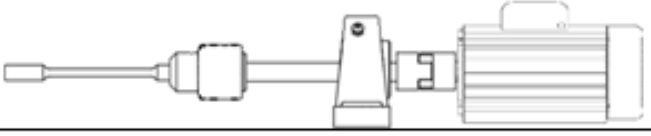
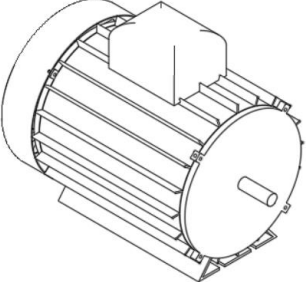
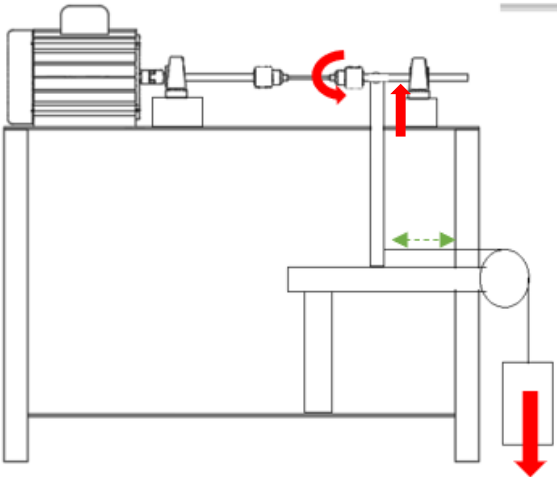
settes sammen for å utgjøre et fullverdig konsept. Det lages dermed en oversikt over de valgte løsningsalternativene.



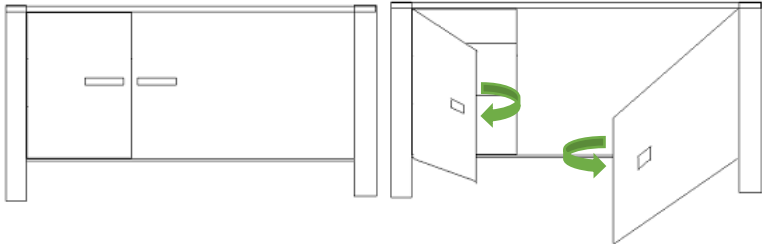
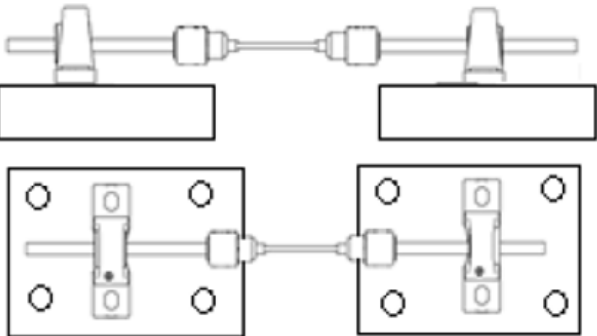
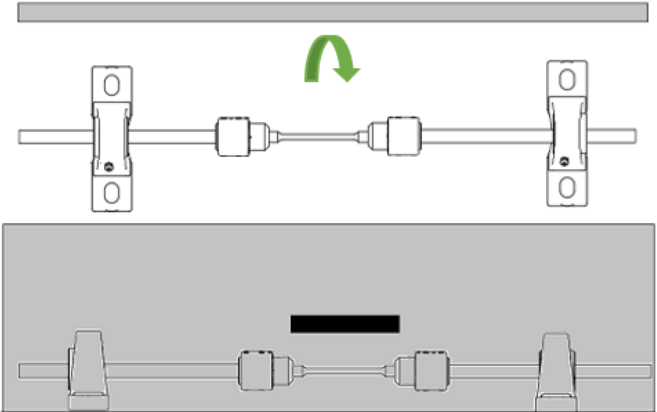


Figur 6.7: Valgte løsningsalternativer satt sammen i en tidlig helhetskisse med piler og nummerering.

Figur 6.7 viser løsningsalternativene satt sammen. Valg belastningssystemet fra tabell 6.9, figur F) har blitt modifisert, og vil trenge ekspert input og en videreutvikling gjennom oppgaven slik at den til slutt får et konstant bøyemoment. Dette påvirket utformingen av vibrasjonsdemping fra tabell 6.13, figur B).

Tabell 6.34: Valgte løsningsalternativer som følge av Pughs metodikk.

Nr .	Løsningsalternativ	Beskrivelse
1		<p>Spenne fast prøvestav med spennhylser med nøkkel.</p>
2		<p>Opplagring med rullelager.</p>
3		<p>Tilkoblinger med kjevekoblinger.</p>
4		<p>Trefase induksjons motor.</p>
5		<p>Belastningssystem som er et to-punkts belastningssystem som på tegningen ikke skaper et konstant bøyemoment på hele prøvestaven, men modifiseres til å gjøre det ved hjelp av eksterntestingen.</p>

Tabell 6.34: Forts.

6		<p>Benk med en kommode på venstre side og en gjennomsiktig dør på høyre siden.</p>
7		<p>Vibrasjonsdemping benyttes også til å regulere høyden, ettersom det kan være nødvendig for å få et helt rett system.</p>
8		<p>Tildekke av maskinen består av et heldekkende gjennomsiktig «deksel».</p>
9		<p>Håndholdt Turtallsmåler som måler med laser.</p>
10		<p>Mekanisk Vekselteller.</p>

Tabell 6.34: Forts.

11		Mikrobryter som registrer brudd ved at en bevegelig del trykker på den, slik at maskinen stopper.
----	---	--

De utvalgte løsningsalternativene utgjør en roterende bøyeutmattings-maskin, men en av de viktige egenskapene ved at belastningssystemet ikke gir et konstant bøyemoment er ikke ivare tatt. Dermed vil valgt løsning bli en viktig del av eksterntesting for å modifisere den slik at den ivaretar konstruksjonsdesignet og gir et konstant bøyemoment.

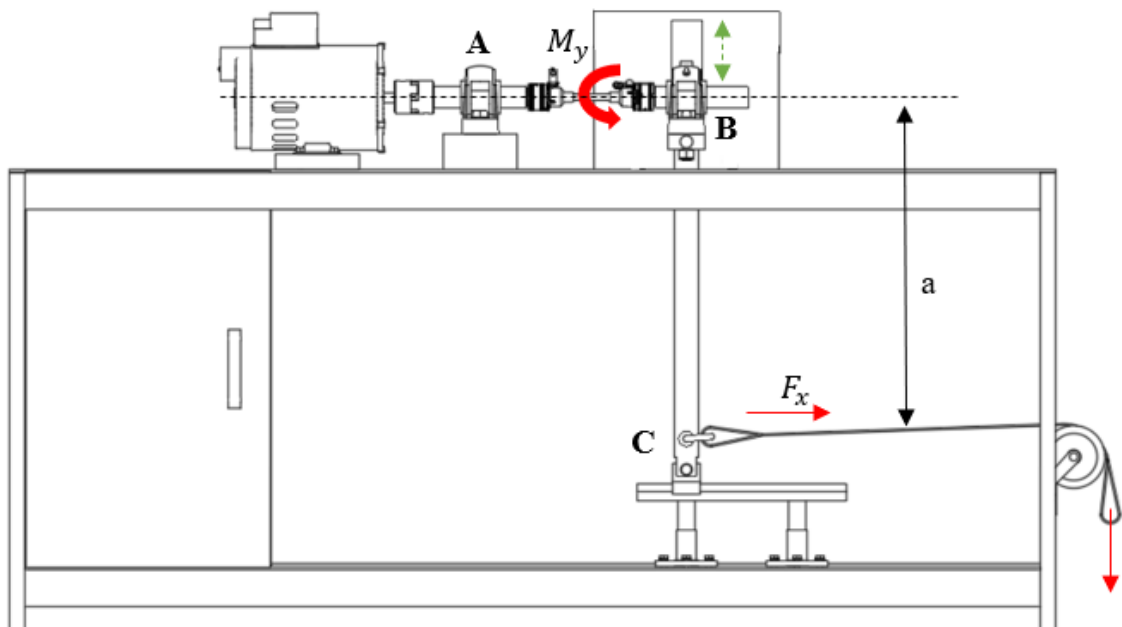
7. GROVBeregning

Ved hjelp av grunnlagsteorien og teknologiutredningen fra kapittel 4 skal dette kapitlet gjøre rede for grovberegninger til belastningssystemet og utmatting av en stållegering (Prøvestaven). Motoren som er en del av maskinen skal ved grovberegninger verifiseres, og danne en oversikt over motorens spesifikasjoner. Det gjøres også en utredning for en «worst case»-scenario.

Videre, settes det sikkerhetsfaktorer for komponenter til belastningssystemet, benken og skruer, som brukes til grovberegninger for å sikre at tillatte spenninger holder mot brudd eller flyt, og gir en indikasjon på at materialvalget er fornuftig.

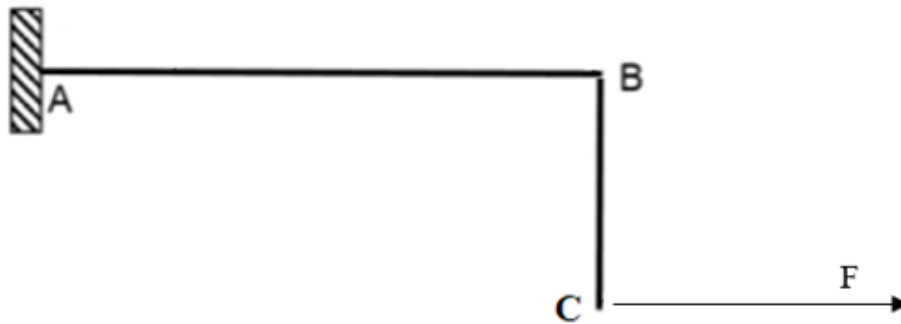
7.1. Belastningssystemet

Belastningssystemet skal ideelt gi en konstant bøyespenning gjennom hele prøvestaven. Det er derfor aktuelt å kartlegge krefter, foreslå materialer og dimensjoner og beregne hvor mange kg som systemet kan belastes med.



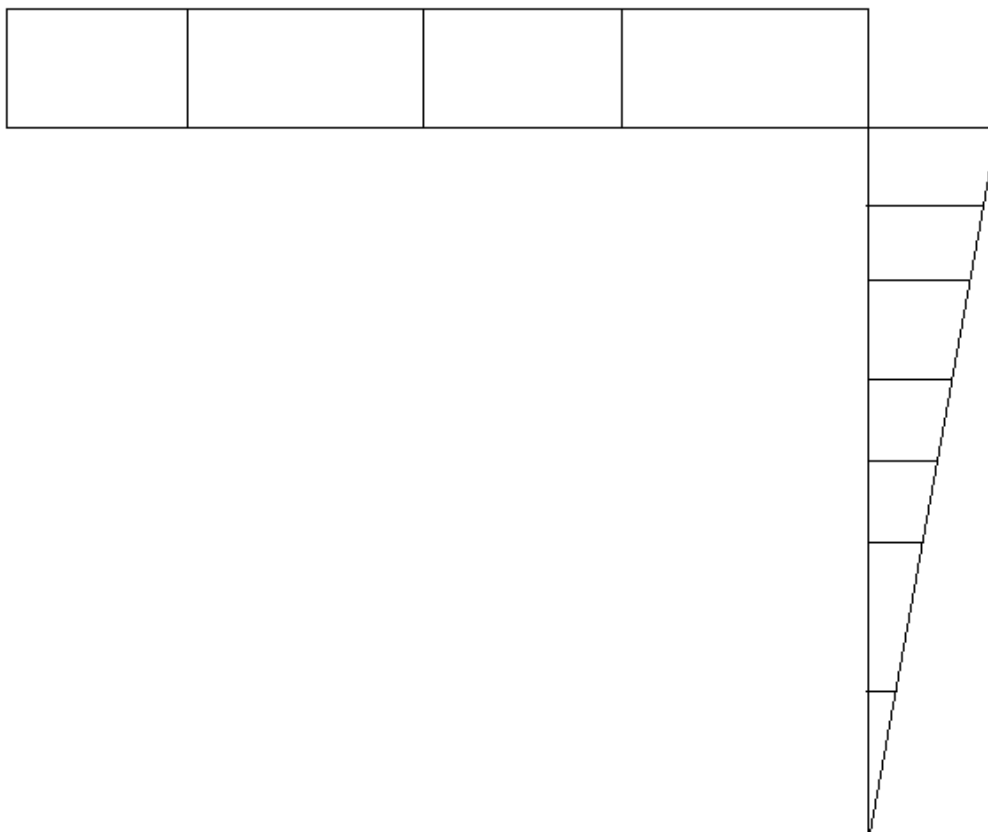
Figur 7.1: Skisse av belastningssystemet med virkende krefter. Ideelle opplagringer; Opplagringen A har ingen retnings- eller rotasjonsmuligheter, opplagring B har to frihetsgrader, z-aksen og rotasjon rundt y-aksen, rot y , og C er har tre frihetsgrader, x-aksen, z-aksen og rotasjon rundt y-aksen- rot y . (Jfr. delkapittel 3.1, figur 3.1).

Forenklet figur:



Figur 7.2: Ideelle opplagringer; Opplagringen A har ingen retnings- eller rotasjonsmuligheter, opplagring B har to frihetsgrader, z-aksen og rotasjon rundt y-aksen, rot y, og C er har tre frihetsgrader, x-aksen, z-aksen og rotasjon rundt y-aksen- rot y

Momentdiagrammet blir:



Figur 7.3: Idealisert momentdiagram for maskinen.

Det skal nå testes for en nødvendig masse i kg som skal provosere fram en kraft på armen som gir prøvestaven en konstant bøyespenning. Armen med en lengde, a , antas i denne beregningen å være 500 mm.

- Belastningstype 2: Raske og utsvingende belastninger. Dvs. last som stadig endrer seg, men som virker i samme retning. Et typisk krav til sikkerhetsfaktor i dette tilfellet er 3-5 (Vedlegg V2)

Det prøves med:

Masse: $m = 30 \text{ kg}$

Armlengde: $a = 0,5 \text{ m}$

Diameter til en helsirkulær arm: $d_a = 28 \text{ mm}$

Material og materialdata: Stål S235JR, $R_e = 225 \text{ MPa}$

For å være på den konservative siden settes det en sikkerhetsfaktor, $n = 5$.

Tillatt spenning blir:

$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n} = \frac{225 \text{ MPa}}{5} = 45 \text{ MPa} \quad (3.23)$$

Momentet om punktet B blir:

$$\Sigma M_y = 0 \quad (3.13)$$

$$M_y = F_x * a = m * g * a = 30 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,5 \text{ m} = 147,15 \text{ Nm} \quad (1)$$

Da blir bøyepeningen:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (3.16)$$

$$\sigma_b = \frac{147,15 \text{ Nm} * 10^3}{\frac{\pi * 28^3}{32}} = 68,28 \text{ MPa} \quad (2)$$

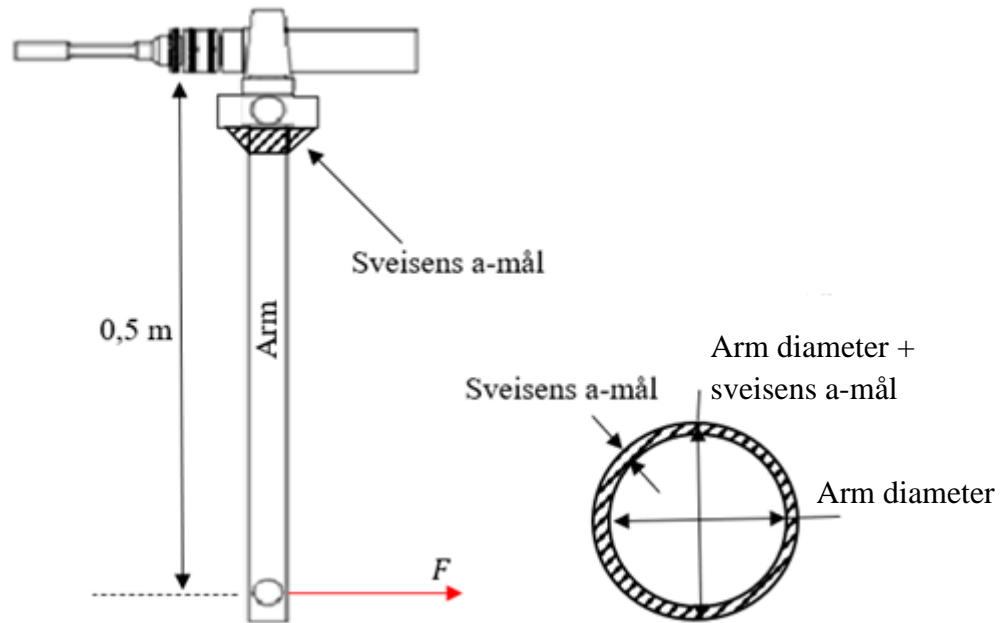
$\sigma_b > \sigma_{till}$, dvs ikke ok!

Hadde man brukt sikkerhetsfaktor på 3 eller 4 kunne dette blitt godkjent, men for å være på den sikre går man videre med en sikkerhetsfaktor på 5. Videre kan man alternativt velge et stål med høyere flytegrense, flytte på kraften eller øke diameteren på armen. Det prøves først å øke diameteren til armen til 33 mm.

$$\sigma_b = \frac{147,15 \text{ Nm} * 10^3}{\frac{\pi * 33^3}{32}} = 41,71 \text{ MPa} \quad (3)$$

$\sigma_b < \sigma_{till}$, Dvs ok!

Det er planlagt at armen skal sveises på toppen til det fritt opplagra systemet, og da er det hensiktsmessig å sjekke om sveisen holder den nye bøyepeningen på 41,71 MPa.



Figur 7.4: Arm som kilesveises på toppen.

Tester en kilesveis med et a-mål på 3 mm:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad (3.16)$$

Bøyepeningen blir dermed:

$$\sigma_b = \frac{147150 \text{ Nmm}}{\frac{\pi * 39^3}{32}} = 25,27 \text{ MPa} \quad (4)$$

Bøyepeningen vinkelrett på sveisen:

$$\sigma_{b\perp} = \tau_{b\perp} = \frac{\sigma_b}{\sqrt{2}} = \frac{25,27 \text{ MPa}}{\sqrt{2}} = 17,87 \text{ MPa} \quad (5)$$

Jevnførende spenningen på sveisen blir:

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_{b\perp}^2 + 3 * \tau_{b\perp}^2} = \quad (3.21)$$

$$\sigma_{jf} = \sqrt{17,87^2 \text{ MPa} + 3 * 17,87^2 \text{ MPa}} = 35,74 \text{ MPa} \quad (6)$$

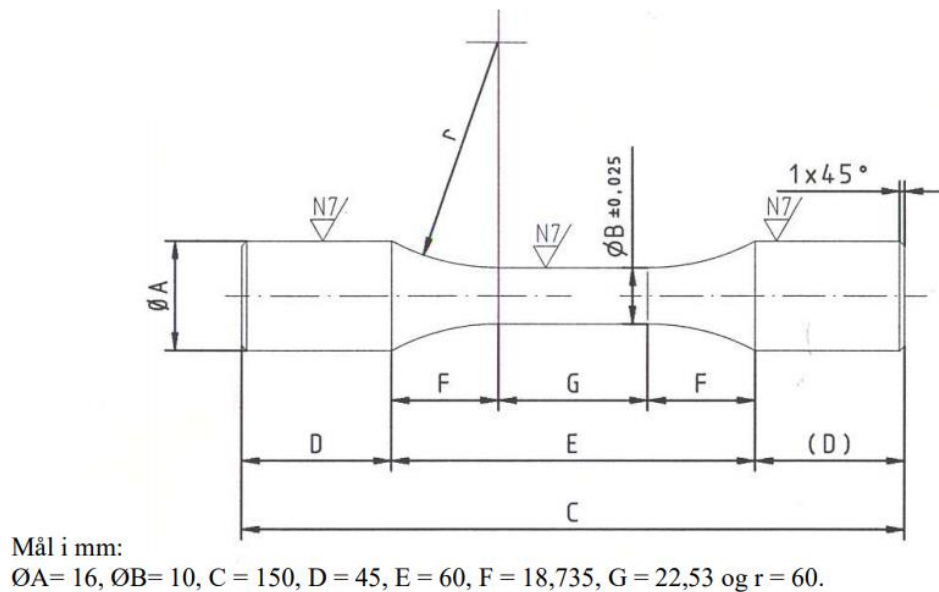
$\sigma_{jf} < \sigma_{till}$, Dvs ok !

For armen bestemmes det å gå videre med en lengde på 0,5 m, en diameter på 33 mm og det kil-sveises med et a-mål på 3 mm.

7.2. Utmatting av en prøvestav

Hensikten med maskinen er at studenter skal kunne få en praktisk innføring i hvordan vekslende spenninger påvirker rotasjonsutmatting av materialer, og at man får kjennskap til hvordan man

bruker utmattingsprøvemaskinen. Dermed, er det aktuelt for denne oppgaven å tenke seg at med en prøvestav med et tiltenkt materiale skal bli testet og beregnet på. Dette skal gi kunnskap i å analysere utmattingsdata og lage S-N kurver som kan benyttes ved dimensjonering.

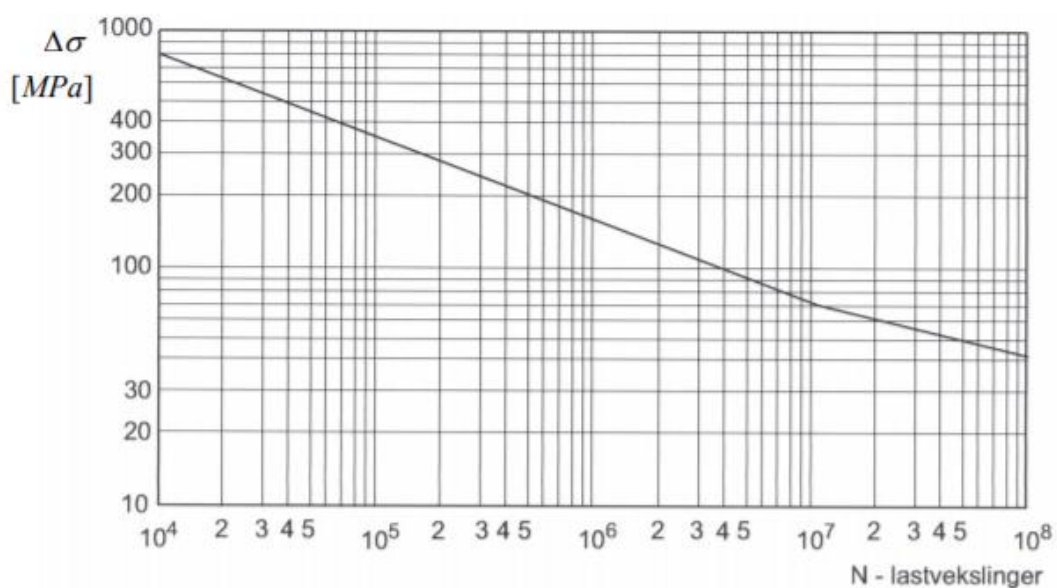


Figur 7.5: Dimensjoner til en standardisert prøvestav.

Prøvestaven har en stordiameter, ØA , og en liten diameter, ØB . Til videre beregninger brukes det gjennomsnittsdiameter til ØA og ØB fordi bruddet kan forekomme hvor som helst.

$$d_{\text{snitt}} = \frac{\text{ØA} + \text{ØB}}{2} = \frac{16 \text{ mm} + 10 \text{ mm}}{2} = 13 \text{ mm} \quad (7)$$

Prøvestaven blir utsatt for vekslende bøying. I dette tilfellet benyttes det av en S-N kurve for en aksel uten kjerv. S-N kurven vises på neste side.



Figur 7.6: S-N kurve for aksel uten kjerv [16].

Siden prøvestaven blir utsatt for bøyning i et sirkulært tverrsnitt blir den nominelle amplitudespenningen lik bøyepeningen, der a er lengden av armen og m er massen som legges til belastningssystemet.

$$\sigma_b = \sigma_a = \frac{M_b}{W_b} = \frac{m * g * a}{\frac{\pi * d_{snitt}^3}{32}} \quad (3.16)$$

Sammenhengen mellom nominell amplitudespenning og spenningsvidde er gitt ved [16]:

$$\Delta\sigma = 2 * \sigma_a \quad (3.4)$$

For å kartlegge nominell amplitudespenning og spenningsvidden, antas det at man belaster prøvestaven med tre forskjellige vekter. 10 kg, 7 kg og 5 kg.

Når $m = 10$ kg:

$$\sigma_{a1} = \frac{10 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 500 \text{ mm}}{\frac{\pi * 13^3 \text{ mm}}{32}} = 227,4 \text{ MPa} \Rightarrow \Delta\sigma_1 = 2 * 227,4 = 454,8 \text{ MPa} \quad (8)$$

Når $m = 7$ kg:

$$\sigma_{a2} = \frac{7 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 500 \text{ mm}}{\frac{\pi * 13^3 \text{ mm}}{32}} = 159,2 \text{ MPa} \Rightarrow \Delta\sigma_2 = 2 * 159,2 = 318,4 \text{ MPa} \quad (9)$$

Når $m = 5$ kg:

$$\sigma_{a3} = \frac{5 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 500 \text{ mm}}{\frac{\pi * 13^3 \text{ mm}}{32}} = 113,7 \text{ MPa} \Rightarrow \Delta\sigma_3 = 2 * 113,7 = 227,4 \text{ MPa} \quad (10)$$

For å finne den største hovedspenningsvidden i grunnmaterialet i det punktet der utmattingsprekken vil initieres, kan det løses ved å finne den geometriske spenningsvidden, $\Delta\sigma_G$. Ved å multiplisere spenningsvidden, $\Delta\sigma$, med en spenningskonsentrasjonsfaktor, K_t , vil det ivareta virkningen av tverrsnittsendringer, hull og utkapp. Spenningsviddene med geometrisk spenning kan brukes på S-N kurven for materialet uten kjerv [16].

