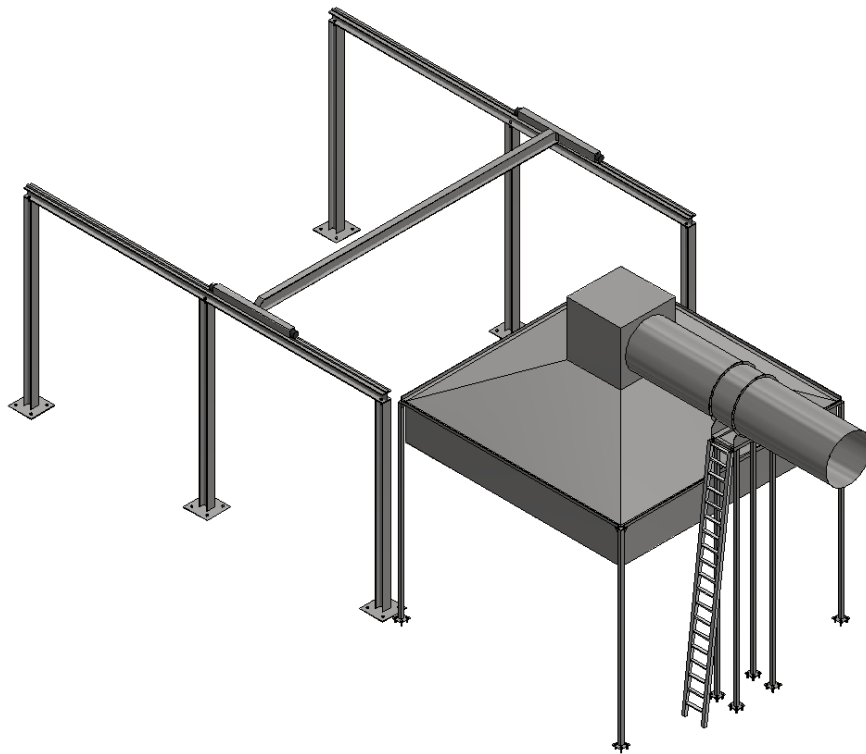


Ventilasjonssystem for brannhall-HVL



Bachelorprosjekt utført ved

Høgskolen på Vestlandet – Studie for ingeniørfag

Brann, sikkerhetsingeniør & Maskiningeniør

Av: Simen Lillehammer	<i>Kand.nr.</i>	402
Steffen Froestad	<i>Kand.nr.</i>	403
Kai Andre Knutsen	<i>Kand.nr.</i>	405



Høgskulen
på Vestlandet

BACHELORPROSJEKT

Studentens navn:	Steffen Froestad Simen Lillehammer Kai Andre Knusten
Linje & studieretning:	Bachelor i ingeniørfag, maskin Marin konstruksjonsteknikk Bachelor i ingeniørfag, Brannsikkerhet

Oppgavens tittel: Brannhall HVL

Oppgavetekst:

Brannforsøk har lenge foregått utendørs på ResQ Hagland, hvor ulike vær forhold har påvirket resultatene. Høgskolen på Vestlandet har i den forbindelse besluttet å bygge en brannhall for fullskala brannforsøk innendørs på ResQ Hagland.

I denne oppgaven skal det konstrueres et ventilasjonssystem for brannhallen, samt gis en anbefaling til valg av røygassvifte.

Påkjenninger fra brannforsøk på ventilasjonssystemet skal undersøkes, samt andre relevante branntekniske problemstillinger. Videre skal det fastsettes hvilke begrensninger det vil være ved bruk av brannhallen, relatert til brannforsøk.

Som en del av det endelige resultatet skal det gjøres et grovt kostnadsoverslag for ventilasjonssystemet.

Endelig oppgave gitt:	<i>Fredag 3. Mars 2017</i>
Innleveringsfrist:	Onsdag 10.mai 2017 kl. 12.00
Intern veileder:	Torleiv Ese
Ekstern veileder:	Arjen Kraaijeveld

**Godkjent av
studieansvarlig:
Dato:**

*Forum S. Nysted
27/4-17*

Oppgavens tittel		Rapportnummer
Ventilasjonssystem for Brannhall-HVL		
Utført av: Steffen Froestad Simen Lillehammer Kai Andre Knutsen		
Studieretning Sikkerhet, brannteknikk & maskin, Marin konstruksjonsteknikk	Innlevert dato 10.05.2017	Veiledere Arjen Kraaijeveld Torleiv Ese
Ekstrakt Denne oppgaven har til hensikt å utforme og dimensjonere et ventilasjonssystem og bærende konstruksjon for en traverskran. Effekten av ulike branner skal undersøkes, hvor en anbefaling til begrensninger for bruk skal fremkomme. Data programmer er anvendt for utforming og beregninger, hvor resultater er sammenlignet med håndberegninger.		

Forord

Denne oppgaven representerer avslutningen på vårt bachelorstudium i brann- og maskiningeniør ved Høgskulen på Vestlandet, avdeling Haugesund. Oppgaven utgjør 20 studiepoeng, hvor et produkt og plakat inngår.

Valg av oppgave ble gjort i samarbeid med Arjen Kraaijeveld høsten 2016, med ønske om konstruksjonsarbeid kombinert med branntekniske problemstillinger. Oppgaven har gitt oss nye kunnskaper rundt temaet, samt utfordringer underveis.

Vi vil rette en stor takk til våre veiledere Arjen Kraaijeveld og Torleiv Ese for ypperlig veiledning og gode innspill underveis. Vi vil også takk Runald Meyer for gode innspill.



Steffen Froestad



Simen Lillehammer



Kai Andre Knutsen

Haugesund 2017

Sammendrag

Formålet med oppgaven var å designe et ventilasjonssystem, en bærende konstruksjon for traverskran og utarbeide et enkelt kostnadsoverslag. Det er også undersøkt effekten av ulike brannforsøk, hvor det fremkommer en anbefaling til begrensninger ved bruk av brannhallen.

Det er på et tidligere tidspunkt utarbeidet en tilbudsinnbydelse for brannhallen av Høgskulen på Vestlandet. I tilbudsinnbydelsen er det fastsatt enkelte krav til utforming av ventilasjonssystemet og traverskranen. Kravene gir begrensninger i henhold til design av ventilasjonssystemet. Hvordan røykgassene skal transporteres ut av bygget, dimensjoner på bærende konstruksjoner og sammenføyningen mellom avtrekkshetten og bærende konstruksjoner, er ubestemt og fremkommer av denne oppgaven.

Ved design av ventilasjonssystemet ble løsninger som er ansett som gode alternativer satt opp mot hverandre og konkludert til en løsning. Utforming av bærende konstruksjon for traverskranen besto i hovedsak av å dimensjonere inngående søyler i henhold til tenkt bruk.

Eurokode 3 og tilhørende norske standarder er anvendt for dimensjonering og analyse av bærende konstruksjoner. For å undersøke om ventilasjonssystemet og bærende konstruksjon for traverskran imøtekommer gjeldene krav, er det utført håndberegninger i kombinasjon med simuleringer. Resultater fra håndberegninger og analyser viser at ventilasjonssystemet og bærende konstruksjon for traverskran, imøtekommer alle krav gitt i Eurokode 3 og tilhørende norske standard.

For utarbeidelse av et enkelt kostnadsoverslag, ble norske leverandører for materialer og komponenter anvendt. Kostnadsoverslaget for ventilasjonssystemet med tilhørende traverskran er fastsatt til 324 000,-.

I tilbudsinnbydelsen for brannhallen er det spesifisert at røykgassviften skal ha en kapasitet på 16 m³/s, samt kunne håndtere 200°C i 30 minutter. Viftens spesifikasjoner er satt som maks kriterier ved utarbeidelse av anbefalinger til bruk av brannhallen.

For å få en indikasjon på volumstrøm og temperatur, ble det valgt å bruke håndberegninger og FDS (Fire Dynamics Simulator). For håndberegninger ble Heskestad, Zukoski og McCafferys røyksøyle modeller anvendt. I både simuleringer og håndberegninger er det gjort forenklinger i henhold til viftens påvirkning på røyksøylen. Håndberegninger og simuleringer angir volumstrøm og temperatur for en røyksøyle som kun er påvirket av naturlig ventilasjon.

Begge beregningsmetodene angir volumstrøm som den kritiske faktoren, og er avgjørende for hvilke forsøk som kan gjennomføres. Med utgangspunkt i et brannareal på 1 m², vil maksimal branneffekt være 1,7 MW i henhold til håndberegninger. I FDS ble derimot 0,5 MW ansett som maksimal branneffekt. Differansen skyldes i stor grad at det i FDS ble angitt et horisontalt plan på 6x6 m (tilsvarende avtrekkshettens dimensjon), for registrering av volumstrøm. Dette fører til at FDS registrerer også luft som er i bevegelse rundt røyksøylen. Håndberegningene tar kun utgangspunkt i røyksøylens volumstrøm.

Det ble registrert en betydelig differanse i maksimal branneffekt som kan anvendes, ved sammenligning av utførte beregninger og simuleringer. I anbefalingen til begrensninger ved bruk, er en maksimal branneffekt på 1 MW for et brannareal på 1 m² fastsatt. Bakgrunnen for valget er basert på at ventilasjonssystemet vil påvirke volumstrømmen som oppstår. Gitt at brannen er plassert midt

under avtrekkshetten, vil røyken treffe senter av avtrekkshettens toppunkt, hvor undertrykket, som er skapt av viften, er størst. Videre vil omkringliggende luft inni hetten ha høyere tetthet enn røyken, og dermed vil røyken fortrenge deler av luften. Det er med bakgrunn i dette valgt en maksimal branneffekt som ligger mellom resultatene fra håndberegninger og simuleringer.

Abstract

The purpose of this assignment was to design a ventilation system, a loadbearing construction for an overhead traveling crane and give an indication of expenses for the materials used. The effect of different fires has also been explored and a recommendation for limitations for use, has been set.

There has been made a request for proposal for the fire lab from the Western Norway University of Applied Sciences, this gives limitations to the ventilation system design. How the smoke is to be ventilated out of the fire lab, dimensions on loadbearing constructions and how the ventilation hood is connected to loadbearing constructions, are undecided and is presented in this assignment.

When designing the ventilation system, different solutions have been discussed, and a final solution was decided. Designing the loadbearing construction for the overhead traveling crane, gives few choices. The main task was therefore to dimension the support columns.

Eurocode 3 and Norwegian standards were used for dimensioning and analyzing all loadbearing constructions. Hand calculations and computer simulations were used for investigation of stress and other properties that are important for loadbearing systems. Results from hand calculations and finite element simulations shows that all loadbearing systems meets demands given in the regulations.

When giving an indication of expenses for the materials bound to the ventilation system and for the overhead traveling crane, Norwegian suppliers were used. The cost of materials and components is estimated to 324 000,- NOK.

It is specified in the request for proposal, that the smoke fan must have a capacity equal to $16 \text{ m}^3/\text{s}$, and withstand a temperature of 200°C for 30 minutes. The fan specifications are set to be the critical values when estimating the limitations for use of the fire lab.

To get an indication of volume flow and temperature, FDS (Fire Dynamics Simulator) and hand calculations were used. Heskestad-, Zukoski- and the McCaffery plume models are used for hand calculations. Simulations and hand calculations have been simplified according with the impact of the smoke fan. The hand calculations and simulations only consider the volume flow and temperature for an idealized plume, and is only affected by natural ventilation.