For bøyning gir spenningskonsentrasjonsfaktoren [1]:

$$\frac{r}{D} = \frac{3}{16} = 0,1875 \text{ og } \frac{D}{d} = \frac{16}{10} = 1,6 \text{ gir } K_t \approx 1,65 \quad (11)$$

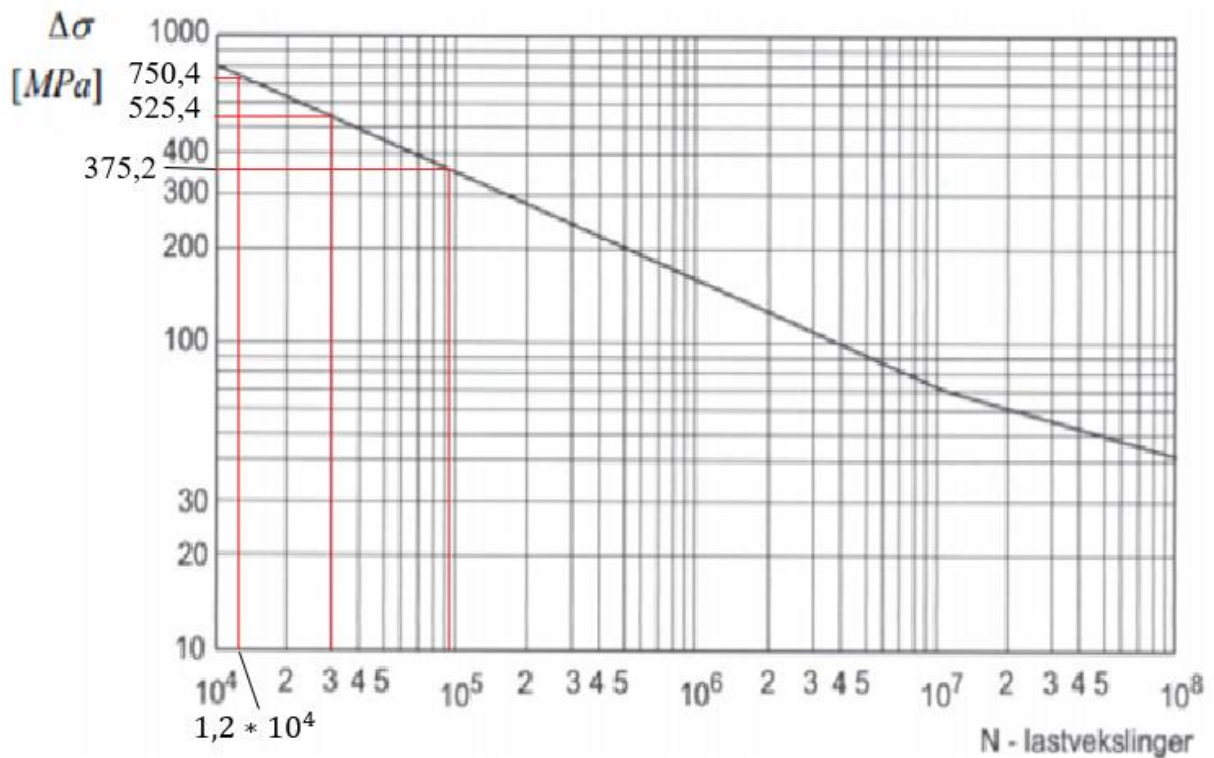
Dermed blir de geometriske spenningsviddene:

$$\Delta\sigma_{G1} = \Delta\sigma_1 * K_t = 454,8 \text{ MPa} * 1,65 = 750,4 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\Delta\sigma_{G2} = \Delta\sigma_2 * K_t = 318,4 \text{ MPa} * 1,65 = 525,4 \text{ MPa} \quad (13)$$

$$\Delta\sigma_{G3} = \Delta\sigma_3 * K_t = 227,4 \text{ MPa} * 1,65 = 375,2 \text{ MPa} \quad (14)$$

I dette tilfellet kan man lese av levetiden ved de forskjellige spenningsviddene grafisk fra S-N kurven.

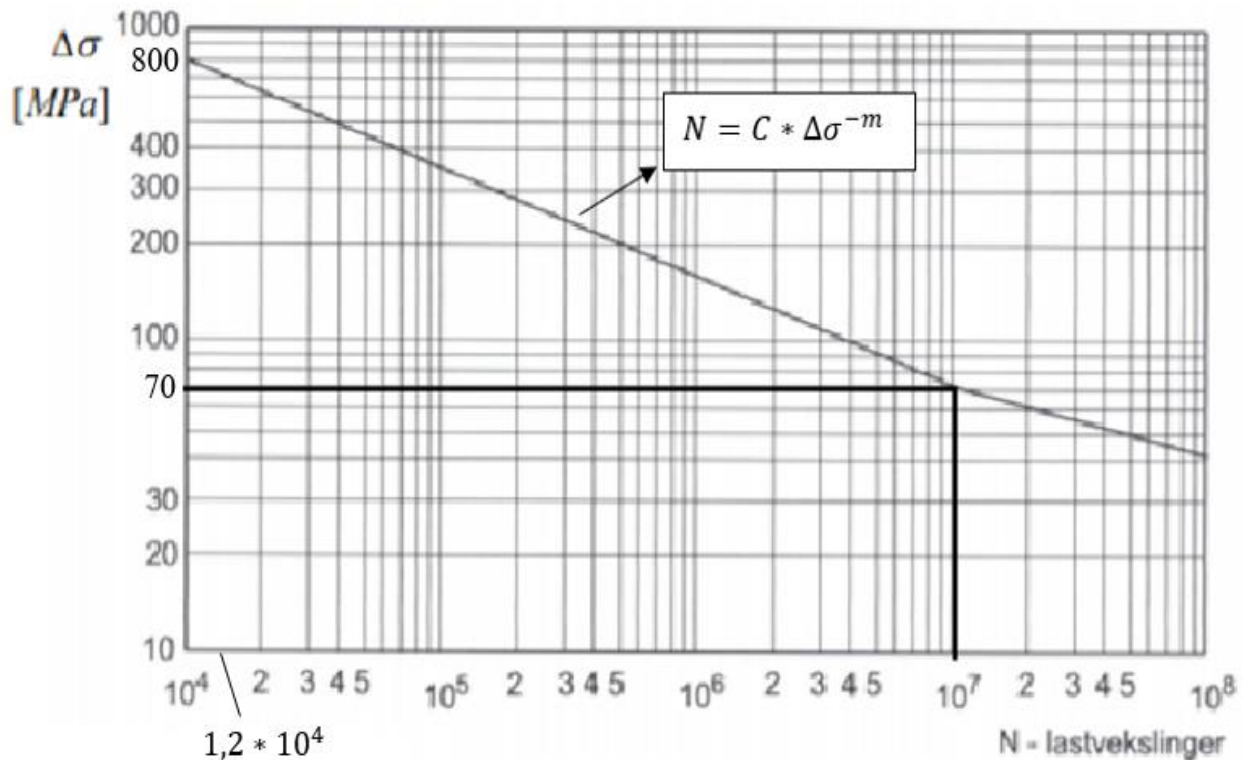


Figur 7.7: Grafisk avlesning ved de forskjellige geometriske spenningsviddene.

Tabell 7.1: Oversikt over de geometriske spenningsviddene og antall sykler til brudd.

Stav nr.	Geometrisk spenningsvidde, $\Delta\sigma_G$ [MPa]	Antall sykler til brudd, N
1	750,4	$1,2 * 10^4$
2	525,4	$3 * 10^4$
3	375,2	10^5

Man kan videre utnytte den rette linjen til å uttrykke en likning som gir antall sykler til brudd ved en spenningsvidde. Likningen uttrykkes, $N = C * \Delta\sigma^{-m}$.



Figur 7.8: S-N kurve for aksel uten kjerv. Linjen flater seg ut etter 10^7 sykluser da det antas at alle spenningsvidder under det vil gi uendelig levetid.

Det velges to punkter $(\Delta\sigma, N)$ i diagrammet hvor det er enkelt å avlese koordinatene [16].

$$(800 \text{ MPa}, 10^4 \text{ sykluser}): 10^4 = C * 800^{-m} \Rightarrow C = 10^4 * 800^m \quad (15)$$

$$(70 \text{ MPa}, 10^7 \text{ sykluser}): 10^7 = C * 70^{-m} \Rightarrow C = 10^7 * 70^m \quad (16)$$

Setter (16) = (17):

$$10^4 * 800^m = 10^7 * 70^m \Rightarrow \left(\frac{800}{70}\right)^m = \frac{10^7}{10^4} = m * \log\left(\frac{800}{70}\right) = \log 1000 \Rightarrow m = \frac{\log 1000}{\log \frac{800}{70}} \approx 2,84$$

$$\text{Fra (15): } C = 10^4 * 800^{2,84} \approx 1,88 * 10^{12} \quad (17)$$

Dermed kan antall syklus før brudd uttrykkes:

$$N = 1,88 * 10^{12} * \Delta\sigma^{-2,84} \quad (18)$$

Det er viktig å merke at for å uttrykke en likning til designkurven antas det at det har minimum blitt testet 12 prøvestaver [8].

7.3. Spesifikasjoner av en trefase induksjonsmotor

Endelig motorvalg er en trefase induksjonsmotor. Det er utgitt fra oppdragsbeskrivelsen at det er ønskelig med en motor som kan yte et turtall på 3000 rpm. Det gjøres noen antagelser på forhånd, dermed verifiseres det. Foreløpig anslås det at motoren har:

Et synkronturtall:

$$n_s = 120 * \frac{f}{p} \quad (3.38)$$

Frekvensen i Norge er 50 Hz, og det velges to poler, synkronturtallet blir:

$$n_s = 120 * \frac{50 \text{ Hz}}{2} = 3000 \text{ rpm} \quad (19)$$

Når maskinen kjører med full last, blir vanligvis hastigheten 3-4 % lavere på grunn av «slip» [14].

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (3.39)$$

$$n = 2850 \text{ rpm} \quad (20)$$

Andre antagelser:

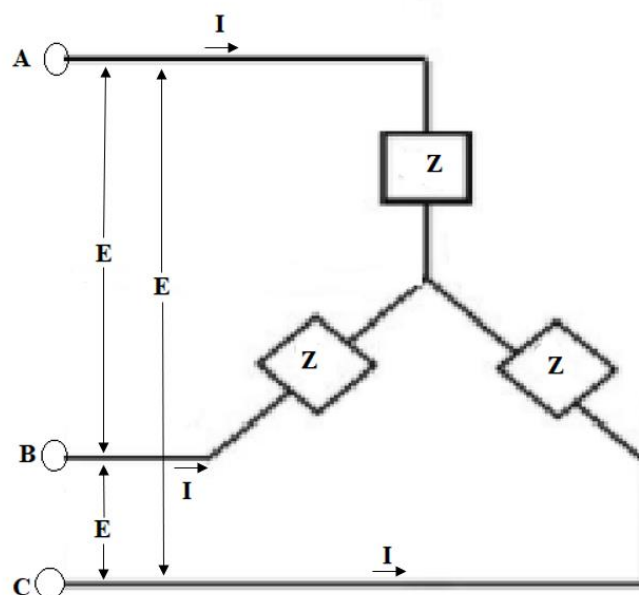
Spenning fra strømforsyning, $E = 230 \text{ V}$

Strøm, $I = 5 \text{ A}$

Total aktiv effekt tilført stator, $P = 746 \text{ W}$

Virkningsgrad, $\eta = 0,9$

Trefase motor med en Y-kobling.



Figur 7.9: Spenning- og strømforhold i en trefase Y-kobling med tre impedanser.

Total tilsynelatende effekt:

$$S = \sqrt{3} * E * I = \sqrt{3} * 230 \text{ V} * 5 \text{ A} = 1991,9 \text{ VA} \quad (21)$$

Total reaktiv effekt:

$$Q = \sqrt{S^2 - P^2} = \sqrt{1991,9^2 \text{ VA} - 746^2 \text{ W}} = 1846,9 \text{ var} \quad (22)$$

Effekt faktor:

$$\cos \theta = \frac{P}{S} = \frac{746 \text{ W}}{1991,9 \text{ VA}} = 0,37 \quad (23)$$

Spenning, E_Z til hver grein er:

$$E_Z = \frac{E}{\sqrt{3}} = \frac{230 \text{ V}}{\sqrt{3}} = 132,8 \text{ V} \quad (24)$$

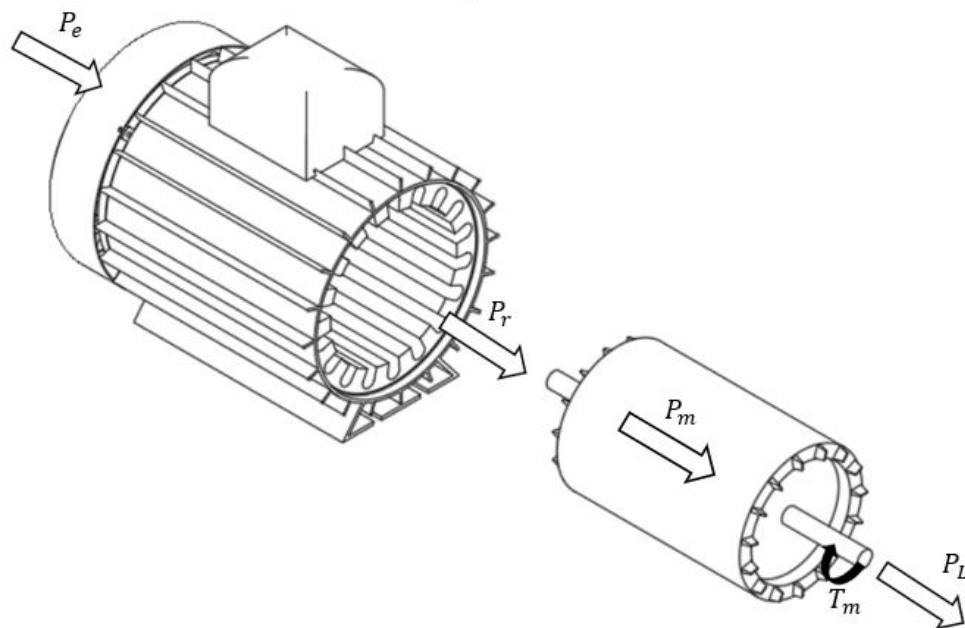
Strømmen per grein blir dermed:

$$I_Z = \frac{S}{E * \sqrt{3}} = \frac{1991,9 \text{ VA}}{230 \text{ V} * \sqrt{3}} = 5 \text{ A} \quad (25)$$

Impedansen, Z , per grein blir dermed:

$$Z = \frac{E_Z}{I_Z} = \frac{132,8 \text{ V}}{5 \text{ A}} = 26,56 \Omega \quad (26)$$

For å gjøre det litt enklere settes det en virkningsgrad på 0,9, og det beregnes derfor ikke verdier for tap fra stator, rotor, vind og friksjon.



Figur 7.10: Forenklet eksplisjonsvisning som viser effektløpet i de forskjellige fasene. P_e , er levert effekt til statoren, P_r er levert effekt til rotoren, P_m er den mekaniske effekten, P_L er den mekaniske effekt levert til lasten og T_m er dreiemomentet til rotoren.

P_L er gitt ved:

$$P_L = P_e * \eta = 746 \text{ W} * 0,9 = 675 \text{ W} \quad (27)$$

Siden det har blitt valgt å se bort i fra friksjonstap blir $P_L = P_M$.

Dreiemomentet på rotoren blir dermed:

$$T_m = \frac{P_m * 9,55}{n} = \frac{675 \text{ W} * 9,55}{2850 \text{ rpm}} = 2,3 \text{ Nm} \quad (3.40)$$

$$T_m = \frac{675 \text{ W} * 9,55}{2850 \text{ rpm}} = 2,3 \text{ Nm} \quad (28)$$

Kan dermed anta at låst rotor dreiemoment blir:

$$1,5 * T \quad (3.35)$$

$$3,45 \text{ Nm} \quad (29)$$

og maksimalt dreiemoment blir:

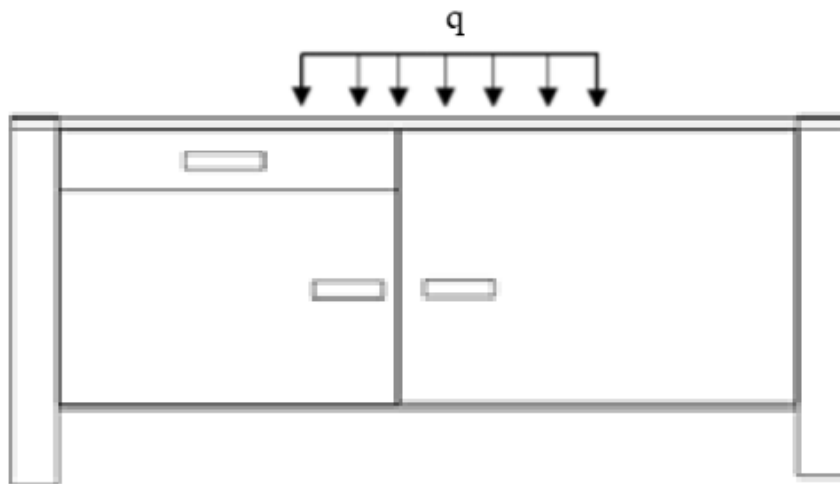
$$2,5 * T \quad (3.36)$$

$$5,75 \text{ Nm} \quad (30)$$

Motoren leverer dermed et synkronturtall på 3000 rpm og et turtall på 2850 rpm på prøvestaven med en trefase AC induksjonsmotor med ca. 1 HP og en virkningsgrad på 0,9.

7.4. Spenninger til benk

Maskinen skal plasseres på en benk, dermed blir benken utsatt for en statisk belastning. Belastningstype 1: Normale statiske belastninger. Dvs. en permanent last eller last som ikke endrer seg raskt. Et typisk krav til sikkerhetsfaktor ligger mellom 1-3 (Jfr. vedlegg V1). Til beregninger av benken brukes det en sikkerhetsfaktor på 3.



Figur 7.11: Benk som blir utsatt for en delvis jevnt fordelt last som fremkommer av maskinen.

Benkkonstruksjonen blir i figuren herunder illustrert som en fast innspent bjelke med delvis jevnt fordelt last. Dimensjoner hentes fra kap. 5.4 Grovspesifisering:

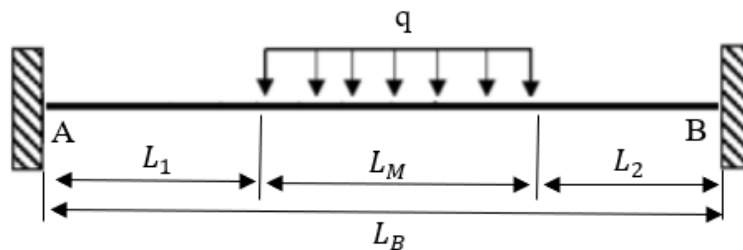
$$L_M = 800 \text{ mm}$$

$$L_1 = 450 \text{ mm}$$

$$L_2 = 450 \text{ mm}$$

Den jevnfordelte lasten når den utsettes med en masse på 27 kg:

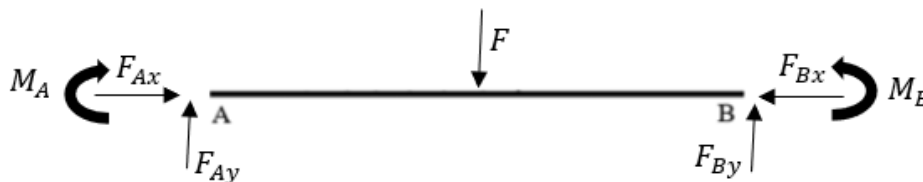
$$q = m * g = 27 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 264,87 \text{ N/m} \quad (31)$$



Figur 7.12: Fast innspent bjelke med delvis jevnt fordelt last.

Figuren nedenfor kartlegger virkende krefter, samt gjør om den jevnt fordelte lasten til punktlast midt på bjelken:

$$F = q * L_M = 264,87 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 0,8 \text{ m} = 211,896 \text{ N} \quad (32)$$



Figur 7.13: Kartlegging av krefter, og omgjøring fra delvis jevnt fordelt last til en punktlast midt på bjelken.

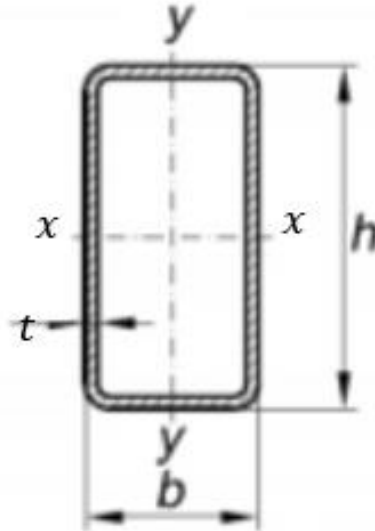
$F_{Ax} = F_{Bx} = 0$, I teorien går angrepslinja gjennom bjelketverrsnittets nøytralakse i hele bjelkens lengde, og vil ikke gi de horisontale kreftene noe bøyemoment og forårsaker heller ikke bøyepenninger. I virkeligheten blir bjelken litt bøyd og da vil ikke disse kreftene gå gjennom nøytralaksen, og vil da gi et moment, men såpass lite at det vanligvis velges å se bort fra dem.

$$F_{Ay} = F_{By} = \frac{F}{2} = \frac{211,896 \text{ N}}{2} = 105,948 \text{ N} \quad (33)$$

$$M_A = M_B = -\frac{FL}{8} = -\frac{211,896 \text{ N} * 1,7 \text{ m}}{8} = -45,028 \text{ Nm} \quad (34)$$

$$M_{maks} = \frac{FL}{8} = \frac{211,896 \text{ N} * 1,7 \text{ m}}{8} = 45,028 \text{ Nm} \quad (35)$$

Nå som det har blitt beregnet krefter som virker på benken, er det ønskelig å se på en antatt egnet profil og materialvalg for rammen. Det gjøres en test med et standardisert rektangulært hulprofil med stålmaterialet S235JR. Betegnelsen for valgt profil er KFHUP 60x40x3 Stål NS 12 143 [17].



Figur 7.14: Rektangulær hulprofil [12].

Tabell 7.2: Materialdata for KFHUP 60x40x3 Stål NS 12 143.

Dimensjoner h x b x t	Bøyningssakse x-x	Flytegrense
	W_x	R_e
mm	$mm^3 * 10^3$	N/mm^2
60 x 40 x 3	8,21	225

$$\sigma_b = \frac{M_{maks}}{W_x} = \frac{45,028 Nm * 10^3}{8,21 mm^3 * 10^3} = 5,48 N/mm^2 \quad (36)$$

Flytegrense, R_e , til stålet S235JR er $225 N/mm^2$ og det har blitt valgt en sikkerhetsfaktor, n , på 3 (Vedlegg V2). Dermed blir tillatt spenning:

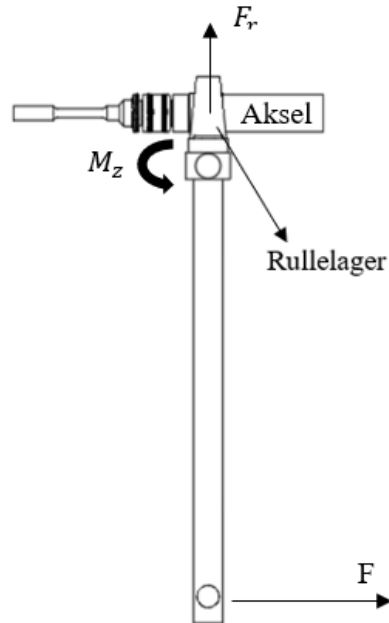
$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n} = \frac{225 \frac{N}{mm^2}}{3} = 75 N/mm^2 \quad (37)$$

$\sigma_b < \sigma_{till}$, dvs at konstruksjonen holder.

7.5. Lagre og skruer

Dette delkapittelet gjør rede for et valgt rullelager og hvor lenge man kan anta at den overlever i drift. Videre skal dette rullelageret skrues fast på en brakett, dermed er det aktuelt å se på avskjæringer i bolten.



Figur 7.15: Rullelageret til armen blir utsatt for et bøyemoment som gir en radialekraft, F_r , på rullelageret der akselen er tilkoblet.

Det identifiseres et rullelager fra SKF med følgende verdier [41]:

Indre radius til aksel, $r = 17,5 \text{ mm}$

Lagerets dynamiske bæretall, $C = 86500 \text{ N}$

Likning for radialekraften:

$$F_r = \frac{M_z}{r} = \frac{147,15 \text{ Nm} * 10^3}{17,5 \text{ mm}} = 8408,57 \text{ N} \quad (38)$$

Likningen for å beregne antall driftstimer på lageret er gitt ved:

$$L_{10H} = \frac{L_{10} * 10^6}{60 * n} \quad (39)$$

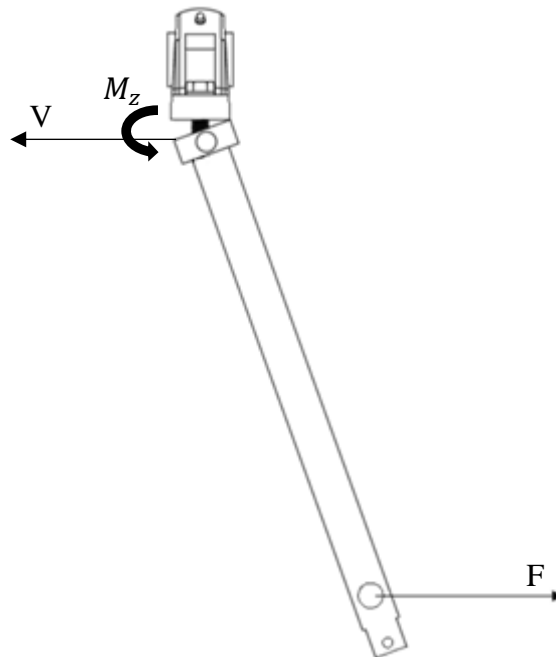
Der L_{10} på et rullelager er gitt ved:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F_r} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{86\ 600}{8408,57} \right)^{\frac{10}{3}} = 2376,78 \text{ N} \quad (40)$$

Ved $n = 3000 \text{ rpm}$ som er tanken for akselen å rulle i rullelageret i, blir:

$$L_{10H} = 13204,3 \text{ driftstimer}$$

Videre gjøres det beregninger for avskjæringer i bolten som kobler rullelageret og armen.



Figur 7.16: Rullelageret skrus fast i en brakett som er sveist til armen. Øvre del antas å være fast opplagret, mens nedre del er fritt opplagret. Man kan tenke seg at det er en fastspent utkragerbjelke. Figuren overdriver det gapet hvor skruene er.

Skjærkraften, $V = F$. Kraften, F , fra likning (1) kap.7.1 ga 294,3 N. Det testes om en M16 bolt med fasthetsklasse 4.6 unngår avskjæring i dette tilfellet.

Fra tabell 4.1 i kap. 4 har man følgende informasjon for en M16 bolt med fasthetsklasse 4.6:

$$R_m = 400 \text{ MPa}$$

$$R_e = 240 \text{ MPa}$$

$$A_s = 157 \text{ mm}^2$$

Skruene blir utsatt for en dynamisk situasjon og det settes dermed en sikkerhetsfaktor på 5. De tillatte spenningene blir:

$$\sigma_{till} = \frac{R_e}{n_e} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{till} = \frac{400 \text{ MPa}}{5} = 48 \text{ MPa} \quad (41)$$

$$\tau_{till} = \frac{\sigma_{till}}{\sqrt{3}} \quad (3.25)$$

$$\tau_{till} = 0,6 * 48 \text{ MPa} = 28,8 \text{ MPa} \quad (42)$$

Skjærpenning blir dermed:

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad (3.17)$$

$$\tau = \frac{V}{n_s * A_s} = \frac{294,3 \text{ N}}{2 * 157 \text{ mm}^2} = 0,94 \text{ MPa} \quad (43)$$

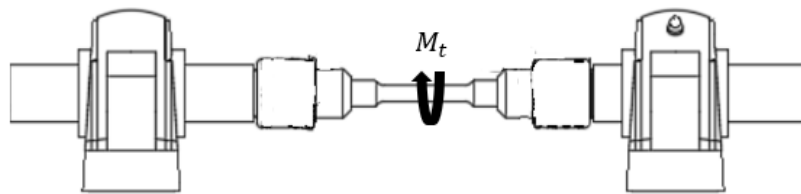
$n_s = 2$, som er antall skruer.

$\tau < \tau_{till}$, dvs ok!

Det er god margin fra at det oppstår avskjæring i bolten, men i beregningene er det bare tatt hensyn til skjærkreftene, og ikke bøyemomentet som vil gi den en strekkraft.

7.6. Worst case scenario

Et worst case scenario er hvis den ene siden låses, og prøvestaven blir vridd i stykker.



Figur 7.17: Prøvestav tilkoblet til spennhylser og aksler som roterer i et rullelager. Om en av sidene låser seg vil prøvestaven bli utsatt for et torsjonsmoment, M_t .

Her kartlegges det maks torsjonsmoment som prøvestaven kan bli utsatt for før den evt blir vridd av. Dimensjoner fra prøvestaven er gitt i figur 7.5, og til videre beregninger benyttes det også av gjennomsnittsdiameteren, $d_{snitt} = 13 \text{ mm}$.

Det skal testes for en prøvestav med materialet S355. Belastningstypen er hurtig vekslende belastninger, og fra tabellen til Johannessen (Vedlegg V2) er maks tillatt torsjonsspenning til S355, $\tau_{till} = 40 \text{ MPa}$.

Likningen for å regne ut et maksimummoment staven kan utsettes for settes slik:

$$\tau_{till} = \frac{M_t}{W_t} \Rightarrow M_t = \tau_{till} * W_t \quad (3.19)$$

$$M_t = 40 \text{ MPa} * \frac{\pi * 13^3}{16} = 17255,2 \text{ Nmm} = 17,3 \text{ Nm} \quad (44)$$

Prøvestaven S355, må bli utsatt for et torsjonsmoment på 17,3 Nm for å bli vridd av.

Rotoren er tilkoblet til systemet, og er det som skaper rotasjonen. Hvis man antar at rotoren er av materialet S235 og har en diameter på 16 mm og en maks tillatt skjærspenning på 30 MPa (Vedlegg V2), vil med lik utredning som på prøvestaven få et maks torsjonsmoment på:

$$M_t = 30 \text{ MPa} * \frac{\pi * 16^3}{16} = 24127,4 \text{ Nmm} = 24,1 \text{ Nm} \quad (45)$$

Tillatt torsjonsmoment på rotoren er høyere enn på prøvestaven, dermed er det prøvestaven som setter begrensninger.

Hvis man for eksempel skal teste en prøvestav av seigherdingsstål som har en tillatt skjærspenning på 100 MPa (Vedlegg V2):

$$M_t = 100 \text{ MPa} * \frac{\pi * 13^3}{16} = 43138 \text{ Nmm} = 43,1 \text{ Nm} \quad (46)$$

Rotoren setter begrensninger, og må eventuelt lages av et annet materiale. Foreløpig har rotoren fra likning (29) et maks dreiemoment på 4,78 Nm noe som tilsier at det er lite sannsynlig at staven blir vridd rett av ved en evt. fastkjøring av motor.

8. EKSTERN INPUT/EKSPERTTESTING

Dette kapittelet tar for seg ekstern testing av det valgte konseptet. Det blir gjort rede for målene for testingen, valg av testpopulasjon, resultater og tolkning av resultatene. Dette kapittelet er en del av IPD-kommunikasjonen og QFD-tankegangen (Kvalitetshuset).

8.1. Målsetting

Hovedmålet for eksterntesting er å avklare usikkerheter i beregninger, hente innspill på løsningsforslagene og helhetsløsningen. Bruke tilbakemeldingene til å endre på utformingen, eller legge det til videre arbeid.

8.2. Delmål og problemstillinger

Følgende delmål som skal veilede frem til hovedmålsettingen:

- Kartlegge enighet rundt valgt konsept.
- Kartlegge enighet rundt beregninger.
- Kartlegge enighet rundt det konstruksjonsmessige aspektet i forhold til styrke og belastninger.
- Hente inn informasjon om elektriske komponenter (Turtallsmåler, vekselsteller), og kartlegge enighet angående valg av elektrisk motor.
- Kartlegge tilvirkningsmetoder og hente informasjon om fornuftige produksjoner metoder og hvordan.

8.3. Ekspertgruppe

Det er valgt ut en testpopulasjon som består av eksperter innen sine respektive områder. Denne ekspertgruppen dekker i stor grad fagområdene for det teoretiske og praktiske som skal til for at produktet kan bli validert. Denne valideringen brukes til å forbedre produktet så langt tiden rekker, og resten blir lagt til videre arbeid. Dette kvalitetssikrer produktet, og er en del av IPD-kommunikasjonen (Tabell 3.4) for å avdekke kundens behov og viktige produktgenskaper.

Tabell 8.1: Ekspertene som deltar i eksterntesting, deres fagområde og ekspertise.

Ekspert	Tittel og navn	Fagområde og ekspertise
1	Førstemanuensis Geir Terjesen	Standarder, konstruksjon, beregning og analyse.
2	Senioringeniør Egil Semsrud	Maskinelementer, beregning, sertifisering og sikkerhet.
3	Senioringeniør Henrik Holmberg	Teknisk tegning, 3D-visualisering, produksjonsteknikk.
4	Førstemanuensis Petter Heyerdahl	Elektroteknikk, energiteknikk mv.
5	Avdelingeniør Mikkel Stryker	Elektronikk, elektriske systemer, robotikk og automasjon.

Tabell 8.1: Forts.

6	Overingeniør Øyvind Hanssen	Verksmester, moderne verkstedsteknologi Tilvirkning og prototypeproduksjon
---	-----------------------------	---

8.4. Innhold og form på kommunikasjon

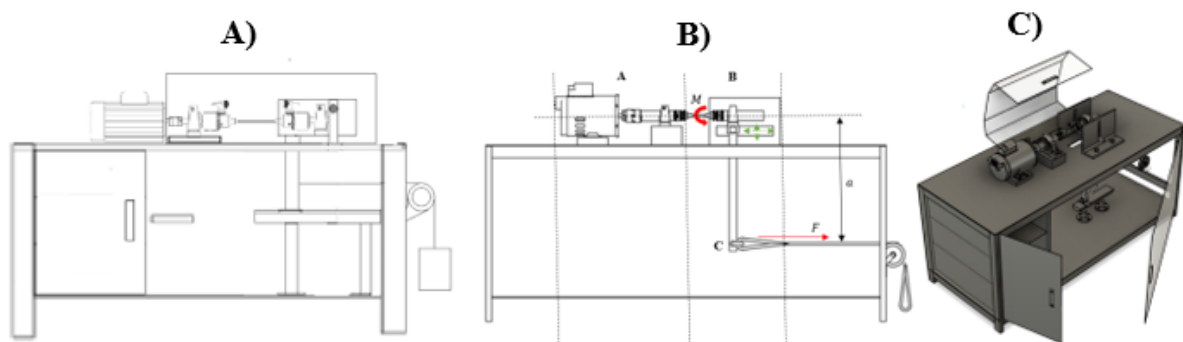
Kommunikasjon har foregått på Teams og ved mailvekslinger. Formålet har vært å stille spørsmål slik at det i størst mulig måte kan bidra til å løse satte delmål og problemstillinger til eksterntestingen. Satte delmål og problemstillinger har blitt formulert slik at det tilpasses til ekspertenes fagområder. Innholdet i spørsmålene innebærer konstruksjonsløsninger, beregninger, produksjonsteknikk, elektriske systemer og tilvirkning.

Det ble viet mest tid til konstruksjonsløsningen og beregninger, der kommunikasjonen foregikk på Teams og mail med Geir Terjesen, Egil Stemsrud og Henrik Holmberg.

8.5. Resultatoppkløring

Eksterntestingen er utført ved hjelp av en ekspertgruppe der det har blitt utvekslet informasjon på mail og Teams for å diskutere løsningen.

Det ble diskutert tre forskjellige utkast, første utkast er fra figur 6.7, andre utkast fra figur 7.1 og tredje utkast fra den endelige 3-D modellen fra kap.9 og utover. Tredje utkast ble den endelige konstruksjonen. Disse ble i stor grad brukt til å diskutere beregninger, tilvirkningsmetode og måleteknisk utstyr.



Figur 8.1: Tre «endelige løsningsalternativer». **A)** Første utkast av et endelig løsningsvalg. **B)** Andre utkast av et endelig løsningsvalg. **C)** Tredje utkast av et endelig løsningsvalg.

F.amanuensis Geir Terjesen:

Enighet angående valgt konsept:

Konstruksjonsløsning A):

Terjesen var enig i at konstruksjonsløsning A) er et mulig design, men at denne løsningen ikke ville gi et konstant bøyemoment på prøvestaven. Dette beviste Terjesen ved å sende et bøyemomentdiagram fra ANSYS, og foreslo i stedet å bygge systemet horisontalt. Det førte til

at de neste modifiserte løsningene i stor grad ble generert med hjelp av et bøyemomentdiagram fra ANSYS som argument.

Konstruksjonsløsning B):

Videre ble det diskutert konstruksjonsløsning B) og det var enighet i at prøvestaven ble utsatt for et konstant bøyemoment, så lenge egenvekten på prøvestaven var liten nok til at kraften kunne neglisjeres. Til utviklingsoppgaven var det ikke ønskelig å begrense komponentvalg til denne delen med vekt, og dermed ble det generert en ny og endelig løsning.

Konstruksjonsløsning C):

Det ble ikke enighet i at konstruksjonsløsning C) gir et konstant bøyemoment på hele prøvestaven. Terjesen synes konstruksjonen ble noe mer kompleks enn nødvendig, og foreslo at en horisontal versjon forenkler og fjerner egenvektproblemet.

Beregninger:

Mailvekslingene med Terjesen ble gjort for å kartlegge enighet rundt bøyemomentet på de forskjellige løsningene, der løsningsarkitekturen ble sendt med et bøyemomentdiagram. Dette bidro til å kartlegge krefter på riktige områder, og hvor konstruksjonen må låses.

På siste konstruksjonsløsning C) nevnte Terjesen at det var viktig å gjøre beregninger på armen, og foreslo beregninger som viser hvor mye innvirkning egenvekten vil ha, trykkraften på armen og friksjonsberegninger på skinna, evt. teste friksjonen på en prototype.

Elektriske systemer:

Her ble det diskutert hvor det måletekniske (Vekselteller, Turtallsmåler og registrering av brudd) utstyret kan plasseres. Det ble sendt en skisse av hvor det var tenkt å plasseres, (Figur 9.2) og Terjesen foreslo å sveise en brakett med en trykkpute som armen treffer når prøvestaven når brudd.

Senioringeniør Egil Stemsrud:

Enighet angående valgt konsept:

Samme konstruksjonsløsninger ble diskutert med Stemsrud som med Geir. Dette var for å hente inn flere innspill, og det var enighet mellom dem to på hvordan bøyemomentet vil oppføre seg. Et moment som Stemsrud fikk fram, var at prøvestaven i løsning B) kan bli utsatt for en strekkspenning. Dette bidro til at den siste løsningen skulle eliminere strekkspenningen. Likevel, mente Stemsrud at siste konstruksjonsløsning C), at egenvekten på armen kan skape et problem på bøyemomentet.

Beregninger:

Her bidro Stemsrud til en dypere forståelse av hvordan bøyemomentdiagrammet blir dersom prøvestaven blir utsatt for kreftene i systemet med gitt opplagring.

Senioringeniør Henrik Holmberg:

FEM-analyse og materialvalg:

Kommunikasjonen med Holmberg ble i stor grad prioritert til å diskutere hvordan komponentene skal opplagres og hva som er en optimal mesh til delen. Dette bidro til å kvalitetssikre at delene ble riktig opplagret, og at meshet er fornuftig. Holmberg nevnte at det er ønskelig med likevinklede trekkanter på meshen slik at spenningskonsentrasjonen fordeler seg likt, og jo mer komprimert meshen blir med likesidede trekkanter, jo mer nøyaktig blir resultatet.

De fleste delene er av stål S235JR og S355J2, og det ble verifisert at det er fornuftig valg av stål, og nevnte at man kan like gjerne bruke S355 på de andre delene også siden prisen ikke utgjør noe særlig stor forskjell, og at det er enkelt å få tak i, i forskjellige profiler.

Førsteamanuensis Petter Heyerdahl:

Elektriske systemer:

Her ble det forvekslet generell informasjon om hensyn som må tas når motoren skal beregnes.

Overingeniør Øyvind Hanssen:

Tilvirkningsmetode:

Her ble det diskutert tilvirkningsmetode når det gjaldt koblingen fra kjevekobling til aksel, og aksel til spennhylse. Hanssen nevnte at kjevekoblingen finnes uboret så det går an å tilpasse dem til forskjellige akseldiametere, men det går også an å tilvirke akselen slik at den passer til kjevekobling som er lik i begge ender.

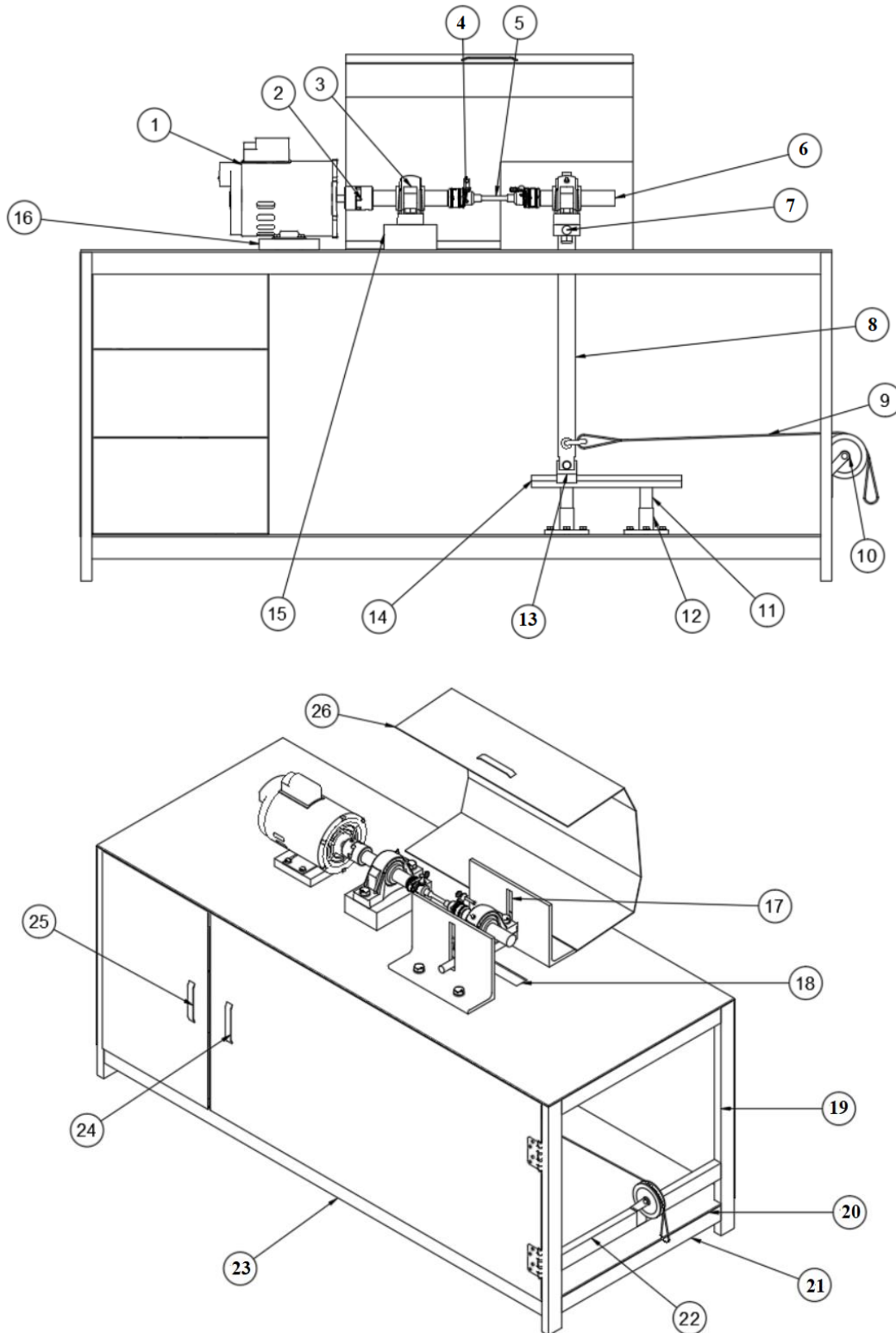
Fra eksterntesting var det en felles enighet om at konstruksjonen kunne forenkles, evt. konstruere belastningssystemet horisontalt. Ved at man gikk for en vertikal løsning vil det oppstå et egenvektsproblem og en friksjon på skinna som man må ta hensyn til.

Fra eksterntesting velges det å gå videre med konstruksjonsløsning C), og konstruksjonsforslagene fra ekspertene tas med i videre arbeid.

9. LØSNINGSARKITEKTUR

Dette kapitlet presenterer sammenstillinger og enkeltkomponenter med tildelt materialvalg.

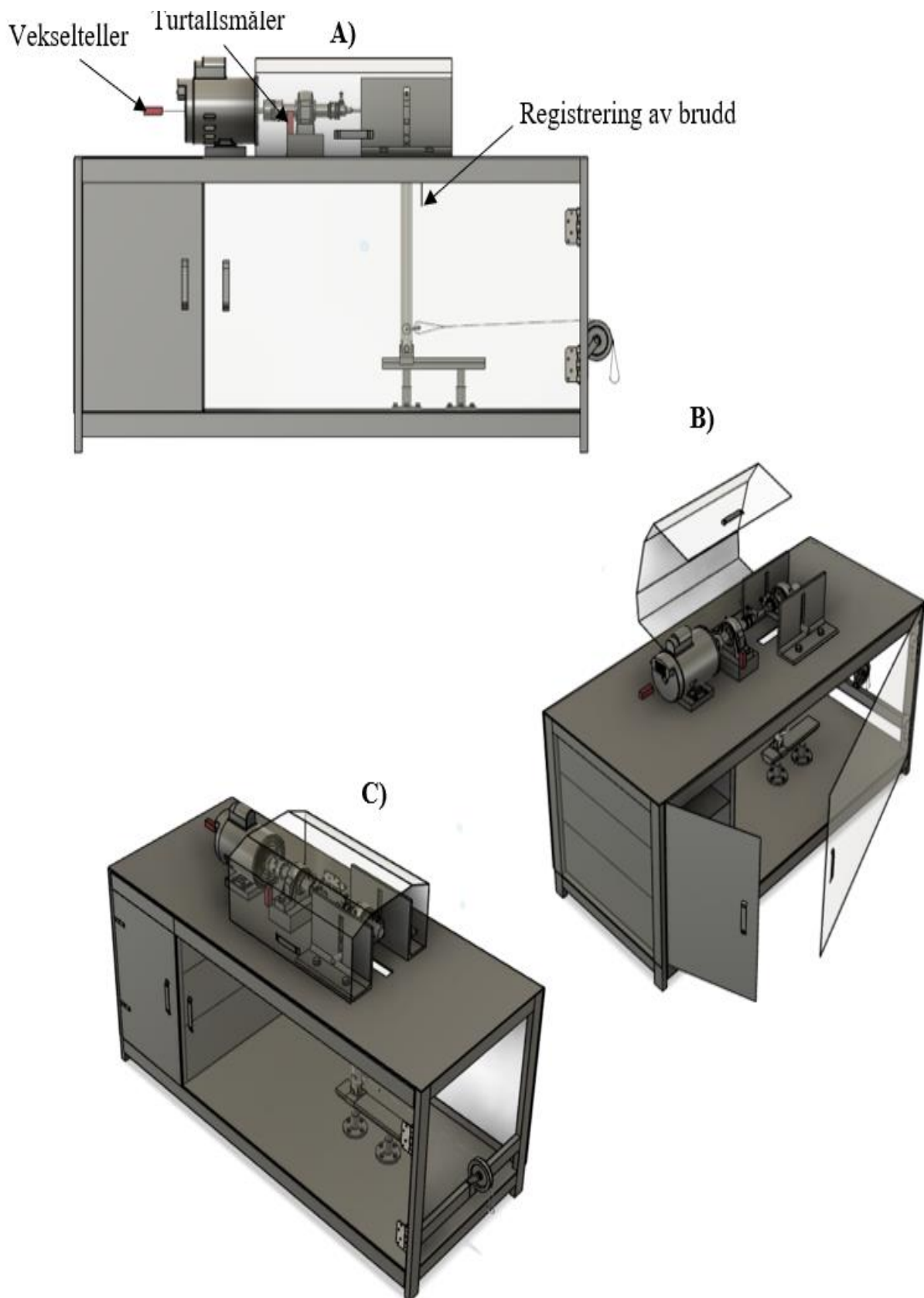
9.1. Helhet med nummereringer av hoved- og delkomponenter



Figur 9.1: Sammenstillingstegning av komponenter som innebærer i konstruksjonen.

Tabell 9.1: Komponenter i sammenstillingen med nummerering og beskrivelse.

Nr.	Komponent	Beskrivelse
1	Trefase AC induksjonsmotor	Motor som skaper rotasjonen i systemet.
2	Kjevekobling	For å overføre rotasjon fra rotor til aksel og videre.
3	Sfærisk rullelager	Lager som akselen kan rotere i.
4	Spennhylse m/nøkkel	For å feste prøvestaven.
5	Prøvestav	Testelementet.
6	Aksel	To aksler som presses inn i rullelagrene og viderefører rotasjonen fra rotor til prøvestaven.
7	Plateunderlag m/påsveiset rør	Et underlag som festes under rullelagre på den fritt opplagrede siden.
8	Arm	Arm som sveises på «Plateunderlag m/påsveiset rør». Armen overfører kraften fra trinsesystemet og gir et bøyemoment på prøvestaven.
9	Wire	Koblingen fra trinse til arm.
10	Trinse	For at ønsket vekt skal overføres til armen ved hjelp av wiren og en trinse wiren kan rulle i.
11	Rør til sylindrefot	For å støtte skinnesystemet.
12	Sylindrefot	Fotstøtte til «rør til sylindrefot». For å stabilisere systemet enda mer.
13	C-profil	Kobles i enden av armen for å la armen bevege seg fritt på skinna.
14	T-profil	En skinne som er kompatibel med C-profilen.
15	Plateunderlag til rullelager	For å få riktig høyde på systemet.
16	Plateunderlag til motor	For å få riktig høyde på systemet.
17	L-profil	Profil som begrenser bevegelsesmuligheter til den fritt opplagrede siden.
18	Benkeplate - overdel	En plate som har en spor til armen.
19	Vertikalt rektangulært hulprofil	Bærende støtteelement til konstruksjonen.
20	Benkeplate – Underdel	En plate på undersiden av benken for å skru på nødvendig komponenter som skal være under.
21	Kort horisontalt rektangulært hulprofil	Bærende støtteelement til konstruksjonen
22	Horisontalt rektangulært hulprofil til trinse.	En profil som trinsen kan festes på.
23	Lang horisontalt rektangulært hulprofil	Bærende støtteelement til konstruksjonen.
24	Stor dør	Gjennomsiktig dør som gir direkte tilgang til belastningssystemet.
25	Liten dør	En kommode med en dør & oppbevaringsmuligheter.
26	Tildekke	Tildekke for beskyttelse.





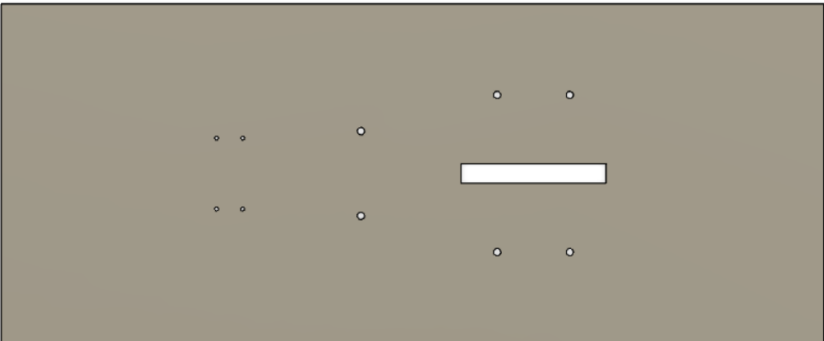


Figur 9.2: Roterende bøyeutmattings-maskin sett fra ulike vinkler. **A)** Sett forfra med pilhenvisninger som foreslår hvor man kan plassere målteknisk utstyr (Vekselteller, turtallsmåler og registrere brudd). **B)** Sett på siden skrått ovenfra. **C)** Sett på andre siden skrått ovenfra.

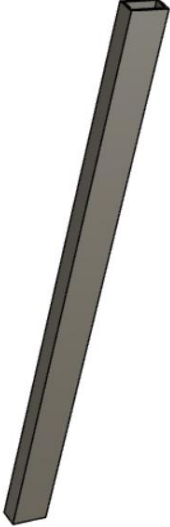
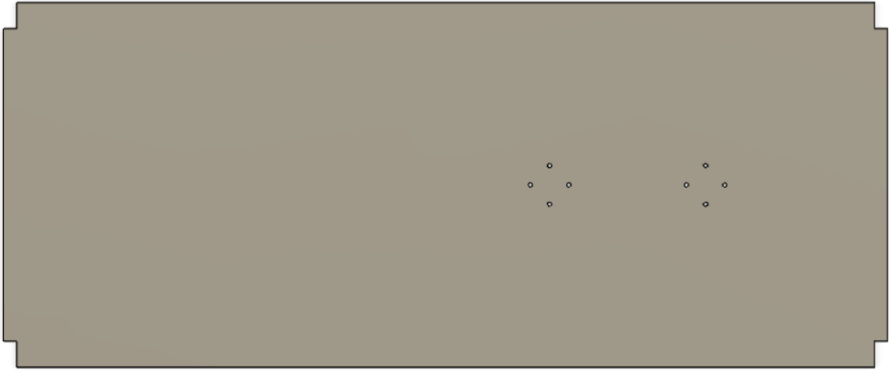
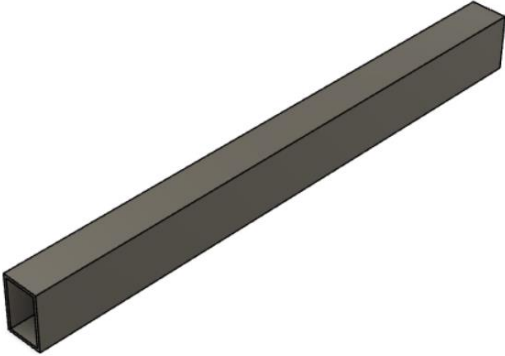
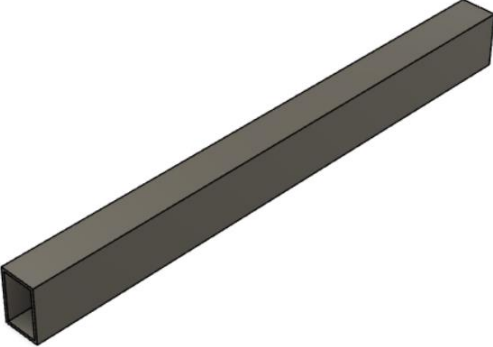
9.2. Design av hovedkomponenter

Hovedkomponentene er de største komponentene i systemet.