Both methods consider the volume flow as a limiting factor for the ventilation system. Results from hand calculations shows that a fire with an area 1 m^2 , result in a maximum heat release rate of 1.7 MW. The simulations give 0,5 MW as the maximum heat release rate. Difference in maximum heat release rate can be explained by the way the simulations measure the volume flow. To measure volume flow, it has been specified a plane with the dimension $6 \times 6 \text{ m}$, approximate to the ventilation hood dimension. With this large plane, FDS measures all particles that come true the plane. This means that moving air around the plume also will be measured as volume flow.

There is a considerable difference in the results for the maximum heat release rate, that can be used in the fire lab. The limitation for the use of the fire lab is set to be 1 MW for a fire area of 1 m^2 . This is based upon that the ventilation system will have a big influence on the volume flow. If a fire is placed in the center of the ventilation hood, upcoming smoke will hit the center of the hood where the negative pressure created from the fan is the largest. The surrounding air of the plume inside the ventilation hood will have a larger density, and therefore displace the air inside the ventilation hood.

Because of this effect, the limit for heat release rate has been set between hand calculations and simulations.

Innhold

Forord.....	III
Sammendrag	IV
Abstract	VI
Figurliste.....	XI
Tabelliste	XII
1 Innledning.....	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Hensikt.....	1
1.3 Begrensninger	2
1.4 Oppgavens disposisjon	2
1.5 Metode.....	2
DEL 1: Ventilasjonssystem og traverskran.....	3
2 Teori	3
2.1 Standarder.....	3
2.1.1 Norsk standard	3
2.1.2 Eurokode	3
2.2 Tverrsnittsklasser	3
2.3 Stål påvirket av varme	4
2.3.1 Termisk forlengelse	4
2.3.2 Flytegrense og Elastisitetsmodul.....	4
2.3.3 Dimensjonering i henhold til varmekapasitet	5
2.4 Datamaskin assistert konstruksjon– DAK	5
2.4.1 SAP2000.....	5
2.4.2 Autodesk Inventor Professional 2017	5
2.4.3 ANSYS Workbench.....	6
2.5 Traverskraner	6
2.6 Røykgassvifter	7
3 Utforming av ventilasjonssystemet.....	8
3.1 Valg av design for ventilasjonssystem	8
3.2 Resulterende løsning.....	9
3.3 Røykgassvifte.....	9
3.3.1 Anbefaling til røykgassvifte	10
4 Design av bærende konstruksjoner.....	11

4.1	Avtrekkshette og røykgassvifte	11
4.2	Formgivning og designvalg	11
4.2.1	Søyle	12
4.2.2	Rammeprofil	13
4.2.3	Forbindelse fra søyle til ramme	14
4.2.4	Resulterende løsning	15
4.3	Traverskran	16
5	Analyse av konstruksjoner	17
5.1	Bærende søyler for avtrekkshette	17
5.1.1	FEM analyser av søyle	17
5.1.2	Håndberegninger for søyle	18
5.1.3	Konklusjon	20
5.2	Avtrekkshette	21
5.2.1	FEM analyser av avtrekkshette	21
5.2.2	Håndberegninger for avtrekkshette	22
5.3	Konklusjon	25
5.4	Bærende konstruksjon for traverskran	26
5.4.1	FEM analyser av traverssøyle	26
5.4.2	Håndberegninger av tversnittskapasiteter	27
5.5	Konklusjon	32
6	Kostnadsoverslag	33
	DEL 2: Effekt av brannforsøk	34
7	Teori	34
7.1	Forbrenning	34
7.2	Flammetyper	34
7.3	Røyksøyle	35
7.4	Røykventilering	35
7.5	Håndberegninger	36
7.5.1	Heskestad	36
7.5.2	McCaffrey	38
7.5.3	Zukoski	39
7.5.4	Branneffekt	39
7.6	Computational Fluid Dynamics (CFD)	40
7.6.1	Fire Dynamics Simulator (FDS)	40

8	Fremgangsmetode	41
8.1	Inngangs data	41
8.1.1	Scenario	41
8.1.2	Branndata	41
8.1.3	Plassering av målepunkt	42
8.1.4	Geometri	42
8.1.5	Simuleringstid	42
8.2	Ventilasjonssystemets begrensninger	42
9	Resultat	43
9.1	Håndberegninger	43
9.2	FDS - simuleringer	44
9.3	Begrensninger ved brannforsøk	46
10	Diskusjon	48
10.1	Håndberegninger	48
10.1.1	Volumstrøm	48
10.1.2	Temperatur	48
10.2	FDS simulering	49
10.2.1	Volumstrøm	49
10.2.2	Temperatur	49
10.2.3	Usikkerheter med beregningsmetodene	49
10.3	Sammenligning av resultater	50
10.4	Ventilasjonssystemets påvirkning på røyksøylen	50
10.5	Vertikal avstand fra målepunkter til røykgassvifte	51
10.6	Anbefaling til begrensninger ved brannforsøk	51
10.7	Anbefalinger til videre arbeid	51
10.7.1	Begrensninger ved bruk	51
10.7.2	Oppgradering av røykgassvifte	52
11	Konklusjon	53
13	Referanser	54

Vedlegg A: BVR-RG 1250[15].....	i
Vedlegg B: Trykktap i rør	v
Vedlegg C: Tekniske tegninger	vii
Vedlegg D: Traverskran tilbud	xiv
Vedlegg E: ANSYS Workbench materialdefinisjoner	xvi
Vedlegg F: Håndberegninger for stolpe	xvii
Vedlegg G: Håndberegninger for avtrekkshette	xix
Vedlegg H: Skrueforbindelser mot hetten	xx
Vedlegg I: Håndberegninger på traverssøyle	xxv
Vedlegg J: Kostnadsoverslag	xxxii
Vedlegg K: FDS- simuleringer	xxxiv
Vedlegg L: Inngangsdata for FDS simuleringer	xxxv
Vedlegg M: Typiske branneffekter	xxxvii
Vedlegg N: Validering av simuleringer.	xxxviii
Vedlegg O: Heskestad volumstrøm.	xxxix

Figurliste

Figur 1.1 Ventilasjonssystemet og bærende konstruksjon for travers.....	1
Figur 2.1 Reduksjonsfaktorer som funksjon av temperatur. [4, s23]	5
Figur 2.2 Traverskran a) Med løpekatt b) Bevegelsesretning sett ovenfra	6
Figur 2.3 Ventilator a) Prinsippskisse sentrifugal b) prinsippskisse aksial	7
Figur 3.1 Ventilasjonssystemet a) Løsning 1 b) Løsning 2	8
Figur 4.1 a) Bærende konstruksjon for avtrekkshette b) Rammeløsning.....	11
Figur 4.2 Topplate.	13
Figur 4.3 Kneplate.	15
Figur 4.4 Stolpe til rammeløsning.	15
Figur 4.5 Ramme- avtrekkshette løsning.....	15
Figur 4.6 Bærende konstruksjon for traverskran.	16
Figur 5.1 Søyle a) Lastesituasjon b) Von-Mises spenninger.	17
Figur 5.2 a) Total deformasjon b) Kritisk knekklast, angitt som Load Multiplier.....	17
Figur 5.3 E-modul, flytegrense og flytespenning som funksjon av temperatur. [4, s23]	18
Figur 5.4 Avtrekkshette a) Lastesituasjon b) Spenninger som følge av gravitasjon.	21
Figur 5.5 Avtrekkshette a) Total deformasjon som følge av gravitasjon b) Total deformasjon ved 200°C.....	21
Figur 5.6 Travers søyle a) Lastesituasjon b) Von- Mises spenninger.	26
Figur 5.7 Anvendelse av "One Element Away" metoden for spenningstopper.....	26
Figur 5.8 Travers søyle a) Total deformasjon b) Kritisk knekklast.	27
Figur 5.9 Lastesituasjon for bærende konstruksjon travers.	28

Figur 5.10 Momentfordeling a) Tilnærming 1 b) Tilnærming 2.....	28
Figur 5.11 Momentfordeling, horisontal liggende bjelke, fra SAP200.	29
Figur 7.1 Flammetyper a) Forblandet flamme b) Diffusjonsflamme.	34
Figur 7.2 a) Innblanding av luft i røyksøyle, temperatur- og hastighetsprofil b) Temperatur, hastighet og massestrøm som en funksjon av høyde. [21].....	35
Figur 7.3 Inndeling av røyksøyle, fluktuerende og kontinuerlig sone.	38
Figur 7.4 Skisse over inndelinger av kontrollvolum i CFD.....	40
Figur 8.1 Plassering av målepunkt for håndberegninger og simuleringer.....	42
Figur 9.1 Temperatur som funksjon av branneffekt.....	43
Figur 9.2 Volumstrøm som funksjon av branneffekt.....	43
Figur 9.3 Temperatur som funksjon av tid, for simuleringer med heptan.	44
Figur 9.4 Temperatur som funksjon av tid, for simuleringer med polyuretan.	44
Figur 9.5 Volumstrøm som funksjon av tid, for simuleringer med heptan.	45
Figur 9.6 Volumstrøm som funksjon av tid, for simuleringer med polyuretan.	45
Figur B. 1 Trykktapdiagram for sirkulær kanal.	v
Figur F. 1 Hulprofil. [19, s136]	xvii
Figur H. 1 Hullflatetrykk kapasitet. [12, s104]	xxi
Figur H. 2 Fasthetsklasse bolt. [12, s84]	xxiii
Figur I. 1 HEA profil. [19, s58].....	xxv
Figur I. 2 Korreksjonsfaktor for relativslankhet. [10, s65]	xxviii
Figur I. 3 Snitt av HE220A for bærende konstruksjoner travers.....	xxix
Figur K. 1 Volumstrøm som funksjon av tid, for heptan og polyuretan.	xxxiv
Figur K. 2 Temperatur som funksjon av tid, for heptan og polyuretan.	xxxiv
Figur L. 1 Kode fil FDS.	xxxvi
Figur N. 1 Volumstrøm som funksjon av tid, for Heskestad og FDS med heptan.....	xxxviii

Tabelliste

Tabell 3.1 Fordeler og ulemper med aksial og sentrifugal vifte.	10
Tabell 4.1 Bjelkeprofiler, fordeler og ulemper.	12
Tabell 4.2 Utvelgelsesmatrise for stolpeløsning.....	12
Tabell 4.3 Utvelgelsesmatrise profil.	13
Tabell 4.4 Rammeløsninger, fordeler og ulemper.....	14

Tabell 4.5 Utvelgelsesmatrise rammeløsninger.	14
Tabell 5.1 Inngående variabler for beregning av trykkapasitet.....	19
Tabell 5.2 Inngående variabler for beregning av kritisk knekklast.	20
Tabell 5.3 Total deformasjon ved ulik temperatur.....	22
Tabell 5.4 Inngående variabler for beregning av forspenningskraft.	23
Tabell 5.5 Inngående variabler for beregning av hullflatetrykk.	23
Tabell 5.6 Inngående variabler for beregning av jevnførespenningen.....	24
Tabell 5.7 Inngående variabler for beregning av trykkapasitet.....	27
Tabell 5.8 Inngående variabler for beregning av momentkapasitet.	30
Tabell 5.9 Inngående variabler for beregning av skjærkraftkapasitet.....	30
Tabell 5.10 Inngående variabler for beregning av kritisk knekklast.	31
Tabell 5.11 Inngående variabler for vippingskontroll.....	32
Tabell 6.1 Totalpris for ventilasjonssystemet og traverskran.	33
Tabell 7.1 Konstanter i henhold til beregnet sone.	38
Tabell 8.1 Scenarier i FDS.	41
Tabell 9.1 Maksimale branneffekter, for 0,5-3 m ²	46
Tabell 9.2 Oversikt over hvilke forsøk som kan gjennomføres.	47
Tabell E. 1 ANSYS Workbench materialdefinisjoner.....	xvi
Tabell H. 1 Inngående variabler for beregning av hullflatetrykk.	xxi
Tabell H. 2 Inngående variabler for beregning av tilsettingsmoment.....	xxii
Tabell H. 3 Inngående variabler for beregning av vridningspenning.....	xxii
Tabell H. 4 Inngående variabler for beregning av strekkspenning.	xxiii
Tabell H. 5 Inngående variabler for beregning av jevnføendespenning.....	xxiii
Tabell I. 1 Ytre last og dimensjonerende momentkapasitet.	xxx
Tabell J. 1 Kostnadsoverslag for traverskran og bærende konstruksjon.....	xxxii
Tabell J. 2 Kostnadsoverslag for rør og diverse tilbehør.	xxxii
Tabell J. 3 Kostnadsoverslag for ventilasjonssystemet.....	xxxii
Tabell L. 1 Inngangsdata anvendt for FDS.	xxxv
Tabell M. 1 Typiske branneffekter. [23]	xxxvii
Tabell M. 2 Beregnede branneffekter.	xxxvii
Tabell O. 1 Volumstrøm ved forskjellige høyder, for Heskestads modell.	xxxix