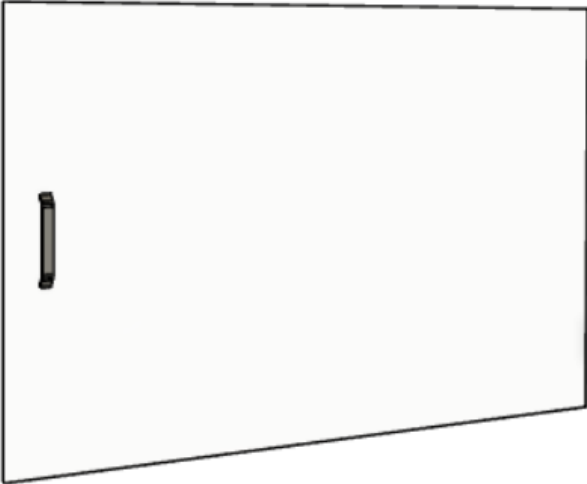

Tabell 9.2: Design av hovedkomponenter med materialvalg. Nr. rekkefølgen henvises til nummerering fra tabell 9.1.

Nr.	Figur	Material
8		S235JR
12		S235JR
14		S235JR
17		S355J2
18		S355J2

Tabell 9.2: Forts.

19		S235JR
20		S355J2
21		S235JR
22		S235JR


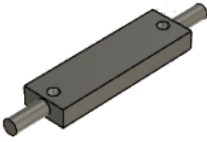
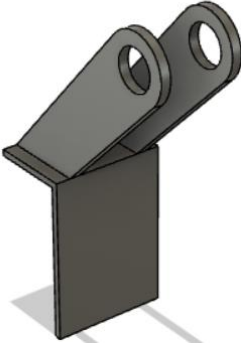

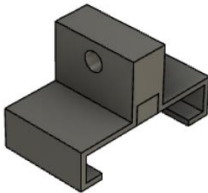
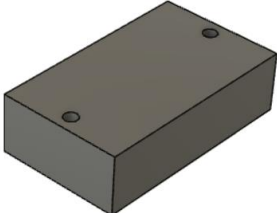
Tabell 9.2: Forts.

23		S235JR
24		Plasttype
25		S235JR

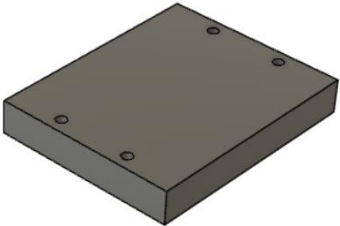
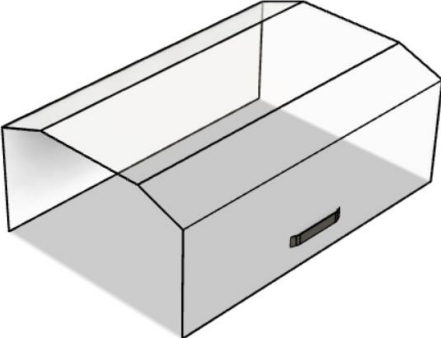
9.3. Design av delkomponenter

Oversikt over delkomponenter. Mange av hovedkomponentene fungerer ikke uten sine respektive delkomponenter. Delkomponentene er de mindre delene i konstruksjonen.

Tabell 9.2: Design av delkomponenter med materialvalg. Nr. rekkefølgen henvises til nummerering fra tabell 9.1.

Nr.	Figur	Material
6		S355J2
7		S235JR
10		S235JR
11		S235JR
13		S235JR
15		S235JR

Tabell 9.2: Forts.

16		S235JR
26		Platyp






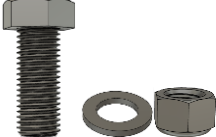
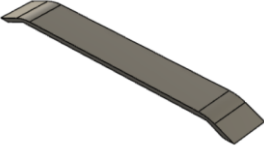
9.4. Standardkomponenter

Herunder følger det en tabell over komponenter som kjøpes inn.

Tabell 9.3: Standardkomponenter. Nr. rekkefølgen henvises til nummerering fra tabell 9.1.

Nr.	Figur
1	
2	
3	

Tabell 9.3: Forts.

4	
5	
9	
10	
-	
-	
-	

Tabellene ovenfor er en oversikt over alle deler som inngår i den roterende bøyeutmatnings-maskinen med et tiltenkt material. Videre skal noen deler verifiseres med FEM-analyse for å avdekke evt. svakheter.

10. ROBUSTHET OG OPTIMERING

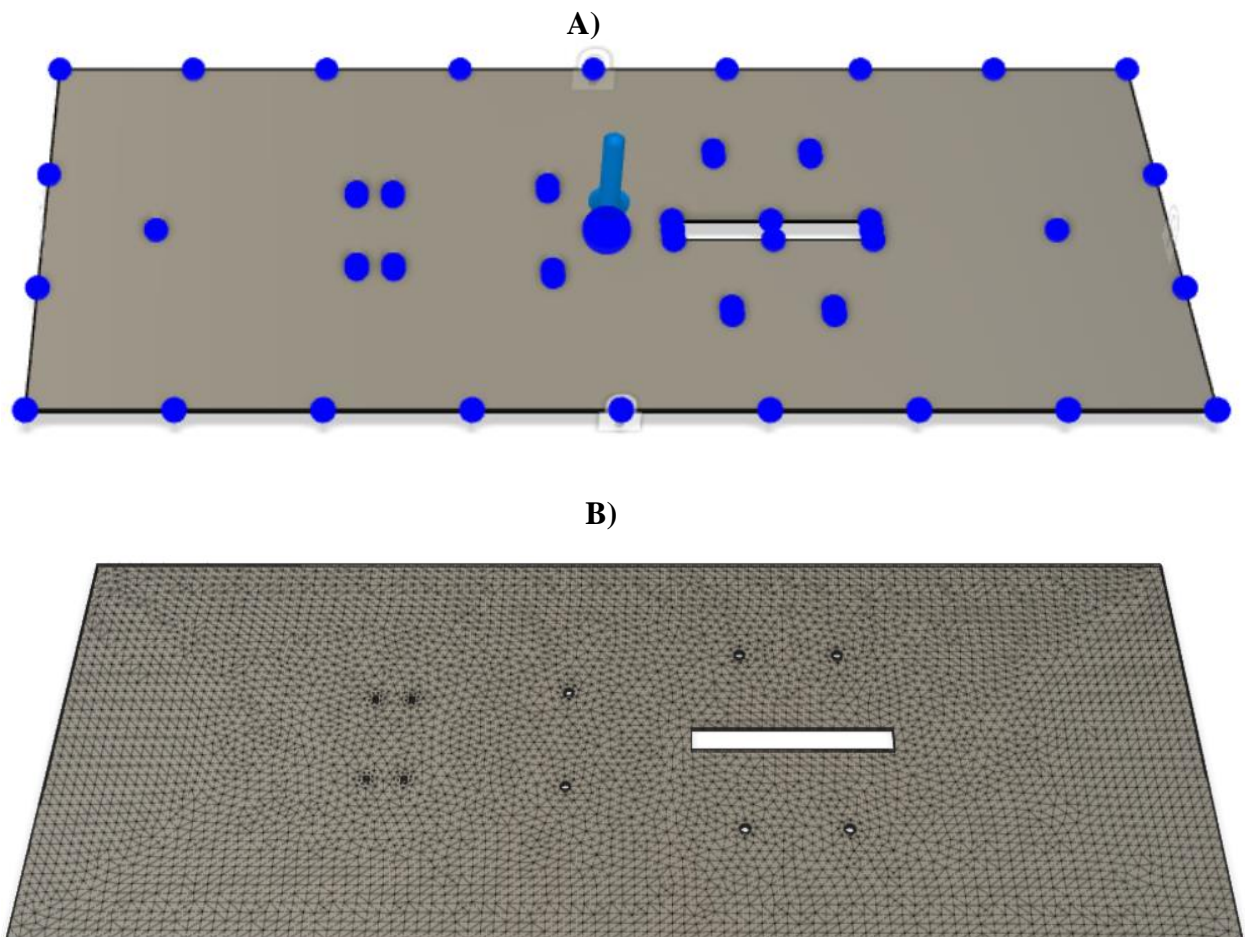
Dette kapittelet skal avdekke konstruksjonsmessige svakheter ved hjelp av en FEM-analyse og godkjenne om materialvalget er fornuftig i henhold til påkjenningene.

10.1. FEM-Analyse

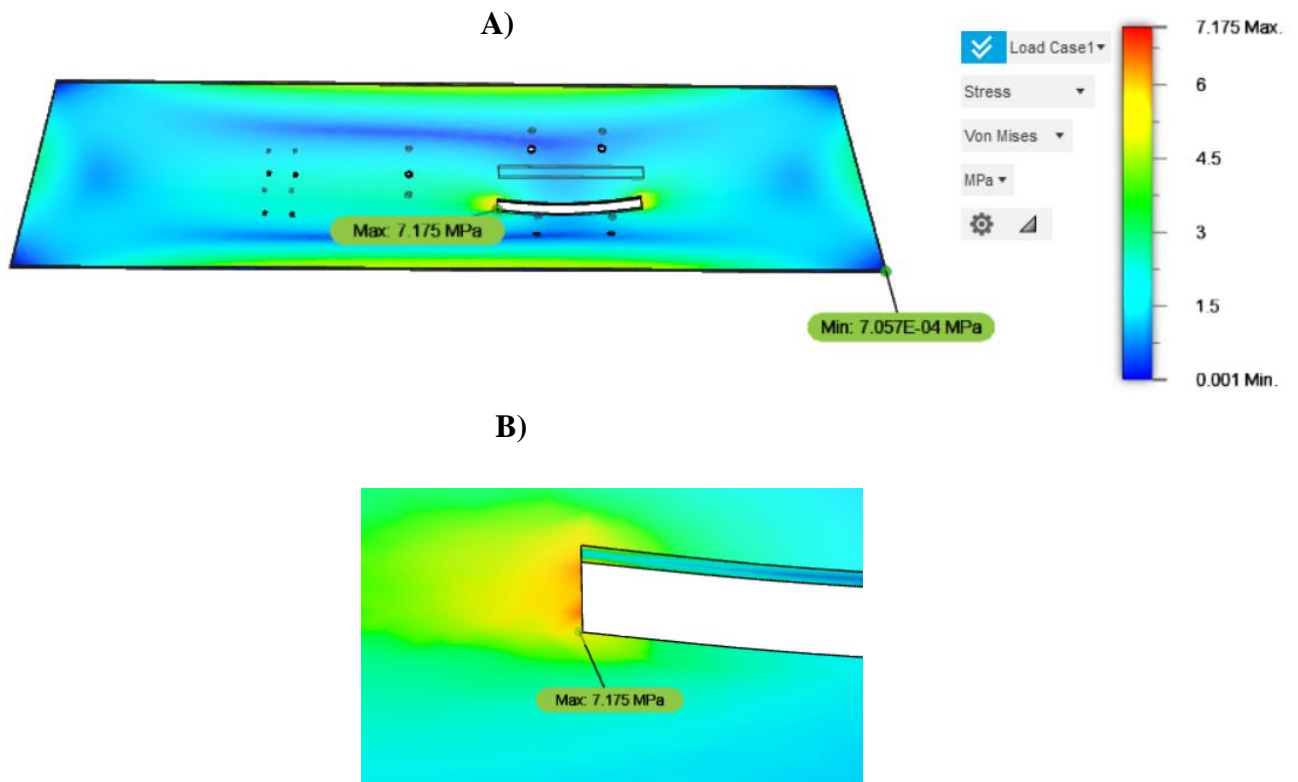
Dette delkapittelet utfører en FEM-analyse av utvalgte komponenter som anses viktig å verifisere fra håndberegningene i Kap. 7. Det velges også komponenter som ikke ble håndberegnet i Kap.7, da disse ble litt mer utfordrende å håndberegne. Delene som blir analysert kan man bl.a. se i tabell 9.1, nr.18, nr.23 og nr.7.

FEM-analyse av del nr.18: Benkeplate – overdel.

Benkeplaten er fastopplagret på fire side sider. Opplagringen er vanskelig å se, men ser man nøye nok har alle fire sider en lås, som bestemmer hvor mange frihetsgrader benkeplaten skal ha. I dette tilfellet er benkeplaten låst i alle frihetsgrader, x, y og z. Det er lagt til en punktlast midt i plata som tilsvarer den jevnt fordelte lasten fra maskinen. Fra kap. 7.4 er denne punktlasten 211,896 N.



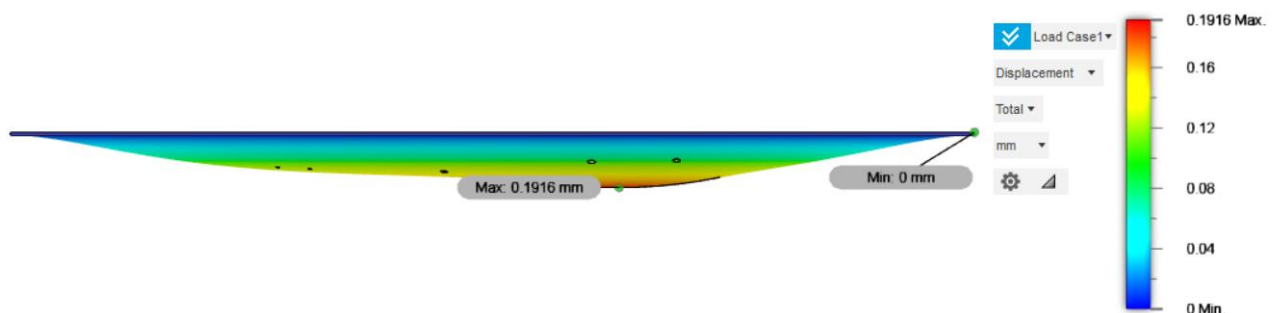
Figur 10.1: Opplagringen, krefter og mesh av benkeplaten. **A)** Alle fire sider er låst i alle frihetsgrader, og det er påført en kraft på 211,896 N midt i plata. **B)** Mesh er utført med tetraheder med størrelse på 3mm.

Von Mises:

Figur 10.2: Fordeling av von Mises spenning i benkeplaten. A) Maks spenning på 7,175 MPa ved utskjæringen og minste spenning nærme 0 i hjørnene til benkeplaten. B) Zoomet inn på utskjæringen der maksspenningen er 7,175 MPa.

Figur 10.2 viser hvor de høyeste spenningene opptrer, og i dette tilfellet så er det der utskjæringen i platen er. Benkeplaten er av material S355, og ved statisk belastning har man en sikkerhetsfaktor på mellom 1 og 3. Spenningen 7,175 MPa kan godkjennes.

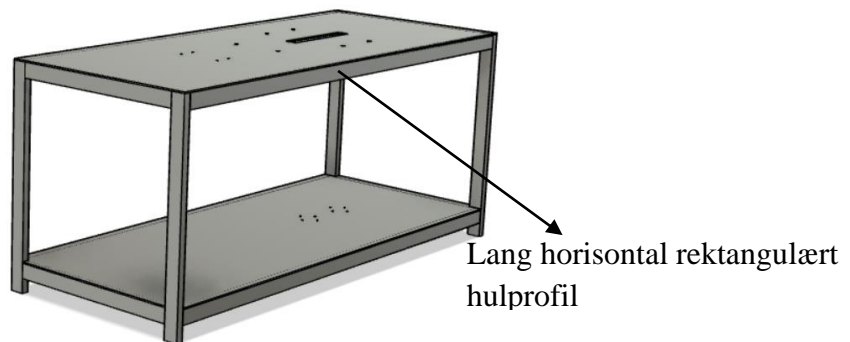
Her er det viktig å være klar over at punktlasten er satt etter at alle komponenter som skal være på bordet tilsammen veier 27 kg, og derfor har platen blitt overdimensjonert i tilfelle delene plutselig skulle tilsi en helt annen vektklasse.

Deformasjoner:

Figur 10.3: Maks- og minimumsdeformasjon på platen. Maksdeformasjon ligger på ca 0,19 mm ved utskjæringen og minimumdeformasjon på 0 mm på sidene.

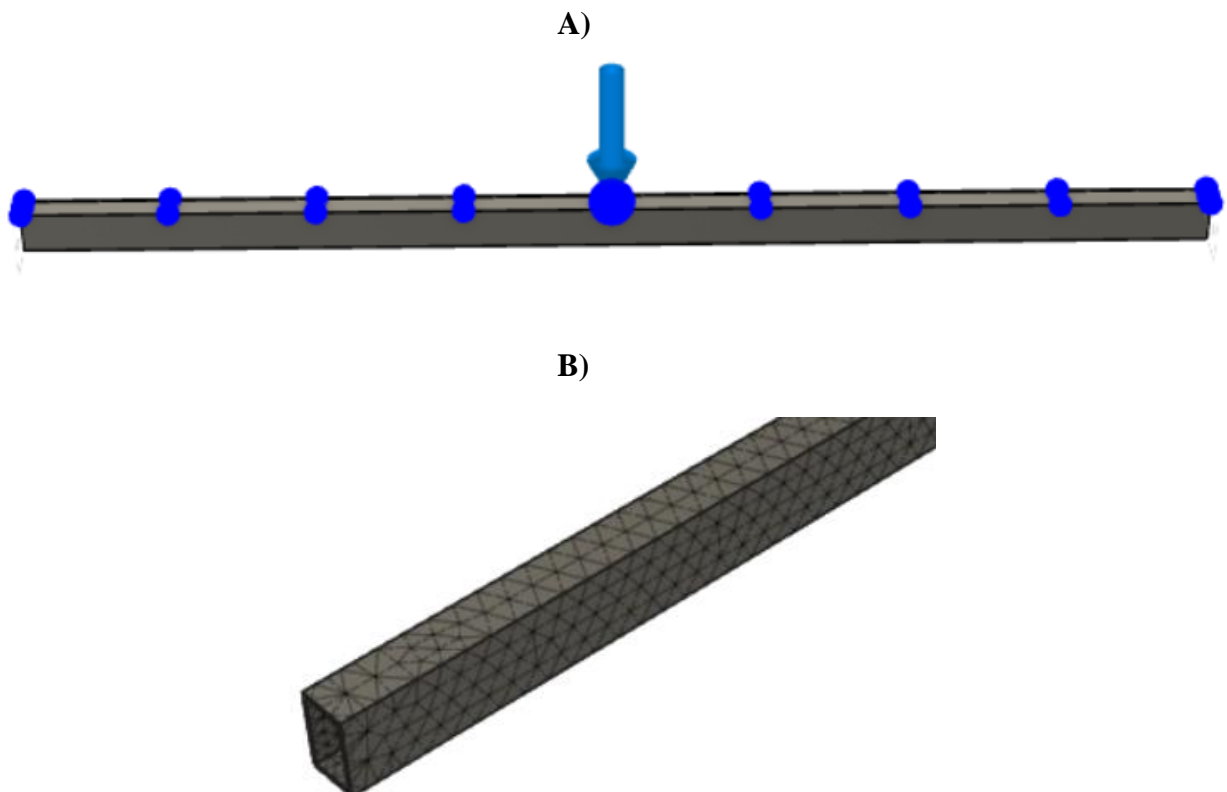
FEM-analyse av del nr.23: Lang horisontal rektangulært hulprofil.

Profilen er en støttende del til konstruksjonen på den lengste siden. Herunder illustreres hvor:

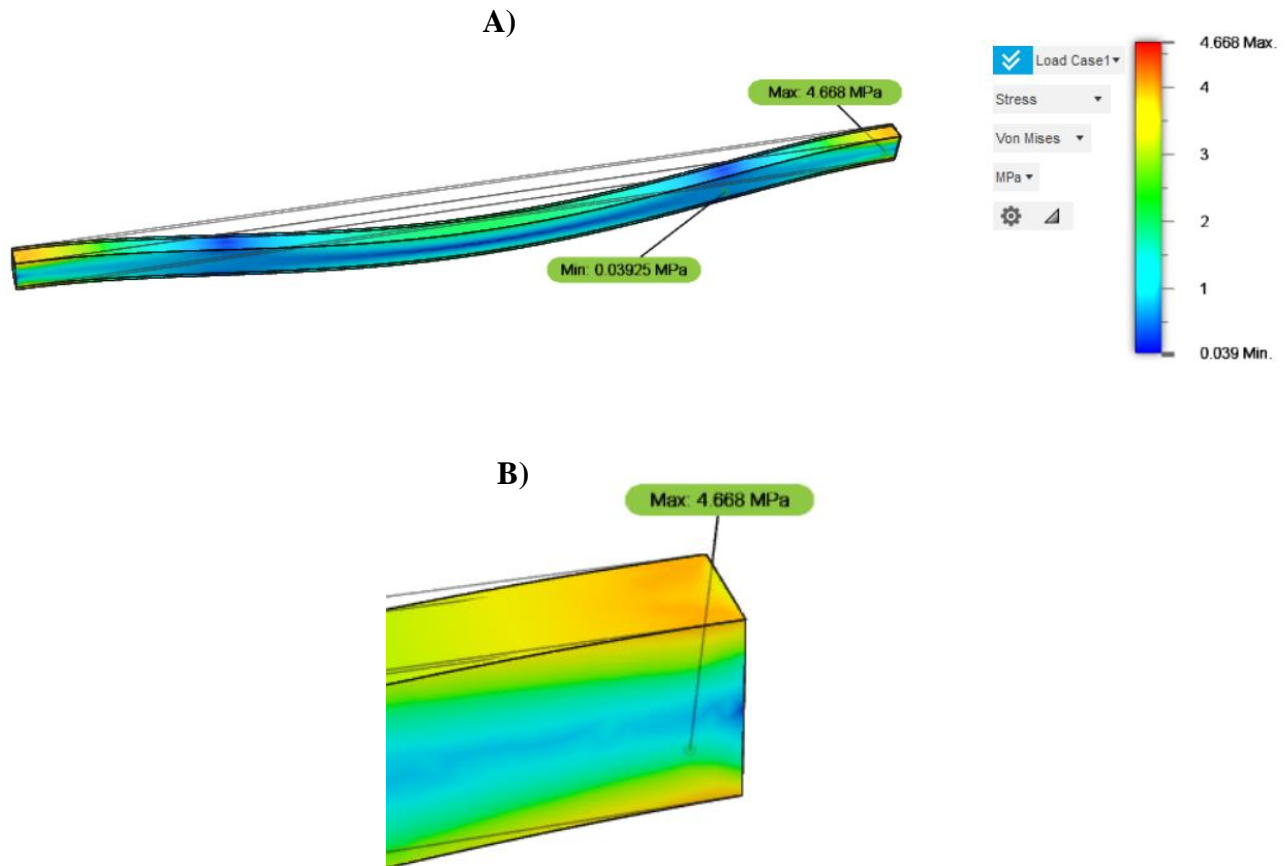


Figur 10.4: Visning med pil på delen (Lang horisontal rektangulært hulprofil) det gjøres en FEM-analyse av.

Profilen er fastopplagret på hver sin ende. I dette tilfellet er profilen låst i alle frihetsgrader, x, y og z. Det er lagt til en punktlast midt på profilen som tilsvarer den jevnt fordelte lasten fra komponentene som ligger på platen. Fra kap 7.4 er denne punktlasten 211,896 N. Denne profilen ble håndberegnet på i kap 7.4 og som en sikkerhet på at den ville tåle belastningene velges det å gjøre en FEM-analyse.



Figur 10.5: Opplagringen, krefter og mesh av profilen. A) Begge ender av profilen er låst i alle frihetsgrader, og det er tilsatt en kraft på 211,896 N midt på profilen. B) Mesh er utført med tetraheder med størrelse på 3mm.

Von Mises:

Figur 10.6: Fordeling av von Mises spenningene i profilen. A) Maksspenning på 4,668 MPa opptrer i begge ender av profilen og minimumsspenning ved blått området på 0,03925 MPa. B) Zoomet inn på siden der det opptrer maksspenning.

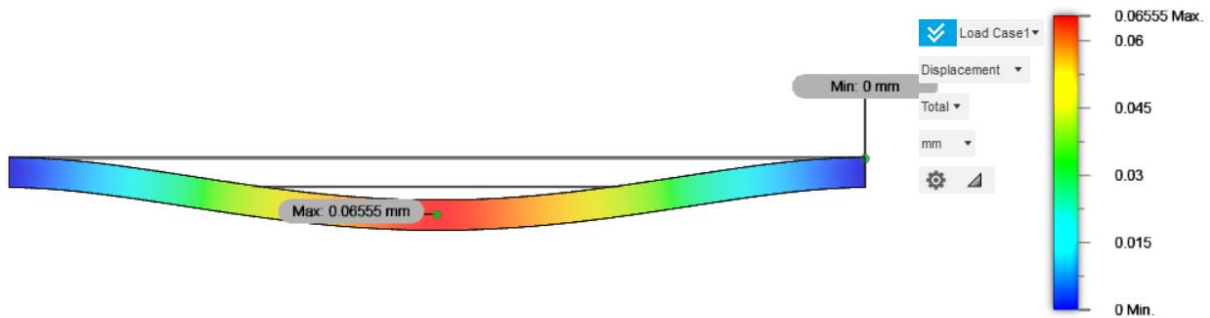
Fra grovberegninger i kap 7.4 er det gjort håndberegninger på dette, og verdien ble $5,48 \text{ N/mm}^2$. Dette gir et avvik på 14,8 %:

$$\frac{5,48 - 4,668}{5,48} * 100 = 14,8 \%$$

Dette avviket kan godkjennes, men er i grenseland. Den «store» forskjellen kan være at ved håndberegninger så ble det brukt en tverrsnittsmodul ved bøyning tatt fra en tabell, og har dermed kanskje tatt hensyn til radien i de indre hjørnene i geometrien. Denne profilen er konstruert uten radius i indre hjørner og dermed vil spenningskonsentrasjonen oppføre seg annerledes. Det kunne ha hjulpet å øke tykkelsen på 3D modellen, eller legge til en radius.

Profilen er av material S235, og ved statisk belastning kan det settes en sikkerhetsfaktor på mellom 1 og 3. Dermed kan denne profilen godkjennes.

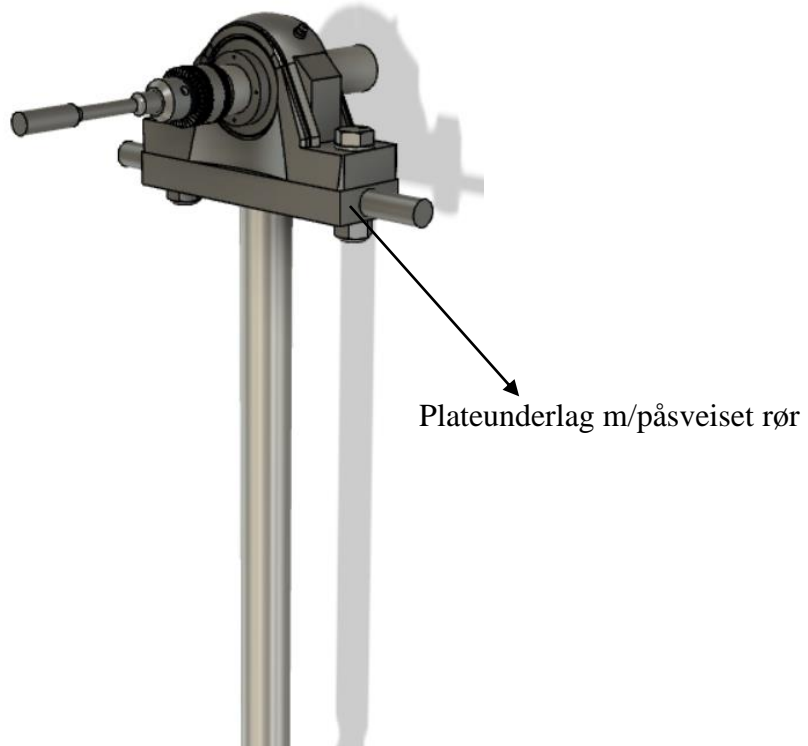
Egenvekten på benkeplaten er ikke tatt med i betraktning, og vil utgjøre en stor forskjell. Derfor var det ønskelig med en profil som gir en stor sikkerhetsmargin slik at benkeplaten med en viss sikkerhet fortsatt kan brukes uten at det er fare for brudd eller flyt.

Deformasjoner:

Figur 10.7: Maks- og minimumsdeformasjon på profilen. Maksdeformasjon ligger på ca 0,07 mm på midten og minimumsdeformasjon på 0 mm i begge ender.

FEM-analyse av del nr. 7: Plateunderlag m/påsveiset rør.

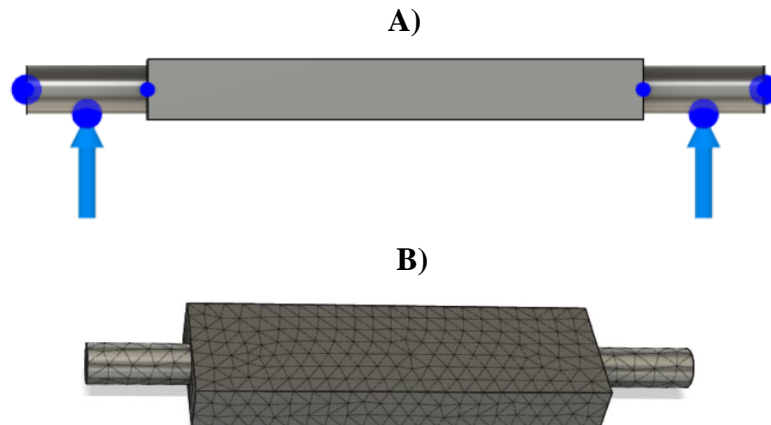
Dett er delen som rullelageret på den fritt opplagrede siden skrues fast på. Herunder illustreres hvor:



Figur 10.8: Visning med pil på hvilken del (Plateunderlag m/påsveiset rør) det gjøres en FEM-analyse av.

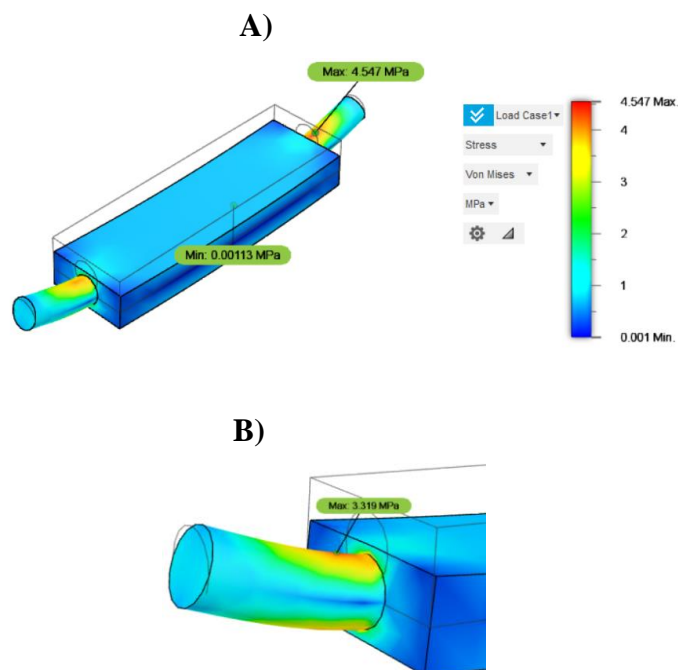
Delen har en frihet til å bevege seg langs z-aksen og rotere om y-aksen. Til analysen låses denne i fem frihetsgrader, bortsett fra rotasjon om x-aksen. Dette gjøres fordi når prøvestaven når brudd vil de sveisede delene på plateunderlaget ta imot støttet og skape et bøyemoment, som er av interesse å se nærmere på. Dermed kan det være interessant å se om delen takler et smell når

belastningssystemet settes på 30 kg. 30 kg tilsvarer da 294,3 N, og kraften fordeler seg på de to sylindrerne, dermed deles kraften i to, som tilsvarer en kraft på hver sin ende på 147,15 N.



Figur 10.9: Opplagring, krefter og mesh av profilen. **A)** Begge ender av de sirkulære delene er låst i fem frihetsgrader bortsett fra en, rotasjon om x-aksen. Det er også tilsatt to krefter midt på lengden av de sirkulære delene på 147,15 N. **B)** Mesh er utført med tetraheder med størrelse på 3mm.

Von Mises:



Figur 10.10: Fordeling av von Mises spenningene på delen. **A)** Maksspenning, 4,547 MPa, opptrer i innerste hjørne av den sirkulære delen og minste spenning, nærme 0 Mpa, opptrer på den tykke platen. **B)** Zoomet inn på stedet det opptrer maksspenning.

Delen er av materiale S235, og ved dynamisk belastning kan det settes en sikkerhetsfaktor på mellom 5 og 7. Dermed kan denne delen godkjennes.

11. MARKEDSRENDERING OG TEKNISKE NINGER

I dette kapittelet utarbeides det en markedspresentasjon av produktet. Presentasjonen inneholder renderte fremstillinger av produktet og tekniske anvisninger.

11.1. Renderte framstillinger

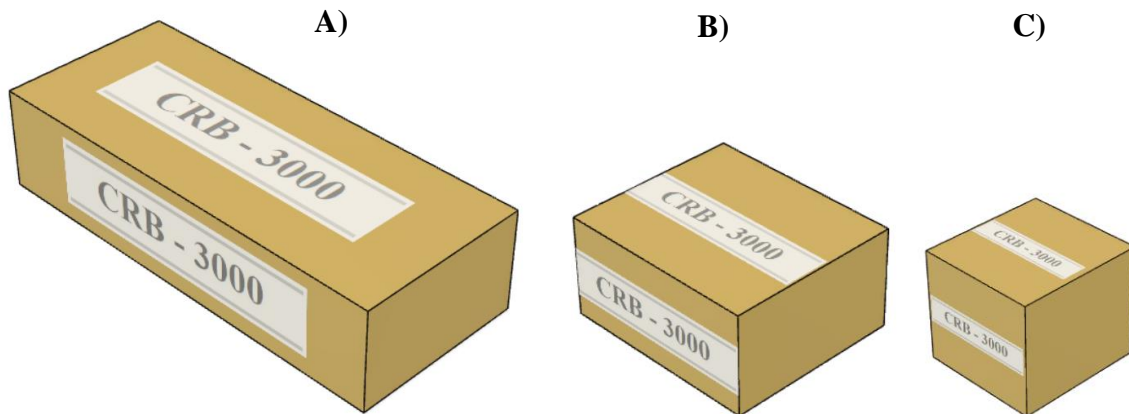
I figurene nedenfor er det utarbeidet en presentasjon av produktet i forskjellige fargekombinasjoner. Hver figur presenteres med logoen og produktnavnet.



Figur 11.1: Logo med produktnavn og fargekombinasjoner produktet leveres i. CRB – 3000 står for, C – Christian, R – Roterende, B – Bøyeutmatnings-maskin og 3000 er turtallet.

11.2. Transportemballasje

Det er meningen at produktet skal lages på verkstedet, lokalt på NMBU, men det kan være aktuelt å lage en kasse å ha det i med logo hvis verkstedet ønsker å lage flere, og sende det til andre verksteder som ønsker produktet.



Figur 11.2: Produktet leveres i en pappemballasje, og blir fordelt i tre pakker. **A)** Benken. **B)** Belastningssystemet. **C)** Motoren.

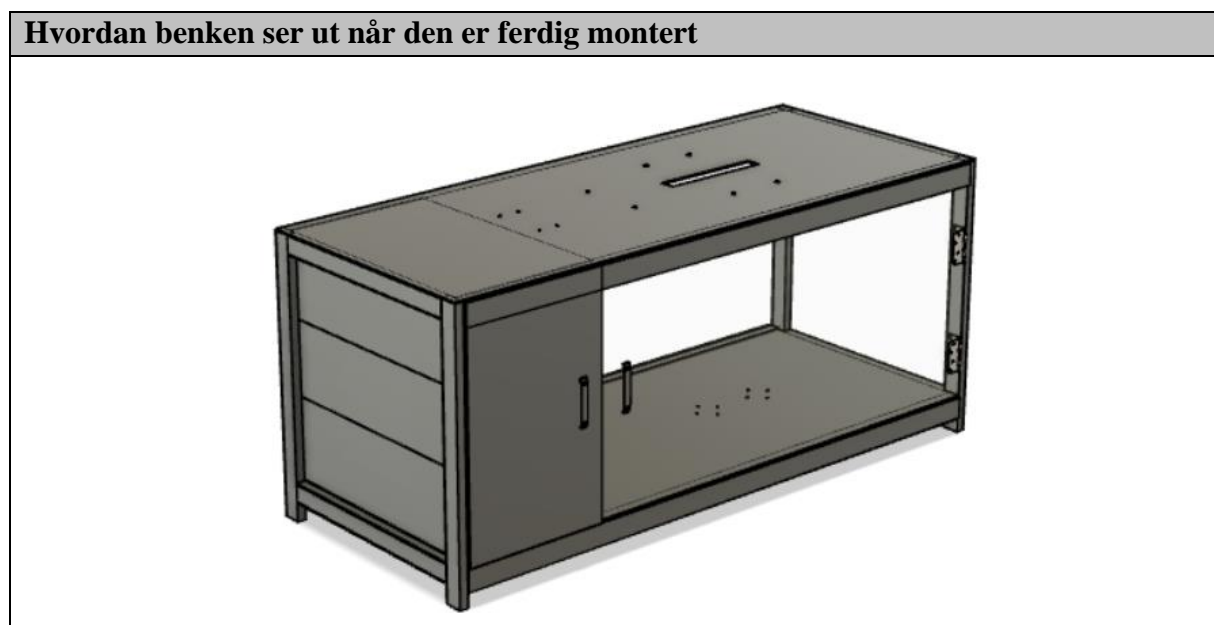
Siden det blir en nokså stor konstruksjon, velges det å dele det i flere pakker.

11.3. Tekniske anvisninger

Herunder legges det til anvisninger for hvordan man skal montere benken og komponentene som blir en del av benken. Det lages først en bruksanvisning for montering av benken, deretter lages det en til maskinen, og hvordan maskinen festes på benken.

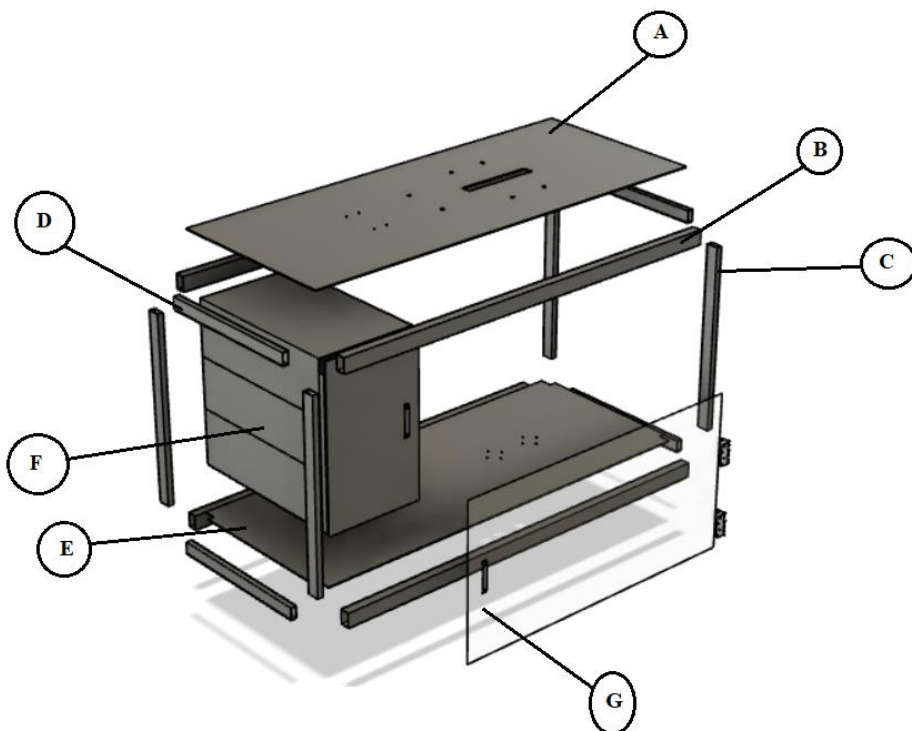
Videre lages det to tabeller som fungerer som monteringsmanual til benk og maskin.

Tabell 11.1: Monteringsanvisning på hvordan benken skal monteres.



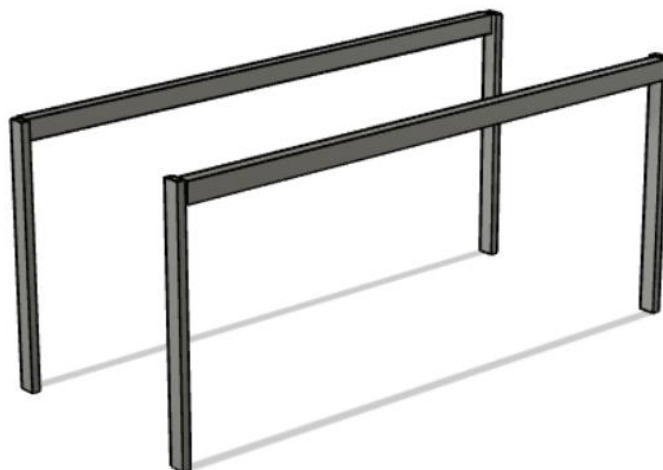
Tabell 11.1: Forts.

Eksplodert visning av benken med oversikt over komponenter med ringhenvisning nummerert alfabetisk.



Nr.	Beskrivelse	Antall
A	Benkplate – overdel	1
B	Hul rektangulær profil – horisontal støtte	4
C	Hul rektangulær profil – vertikal støtte	4
D	Hul rektangulær profil – horisontal støtte	4
E	Plate – underdel	1
F	Kommode	1
G	Gjennomsiktig dør	1

1. Sveise komponentene B på oversiden til komponentene C.



Tabell 11.1: Forts.

2. Sveise komponentene D på oversiden til komponentene C.



3. Sveise komponent A på støttekonstruksjonen.



4. Sveise komponentene B på undersiden til komponent C.



Tabell 11.1: Forts.

5. Plassere komponent E og sveise den på komponent B.



6. Sveise på de to siste komponentene, D, til komponentene C.



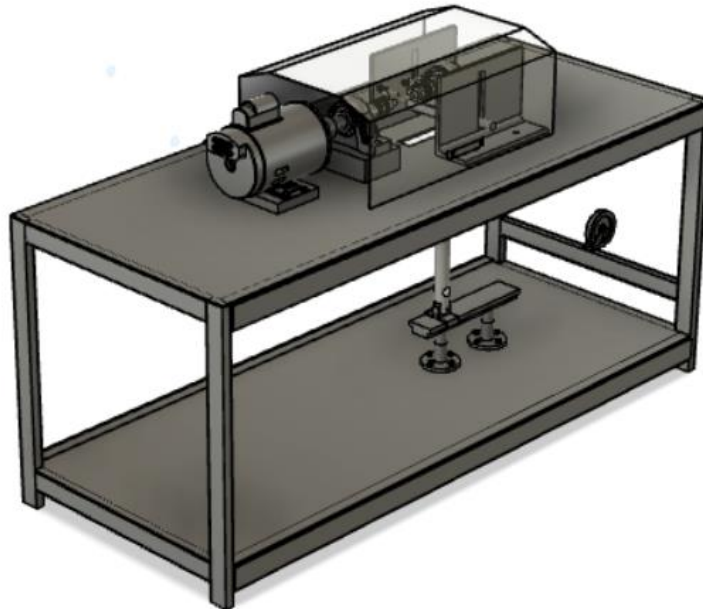
7. Sveise komponent F til komponent E, og deretter skru inn komponent G på komponent C.



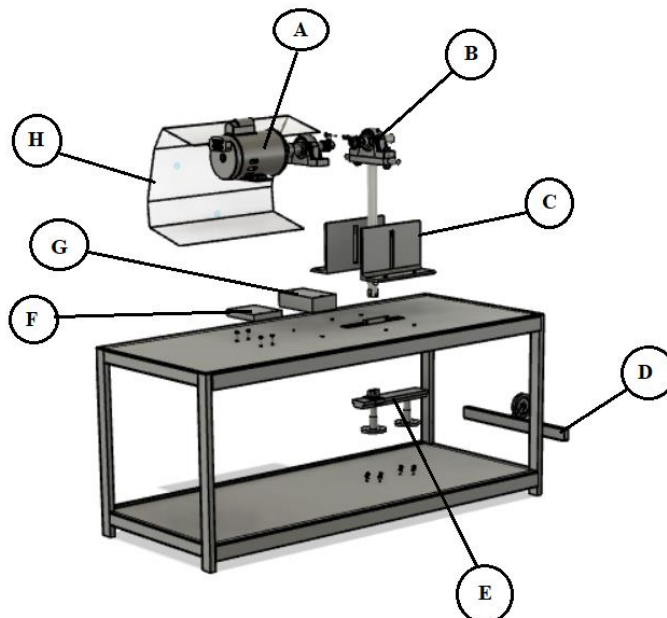
Tabell 11.1 fungerer som en monteringsmanual til benken. Herunder følger det en monteringsmanual til maskinen som skal festes på benken.

Tabell 11.2: Monteringsanvisning på hvordan maskinen skal monteres.

Hvordan maskinen ser ut når den er ferdig monteret. Her har man tatt vekk dør og kommode for å synliggjøre delene under bordet.



Eksplodert visning av maskinen med oversikt over komponenter med ringhenvisning nummerert alfabetisk.

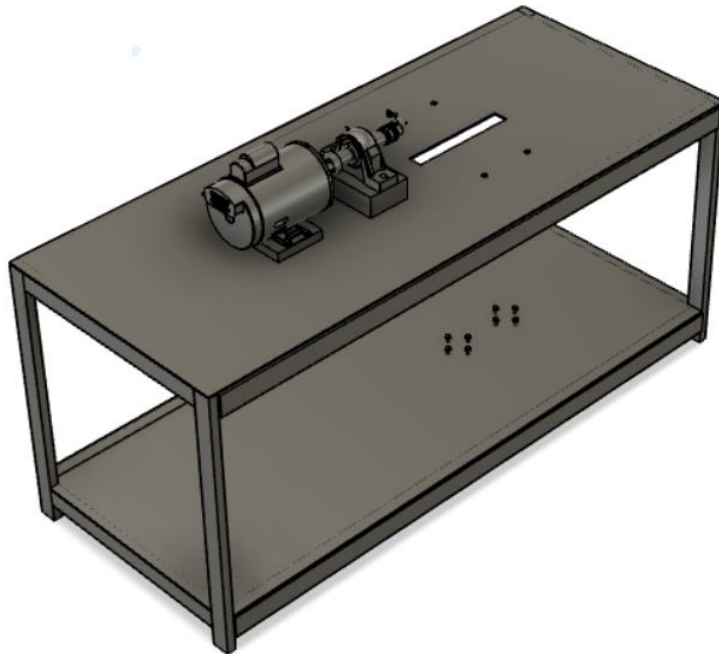


Del	Beskrivelse	Antall
A	Motor, kjevekobling, rullelager, aksel og spennhylse	1
B	Spennhylse, rullelager, tykk plate, aksel, arm	1
C	L-profil	2

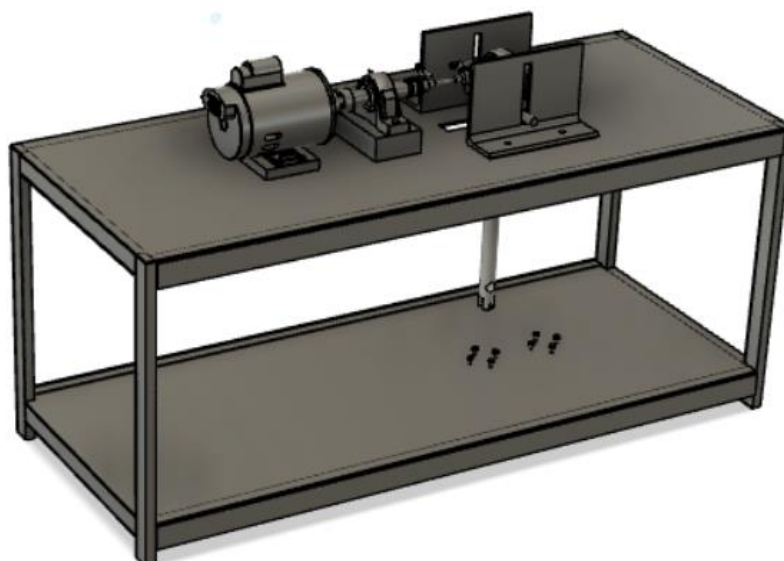
Tabell 11.2: Forts.

D	Hul rektangulær profil med påsveist trinse	1
E	C-profil, T-profil skinnesystem, akselstøtte og sylindrefot	1
F	Tykkplate til motor	1
G	Tykkplate til rullelager	1
H	Tildekke	1

1. Komponent A er satt sammen av flere komponenter. De skrues fast til bordet med komponent F og G for å få riktig høyde på komponent A.

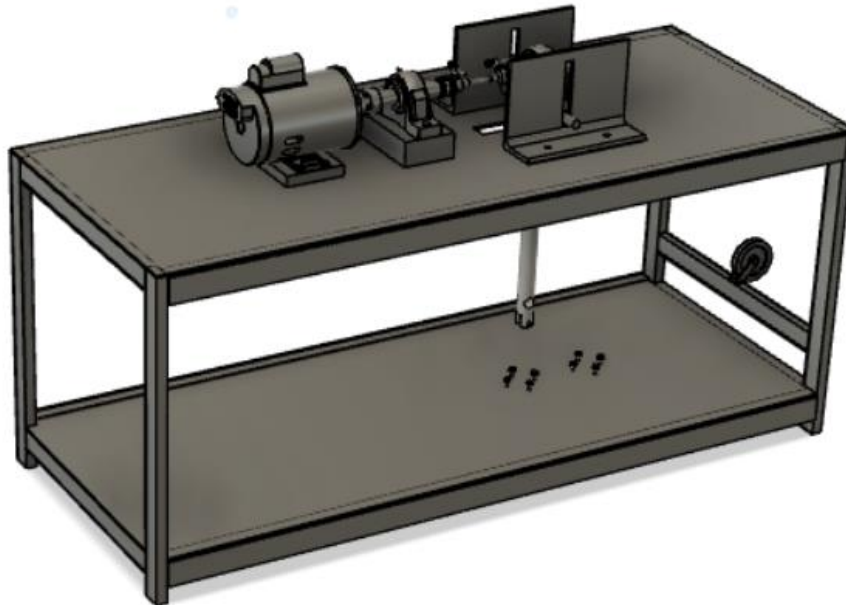


2. Komponent B er satt sammen av flere komponenter. Armen plasseres gjennom sporet på platen, og videre skal komponentene C skrues fast på bordet på hver sin side av komponent B.

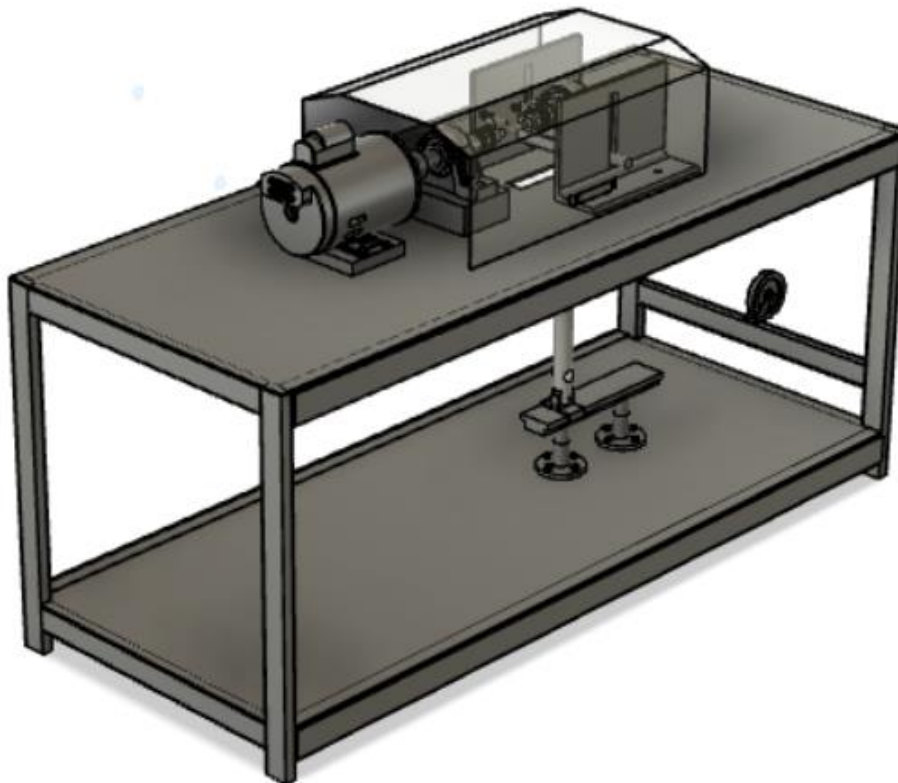


Tabell 11.2: Forts.

3. Komponent D er satt sammen av flere komponenter. Trinsen sveises på profilen som videre sveises på den vertikale profilen på støttekonstruksjonen.



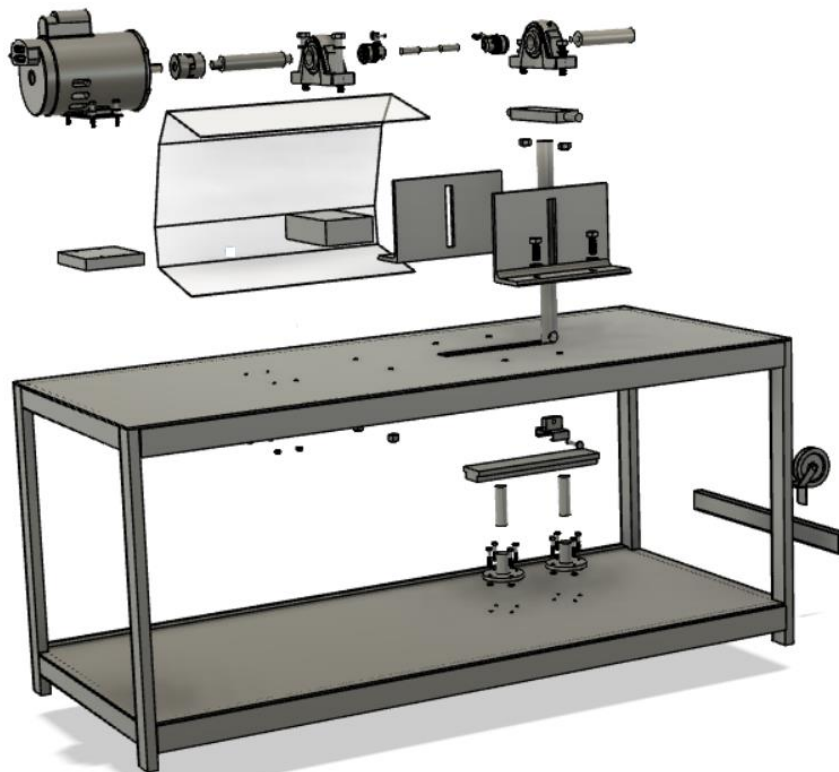
4. Komponent D er satt sammen av flere komponenter. Denne delen skrues direkte på platen på undersiden, og skrur på komponent H for tildekke.