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

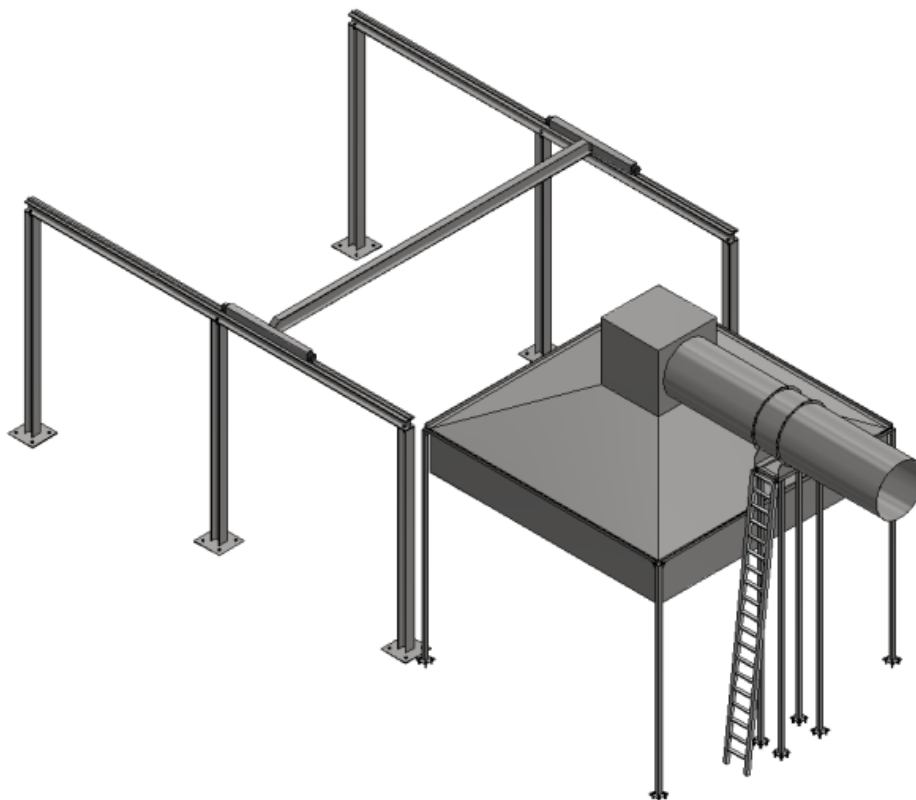
Brannforsøk har lenge foregått utendørs ved ResQ på Hagland, noe som har medført at resultatene fra forsøk har blitt påvirket av skiftende vær. Det har derfor blitt besluttet av Høgskolen på Vestlandet (HVL) å bygge en brannhall på stedet, for å kunne utføre storskala brannforsøk.

1.2 Hensikt

I denne oppgaven skal det designes et ventilasjonssystem, en bærende konstruksjon for traverskran og undersøke hvilke brannforsøk som kan gjennomføres.

For ventilasjonssystemet skal det bestemmes en bærende løsning for avtrekkshetten, og hvordan rørgaten ut av bygget skal utformes. Samt skal det fremkomme en anbefaling til valg av røykgassvifte. Bærendekonstruksjon for traverskran skal utformes og dimensjoneres. For alle bærendekonstruksjoner skal det utføres en analyse. Figur 1.1 viser ventilasjonssystemet og bærende konstruksjon for traverskran.

Effekten av ulike brannforsøk skal også undersøkes. Det vil bli gitt en anbefaling til begrensninger ved bruk, som vil bli satt på bakgrunn av ventilasjonssystemets kapasitet.



Figur 1.1 Ventilasjonssystemet og bærende konstruksjon for travers.

1.3 Begrensninger

Det har ved et tidligere tidspunkt blitt utarbeidet en tilbudsinnbydelse for brannhallen av HVL, avdeling Haugesund. Tilbudsinnbydelsen gir følgende krav til oppføring av systemet.

- Avtrekkshetten skal være 6x6 meter, og utført med syrefast AISI316L stål
- Fri høyde fra gulv til avtrekkshette skal være 4,25 meter
- Avtrekkshetten skal kobles via rør i syrefast AISI316L stål med estimert diameter 1,25 meter til en ventilator
- Ventilatoren skal monteres på egen ramme
- Fra ventilatoren skal det kobles et rør som går ut taket eller ut vegg
- Kapasitet på vifte skal være minst 16 m³/s og den skal kunne tåle 200°C i 30 minutter
- Viften skal kunne reguleres mellom 30 % og 100 % av kapasitet. Den skal kunne reguleres fra bakkeplan og det skal være tilkomst via en enkel trapp eller stige
- Traverskranen skal ha en kapasitet på 3 tonn.

1.4 Oppgavens disposisjon

«Ventilasjonssystem for brannhall-HVL» er inndelt i to deler:

- DEL 1: Ventilasjonssystem og travers
- DEL 2: Effekt av brannforsøk

DEL 1 omhandler: Teoridel, utforming av ventilasjonssystemet, design av bærende konstruksjoner, analyse av konstruksjoner og kostnadsoverslag.

DEL 2 omhandler: Teoridel, fremgangsmetode, diskusjon og konklusjon.

1.5 Metode

Alle beregninger utført i DEL 1, er gjennomført i henhold til gjeldende standarder. Følgende DAK-programmer er anvendt for utarbeidelse av tekniske tegninger og analyse av de bærende konstruksjonene:

- Autocad Inventor Professional 2017
- ANSYS Workbench 15.0
- SAP2000

I DEL 2 er håndberegninger og datasimuleringer anvendt. Alle håndberegninger er gjennomført i henhold til anerkjente formler innenfor branndynamikk. Simuleringsprogrammet FDS (Fire Dynamics Simulator) er anvendt for branntekniske simuleringer.

DEL 1: Ventilasjonssystem og traverskran

Del 1 representerer konstruksjonsdelen av oppgaven, som omfatter utforming og beregning av krefter på ventilasjonssystemet og den bærende konstruksjonen for traverskranen. Her inngår en teorigdel, utforming av ventilasjonssystemet, design av bærende konstruksjoner, analyse av konstruksjoner samt et kostnadsoverslag.

2 Teori

Det vil her bli presentert standarder og beregningsnormer som det tas utgangspunkt i ved analyse av konstruksjoner, samt en forklarende del om anvendte dataverktøy.

2.1 Standarder

2.1.1 Norsk standard

Norsk standard (NS) er en felles benevnelse for en rekke standarder. Standardene gjelder for de fleste områder i samfunnet. Standardene er fremstilt av kvalifiserte fagpersonell og det stilles ofte krav om spesifikke standarder skal følges under offentlige anskaffelser. [1]

2.1.2 Eurokode

Eurokodene er en rekke regler for dimensjonering av bærende konstruksjoner. Eurokodene er inndelt i ti deler, hvor hver er spesialisert på forskjellige fagområder som eksempelvis prosjektering av mur-, betong-, trevirke- og stålkonstruksjoner. Eurokodene tar ikke hensyn til myndighetenes sikkerhetskrav, men hvert land publiserer et nasjonalt tillegg med spesifikke krav og forskrifter. I Norge kjennes dette bedre som Standard Norge. For design, konstruksjon og prosjektering er Eurokodene ment til å sette standarden for alle aspekter. Dette vil omfatte designkrav, materialegenskaper, sammensetting av strukturer og kvalitetskontroll. [2]

Eurokode 3 innfører krav til prosjektering av stålkonstruksjoner, hvor kapasiteter og utnyttelse er i fokus. Samlingen inneholder alle standarder innenfor Eurokode 3, som innfører minstekrav som skal følges i designing og - beregningsfasene innen prosjektering av stålkonstruksjoner. Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner Del 1-2: Brannteknisk Dimensjonering innfører krav til dimensjonering av stål utsatt for varmpåkjenninger. [2]

2.2 Tverrsnittsklasser

Det innføres fire tverrsnittsklasser som beskriver flytnivået når spenningen nærmer seg flytegrensen. Optimal utnyttelse av tverrsnittsklassene er alltid foretrukket for å unngå unødvendig overdimensjonering. Tverrsnittets utnyttelsesgrad avhenger av om materialflytningen gir lokal utknekking eller svikt i tverrsnittet. Ulike bjelketversnitt finnes i lagerkataloger med oppgitte tverrsnittsverdier. [3, s155]

2.3 Stål påvirket av varme

2.3.1 Termisk forlengelse

Termisk forlengelse beskriver hvordan materialer utvides ved oppvarming. For ulike typer stål er det bestemt en termisk utvidelseskoeffisienten ved romtemperatur, som øker ved stigende temperaturer. Eurokode 3 Del 1-2 stiller krav om termisk forlengelse etter hvilket material som dimensjoneres. Ved dimensjonering av austenittisk stål (AISI316L) utsatt for varmpåkjenninger, kan den termiske lengdeutvidelsen finnes ved Formel 2.1. [4, s71]

$$\Delta L/L = (16 + 4,79 \cdot 10^{-3} \cdot \theta_a - 1,243 \cdot 10^{-6} \cdot \theta_a^2) \cdot (\theta_a - 20) \cdot 10^{-6} \quad 2.1$$

Hvor:

L Lengde ved 20 [°C]

ΔL Lengdeendring

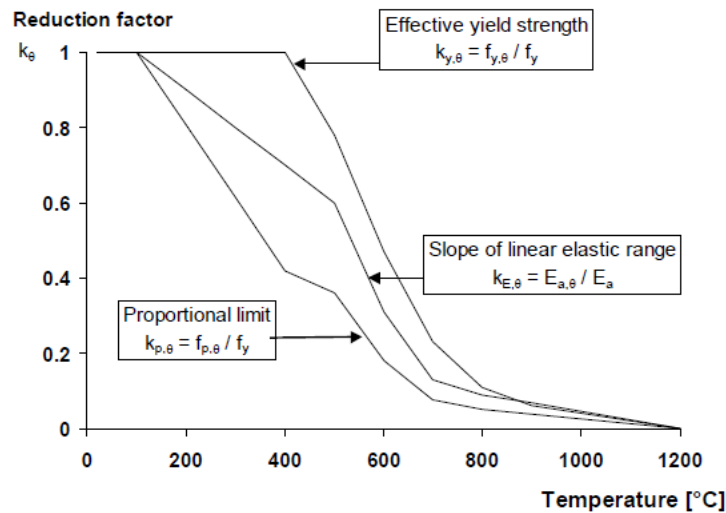
θ_a Stål temperatur [°C]

Det er ikke forsket mye på sveisede og boltede forbindelser utsatt for høye temperaturer, men Eurokode 3 viser likevel at sveisede forbindelser fungerer like bra eller bedre enn vanlige forbindelser. I henhold til Eurokode 3 Del 1-2: Brannteknisk dimensjonering Annex D, har ikke fullpenetrerte sveiser, som er utsatt for temperaturpåkjenninger opp til 700°C, en reduserende effekt på dens styrke. Det tas i stedet utgangspunkt i det svakeste materialet sveisen sammenfører. [4, s71]

2.3.2 Flytegrense og Elastisitetsmodul

Flytegrensen til et materiale angir hvor store påkjenninger det håndterer, før deformasjoner oppstår. Stål håndterer store varmpåkjenninger dårlig, hvor stålets bærekapasitet halveres ved en temperatur på 500 °C. Når stål skal dimensjoneres for brann, løses dette ofte med isolasjon eller overdimensjonering. Dette for å sikre en akseptabel bruddgrensetilstand og tilstrekkelig brannmotstand. Eurokode 3 krever at flytegrensen til varmpåkjente komponenter i stål undersøkes. [4, s20]

Elastisitetsmodul eller Youngs modul, angir materialets forhold mellom fasthet og forlengelse. Modulen beskriver hvor stor motstandsevne et material har mot elastiske deformasjoner. Materialets elastisitetsmodul påvirkes negativt i varmpåkjente situasjoner, derfor krever Eurokode 3 en undersøkelse om elastisitetsmodulen må reduseres med en reduksjonsfaktor. [4, s23]. Figur 2.1 viser reduksjonsfaktorer som funksjon av temperatur.



Figur 2.1 Reduksjonsfaktorer som funksjon av temperatur. [4, s23]

2.3.3 Dimensjonering i henhold til varmekapasitet

I lastsituasjoner, hvor stål kan bli varmpåvirket i form av en brann, krever Eurokode 3: Del 1-2 at reduksjonsfaktor $k_{y,t}$ undersøkes. Reduksjonsfaktor kan beregnes med Formel 2.2. [5, s199]

$$k_{y,T} = \left[0,9674 \left(1 + e^{\frac{T-482}{39,19}} \right) \right]^{-\frac{1}{3,833}} \quad 2.2$$

Hvor:

T Temperatur [°C]

Reduksjonsfaktoren danner grunnlaget for dimensjonering og utregning av kapasiteter som aksialkraft, moment, skjærkraft og knekking. Utledes reduksjonsfaktoren til en verdi av betydning, vil Eurokode 3: Del 1-2 kreve at brannkapasitetene undersøkes. Brannkapasiteten ser på forholdet mellom de dimensjonerende spenningene, som eksempelvis den dimensjonerende skjærspenning og den dimensjonerende skjærspenningen i en varmpåkjent situasjon. [5, s199]

2.4 Datamaskin assistert konstruksjon- DAK

Datamaskin assistert konstruksjon (DAK) er en betegnelse på teknisk tegning gjort ved hjelp av datamaskiner. DAK programmer blir brukt i alt fra tegning av bygg til beregning av påkjenninger. [6]

2.4.1 SAP2000

SAP2000 anvendes til modellering, analyse, design og optimalisering av avanserte geometrier. Programvaren kan brukes til å koble analyser opp mot Eurokode 3, som er svært fordelaktig med hensyn på sikkerhetsfaktorer for sikker og pålitelig dimensjonering.

2.4.2 Autodesk Inventor Professional 2017

Autodesk Inventor Professional er et 3D modelleringsprogram som brukes til design, tekniske tegninger, visualisering og simulering av ulike komponenter.

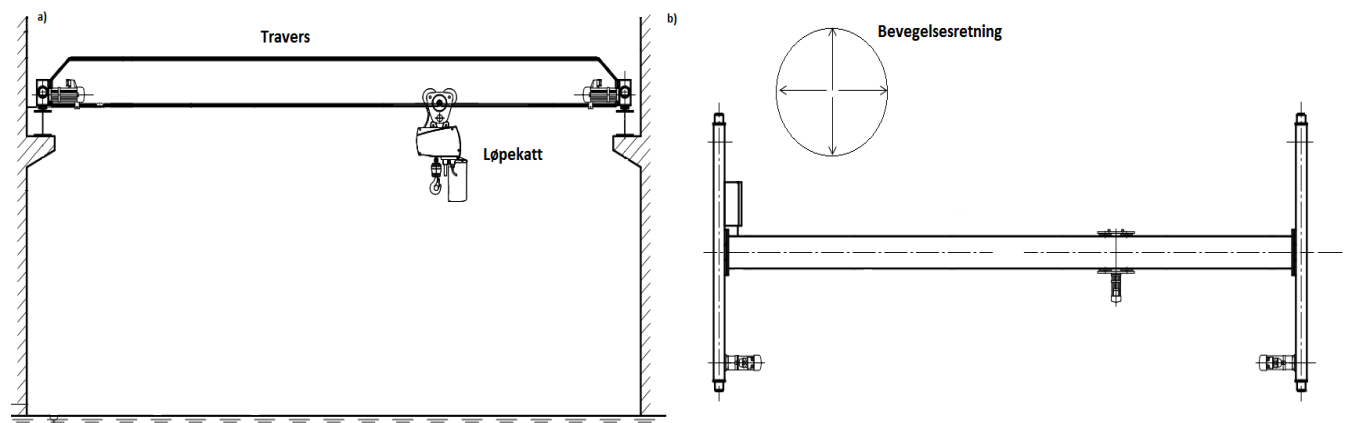
2.4.3 ANSYS Workbench

ANSYS Workbench simulerer avanserte «Finite Element Method» (FEM) analyser av modeller som designes i programmet eller importeres fra Autodesk Inventor Professional eller lignede DAK programmer. ANSYS Workbench benytter elementinndeling i form av mesh. For å kunne analysere konstruksjonselementer genererer ANSYS Workbench mesh, enten automatisk eller egendefinert av brukeren. Antall elementer i meshet kan bestemmes som enten fint, medium, grovt eller egendefinert. Lisensen til ANSYS Workbench styrer antall mesh elementer av modellen som analyseres. Det er derfor ikke hensiktsmessig å analysere store modeller i forhold til mindre konstruksjonselementer. [7]

Singulariteter i modellen kan forårsake spenningstopper. Dette skyldes ofte krefter som er påkjent på eller rundt skarpe kanter, som ikke er avrundet eller ytterligere tilpasset. Elementinndelingen som er rundt disse skarpe kantene kan bli svært små, noe som fører til at spenningene som oppleves over elementarealet kan bli uendelig store. [7]

2.5 Traverskraner

Traverskraner består av to hovedelement; travers og løpekatt. Selve kranen bygges rundt traversen, som regnes som hovedelementet av systemet. Traversen er ofte bygd av flere bjelker, som beveger seg på kranbaner, montert på sideveggene av en hall eller på selvbærende søyler. Traversen kan kjøres i kranbanens lengderetning ved hjelp av fjernstyring. Løpekatten med heistalje er montert på selve traversen og beveges langs denne, enten ved hjelp av fjernstyring eller manuelt operert kjetting taljer. Figur 2.2a viser en traverskran montert på sidevegger. Figur 2.2b viser bevegelsesretningen til en traverskran, sett ovenfra. [8, s119]

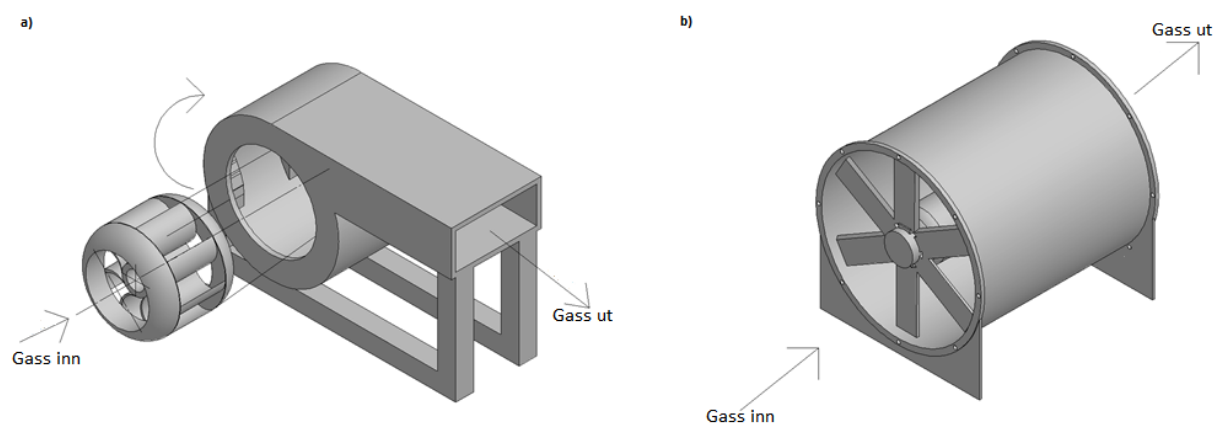


Figur 2.2 Traverskran a) Med løpekatt b) Bevegelsesretning sett ovenfra

Det finnes en rekke forskjellige måter å løse monteringen av kranbanen, eksempler på dette er konsoller på vegg søylene, eller på selvstendige søyler. Ved dimensjonering av systemet må grunnlaget ligge i data fra kranleverandøren. Dette fordi den omfatter blant annet dynamiske påkjenninger fra bremsekraft, taljekraft og kranlast. [8, s119]

2.6 Røykgassvifter

Generelt finnes det to hovedtyper vifter, sentrifugal- og aksialvifte. Sentrifugalviften øker strømningshastigheten og strømningsraten til gassene gjennom roterende impeller. Gassen trekkes inn fra siden og inn i viftehuset, der den ved hjelp av sentrifugalkraft akselereres og kastes ut 90°, dette blir illustrert i Figur 2.3a. [9, s57]



Figur 2.3 Ventilator a) Prinsippskisse sentrifugal b) prinsippskisse aksial

En aksialvifte er en type kompressor, som øker trykker i gassen som strømmer gjennom. Som illustrert i Figur 2.3b, frakter viftebladene gassene aksialt inn i viftehuset, hvor gassen da kastes aksialt ut av viftehuset igjen. Aksialviftene benytter langt mindre vifteblad enn andre ventilatorer og opererer under høye hastigheter, strømningsrater og lavt trykktap. Ved montering av flere vifteblad synker de karakteristiske fordelene. De viktigste parameterne for en aksialvifte er vifteeffekt, strømningsrate, trykkøkning og virkningsgrad. Når en studerer ytelsen til en aksialvifte benyttes diagram for ytelsesegenskaper vist i Vedlegg A. [9, s57]

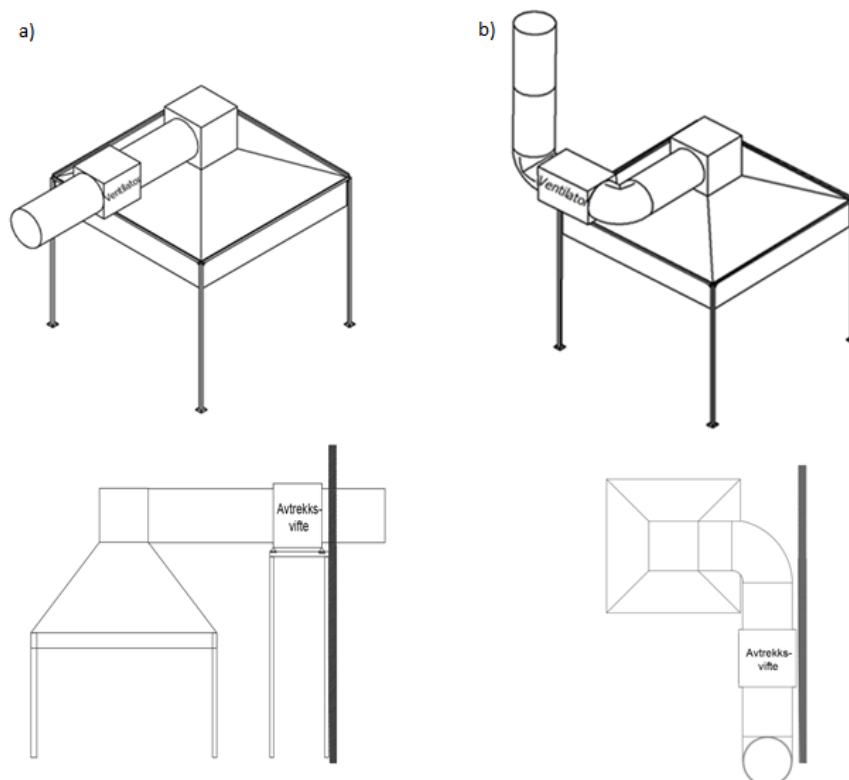
3 Utforming av ventilasjonssystemet

Det vil under dette kapittelet bli presentert to løsninger for ventilasjonssystemet, hvor det fremkommer en resulterende løsning. Det vil også bli gjort en anbefaling til valg av røykgassvifte.