Herunder legges det til to eksplosjonsvisninger av alle komponenter. En for benken og en for maskinen.



Figur 11.2: Eksplosjonstegning av alle komponentene til benken



Figur 11.3: Eksplosjonstegning av alle komponentene til maskinen.

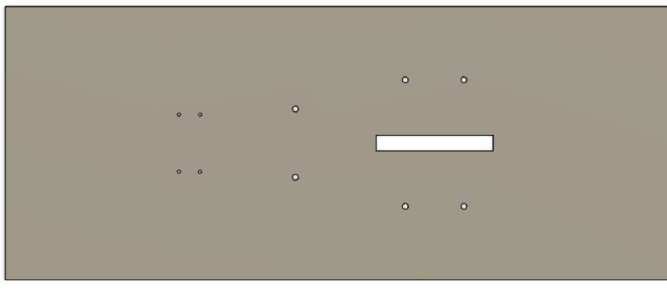
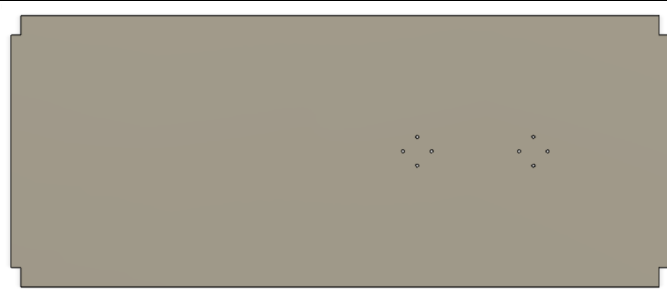
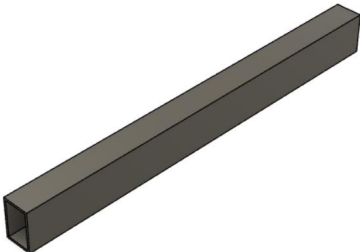
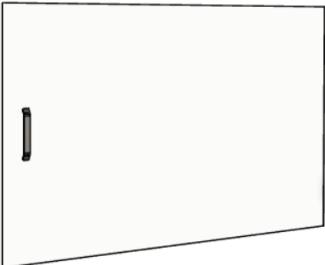
12. PRODUKSJON OG ØKONOMI

Dette kapittelet gjør rede for produksjonsmetoder for enkeltkomponenter og en kostnadskalkyle for produksjon av en prototype og ved serieproduksjon.


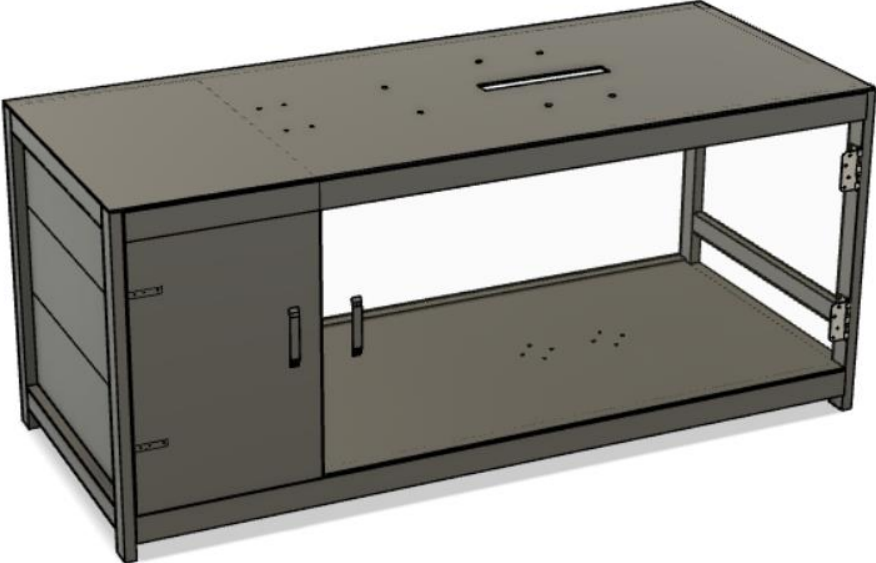

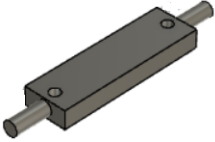
12.1. Produksjonsmetoder

Tabellen under gir en oversikt over komponentene som skal tilvirkes, med oversikt over materialkvalitet, utgangsprofil og produksjonsmetoder samt en tegning for å posisjonere hvor delen er i konstruksjonen. Utgangsprofilen er geometrien til arbeidsstykket før det har blitt tilvirket. Dermed, følger det punktvis produksjonsmetoder for å oppnå den endelige komponentens geometri.

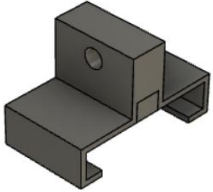
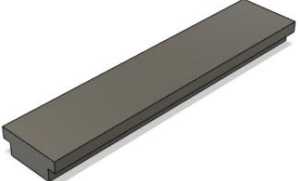



Tabell 12.1: Oversikt over komponenter som skal tilvirkes og hvilken produksjonsmetode det benyttes av.

Komponent	Produksjonsmetode
	Materialkvalitet: S355J2 Utgangsprofilen: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Platesaks • Vannskjæring • Boring
	Materialkvalitet: S355J2 Utgangsprofilen: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Platesaks • Vinkelsliper • Boring
	Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rektangulær Hulprofil <ul style="list-style-type: none"> • Vannskjæring Alle rektangulære hulprofiler som danner støtten til benken, er av samme dimensjoner. Man har tre forskjellige lengder.
	Materialkvalitet: ABS Utgangsprofil: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Kapping




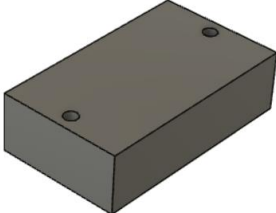
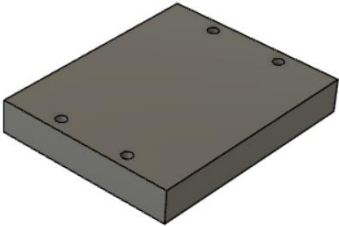
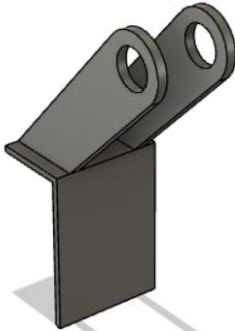
Tabell 12.1: Forts.

	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Plate</p> <ul style="list-style-type: none"> • Platesaks • Platekneking • Vinkelsliper • Sveis
Sveise sammen de øvrige komponentene	
	
Komponenter	Produksjonsmetode
	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rør</p> <ul style="list-style-type: none"> • Vinkelsliper • CNC fresing • Dreining
	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Plate & rør</p> <ul style="list-style-type: none"> • Kapping • Boring • Sveis

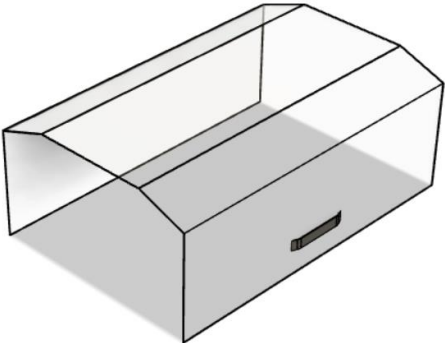
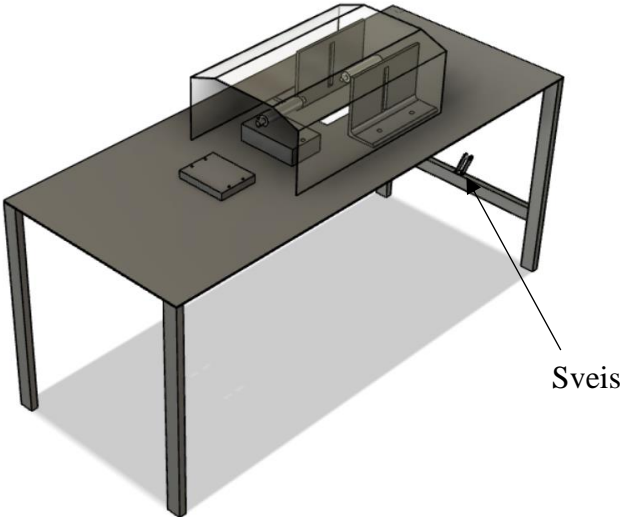
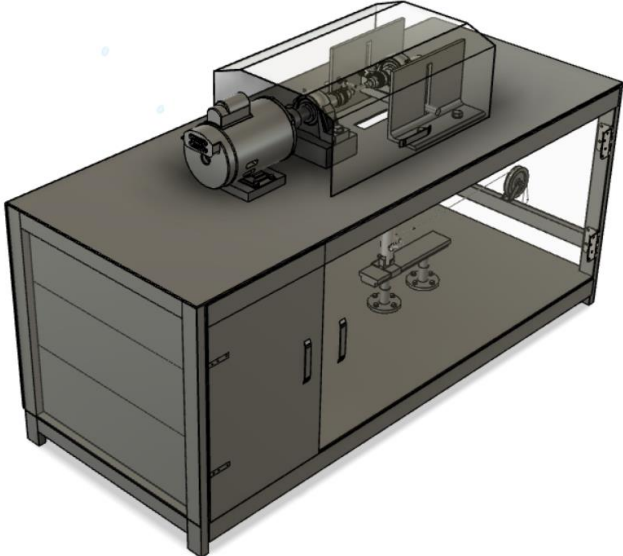
Tabell 12.1: Forts.

	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rektangulær hulprofil & Plate</p> <ul style="list-style-type: none"> • Skjæring midt på (vinkelsliper) • Vinkelsliper • Boring • Sveis
	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rektangulær</p> <ul style="list-style-type: none"> • CNC fresing • Vannskjæring
	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rør</p> <ul style="list-style-type: none"> • Vinkelsliper
	<p>Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Rør</p> <ul style="list-style-type: none"> • CNC fresing • Boring • Sveis
<p>Sammensatte deler fra de øvrige komponentene og henvisning til hvor de sveises sammen</p>	
	

Tabell 12.1: Forts.

Komponent	Produksjonsmetode
	Materialkvalitet: S355J2 Utgangsprofil: L-profil <ul style="list-style-type: none"> • Vannskjæring • CNC fresing • Boring
	Materialkvalitet: S355J2 Utgangsprofil: Rør <ul style="list-style-type: none"> • Vinkelsliper • Dreining • Gjenging • CNC fresing
	Materialkvalitet: S355J2 Utgangsprofil: Rør <ul style="list-style-type: none"> • Vinkelsliper • Dreining • Gjenging
	Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Vannskjæring • Boring
	Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Vannskjæring • Boring
	Materialkvalitet: S235JR Utgangsprofil: Plate <ul style="list-style-type: none"> • Vinkelsliper • Plateknekking • Boring • Sveis

Tabell 12.1: Forts.

	<p>Materialkvalitet: ABS Utgangsprofil: Plate</p> <ul style="list-style-type: none"> • Knekking • Platesaks
<p>Setter sammen de øvrige komponentene på benken for å forstå posisjonen</p>	
	
<p>Hele konstruksjonen sammensatt med standarkomponentene</p>	
	

Tabell 12.1 gir en oversikt over tilvirkningsmetoder som trengs for å oppnå ønsket geometri. Videre skal neste delkapittel gi en oversikt over hvor mye dette koster.

12.2. Kostnads kalkyle for prototype

Dette delkapittelet gir et grovt kostnadsestimat for produksjon av en prototype for en roterende bøyeutmattings-maskin. Kostnadene knyttes opp mot arbeidet, produksjonsmetoder, materialer og komponenter. Det gjøres noen forenklinger knyttet til kostnads kalkyle i tabellen for 1 stk. prototype. Disse forenklingene er gjort:

Maskinering innebærer produksjonsmetodene platesaks, plateknekking, vannskjæring, CNC fresing, boring og gjenging og dreining.

S235JR og ABS innebærer profilene og delene som er av materialkvalitet S235JR. Plastmaterialene innebærer døra og tildekke som er av materialkvalitet ABS.

S355JR innebærer profilene og delene som er av materialkvalitet S355J2.

Tabell 12.2: Tabellen gir et grovt estimat på kostnads kalkyle for 1 stk. prototype. Grov prishenting av materialer og komponenter er hentet fra Norsk stål profil, SMT Sortland AS og Mastercarr [42][43][44].

I. KONSEPUTVIKLING:	Timer	Kvanta	Pris [NOK]	Sum, NOK
Utredningsarbeid	200	-	550	110.000
Formgivning og design	300	-	550	165.000
3-D framstillinger	100	-	550	55.000
Konstruksjonstegninger	20	-	550	11.000
Prosjektrapport	280	-	550	154.00
Delsum, konseptutvikling	900			495.000
II. PROTOTYPING:	Timer	Kvanta	Pris [NOK]	Sum, NOK
Arbeidskostnader:				
Maskinering	16		650	10.400
Sveising	4		650	2.600
Montering	4		650	2.600
Materialer og komponenter:				
S235JR og ABS		83 kg	40	3.320
S355J2		108 kg	40	4.320
El-motor		1	700	700
Kjev Kobling		1	300	300
Rullelager		2	800	1.600
Spennhylse m/nøkkel		2	350	700
Skruer, håndtak og hengsler		29	15	435
Delsum, Prototyping				29.675
III. TOTALKOSTNAD				521.975

Totalkostnadene for produksjon av 1 stk. prototype er 521.975 NOK.

12.3. Kostnadsanalyse for serieproduksjon

I dette delkapittelet utarbeides det et grovt kostnadsestimert ved serieproduksjon. Maskinen skal i grunn lages lokalt og bli brukt av verkstedet på NMBU. Om det ønskes at det skal produseres flere varianter av denne maskinen er det aktuelt å anslå en kostnad ved serieproduksjon, og at det produseres mellom 1-25 stykk.

For engangstilvirkning i små serier bør man foretrekke å gå ut fra standardiserte formvarer som plater, stenger, profiler, rør osv. Det er det gjort i stor grad til prototypen. Tilvirkningsmetodene når det skal lages flere enheter kan endres i den forstand at man benytter seg av andre metoder, dermed vil engangskostnadene øke.

Siden produksjonen vil skje i liten skala antas det at man bruker de samme produksjonsmetodene som det er blitt gjort på prototypen.

Engangskostnaden er knyttet opp mot konseptutvikling, mens de løpende kostnadene som påvirkes ved at man produserer flere enheter er materialer, komponenter, og tilvirkningskostnadene.

Tabell 12.3: Tabellen viser den totale kostnaden for serieproduksjon av 1 stk. prototype.

Kostnadsdriver	Sum [NOK]
Konseptutvikling (KU)	495.000
Materialer og komponenter (M&K)	8.531
Arbeidskostnadene (AK)	13.260
SUM	516.791

I tabell 12.3 er det antatt at man får:

- 25 % kvantumsrabatt på materialer og komponenter.
- en reduksjon på 15 % på arbeidskostnadene av prototypen.

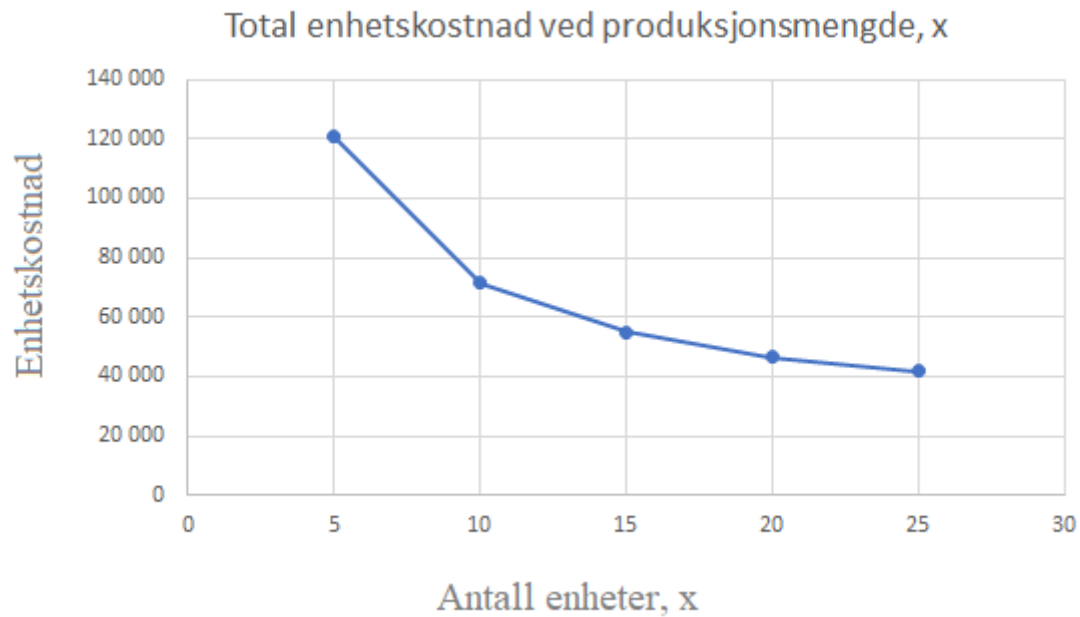
Tabell 12.4: Tabellen viser oversikt over enhetskostnader i NOK, per produksjonsantall. Materialer og komponenter og arbeidskostnadene har blitt trukket med antagelsene om kvantumsrabatt og reduksjon på arbeidskostnadene. Konseptutvikling forkortes med KU, materialer og komponenter forkortes med M&K og arbeidskostnadene forkortes med AK.

Kostnadsdriver:	Antall produserte enheter				
	5	10	15	20	25
KU	495.000	495.000	495.000	495.000	495.000
M&K	8.531	8.531	8.531	8.531	8.531
AK	13.260	13.260	13.260	13.260	13.260
SUM [NOK]	120.791	71.291	54.791	46.541	41.591

Det brukes følgende likning for å finne total kostnad per enhet:

$$\text{Total enhetskostnad} = \frac{KU}{x} + MK + AK$$

Resultatet blir fremstilt i grafen nedenfor.



Figur 12.1: Figuren illustrerer hvordan den totale enhetskostnaden synker med økende produksjonsmengde.

Man kan se at det er rimelig dyrt å produsere maskinen, og det blir rimeligere når det produseres flere av den. Man kan eventuelt fjerne konseptutviklingskostnaden, og legge til en engangskostnad for en maskin som gjør produksjonsprosessen mer effektiv. Dermed vil den totale enhetskostnaden synke.

13. PROSESSEVALUERING OG DISKUSJON

Dette kapittelet reflekterer ulike momenter av prosjektutførelsen. Det gjøres evalueringer omkring de forskjellige fasene i prosjektet og hvilke utfordringer som har oppstått i forhold til disse. For dette kapittelet henvises det til kap. 3.6 Prosesstrinn, som gir en oversikt over hvilket trinn som gjennomgås ved de ulike fasene.

13.1. Kompetanseutviklingen

Gjennom denne prosjektoppgaven har det oppstått utfordringer som man har tatt læring av. Prioritering av arbeidsoppgaver, og selvinnsikt i hvor lang tid arbeidsoppgaven tar, har vært utfordrende. Arbeidsplanen har underveis blitt endret på, slik at man får et reelt bilde på hvor mye tid man faktisk brukte. Det tok mye lenger tid enn antatt når det skulle gjøres rede for løsningsalternativer, grovberegninger på aktuelle komponenter og komme fram til en endelig konstruksjonsløsning.

13.2. Utredningsfasen

Utredningsfasen er fundamentet til oppgaven, hvor man gjør seg innforstått med oppdragsbeskrivelsen, teknologien og teorien som står i grunn til videre arbeid. Her ble det også lagd en prosjektplan og metodebeskrivelse. Utfordringer som har oppstått i denne fasen settes punktvis:

- Utmattingsproblematikken har gjennom hele studiet vært et utfordrende fagområde, og det gikk mye tid i å forstå problematikken, kartlegge utmattingsstyper og viktigheten av å ha kunnskap om dette.
- Det ble viet en del tid til prosjektplanleggingen. Den første opprinnelige planen var for optimistisk i forhold til når jeg faktisk ble ferdig med gitte delmål, og jeg måtte derfor underveis endre på denne. Dette har gitt meg et bedre utgangspunkt til neste gang jeg skal lage en arbeidsplan.
- Ved utredning av metodebruk synes jeg det var utfordrende å lokalisere hvilke metoder som skulle brukes, og hvordan disse skulle anvendes i oppgaven. Ettersom man jobbet seg videre i oppgaven ble jeg mer bevisst på min arbeidsmetode og hvordan løsningene og valgene mine oppsto. Dette kunne jeg da knytte opp mot metodebruken. Likevel, gjør man en del ubeviste valg og utredninger som er metodiske, og det har dermed vært utfordrende å linke alle områder opp mot kap.3.4. Metodebruk og løsningsverktøy..
- Kvalitetssikringen er standarder, forskrifter og litteraturer som jeg har brukt i oppgaven. Mange av disse ble funnet underveis, og lagt til punktvis på kap. 3.5. Det hadde vært ønskelig å gjøre dette mer oversiktlig, og knytte det mer opp mot hvor det er brukt.
- Teknologiutredningen var nyttig med tanke på å hente inspirasjon til konseptgenereringen og tilegne seg mer kunnskap til oppbygningen av en eksisterende maskin.
- Gjennomgang av teori var veldig nyttig med tanke på å øke kompetansen i det fagområdet som gjennomgås. Det ble gjort rede for, mye generell teori, i en litt tilfeldig

rekkefølge. Årsaken til dette var at jeg syntes det var vanskelig å vite hva som skulle beregnes på forhånd. Kapittelet kunne dermed blitt mer spesifikt og sterkere knyttet til grovberegningene, om jeg hadde hatt mer klarhet i hvordan oppbyggingen av den valgte løsningen skulle bli.

13.3. Utviklingsfasen

Utviklingsfasen gjør rede for de ulike fasene man går gjennom for å ha et grunnlag som videre kan brukes til å begynne å forme produktet i 3-D. utfordringer som har oppstått i denne fasen settes punktvis:

- Det ble viet mye tid til produktspesifisering. Fra tidligere erfaring har jeg opplevd at gode og målbare kriterier gjør konseptgenereringen og konseptvalget mye enklere. Jeg synes, også fra tidligere, at dette er en utfordrende del. Maskinen er bygd opp av mange komponenter, og det var vanskelig å forutse en beskrivelse de forskjellige egenskapene skulle ha slik at det tilfredsstilte konseptvalgene. Dermed, ble det gjort endringer underveis av beskrivelsene på egenskapene (Tabell 5.1).
- Å identifisere grense- og grovspesifikasjoner var viktig for å tilegne seg kunnskap angående dimensjoner og vekt som vanligvis benyttes for maskinen og benken. Disse spesifikasjonene ble brukt til grovberegninger av konstruksjonen og valgte profiler. I ettertid har jeg sett at maskinen har dimensjoner og en tyngde mer knyttet til større maskiner, enn de små. Det kunne derfor vært mer aktuelt å ta mer hensyn til de store maskinene.
- I forbindelse med konseptgenereringen og konseptvalget ble det utarbeidet mange skisser. Dette var veldig tidskrevende, og det måtte ved flere anledninger endres på skissene, spesielt med tanke på belastningssystemet. Her ble det generert flere skisser etter valgt konsept og gjort nye vurderinger ettersom fordelingene av kreftene ikke var tilfredsstillende.
- Endelig konseptvalg for belastningssystemet ble ved flere anledninger endret på. Jeg synes det var vanskelig å skissere et system som ga et konstant bøyemoment på prøvestaven. Det gikk flere runder etter løsningsvalget, der belastningssystemet ble endret på, da det oppsto momenter jeg ikke klarte å forutse, og som gjorde at belastningssystemet ikke ga de fordelingene av kreftene som jeg så for meg. Jeg brukte mye ANSYS Mechanical for å kartlegge hvor belastningssystemet måtte låses for å gi et konstant bøyemoment.
- Konseptvalget har en arm som henger, dette førte til at jeg måtte ta hensyn til egenvekt, og jeg innså at jeg var nødt til å eliminere egenvektkraften eller neglisjere det, dette ble gjort med å konstruere et skinnesystem. Dermed, ble konstruksjonen noe mer komplisert, og egenvektsproblemet ble ikke løst. Det kunne kanskje vært lurt å bygge belastningssystemet horisontalt.
- Det er ikke gjort rede for belastningsreguleringen. Det ville vært aktuelt med et løsningsforslag for en masse som kobles til wiren.

- Eksterntesting bidro i stor grad til å verifisere belastningssystemet, og det ble en felles enighet om at konstruksjonen ga en uheldig kraftfordeling, og at konstruksjonen må videreutvikles for å tilfredsstillte kraftfordelingen. Det ville vært aktuelt å starte med eksterntesting mye tidligere og enda mer målrettet til belastningssystemet, da kunne jeg lagd flere skisser som tilfredsstilte kraftfordelingen.

13.4. Analysefasen

Analysefasen tar med seg konseptvalget gjort i utviklingsfasen, der det gjøres beregninger og dimensjonsvalg slik at den kan 3-D designes, og utføre FEM-analyser på delkomponenter. Utfordringer som har oppstått i denne fasen settes punktvis:

- Ved grovberegninger hadde det vært aktuelt med flere beregninger, spesielt når det gjelder armen. Den er kontrollert for dimensjon, sveis- og skrueforbindelsen, men siden det er en så sentral komponent og utsatt for vekslende spenninger ville det vært aktuelt med en utmattingsberegning og en levetidsanalyse. Det burde også ha blitt foretatt en beregning på skinneresystemet, for å vite hvor mye friksjon armen sklir på skinna.
- Det er mange deler med skrueforbindelser og deler som skal sveises sammen, det burde dermed blitt foretatt et grundigere arbeid når det gjelder dette.
- Det ble viet mye tid til produktarkitekturen, det var mange deler som skulle konstrueres. Tidlig i dette kapittelet anslo jeg materialer til sine respektive deler som ved eksterntesting ble anslått som fornuftige. Fargen på delene endrer seg litt fra tabell til tabell ettersom noen av de angir fargen på det anslåtte materialet mens andre ikke gjør det. Her ville et ryddigere Fusion360 bibliotek gjort det enklere å jobbe med dette.
- Vekten på maskinen ble noe tyngre enn vekten jeg anslo til grovberegninger. Vekten ble til slutt på ca. 48 kg, og beregningene er gjort med en vekt på 27 kg. Beregningene viser fortsatt en god margin før det kan oppstå brudd eller flyt, men det hadde vært ønskelig å beregne dette med en tyngre vekt.
- Beregninger på prøvestaven er utført med en vekt på 30 kg, noe som vil, ut ifra utmattingsberegningene gi en altfor stor spenningsvidde på en nesten hvilken som helst prøvestav. Man kunne gjort beregningene med mindre vekt.
- Det er gjort lite rede for måleteknisk utstyr, disse dukker opp ved konseptgenerering, og i kap. 9.1 Figur 9.2, der komponentene plasseres i områder man anser som fornuftige. Her hadde jeg ønsket å ha litt mer tid for å gjøre en større utredning av dette. Dermed er det ved figur 9.2 gjort en forenkling, ved at jeg har tegnet bokskisser på hvor jeg tenker det kan være lurt å plassere dem.
- FEM-analysen ble gjort i Fusion360, og jeg brukte mye tid på å finne ut hvordan jeg kunne synliggjøre stedene jeg valgte å låse delene. Dette ble dermed beskrevet i kapittel 10.
- Det hadde vært ønskelig å gjøre en mer detaljert FEM-analyse for flere komponenter, utføre flere utmattingsberegninger og en levetidanalyse.