3.1 Valg av design for ventilasjonssystem

I tilbudsinnbydelsen for brannhallen er det fastsatt at avtrekshetten skal ha en dimensjon på 6x6 meter, men hvordan røykgassene skal transporteres ut av bygget er ubestemt. Utformingen av ventilasjonssystemet omhandler da i stor grad rørgaten.

Det er to løsninger som anses som mest optimale for brannhallen. Figur 3.1a viser Løsning 1, hvor avtrekksrøret går horisontalt ut veggen. Figur 3.1b viser løsning 2, hvor avtrekksrøret går horisontalt til veggen og deretter føres 90° vertikalt ut gjennom taket.



Figur 3.1 Ventilasjonssystemet a) Løsning 1 b) Løsning 2

Ventilasjonssystem løsning 1

Løsning 1 baserer seg på transport av røykgassene via en kortest mulig rørgate. Den horisontale løsningen krever en kort rørlengde, ingen rørbend og færre opplagringspunkter. På grunn av rørets lengde vil trykktapet i rørnettet bli redusert. Dette medfører at viften vil jobbe under et mindre trykkfall som øker viftekapasiteten.

I tilbudsinnbydelsen spesifiseres det at konstruksjonen ikke skal inngå i byggets struktur. Ventilatoren har en betydelig egenvekt og vil derfor kreve en selvstendig bærende konstruksjon, uavhengig av bygget. Ventilatoren opplagres på fire punkter som danner en ventilatorplattform, denne strukturen skal støttes opp med fire søyler, som vist i Figur 3.1a.

Ventilasjonssystem løsning 2

Løsning 2 baserer seg på å frakte røykgassene opp gjennom taket. Rørgaten føres fra avtrekkshetten og mot veggen hvor den bøyes 90°. Det første rørbendets funksjon, er å få plassert ventilatoren nærmest mulig veggen, som medfører en betraktelig redusert ventilatorplattform. Videre føres røret 90° ut taket.

Fordelen med den vertikale løsningen er at gassene som fraktes i rørnett vil oppleve en naturlig ventilasjon, som er foretrukket ved en eventuell stans. Den naturlige ventilasjonen i rørnett vil bistå røyklukene ved behov for nød-ventilering. Opplagingspunkt for den horisontale delen av rørnett er lik som i løsning 1, men det er behov for ekstra innfesting for den vertikale delen. Ventilatoren i løsning 2 vil jobbe under et høyere trykkfall som følge av to rørbend og et lengre rørnett. Selv om trykkfallet er noe høyere, er ventilatoren også kraftig nok for løsning 2. Prinsippet som er beskrevet, illustreres i Figur 3.1b hvor rørnett er sett ovenfra.

3.2 Resulterende løsning

Etter å ha presentert to hoved løsninger, hvor fokuset ligger på utforming, vifteplassering og kostnad er det valgt å benytte løsning 1. Den naturlige ventileringen som oppnås ved å benytte løsning 2 er foretrukket, men ikke essensiell siden bygget er designet slik at røyklukene alene skal kunne fungere som en nødløsning ved stans. På grunn av omdirigeringen av røykstrømmen vil rørgaten bli svært lang. Dette har liten innvirkning på ventilatoren, men den vil ta opp stor plass på hallveggen i forhold til løsning 1.

Løsning 1 opptar mindre plass, krever mindre opplagingsutstyr, rørmateriale og har et betydelig redusert trykkfall i rørgaten som er estimert til å være 37,125 Pa, se Vedlegg B. Løsning 1 vil være mer estetisk utformet.

3.3 Røykgassvifte

I tilbudsinnbydelsen for brannhallen er det fastsatt ulike krav til røykgassviften, noe som medfører begrensninger i henhold til valg av vifte. Kapasiteten til viften må minst være 16 m³/s, og viften må tåle 200°C i 30 minutter. Viften må kunne reguleres mellom 33- 100 % av kapasiteten og diameteren på avtrekksrøret skal være 1250 mm.

Ved valg av røykgassvifte er aksial- og sentrifugal vifte blitt vurdert. Tabell 3.1 angir fordeler og ulemper for bruk av aksial- og sentrifugalvifte.

Tabell 3.1 Fordeler og ulemper med aksial og sentrifugal vifte.

Aksialvifte (AV)		Sentrifugalvifte (SV)	
Fordeler	Ulemper	Fordeler	Ulemper
Høy strømningshastighet	Lavt trykk	Stødig strømningshastighet	Lav strømningshastighet
Høyt strømningsvolum	Mindre trykkøkning enn SV	Høyt strømningsvolum	Kraftigere motor
Trenger svakere motor enn SV	Høyt støynivå	Lager høyt trykk på strømmingen	Sensitive mot partikler
Gode gasstransportør og mindre sensitiv mot partikkelgjennomstrømning	Opererer dårlig under store mottrykk	Mindre trykktap enn AV	Høy egenvekt
Lav egenvekt og billige i forhold til SV	-	God gasstransportør	Høy kostnad

Aksialvifter jobber ikke like bra under store mottrykk som sentrifugalvifter, men kan levere større luftmengder og opererer mer effektivt. Aksialviften er også mindre sensitiv mot gjennomstrømming av partikler i forhold til sentrifugalvifter. Med hensyn til vedlikehold og service er sentrifugalviftene svært kravstore og kostbare, hvor det da kreves spesialiserte teknikere for å utøve reparasjoner i forhold til aksialviftens robuste og relativt simple design.

Med bakgrunn i aksialviftens lave kostnad og høy kapasitet anses aksialvifte som den beste ventilatorløsningen for brannhallen. Aksialviftens størrelse er også foretrukket på grunn av mindre krevende opplagring. Det vil også under brannforsøk oppstå mye partikler i gass-strømmen, hvor aksialviften er mindre sensitiv og dermed foretrukket.

3.3.1 Anbefaling til røykgassvifte

Branngassviften som anbefales er av typen BRV-RG 1250 aksialvifte med seks impeller i aluminium. Viftens motor på 15 kW styres av 3x230/400V 50Hz og kan frekvensstyres. Ventilatoren jobber under 1450 omdr./min og leverer en kapasitet på 16 m³/s mot 404 Pa statisk trykk. Ventilatorens kapasitet strekker seg opp til 21,89 m³/s ved 100 Pa statisk trykk. Ventilatoren er beregnet for kontinuerlig drift opp til 150 °C, eller maksimalt 350 °C i en halvtime. Det tilbys varmegalvanisert utførelse av ventilatoren med faste flenser inn og ut og en inspeksjonsluke, som fører til en total vekt på 310 kg. Motoren har separat kjøle-luftinntak montert i viftehuset og elektriske tilkoblinger går direkte på motoren.

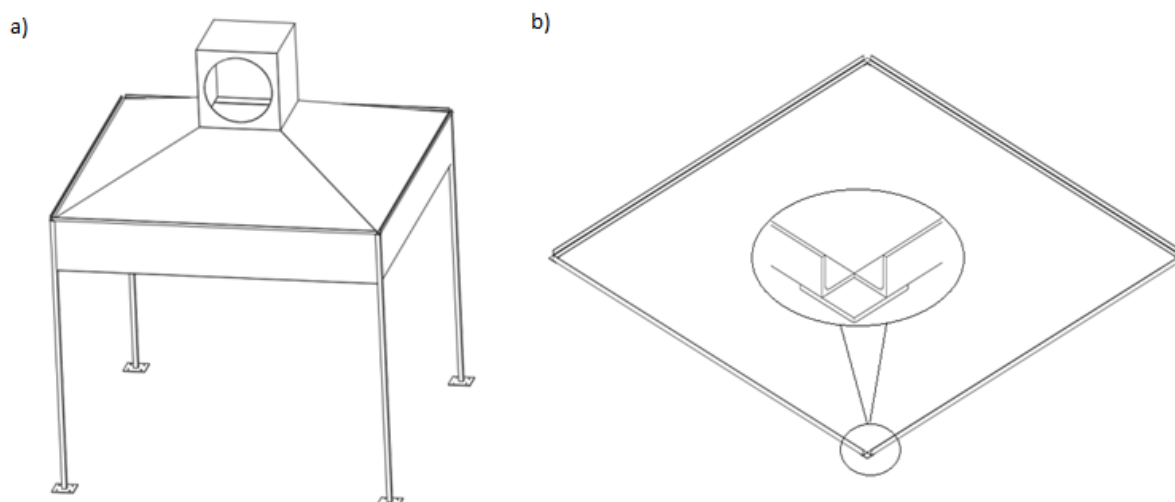
Ventilatoren BRV-RG 1250 er priset til netto 69.700,- i tillegg til tilhørende ekstraustyr. Utfyllende ventilatorinformasjon fra J.L. BRUVIK AS er vist i Vedlegg A.

4 Design av bærende konstruksjoner

Det vil under dette kapitlet bli presentert hvordan bærende konstruksjoner for avtrekkshette og traverskran er utformet.

4.1 Avtrekkshette og røykgassvifte.

Det er gitt i tilbudsinnbydelsen at hetten skal bæres av søyler som ikke inngår i hoved konstruksjonen av bygget. Hettens geometri er forhåndsbestemt, men hvordan hetten sammenføres med den bærende konstruksjonen er ubestemt. Den bærende konstruksjon for avtrekkshette vil være fire søyler som presentert i Figur 4.1a. Tversgående profiler er ikke ønskelig for den bærende konstruksjonen, da dette vil begrense god tilkomst til avtrekkshetten. Derfor prioriteres tverrsnittøkning ovenfor systemavstivning.



Figur 4.1 a) Bærende konstruksjon for avtrekkshette b) Rammeløsning.

Rammen består av to hoveddeler: søyler og toppramme. Utformingen til topprammen vil være av kvadratisk form, da andre løsninger ikke vil være hensiktsmessige. Figur 4.1b viser prinsippet for topprammen.





4.2 Formgivning og designvalg

Ved utvikling og utforming av den bærende konstruksjonen er pris i fokus, underliggende at spenningene ikke overskrider forskrifter og standarder. Dette oppnås ved å se på relativt små profiler og opprettholde symmetri for bedre spenningsfordeling. Kommende underkapitler beskriver valg av løsning for den bærende konstruksjonen for avtrekkshetten.

4.2.1 Søyle

Bjelkeprofilen til søylene velges ved å se på gunstige løsninger satt opp mot hverandre, og deretter trekke en beslutning. Tabell 4.1 angir fordeler og ulemper med ulike tverrsnitt.

Tabell 4.1 Bjelkeprofiler, fordeler og ulemper.

Profil/Tverrsnitt	Positivt	Negativt
HEA/HEB: 	<ul style="list-style-type: none"> • Motstår nedbøying bra • Stiv profil • Symmetrisk 	<ul style="list-style-type: none"> • Behov for ekstra material for å oppnå festemuligheter med ramme
IPE: 	<ul style="list-style-type: none"> • Motstår nedbøying bra • Symmetrisk 	<ul style="list-style-type: none"> • Behov for ekstra material for å oppnå festemuligheter med ramme
Kvadratisk hulprofil: 	<ul style="list-style-type: none"> • Motstår nedbøying • Symmetrisk • Motstår vipping • Stiv profil 	<ul style="list-style-type: none"> • Ekstra material • Robust utseende
T-stål: 	<ul style="list-style-type: none"> • Mindre material • Symmetrisk 	<ul style="list-style-type: none"> • Svak mot nedbøying og knekking • Behov for ekstra material for å oppnå festemuligheter med ramme

For å bestemme en løsning, benyttes det en utvelgelsesmatrise vist som tabell 4.2. Matrisen baserer seg på kriterier i form av poengsummer hvor 2 er høyest. Kriteriene som blir poengtert er:

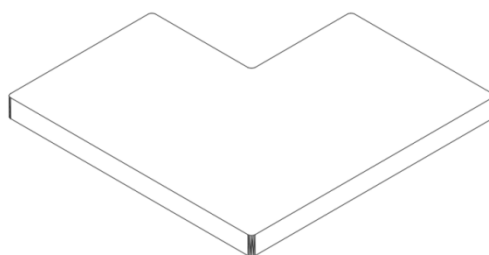
1. Knekkingsmotstand
2. Symmetri
3. Motstandsdyktighet til spenninger
4. Vippingsmotstand

Tabell 4.2 Utvelgelsesmatrise for stolpeløsning.

Kriterier	HEA/HEB	IPE	Kvadratisk hulprofil	T-stål
1	2	2	2	1
2	2	2	2	2
3	1	1	1	0
4	0	0	2	0
Sum	5	5	7	3

Ut fra utvelgelsesmatrisen ser vi at kvadratisk hulprofil er det ideelle valget av tverrsnitt til søylene. Søylene vil settes på innspenningsplater i betongdekket. Platen forankres til betongen ved hjelp av ankerbolter. Platedimensjonen bestemmes ved hjelp av søyledimensjonen, hvor innspenningsplaten er tre ganger søyledimensjonen.

For å kunne montere rammen på søylene, benyttes det en topplate avstivet med kneplater. Topplaten som vist i Figur 4.2, vil gjøre sammenføyingen mellom rammen og søylene enklere. Topplaten har en kvadratisk utforming, hvor et av hjørnene er kuttet for å få søylene nærmest mulig skjørtet til avtrekkshetten.



Figur 4.2 Topplate.

4.2.2 Rammeprofil

For utvelgelse av en profil til rammen, settes det opp en utvelgelsesmatrise for ulike rammeprofiler. Rammeprofiler bestemmes ut ifra følgende kriterier:

1. Mulighet for tilkomst
2. Festemuligheter til både avtrekkshette og søyler
3. Utvidelsesmuligheter som følge av varmpåkjenninger
4. Spenningsmotstand

For å bestemme hvilken profil som imøtekommer kravene best, er en utvelgelsesmatrise anvendt. Tabell 4.3 angir utvelgelsesmatrisen.

Tabell 4.3 Utvelgelsesmatrise profil.

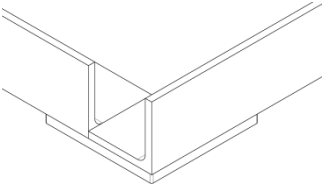
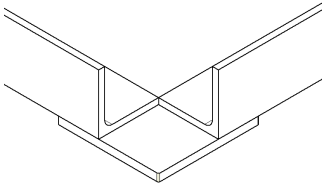
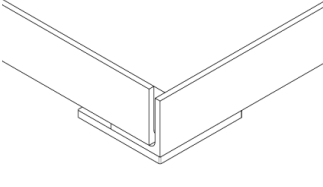
Kriterier	L-profil	IPE/HEB	T-stål	Kvadratisk hulprofil
1	2	1	2	1
2	2	1	1	1
3	2	1	2	2
4	1	2	1	2
Sum	7	5	6	6

L-profilen imøtekommer kriteriene best og er valgt som profil til rammeløsningen. L-profilen har gode muligheter for tilkomst ovenfra, noe som er prioritert med hensyn på innfesting til hetten.

4.2.3 Forbindelse fra søyle til ramme

Ved valg av forbindelse-metode for søyle og ramme, er forskjellige løsninger vurdert. Tre ulike løsninger angitt som løsning A, B og C, blir vurdert med fordeler og ulemper i Tabell 4.4

Tabell 4.4 Rammeløsninger, fordeler og ulemper.

Forbindelse	Positivt	Negativt
A 	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel produksjon 	<ul style="list-style-type: none"> • Utelukker mulighet for videre montasje av stolpe (vertikalt) • Krevende sveis, krever slip
B 	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel sveis • Enkel produksjon • Muliggjør montasje for videre stolpe • Estetisk pen. 	<ul style="list-style-type: none"> • Krever slip for sveis
C 	<ul style="list-style-type: none"> • Enkel produksjon 	<ul style="list-style-type: none"> • Usymmetrisk • Utelukker muligheten for videre montasje av stolpe (vertikalt) • Krevende sveis, krever slip • Ujevn fordeling av spenninger i rammen

Det er også her anvendt en utvelgelsesmatrise for valg av forbindelse vist i Tabell 4.5. Følgende kriterier er:

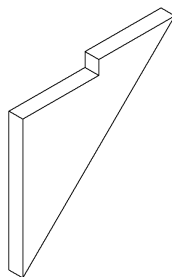
1. Sterk forbindelse
2. Enkel sveis

Tabell 4.5 Utvelgelsesmatrise rammeløsninger.

Kriterier	A	B	C
1	1	0	1
2	1	2	0
Sum	2	2	1

Matrisen vist i Tabell 4.5, gir løsning A og B like mye poeng. Med bakgrunn i at alternativ A har en ugunstig og avansert sveis i forhold til B, velges alternativ B. Her kan det i tillegg legges inn en ekstra sveis i enden av bjelken, om nødvendig. Alternativ B gir også en mulighet for å kunne bygge videre i høyderetning ved behov.

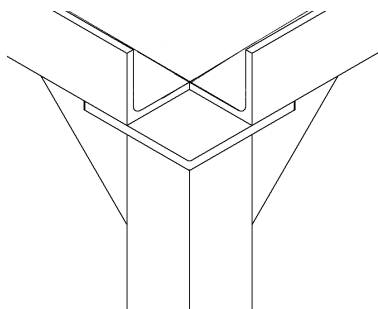
Topplaten ligger ikke symmetrisk på søylen, noe som fører til et usymmetrisk spenningsbilde. Dette unngås ved å montere kneplater fra søyle til topplate. Kneplatens utforming er vist i Figur 4.3, og fungerer som avstivere både for topplaten og L-profilene som inngår i rammen. Kneplaten er plassert jevnt med hulprofilenes ytterkant, for lettere sammenføring.



Figur 4.3 Kneplate.

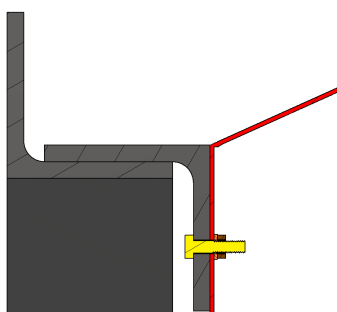
4.2.4 Resulterende løsning

Etter drøftingen av de forskjellige forbindelses løsninger, er det konkludert med en endelig løsning som vist i Figur 4.4. Ved valg av denne løsningen er behovet for kostnadsdyr maskinering lav. Konstruksjonselementene som inngår i løsningen er av enkel geometri, noe som fører til at sammenføring i form av sveis er mindre komplisert. Kontaktflatene skal også graderes for å kunne etablere fullpenetrerende sveiser mellom de aktuelle elementene.



Figur 4.4 Stolpe til rammeløsning.

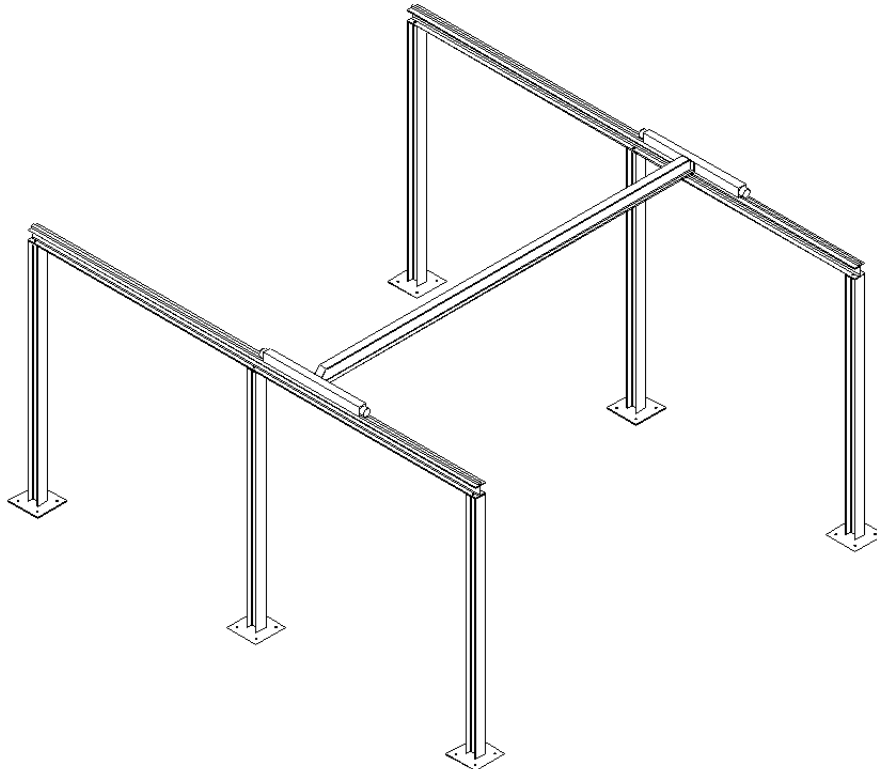
Figur 4.5 viser en forenklet løsning av forbindelsen mellom avtrekkshette og rammen. Fargekodene er til for å vise de forskjellige konstruksjonselementene. Rød viser til avtrekkshettens posisjon i forhold til rammeløsningen. Sammenføringen mellom avtrekkshette og L-profil vises ved gul, oransje og brun som respektivt viser til bolt, skive og mutter. L-profilene er merket med grå feltinndeling mens søylen er merket uten grå feltinndeling. Detaljerte tekniske tegninger vises i Vedlegg C.



Figur 4.5 Ramme-avtrekkshette løsning.