- Konstruksjonen består av mange sammenstillingsdeler og det må utføres drøfting med fagekspertene om krav til toleransemålsettinger. ISO 1143:2010 gjør rede for hva slags toleranser som er fornuftige, og disse toleransene er igjen knyttet til andre standarder. Dermed, ble det en begrensning av tid for å utrede dette.
- Når det gjelder ISO 1143:2010, så går den standarden gjennom hva slags mål, toleranser og nøyaktigheter man bør forholde seg til. Dette gjelder bl.a. for prøvestaven, og utforming av den og med hvilken nøyaktighet av krefter teststaven blir utsatt for. F.eks, settes det en vekt på belastningssystemet på 5 kg, som i teorien skal utsette teststaven for et bøyemoment på ca. 30 Nm, er det gitt fra standarden (ISO 1143:2010), at denne verdien bør ha en nøyaktighet på 1%. Det vil si at det er lite rom for tap av krefter. Det er derfor aktuelt med en videreutvikling av belastningssystemet og dypere gjennomgang av beregninger og analyser, for at man med sikkerhet vet at man holder seg innen grensa.

13.5. Ferdigstillingsfasen

Ferdigstillingsfasen gjør rede for metoder og kostnader når det gjelder produksjon, samt legge til tekniske tegninger og -anvisninger. utfordringer som har oppstått i denne fase settes punktvis:

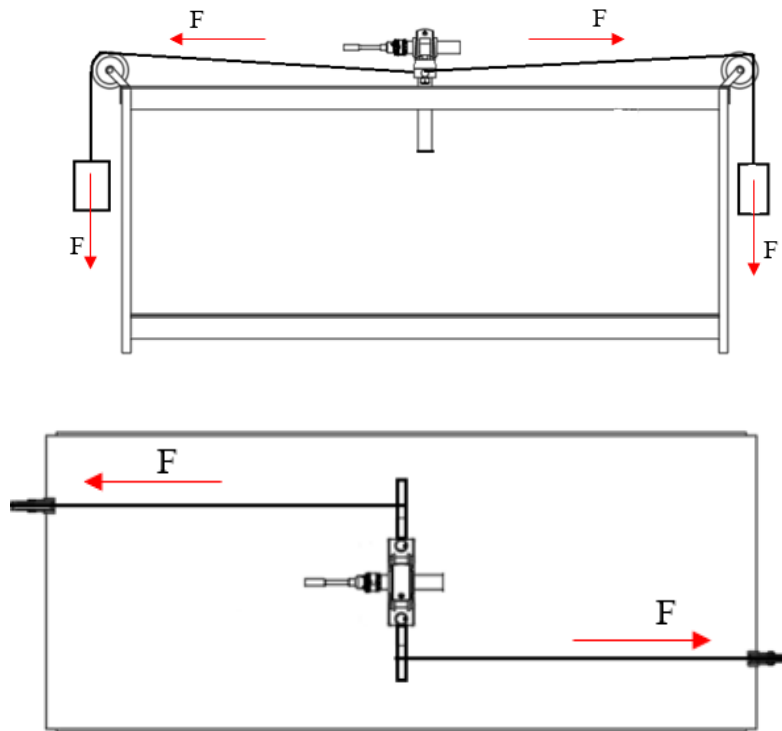
- Kostnadskalkylene ble forenklet ved at man antok en kg/pris på materialet. I realiteten ville noen profiler være dyrere enn andre pga. en mer kostbar produksjonsmetode. Dermed, burde det innhentes mer nøyaktige kostnader knyttet til profilene. Arbeidstimer er også en ca. verdi av det jeg ser for meg det tar å tilvirke komponentene.
- Tekniske tegninger og -anvisninger tok en del tid fordi det var så mange deler, og det ble vanskelig å eksplodere hele systemet slik at det ble lesbart i et A4 ark. Her ble tegningene verifisert iht. til ISO128. Det var også tidkrevende å lage en oversiktlig monteringsanvisning når det var så mange deler. Det er også ønskelig å utforme en bruksmanual slik at man lettere kan navigere seg gjennom produktet.

13.6. Behov for designrevisjon og videreutvikling

Dette er en omfattende utviklingsoppgave som består av flere komplekse problemstillinger som skal håndteres på en god måte, noe som også understrekes gjennom eksterne tilbakemeldinger gjennom prosjektperioden. Dette gjelder spesielt når løsningen for vertikalmekanismen som bør fungere slik at man kunne negligere påvirkning av egenkrefter slik at man kan oppnå å få et konstant bøyemoment over test-lengden på selve prøvestaven (Jfr. ISO 1143:2010). Prosjektarbeidet som er gjennomført er i så måte en tidligfase i utviklingen av et helhetlig konsept for en roterende bøyeutmattingsmaskin, og det finnes flere veier å gå videre mot en best mulig løsning. I en videreføring er det ønskelig å gå grundigere gjennom mekanismer i kommersielle maskiner for å bedre forstå vertikalmekanismer, oppbygging og virkemåte hos disse, siden slike også eksisterer og er kommersielt tilgjengelig løsningsvarianter (Jfr. Referanse. Nr.31, Fine Testing Instruments).

For å oppnå best mulige optimale testbetingelser og påliteligheter i testgjennomføringen er det også et klart behov for en designrevisjon for selve kraftpåføringsmekanismen, med mer grundige analyser av virkemåten hos de mekaniske elementene, det vertikale eller horisontale

kraftspillet ved opplagring og bevegelse, mens hovedtyngden av den øvrige riggløsningen som er foreslått med motordrift, oppstilling mv. kan beholdes videre. Dette delkapittelet avrunder derfor siste delen av prosjektarbeidet mitt ved å også gjøre rede for et mulig alternativt løsningsprinsipp, som gjennom videreutviklingen vil kunne danne et grunnlag for en mulig bedre løsningsmetode. Herunder følger det en figur for en kombinert horisontal og vertikal mekanisme som vil kunne bidra til å gi prøvestaven et konstant bøyemoment:



Figur 13.1: Horisontal balansert opplegg. A) Sett forfra. B) Sett ovenfra.

Fra ekspertinnspillene i siste fasen av prosjektet (Terjesen) er det løftet fram en visjon for videreutvikling som innebærer å klare å utvikle en firepunkts utmattingsmaskin som påfører staven et rent endemoment (med belastningspåføring fra begge sider av staven). Dette vil kunne være tema for et påfølgende student- og mastergradsprosjekt, og noe som burde kunne være mulig ved å gå videre med basis i anvisninger i ISO 1143:2020 og kraftpåførings-mekanismen som er skissert i Figur 13.1. Samtidig vil man kunne bygge videre på grunnlagsarbeidet og viktige trekk fra det konseptutviklingsarbeidet som er lagt fram i denne rapporten, dette både med hensyn til valg av delementer, komponenter og oppstillingsløsning.

ISO 1143:2010 er en internasjonal standard som har som hensikt å spesifisere metoder for å teste utmattethetstesting av metalliske materialer, og den gjør rede for prinsipper til testing, utforming og forberedelser av prøvestaven, og krav til mål, toleranser og nøyaktighet. Mål og toleranser beskriver bl.a. dimensjoner og tillatte toleranser ved montering av prøvestaven. Nøyaktighet innebærer tillatte feilverdier konstruksjonen og prøvestaven kan ha ved påføring av en kraft, og ved målinger av utmattingsdata på teststaven. I videreutvikling er det viktigste med standarden, kravet til mål, toleranser og nøyaktighet, så kan kreativiteten gjerne bestemme hvordan belastningen påføres, ifølge slutt betraktningene om dette fra Terjesen.

14. KONKLUSJON

Det har blitt utredet, dimensjonert og utviklet en konstruksjonsløsning for en laboratorierigg til testing av roterende bøyeutmattning, med tilhørende tekniske tegninger og underlag for tilvirkning.

Gjennom dette prosjektet er det blitt utviklet en roterende bøyeutmattings-maskin som leser av utmattingsdata til en prøvestav ved hjelp av en turtallsmåler og vekselsteller. Prøvestaven blir belastet med et belastningssystem som utsetter prøvestaven for et maks bøyemoment i et endepunkt og registrerer brudd med en mikrobryter. Det er lagt til tekniske tegninger og underlag for tilvirkning slik at det kan bygges lokalt. Alle sentrale trinn i utviklingsprosessen er dokumentert med tilhørende beskrivelser, vurderinger og anbefalinger. Maskinen er festet til et benkunderlag og er sikker og lett å betjene.

Maskinen tilfredsstillers maskinforskriften Vedlegg I og Vedlegg VII ved at den har et tildekke som sikrer fare for helse og liv når den er operativ og det er lagd tekniske tegninger iht. ISO 128. Ved utforming av prøvestav og antall prøvestaver som må testes for å lage en designkurve er det bl.a. standard ISO 1143:2010 og BS EN 6072:2010 som gjelder.

14.1. Resultater

Prosjektet har resultert i at det har blitt utredet, dimensjonert og utviklet en tidligfase konstruksjonsløsning for en laboratorierigg til testing av roterende bøyeutmattning. Det har resultert i følgende resultater:

Dimensjoner:

- Høyde, lengde, bredde og vekt til maskinen er: H: 200 mm, L:908 mm, B: 406 mm og vekt: 48 kg.
- Høyde, lenge, bredde og vekt til benken er: H: 750 mm, B: 1700 mm, L: 700 mm og vekt: 163 kg.
- Total høyde, lengde, bredde og vekt er: H: 950 mm, B: 1700 mm, L: 700 mm og vekt: 211 kg

Funksjon:

- Maskinen gir repeterbare målinger og er festet til et benkunderlag.
- Maskinen roterer prøvestaven med et turtall på 2850 rpm.
- Prøvestaven festes til en spennhylse m/nøkkel.
- Av måleteknisk utstyr har maskinen en vekselsteller som teller antall sykluser, turtallsmåler som teller omdreininger pr. minutt og en mikrobryter som stopper motoren når prøvestaven når brudd.
- Belastningssystemet er utformet slik at prøvestaven blir utsatt for et maksbøyemoment i et endepunkt.

Material:

- Stål S355J2 og S235JR
- ABS plast

Økonomi:

- Totalkostnad for en stk prototype er 521.975 NOK.
- Total enhetskostnad ved serieproduksjon av 25 enheter er ca. 41.591 NOK.

14.2. Videre arbeid

Oppgaven er et utviklingsprosjekt som besto av mange momenter, og endte med å bli ganske omfattende. Det ble dermed ikke tid til å gjøre rede for alt. Videre arbeid knyttes til det som trengs før produktet kan realiseres og settes punktvis:

- Forhold knyttet til lastpåføringsmekanismen bør gjennomgås for å vurdere geometriske forhold og målenøyaktighetsforhold.
- Utføre en FEM-analyse og beregninger av flere deler. (f.eks. skinnesystemer, opplagringer og trinsesystemer/arm)
- Utføre mer omfattende beregninger med hensyn på sveis og skrueforbindelser. (Arm, og enkeltdele som sveises og skrues fast)
- Utføre flere utmattingsberegninger (Spesielt av deler med dynamisk påkjenning)
- Utføre en levetidsanalyse for benkkonstruksjonen og belastningssystemet.
- Utføre mer praktisk arbeid. (Utvikle prototypedeler som kan teste funksjon, friksjon og styrke. Spesielt på armen og skinnesystemet)
- Utføre en mer utfyllende komponent- og systemutredning, spesifisering og beskrivelse knyttet til belastningsregulering, samt måletekniske registrerings- og analysemuligheter (Hvordan regulerer man vekt, hvordan kobles vekseltelleren, turtallmåleren og mikrobryteren)
- Benytte av seg ISO 1143:2010 i større grad når det settes krav til mål, toleranser og nøyaktighet.
- Utforme en bruksmanual som viser steg for steg, for hvordan man opererer med maskinen.
- Utføre mer nøyaktige kostnadsberegninger for produktet.
- Konstruere og foreslå en fysisk masse som påføres belastningssystemet, og regulerer for hvor mange kg prøvestaven blir testet på.

15. KILDER OG REFERANSER

15.1. Skriftlige kilder

- [1] Terjesen, Geir (2020): Grunnleggende om utmatting av metaller, Undervisningsmaterieell i emnet TMP301, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 65 s.
- [2] Eversheim, W.: Innovation Management for Technical Products: Systematic and Integrated Product Development and Production Planning (RWTH-edition), 1st edition, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, Tyskland, 2009, 444 s.
- [3] Dieter, G. E., Schmidt, L.: Engineering design, Fifth Edition, McGraw-Hill International Edition, New York, USA 2013, 825 s. + vedlegg.
- [4] Bøe, J.K., Konsept- og produktrealisering, Ås NMBU, 2020, 209 s.
- [5] Michalko, M.: Thinkertoys: A Handbook of Creative-Thinking Techniques, 2nd Edition, Ten Speed Press, Berkeley, USA, 2006, 416 s.
- [6] Waløen Å., Maskindeler, TAPIR, Trondheim, 1989.
- [7] International standard, Metallic materials-rotating bar bending fatigue testing, ISO 1143:2010, Second edition, HIS, 2010, 32 s.
- [8] ASTM E466:15, Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials, ASTM International, 2015.
- [9] Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ϵ -N) Fatigue Data, ASTM International, 2015.
- [10] Juvinall R.C., Engineering Considerations of Stress, Strain and Strength, McGraw Hill, 1967.
- [11] Vollen, Øystein.: Mekanikk for ingeniører: Statikk og fasthetslære, 2.utgave, 5.opplag 2016, NKI Forlaget, Oslo, Norge, 2016, 376 s.
- [12] Terjesen, Geir (2020): Generelt om deformasjon og differensiallikning for den elastiske linjen. «Den elastiske linjens likning», Undervisningsmaterieell i emnet TMP301, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 184 s.
- [13] Terjesen, Geir (2020): Spenningsanalyse (rev.2), Undervisningsmaterieell i emnet TMP301, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 50 s.
- [14] Wildi, Theodore: Electrical machines, drives, and power systems, Sixth edition, International Edition, Pearson Education, Inc., Upper saddle river, New Jersey 07458, xxxx år, 934 s.
- [15] Terjesen, Geir (2020): S-N kurven, Undervisningsmaterieell i emnet TMP301, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 16 s.

[16] Terjesen, Geir (2020): Dimensjonering for begrenset levetid med variabel last, Undervisningsmaterieell i emnet TMP301, Norges miljø- og biovitenskapelige universitet, Ås, 31 s.

[17] Johannessen, Jarle.: Tekniske tabeller, J.W. Cappelens, Oslo, 2002, 158 s.

[18] BSI Standards Publication, Aerospace series – Metallic materials – Test methods – Constant amplitude fatigue testing, BS EN 6072:2010, HIS, 2010, 38 s.

15.2. Nettkilder

[1] Informasjon om den industrielle revolusjonen, hentet 31.01.2021

https://snl.no/den_industrielle_revolusjon

[2] Historiebakgrunn om utmatting, hentet 31.01.2021

https://www.wmtr.co.uk/history_of_fatigue_testing.html

[3] Bilde av bruddflaten i stålakslingen, hentet 31.01.2021 <https://snl.no/metallografi>

[4] Bilde av Prinsippskisse for en roterende bøyeutmattings maskin, hentet 02.02.2021
[http://www.ansatt.hig.no/henningj/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/9.%20mekaniske%20egenskaper%20og%20testing/Materiallaere-IM-9-Mekaniske%20egenskaper%20og%20testing%20\(IM+TDL\)-10.pdf](http://www.ansatt.hig.no/henningj/materialteknologi/Materiallare/arbeidsplan/9.%20mekaniske%20egenskaper%20og%20testing/Materiallaere-IM-9-Mekaniske%20egenskaper%20og%20testing%20(IM+TDL)-10.pdf)

[5] Hentet 03.02.2021

<https://www.anskaffelser.no/avtaler-og-regelverk/anskaffelsesprosedyrer/forsknings-og-utviklingskontrakter/unntak-enkelte-fou-kontrakter>

[6] Informasjon om Alexander Kielland-ulykken, hentet 09.02.2021

https://snl.no/Alexander_Kielland-ulykken

[7] Bilde av PA Hilton logo, informasjon om selskapet og bilde av maskinen, hentet 27.02.2021 <https://www.p-a-hilton.co.uk/about>

[8] Bilde av ZwickRoell logo, informasjon om selskapet og bilde av maskinen, hentet 27.02.2021 <https://www.zwickroell.com/>

[9] Bilde av ADMET logo, informasjon om selskapet og bilde av maskinen, hentet 27.02.2021 <https://www.admet.com/about-admet/>

[10] Bilde av Jinan Liangong Testing Technology Co., Ltd. logo, informasjon om selskapet og bilde av maskinen, hentet 27.02.2021

<http://www.testermachine.com/testermachinecom/about/?2.html>

[11] Bilde av roterende bøyeutmattingsmaskin isometrisk, hentet 03.03.2021

http://www.iaeng.org/publication/WCECS2013/WCECS2013_pp412-418.pdf

[12] Bilde og spesifikasjoner av PA Hilton roterende bøyeutmattingsmaskin, hentet

03.03.2021 [file:///C:/Users/chriv/Downloads/HSM19D-ROTATING%20FATIGUE%20MACHINE%20\(ELECTRONIC%20LOADING%20MECHANISM\)%20\(1\).pdf](file:///C:/Users/chriv/Downloads/HSM19D-ROTATING%20FATIGUE%20MACHINE%20(ELECTRONIC%20LOADING%20MECHANISM)%20(1).pdf)

- [13] Bilde og spesifikasjoner av SM1090V roterende bøyeutmattingsmaskin, hentet 03.03.2021 [file:///C:/Users/chriv/Downloads/SM1090V-Rotating-Fatigue-Machine-Datasheet-0820%20\(3\).pdf](file:///C:/Users/chriv/Downloads/SM1090V-Rotating-Fatigue-Machine-Datasheet-0820%20(3).pdf)
- [14] Bilde og spesifikasjoner av MT3012-E roterende bøyeutmattingsmaskin, hentet 03.03.2021 <https://www.tercosweden.com/product/mt3012-e-fatigue-testing-machine-with-pc-interface-and-software/?cn-reloaded=1>
- [15] Bilde av single phase AC motor, hentet 06.03.2021 <https://www.electronicshub.org/types-of-single-phase-induction-motors/>
- [16] Bilde av three phase AC motor, hentet 06.03.2021 <https://www.made-in-china.com/showroom/weiyemotor123/product-detailMXCmZINHsuWc/China-3-Phase-Electric-Motor-7-5HP-440V-AC-Motor-Three-Phase-Electric-Motor.html>
- [17] Bilde av aksel, hentet 06.03.2021 <http://www.bhansalitechno.com/Machinery-Shaft.html>
- [18] Bilde av prøvestav, hentet 06.03.2021 <https://www.yottavolt.com/product-category/tequipment/materials-testing-and-properties/test-specimens/>
- [19] Bilde av hovedkulelager, hentet 06.03.2021 <https://www.indiamart.com/proddetail/pedestal-bearing-17235211788.html>
- [20] Bilde av bjelke som utsettes for bøyespenninger, hentet 11.03.2021 <http://meccanica.uit.no/fasthet/boyespenning.htm>
- [21] Bilde av bjelke som utsettes for strekkspenninger, hentet 11.03.2021 <http://meccanica.no/fasthet/spenning.htm>
- [22] Bilde av bjelke som utsettes for vridespenninger, hentet 11.03.2021 https://www.researchgate.net/figure/Torsion-of-a-torque-rod-and-shearing-stress-of-a-circular-section_fig3_12371077
- [23] Bilde av skinnerystem, hentet 14.03.2021 <https://www.oem.co.uk/products/motors/linear-rail-and-guides>
- [24] Bilde av trinse, hentet 14.03.2021 <https://slideplayer.com/slide/3544194/>
- [25] Bilde av three jaw chuck drill med nøkkel, hentet 14.03.2021 <https://egypt.souq.com/eg-en/20mm-drill-chuck-with-key-8244747/i/>
- [26] Bilde av motor med reimoverføring, hentet 14.03.2021 <https://grabcad.com/library/belt-transmission-5>
- [27] Bilde av fastopplagret kulelager, hentet 14.03.2021 <https://www.baldor.com/brands/baldor-dodge/products/mounted-bearings/mounted-ball-bearings/food-safe-bearings>
- [28] Bilde av aksel, hentet 14.03.2021 <https://www.linkcontrols.co.uk/30mmkeyedshaft.html>

- [29] Bilde av vibrasjonsmatte, hentet 14.03.2021 <https://www.indiamart.com/proddetail/anti-vibration-pad-vibrosof-14123475173.html>
- [30] Bilde av prøvestav, hentet 14.03.2021 <https://www.yottavolt.com/product-category/tequipment/materials-testing-and-properties/test-specimens/>
- [31] Bilde av roterende bøyeutmattingsmaskin fra Fine Testing Instruments, hentet 14.03.2021 <https://www.indiamart.com/proddetail/digital-fatigue-testing-machine-2528889097.html>
- [32] Maskinforskriften, hentet 17.03.2021 https://lovdata.no/dokument/SF/forskrift/2009-05-20-544#KAPITTEL_2
- [33] Anbefalt høyde på spisebord, hentet 18.03.2021 <https://no.mastodoc.com/standard-dining-table-height-measurements-39747>
- [34] Anbefalte borddimensjoner, hentet 18.03.2021 <https://www.mobelringen.no/inspirasjon/guide-spisebord>
- [35] Teori, figurer og tabeller fra ABB, hentet 06.04.2021 <https://www.youtube.com/watch?v=5A30HpBtEqw>
- [36] Turtallsmåler med sensor, hentet 19.04.2021 <https://www.directindustry.com/prod/baltech-co-ltd/product-216093-2234059.html>
- [37] Tachometer med laser, hentet 19.05.2021 <https://www.abq-tachometer.com/Handheld%20Tachometers.all>
- [38] Mekanisk turtallsmåler, hentet 19.05.2021 <http://qdcouter.com/en/products/show-140-184-1.html>
- [39] Mekanisk vekselsteller, hentet 19.05.2021 <https://mx.misumi-ec.com/en/vona2/detail/110200229010/>
- [40] Mikrobryter, hentet 20.02.2021 <https://www.elfadistrelec.no/no/mikrobryter-gp-15a-bladrullearm-zf-friedrichshafen-ag-gptcrr01/p/30017550>
- [41] Dimensjoner og informasjon angående rullelager, hentet 22.05.2021 <https://www.skf.com/group/products/mounted-bearings/roller-bearing-units/metric/productid-SYNT%2035%20F>
- [42] Priser angående profiler med stålmaterialet S235JR og S355J2, hentet 23.05.2021 <https://pub.webbook.no/norskstaal/files/assets/common/downloads/publication.pdf>
- [43] Priser angående profiler med stålmateriale S235JR og S355J2, hentet 23.05.2021 <https://www.rcpro.no/produkt/64121023/stalplate-25mm-s355j2---n-pris-m%C2%B2>
- [44] Priser angående standardkomponenter, hentet 23.05.2021 <https://www.mcmaster.com/>
- [45] Eksempel på en stoppeklokke, hentet 26.05.2021 <https://www.gymo.no/adl-hjelpemidler/diverse-hjelpemidler/stoppeklokke>

[46] Eksempel på en enfase AC induksjonsmotor, hentet 30.05.2021

<https://omeikmotor.en.made-in-china.com/product/RsAmFrBHHucP/China-Single-Phase-Yc-Electric-Motor-7-5kw-10HP-220V.html>

[47] Eksempel på en trefase AC induksjonsmotor, hentet 30.05.2021

<https://www.indiamart.com/proddetail/three-phase-induction-motor-21375520912.html>

[48] Eksempel på DC motor, hentet 30.05.2021

[https://www.automationdirect.com/adc/overview/catalog/motors/dc_motors_\(up_to_2hp\)](https://www.automationdirect.com/adc/overview/catalog/motors/dc_motors_(up_to_2hp))

16. VEDLEGG

Tabell 16.1: Oversikt over vedlegg, og hva de inneholder.

Vedlegg nr.	Innhold	Side
V1	Første utkast av oppdragsbeskrivelse.	161
V2	Sikkerhetsfaktorer og materialedata av Johannesen.	162
V3	NS/EN/ISO 128 Måltegning	163
V4	NS/EN/ISO 128 Eksplosjonstegning	164-165
V5	Betraktninger fra eksperttestingen i utviklingsprosessen (G.Terjesen)	166
V6	Løsningsiterasjoner	167-169

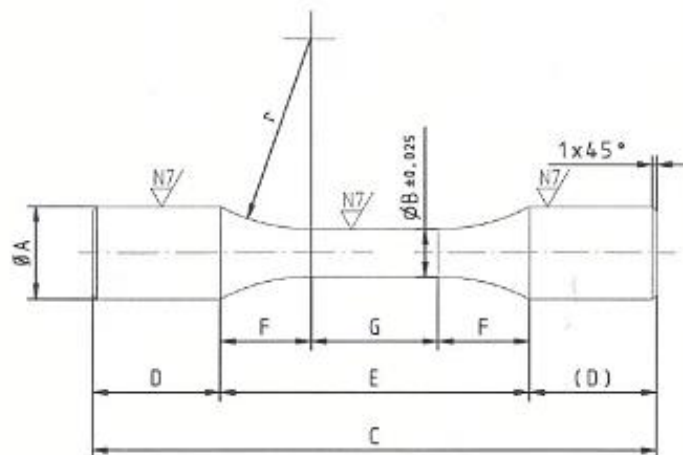
Vedlegg V1:

Masteroppgave: Roterende bøyeutmattingsmaskin**Bakgrunn**

Ved NMBU's laboratorium er det behov for en roterende utmattingsmaskin, se eksempelet i figur 1. Maskinen skal konstrueres, med motor, stavinnfestingssystem og belastningssystem. Maskinen bør ha et turtall på minst 3000 o/min og skal konstrueres til en standardstav, se f.eks. figur 2. Maskinen må ha et tellesystem som angir hvor mange rotasjoner staven har gjort før brudd.

**Figur 1**

Prøvestav
montert i
utmattings-
maskinen.

**Figur 2**

Mål i mm:
 $\text{ØB} = 10$, $C = 150$, $D = 45$, $E = 60$, $F = 18,735$, $G = 22,53$ og $r = 60$.