4.3 Traverskran

Utforming av den bærende konstruksjonen for traverskranen baserer seg på anbefalinger fra Datek Løfteteknikk AS, presentert i Vedlegg D. Datek Løfteteknikk AS anbefaler bruk av søyleprofilen HE220A forbundet i betongdekket med kraftige søyleben. Søylene har påsveisete topplater, som forbinder to horisontalt liggende bjelker. Topplaten sveises til de bærende søylene og videre boltes sammen til de horisontale bjelkene. Det er gitt i tilbudsinnbydelsen at løpekatten skal ha en kapasitet på 3 tonn, men kapasiteten Datek Løfteteknikk AS leverer er 3,2 tonn. Traverskranen vil ha en spennvidde på omlag 8,5 meter og en kranbanelengde lik 10 meter. Figur 4.6 viser utformingen av den bærende konstruksjonen for traverskranen.



Figur 4.6 Bærende konstruksjon for traverskran.

5 Analyse av konstruksjoner

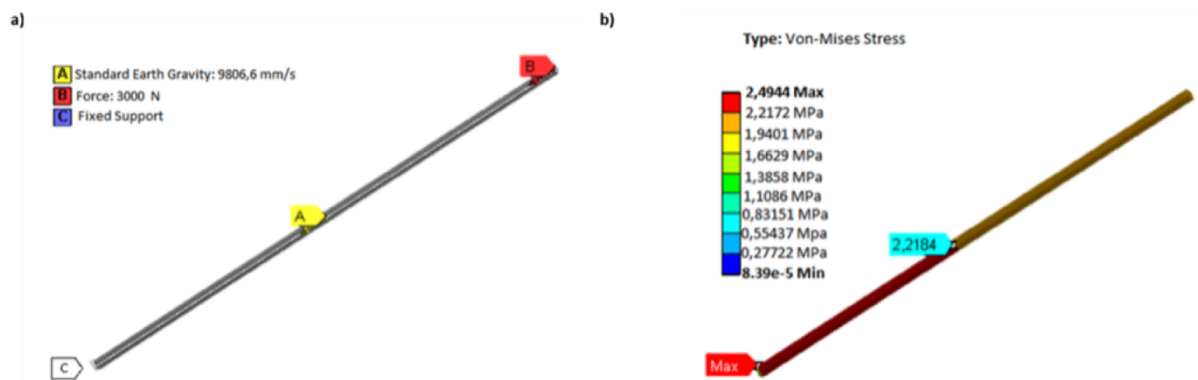
Det vil i dette kapittelet bli undersøkt påkjenninger som vil opptre på bærende konstruksjoner. Det er utført FEM- analyser og håndberegninger etter Eurokode 3. I Vedlegg E er det presentert anvendte materialdefinisjoner ANSYS Workbench benytter.

5.1 Bærende søyler for avtrekkshette

Som beskrevet i Kapittel 4.1, skal fire søyler inngå i den bærende konstruksjon for avtrekkshetten. Hver av søylene i konstruksjonen vil kunne overføre trykkrefter fra avtrekkshetten og ned i innspenningene. På grunn av symetri i konstruksjonen er det kun blitt beregnet påkjenninger for en søyle. Beregninger er utført med FEM analyser og håndberegninger etter Eurokode 3.

5.1.1 FEM analyser av søyle

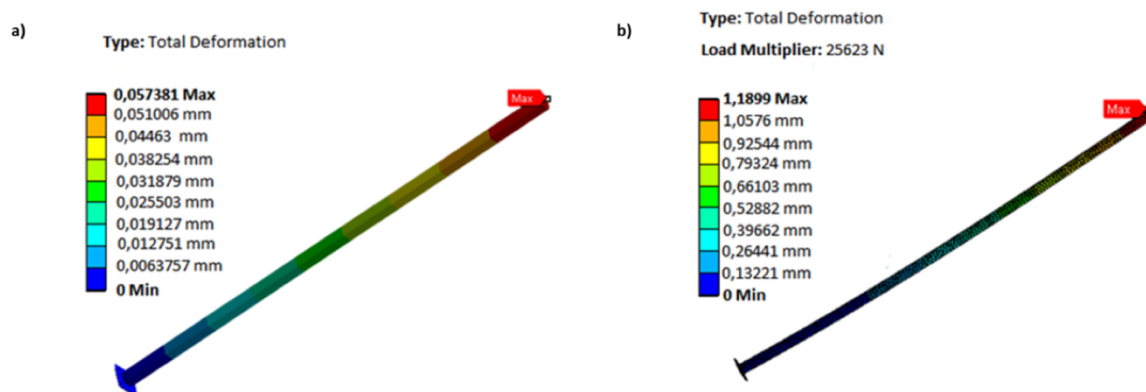
I ANSYS ble en lastesituasjon som vist i Figur 5.1a anvendt for søylen. I Vedlegg F-1 er det utledet en nyttekraft på 3000 N, som ble plassert i punkt B for å representere trykkrefter som følge av avtrekkshetten vekt. I punkt C er det definert en fast innspenning.



Figur 5.1 Søyle a) Lastesituasjon b) Von-Mises spenninger.

I Figur 5.1b vises Von- Mises spenninger som opptre gjennom hele tversnittet. Søylene vil oppleve en maksimal Von- Mises spenning nær innspenningepunktet C, lik 2,4944 MPa.

Den totale deformasjonen som følge av en nyttekraft på 3000 N blir fremstilt i Figur 5.2a. Det vil oppstå en deformasjon i søylens lengderetning på maksimalt $\approx 0,057$ mm.



Figur 5.2 a) Total deformasjon b) Kritisk knekklast, angitt som Load Multiplier.

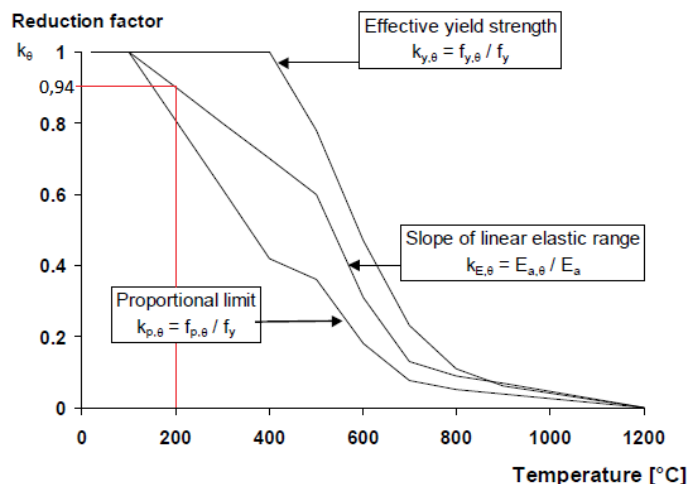
Figur 5.2b viser den kritiske knekklasten søylen kan motstå. For å simulere kritisk knekklast er lastesituasjonen for søylen endret, hvor alle ytre påkjenninger er erstattet med en enkel kraft lik 1N. Funksjonen Load Multiplier tar forbehold til alle påkjenninger, og dermed vil den teoretiske knekklasten til søylen være lik 25623 N.

5.1.2 Håndberegninger for søyle

Det vil her bli presentert ulike håndberegninger for søylene til avtrekkshetten. De fire søylene som inngår i den bærende konstruksjonen til avtrekkshetten er av tverrsnittsklasse 1. Beregninger vil bli presentert i Vedlegg F.

Varmepåkjenning E-modul

Varmepåkjenninger fører til krav om undersøkelse av redusert E-modul. Det har blitt tatt utgangspunkt i en temperatur på 200 °C, med bakgrunn i viftens maksimale temperatur gitt i tilbudsinnbydelsen for brannhallen. Dette vil gi en redusert E-modul som er beskrevet i Vedlegg F-2. Reduksjonsfaktoren er funnet ved hjelp av Figur 5.3 som beskriver temperaturens innvriking på E-modulen. Reduksjonsfaktoren ved 200°C er markert med rød linje.



Figur 5.3 E-modul, flytegrense og flytespenning som funksjon av temperatur. [4, s23]

Det leses av en reduksjonsfaktor på 0,94 [-]. Dette gir dimensjonerende elastisitets-modul gitt i Formel 5.1.

$$E_{redusert} = 188 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \quad 5.1$$

Den utledede E-modulen er vist i Vedlegg F-2 og benyttes til videre beregning.

Varmepåkjenning Flytegrense

I henhold til Eurokode 3 undersøkes det om flytegrensen blir redusert med en varmpåkjenning på 200 °C. Ut i fra Figur 5.3, blir flytegrense alvorlig redusert etter omlag 600 °C. I Vedlegg F-3 er reduksjonsfaktoren for flytegrensen utledet. Varmepåkjenningen gir en reduksjonsfaktor tilnærmet lik 1, og dermed vil ikke flytegrensen blir påvirket av varmpåkjenningen. Reduksjonsfaktoren angir at kapasitetene ikke vil reduseres som følge av varmpåkjenningene. [5, s199]

Trykkapasitet

Den dimensjonerende trykkapasiteten, N_{ED} , for søylen skal oppfylle følgende krav gitt i Formel 5.2.[10, s49]

$$\frac{N_{ED}}{N_{c,Rd}} \leq 1 \quad 5.2$$

Den dimensjonerende trykkapasiteten, er beregnet i Vedlegg F-4. Inngående variabler for beregning av trykkapasitet er presentert i Tabell 5.1.

Tabell 5.1 Inngående variabler for beregning av trykkapasitet.

Variabler	
N_{ED}	3000 N
A	1440 mm ²
f_y	355 N/mm ²
γ_{M_0}	1,05

Kraften N_{ED} er utledet i Vedlegg F-1, og fører til trykkapasiteten gitt i Formel 5.3.

$$N_{c,Rd} = 486857,1 \text{ N} \quad 5.3$$

Forholdet for trykkapasiteten er oppfylt, som vist i Formel 5.2.

$$\frac{N_{ED}}{N_{c,Rd}} = 0,00616 < 1$$

Hulprofilen motstår dermed trykkpåkjenningen den er utsatt for.

Knekk kapasitet

For å undersøke om knekking må utledes, må forholdet gitt i Formel 5.4 oppfylles. [10, s59]

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} \leq 0,04 \quad 5.4$$

Den kritiske knekklasten utledes ved å benytte variablene fra Tabell 5.2.

Tabell 5.2 Inngående variabler for beregning av kritisk knekklast.

Variabler	
N_{ED}	3000 N
L	5222 mm
I_z	$1310 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$
E	$188 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Kritisk knekklast er gitt i Formel 5.5, og utledes i Vedlegg F-5.

$$N_{CR} \approx 8,9136 \cdot 10^4 \text{ N} \quad 5.5$$

For å undersøke om knekking må videre beregnes, benyttes forholdet gitt i Formel 5.4.

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} = 0,0336 < 0,04$$

Forholdet mellom kritisk knekklast og trykkraft er mindre enn 0,04, det kreves dermed ikke ytterligere beregning av knekklast.

5.1.3 Konklusjon

ANSYS Workbench viser de virkelige opptredenene spenningene i søylene til avtrekkshetten. For å kunne tolke resultatene, undersøkes spenningene i forhold til materialets flytegrense. De største opptredende Von-Mises spenningene er omlag 2,5 MPa. I forhold til materialtypen S355J2H med en flytegrense lik 355 MPa, er Von-Mises spenningene svært lave. I henhold til i Eurokode 3: Del 1-2 brannteknisk dimensjonering NA.2.3, er dimensjonerende verdi for materialegenskaper lik 1,0. FEM analysen i ANSYS Workbench tar ikke forbehold til sikkerhetsfaktorer, men siden de opptredende spenningene er så lave, vil forskjellen en sikkerhetsfaktor utgjør, være ubetydelig. Med bakgrunn i dette, konkluderes det med at søylene motstår Von-Mises spenningene som opptrer. Søylene som inngår i avtrekkshetten vil oppleve varmpåkjenning fra brannforsøkene. Det er derfor undersøkt hvor mye E-modul og flytegrense blir redusert. Resultatene viser en reduksjonsfaktor på 0,94, som gir en redusert E-modul lik $188 \cdot 10^3$ MPa. Flytegrensen unngår reduksjon, dette med grunnlag i at varmpåkjenningene er for lave til å ha en negativ innvirkning.