Momenter ved dimensjoneringer og valg av komponenter til utmattingsmaskin

- Valg av design og ytre mål
- Valgt av motor
- Valg av innfestingsforbindelser
- Valg av tellesystem
- Hvilke standarder gjelder?
- Styrke og utmattingsberegning av maskinen

Vedlegg V2:

Properties of metallic materials

Material	Standard	Abbreviation of selected types	Principal alloy constituents, mean values in % by mass	R_m ¹⁾	R_p ²⁾	A_5 ³⁾	C_{5W} ⁴⁾ Ref. value	Test bar dia. ⁵⁾	Properties, application examples
				N/mm ²	N/mm ²	%	N/mm ²	mm	

Casting and steel materials

 Cast iron and malleable cast iron ⁶⁾ $E^7)$ in 10³ N/mm²: GG 78...143 ⁶⁾; GGG 160...180; GTW and GTS 175...195

Cast iron with flake graphite (gray cast iron)	DIN EN 1561	EN-GJL-200	Not standardized	200...300	–	–	90	30	Brittle, very good machinability.
Nodular graphite iron	DIN EN 1563	EN-GJS-400-15	Not standardized	≥ 400	≥ 250	≥ 15	200	25	More ductile than gray cast iron, good machinability.
Malleable cast iron White-heart casting Black-heart casting	DIN EN 1562	EN-GJMW-100-5 EN-GJMB-350-10	Not standardized	≥ 400 ≥ 350	≥ 220 ≥ 200	≥ 5 (A ₅) ≥ 10 (A ₅)	–	12 12	Ductility similar to nodular cast iron, good machinability.
Cast steel $E^7)$ as steel	DIN 1681	GS-45	Not standardized	≥ 450	≥ 230	≥ 22	210		Heat-treatable.

 Steel $E^7)$ in 10³ N/mm²: unalloyed and low-alloy steels 212, austenitic steels ≥ 190, high-alloy tool steels ≤ 230

Untreated structural steel (dia. 16...40 mm)	DIN EN 10 025	S 235 JR E 360	≤ 0.19 C	340...510 670...830	≤ 225 ≥ 355	≥ 26 ≥ 11	≥ 170 ≥ 330	–	Low-stressed parts. Higher-stressed parts.
Cold-rolled strip of soft unalloyed steels	DIN EN 10 139	DC 05 LC	Not standardized	270...330	≤ 180	≥ 40 (A ₉₀)	≥ 130	–	Complex deep-drawn parts.
Hot-galvanized strip and sheet	DIN EN 10 142	DX 53 D	Not standardized	≤ 380	≤ 260	≥ 30 (A ₉₀)	≥ 190	–	Corrosion-stressed, complex deep-drawn parts.
Free-cutting steel (dia. 16...40 mm)	DIN EN 10 087	11 SMn30 35 S 20	≤ 0.14 C; 1.1 Mn; 0.30 S 0.35 C; 0.9 Mn; 0.20 S	380...570 520...660	–	–	≥ 190 ≥ 260	–	Soft free-cutting steel. Free-cutting tempering steel.

Tillatte belastninger

 Tillatte belastninger for stålkonstruksjoner i N/mm²

Materiale	Belastningstype	Strekk σ_s	Trykk σ_t	Bøying σ_b	Vridning/skjæring τ
NS-EN10025 S235JRG2	A I	100–150	100–150	110–160	65– 95
	B II	65– 95	65– 95	70–105	40– 60
	C III	45– 70	45– 70	50– 75	30– 45
NS-EN10025 S355J0	A I	140–205	140–205	150–215	80–125
	B II	90–130	90–130	100–150	55– 85
	C III	65– 95	65–95	70–105	40– 60
NS-EN10025 E360	A I	205–300	205–300	225–340	125–190
	B II	130–200	130–200	150–215	80–125
	C III	90–140	90–140	105–125	60– 90
NS-EN10083-1/2 Seigherdingsstål 42Cr4Mo	A I	345–590	345–590	380–650	205–350
	B II	220–380	220–380	240–410	160–240
	C III	160–260	160–260	170–235	100–190
NS-11645 Sst 450	A I	80–120	105–160	90–130	50– 70
	B II	50– 80	60– 90	55– 85	30– 50
	C III	30– 50	30– 50	40– 60	20– 35
NS-11650 Sst 520	A I	90–130	120–180	100–140	45– 70
	B II	60– 90	70–110	70–110	35– 50
	C III	35– 60	35– 60	50– 75	25– 40
NS-11100* SjG 200	A I	20– 40	–110	45– 70	30– 45
	B II	10– 20	30– 60	30– 45	20– 30
	C III	5– 15	5– 15	20– 30	15– 20

Tabellen har begrenset gyldighet og kan benyttes der det ikke blir gjort nøyaktige beregninger etter bruddhypotesen. Verdiene må reduseres hvis overflatene ikke er glattpolerte, og hvis det er muligheter for kjørvirkning.

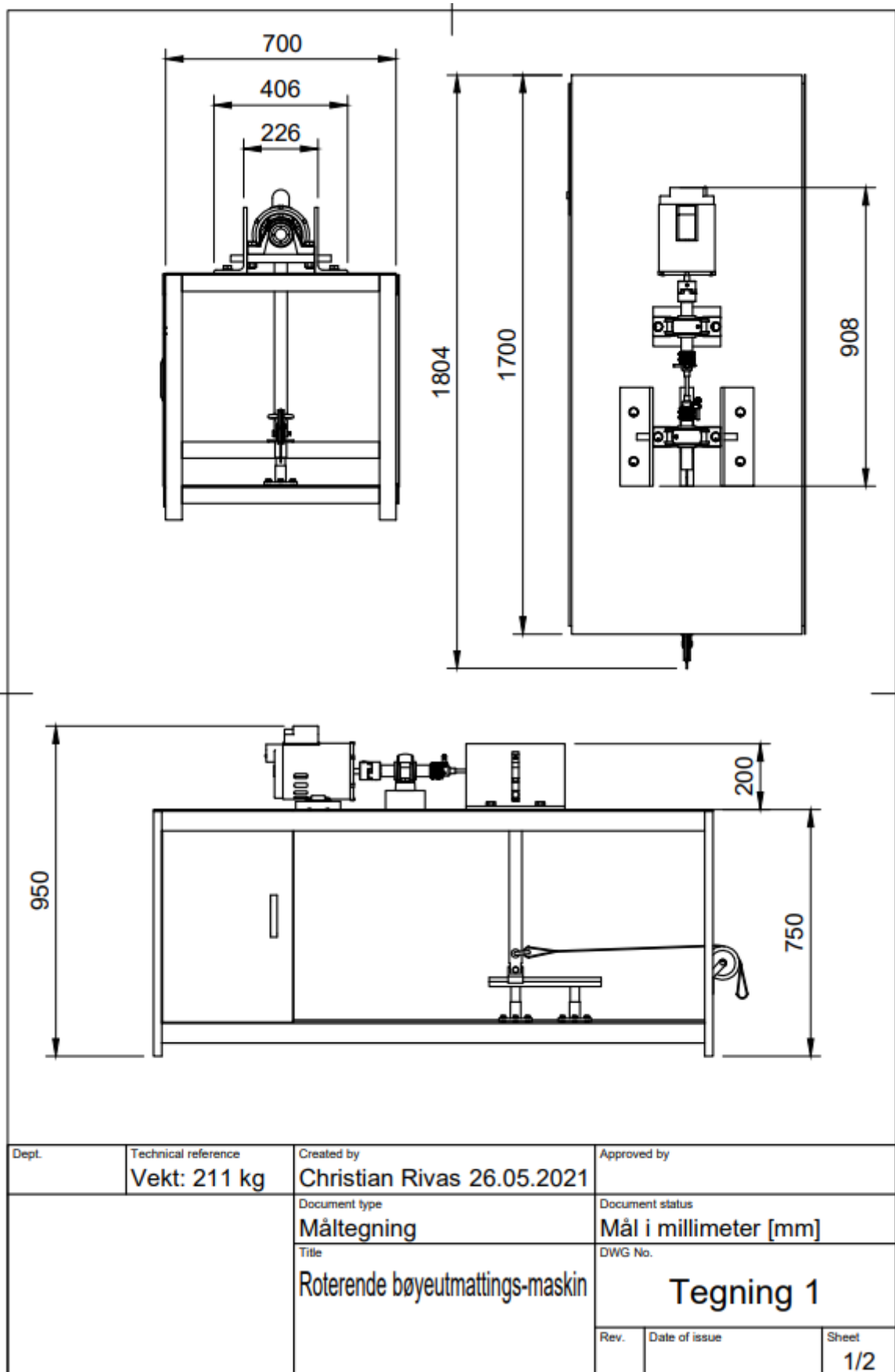
Belastningstype A gjelder for statiske belastninger.

Belastningstype B gjelder for hurtig utsvingende belastninger.

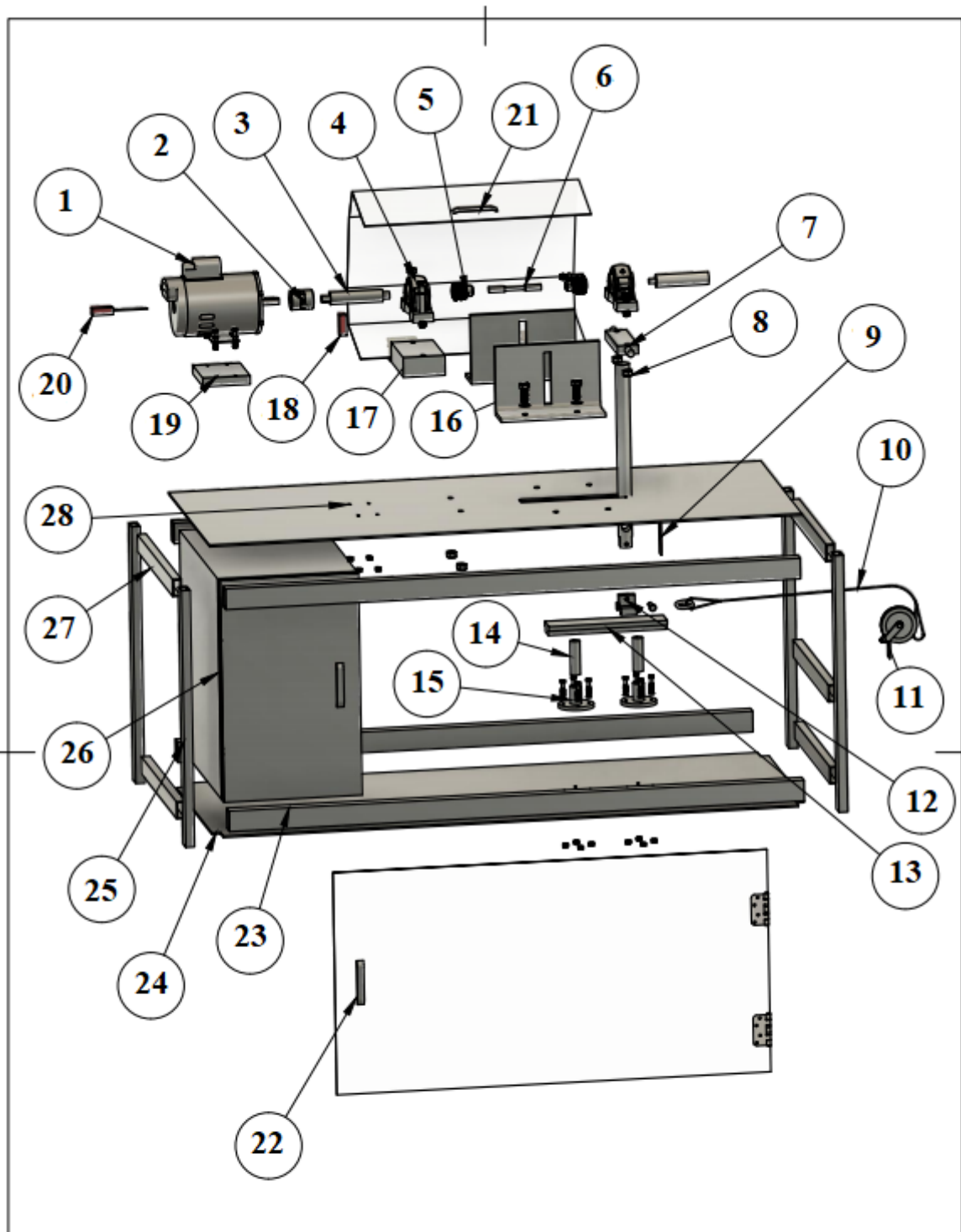
Belastningstype C gjelder for hurtig vekslende belastninger.

*) Verdiene for bøying, vridning og skjæring gjelder sirkelformede tverrsnitt. Ved bøying må verdiene reduseres med 20 % for rektangulære tverrsnitt og med 40 % for I-format tverrsnitt. Ved vridning og skjæring reduseres verdiene for kvadratisk tverrsnitt med 40 % og for rektangulære tverrsnitt med 40–60 %.

Vedlegg V3:



Vedlegg V4



Dept.	Technical reference Vekt: 211 kg	Created by Christian Rivas 27.05.2021	Approved by	
		Document type Eksplisjonsstegning	Document status	
		Title Roterende bøyeutmatnings-maskin	DWG No. Tegning 2	
		Rev.	Date of issue	Sheet 2/2

Vedlegg V4 forts.

Delliste			
Del nr:	Ant	Tittel/benevning	Material
1	1	Trefase AC induksjonsmotor	Innkjøp
2	1	Kjevekobling	Innkjøp
3	2	Aksel	S355J2
4	2	Rullelager - SKF_SYNT 35 F	Innkjøp
5	2	Spennhylse m/nøkkel	Innkjøp
6	1	Prøvestav	Innkjøp-
7	1	Plateunderlag m/påsveist rør	S235JR
8	1	Arm	S235JR
9	1	Mikrobryter / Registrering av brudd	Innkjøp
10	1	Wire	Innkjøp
11	1	Trinsesystem	Innkjøp
12	1	C-profil	S235JR
13	1	T-profil	S235JR
14	2	Rør til sylindarfot	S235JR
15	2	Sylinderfot	S235JR
16	2	L-profil	S355J2
17	1	Plateunderlag til rullelager	S235JR
18	1	Turtallsmåler	Innkjøp
19	1	Plateunderlag til motor	S235JR
20	1	Vekselteller	Innkjøp
21	1	Tildekke	ABS
22	1	Gjennomsiktig dør	ABS
23	4	Lang horisontal rektangulær hulprofil	S235JR
24	1	Benkplate - Underdel	S355J2
25	4	Vertikal rektangulær hulprofil	235JR
26	1	Kommode/skap	S235JR
27	5	Kort horisontal rektangulær hulprofil	S235JR
28	1	Benkplate - Overdel	S355J2
Dept.	Technical reference Vekt: 211 kg	Created by Christian Rivas 27.05.2021	Approved by
		Document type Eksplosjonstegning	Document status
		Title Roterende bøyetmattings-maskin	DWG No. Tegning 2 forts.
		Rev.	Date of issue
			Sheet 2/2

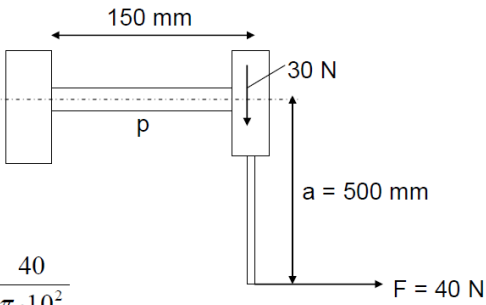
Vedlegg V5:

Armen er ikke støttet i nedkant.

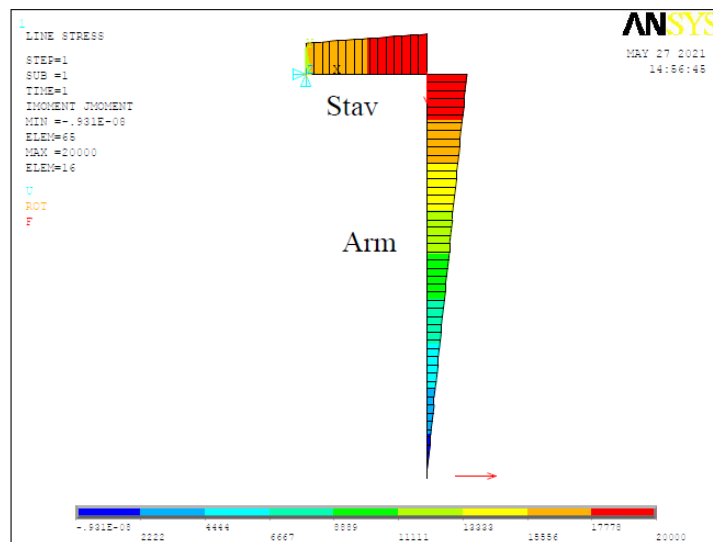
Regne eksempel:

Spenning midt på staven:

$$\sigma_p = \frac{40 \cdot 500}{\pi \cdot 10^3} - \frac{30 \cdot 75}{\pi \cdot 10^3} + \frac{40}{\pi \cdot 10^2}$$

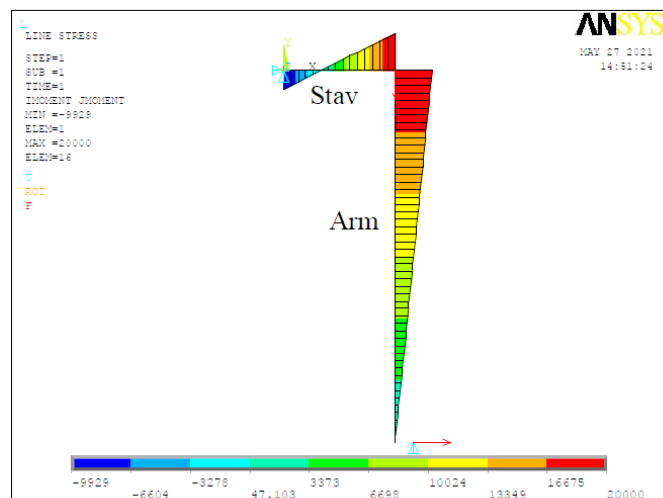
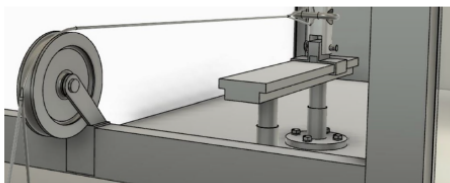
$$\sigma_p = 203,7 \text{ MPa} - 22,9 \text{ MPa} + 0,5 \text{ MPa} = 181,3 \text{ MPa}$$


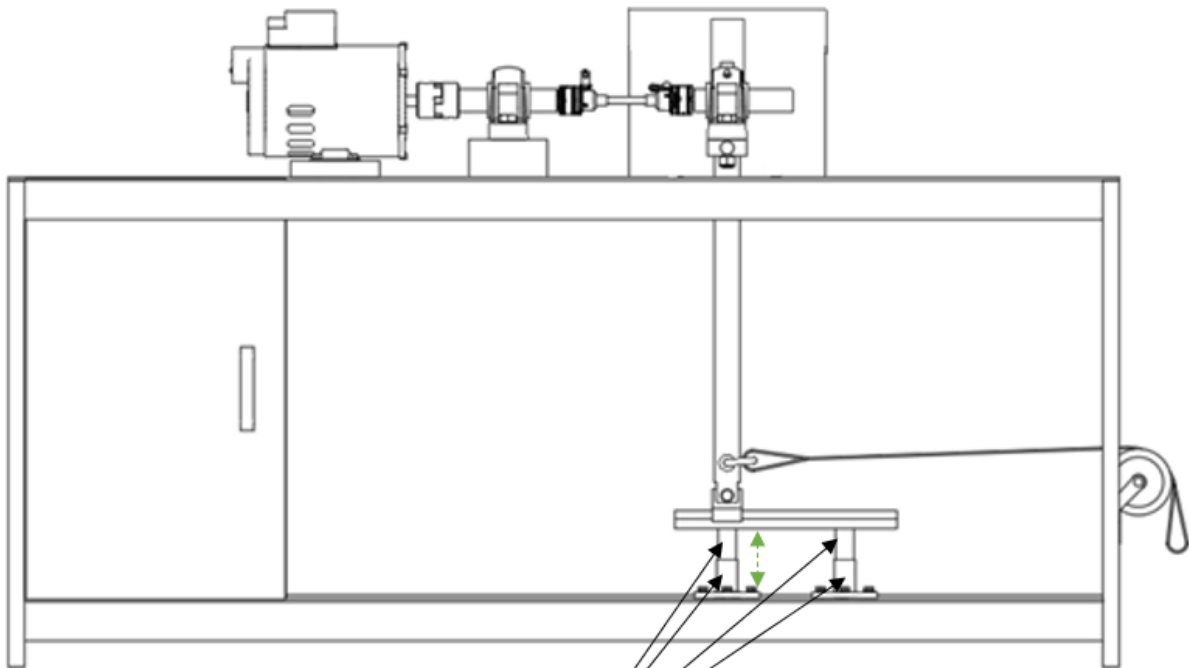
Vi ser at momentet varierer over stavens lengde, utkastet må forkastes.



Staven er forhindret i bevege seg vertikalt i nedkant:

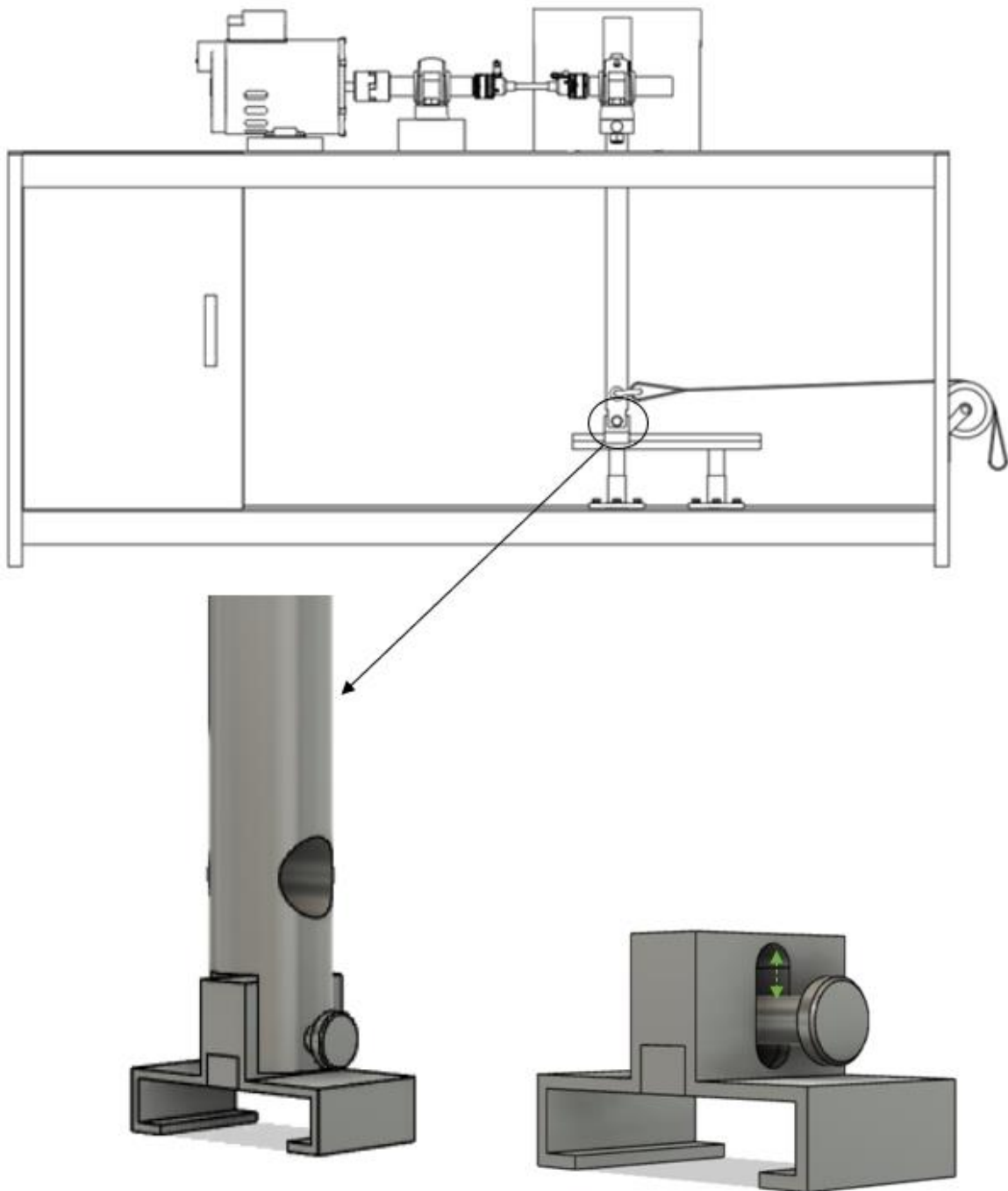
Momentet varierer over stavens lengde, utkastet må forkastes.



Vedlegg V6:**Forslag 1:**

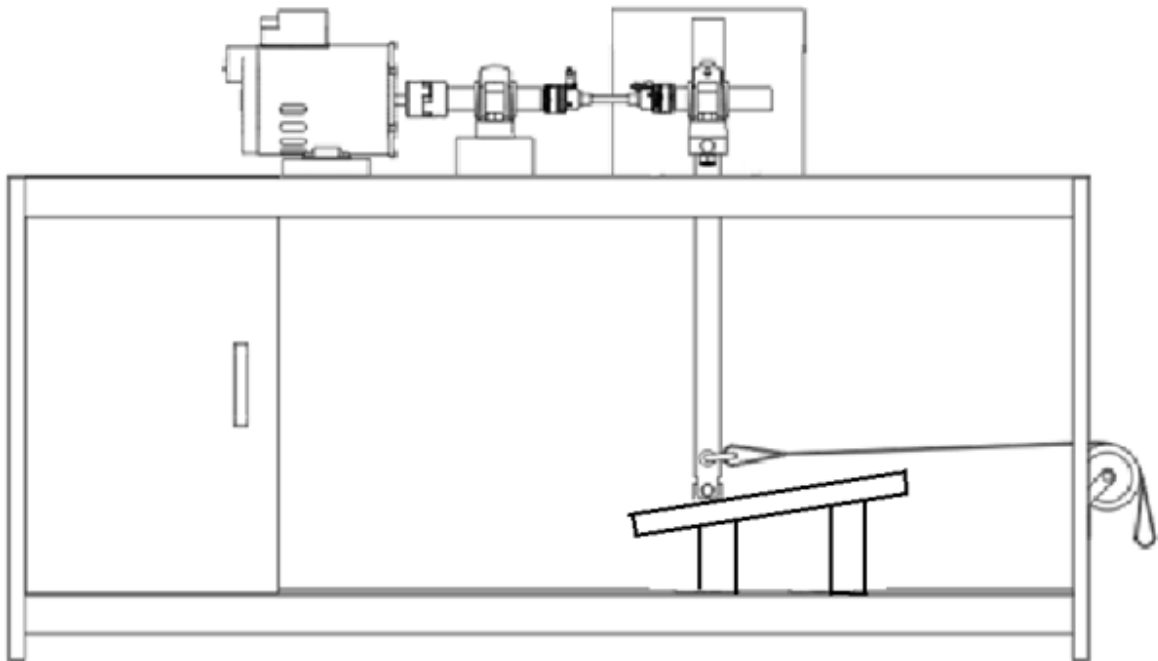
Her er ikke akselen festet, og kan dermed flytte seg vertikalt oppover.

Forslag 2:



Forslag 3:

Evt. Lage en vinkling på skinnerystemet slik at armen alltid har noe å støtte seg til, og likevel mulighet til å bevege seg vertikalt





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

Postboks 5003
NO-1432 Ås
Norway