Ytre krefter som påkjenner hulprofilen er lave. Dette reflekteres godt ved å se på trykkapasitetens utnyttelsesgrad lik 0,616 % og den totale deformasjonen som resultat av trykk lik 0,057381 mm, gitt fra ANSYS Workbench.

Simuleringen av den kritiske knekklasten vist som Load Multiplier er 1/4 av verdien som er utledet i Vedlegg F-5, lik 89136 N. Faktoren utspiller seg fra knekk lengden benyttet i håndberegningene. Å definere en riktig knekk lengde, i ANSYS Workbench i forhold til håndberegningene er vanskelig. Dette med grunnlag i at programmet ser på opplagringsbetingelsene annerledes, og gir dermed en kritisk knekklast lik 1/4 av håndberegningene. Ved bruk av knekklasten fra ANSYS Workbench ville knekkingsforholdet blitt videre utledet, som følge av at forholdet fra Eurokode 3 ikke ville vært oppfylt.

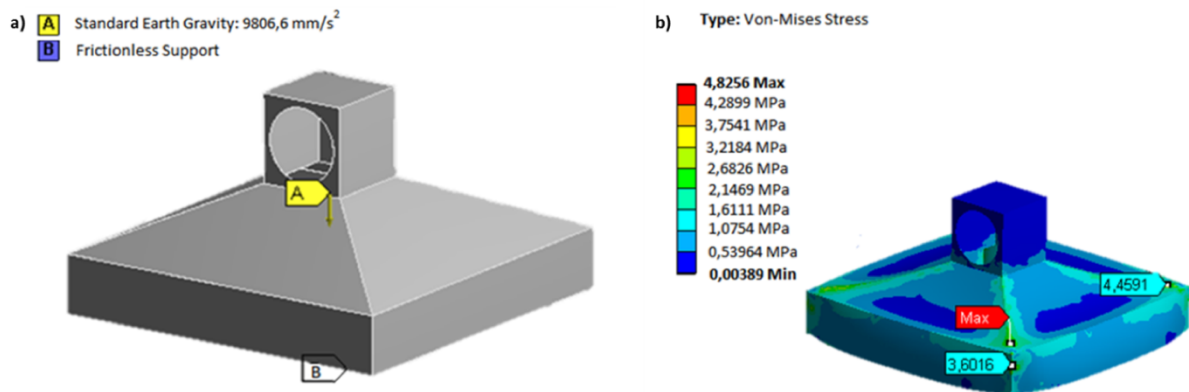
Alle inngående sveiser i systemet er sterkere enn søyleprofilen, og dermed vil en beregning av sveis ikke være nødvendig.

5.2 Avtrekkshette

Avtrekkshetten skal være selvbærende og ikke bære noen form for last. For avtrekkshetten er det utført FEM analyser og håndberegninger. Håndberegninger er forenklet grunnet komplisert geometri, og de fullstendige beregninger blir fremstilt i Vedlegg G.

5.2.1 FEM analyser av avtrekkshette

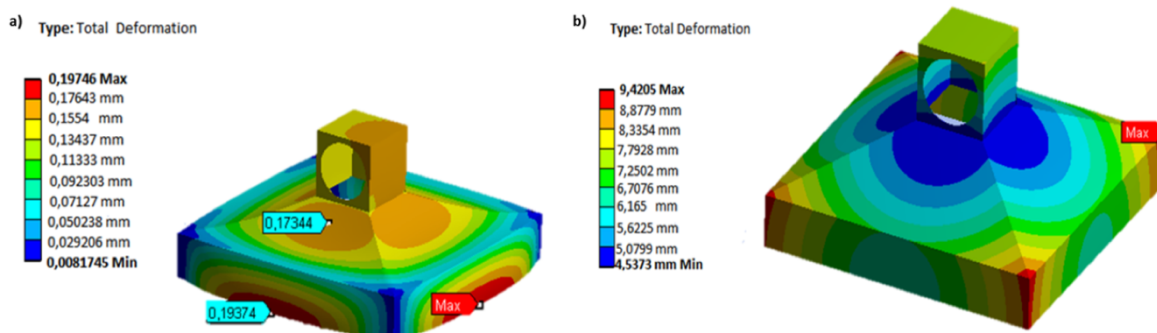
For å analysere påkjenninger som vil oppstå på avtrekkshetten, er opplagingsbetingelsene av stor betydning. Avtrekkshettens opplagring er definert slik at det tillates utvidelse i X og Y- retning. Dette på grunn av at avtrekkshetten ikke er fast innspent, og indre spenninger vil dermed ikke oppstå som følge av utvidelse. Det er kun påkjent gravitasjonskraft på avtrekkshetten. Figur 5.4a viser lastesituasjonen.



Figur 5.4 Avtrekkshette a) Lastesituasjon b) Spenninger som følge av gravitasjon.

Figur 5.4b viser de opptredende spenningene som følge av gravitasjon. Ved plateskjøtene opptrer det en maksimal Von- Mises spenning lik 4,8256 MPa.

Figur 5.5a viser den totale deformasjonen avtrekkshetten vil oppleve som følge av gravitasjonskraft. I nedre del av avtrekkshettens skjørt vil de største deformasjonene opptre, tilsvarende 0,19746 mm.



Figur 5.5 Avtrekkshette a) Total deformasjon som følge av gravitasjon b) Total deformasjon ved 200°C.

Avtrekkshetten er utformet i syrefast stål, grunnet varmepåkjenninger fra brannforsøk. Dette medfører en høyere motstandsdyktighet i henhold til temperatur. Figur 5.5b viser den totale deformasjonen som vil oppstå ved en konstant temperaturpåkjenning på 200 °C. I simuleringen er gravitasjonskraften neglisjert. Temperaturen fører til en økning i utvidelse til omlag 9,5 mm ved hver av avtrekkshettens hjørner.

Temperaturen 200 °C er valgt grunnet viftens maksimale temperatur, men på grunn av at det er en betydelig avstand mellom røykgassviften og avtrekkshetten er det simulert total deformasjon for temperaturer fra 20-300 °C. Den totale deformasjonen som fremstilles i Tabell 5.3 og opptrer i samme område som vist i Figur 5.5b, markert med rød farge.

Tabell 5.3 Total deformasjon ved ulike temperaturer.

Temperatur [°C]	Total deformasjon [mm]
20	0,10582
50	1,4803
100	4,1262
150	6,7718
200	9,4218
250	12,065
300	14,721

5.2.2 Håndberegninger for avtrekkshette

Det vil her bli presentert håndberegninger for avtrekkshetten og de boltede forbindelser som inngår. Beregninger er presentert i Vedlegg G for avtrekkshetten og Vedlegg H for de boltede forbindelsene.

Termisk lengdeutvidelse

Termisk utvidelse for autentisk stål er gitt ved Formel 2.1. [4, s71]

$$\Delta L/L = (16 + 4,79 \cdot 10^{-3} \theta_a - 1,243 \cdot 10^{-6} \theta_a^2) \cdot (\theta_a - 20) \cdot 10^{-6} \quad 2.1$$

$$\Delta L = 18,26 \text{ mm}$$

Ved bruk av en lengde på 6000 mm, som er tilsvarende avtrekkshettens skjørt og varmepåkjønning lik 200 °C, er det utledet en lengdeutvidelse, lik 18,26 mm. Fullstendige beregninger er gjort i Vedlegg G-1.

Bolteforbindelser mot hetten

Med grunnlag i at platetykkelsen på avtrekkshetten er 2 mm, er ikke sveis ønskelig. En sveis vil skape mye svakheter i den tynne platen og vil i verste fall resultere i hull. Det er med grunnlag i dette valgt å bruke bolter. Boltens lengde må tilsvare den totale godstykkelsen den skal penetrere, samt motstå påkjønningen som vil skapes av avtrekkshetten. M6 bolter oppfyller disse kravene, og leveres med en minste lengde på 30 mm. Ved bruk av M6 bolter må det undersøkes hvilken forspenningskraft som må brukes. Forspenningskraften er avhengig av antall bolter, og en bolteavstand på 600 mm er valgt. Dette medfører 11 bolter på hver av sidene av avtrekkshetten.

Forspenningskraft

Ved undersøkelse av forspenningskraft, anvendes Formel 5.6. [11, s50]

$$F = m\mu_0 F_i n \frac{1}{n_g} \quad 5.6$$

Inngående variabler for beregning av forspenningskraften er presentert i Tabell 5.4.

Tabell 5.4 Inngående variabler for beregning av forspenningskraft.

Variabler	
F	2750 N
n_g	1,25
m	11
μ_0	0,5
n	1

Forspenningskraften er utledet i Vedlegg H-1, og er gitt i Formel 5.6.

$$F_i = 625 \text{ N}$$

Hullflatetrykk

Ved anvendelse av for høy forspenningskraft, kan et for stort hullflatetrykk oppstå. Dette kan forårsake deformasjoner i platen. Med grunnlag i at platetykkelsen er 2 mm, ble det valgt å benytte en underlagsskive. Dette sikrer et lavere hullflatetrykk, som kan beregnes med Formel 5.7. [12, s104]

$$P = \frac{4 \cdot F_i}{\pi(D^2 - d^2)} \quad 5.7$$

Inngående variabler for beregning av hullflatetrykk er presentert i Tabell 5.5.

Tabell 5.5 Inngående variabler for beregning av hullflatetrykk.

Variabler	
F_i	625 N
d	6,5 mm
D	10 mm

Hullflatetrykket utledes i Vedlegg H-2, og er gitt i Formel 5.7.

$$P = 13,78 \text{ N/mm}^2$$

I henhold til Figur H.1 presentert i Vedlegg H-6, tåler platen hullflatetrykket.

Jevnføringsspenning

Forspenningskraften kan i verste fall også forårsake brudd i bolten. For å undersøke dette må den jevnførende spenningen beregnes ved bruk av Formel 5.8. [11, s50]

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_v^2} \quad 5.8$$

Tabell 5.6 angir variabler bruk for beregning av jevnføringsspenningen. I Vedlegg H-4 og H-5 er det presentert fullstendige beregninger. [11, s50]

Tabell 5.6 Inngående variabler for beregning av jevnførespenningen.

Variabler	
σ_s	31,1 N/mm ²
τ_v	78,45 N/mm ²

Jevnføringsspenningen utledes fullstendig i Vedlegg H-6 og er gitt i Formel 5.8.

$$\sigma_{jf} \approx 139,39 \text{ N/mm}^2$$

Jevnføringsspenning er et resultat av vridningsspenning og strekkspenning. M6 bolten med fasthetsklasse 8.8 har en flytegrense på 640 MPa. Jevnføringsspenningen tilsier at bolten motstår påkjent kraft.

Forholdet mellom jevnføringsspenningen og boltens flytegrense, gir en utnyttelsesfaktor UF gitt i Formel 5.9.

$$UF = \frac{\sigma_{jf}}{f_y} = 0,22 \quad 5.9$$

Utnyttelsesfaktoren på 22 % viser at bolten motstår påkjenningene godt.

5.3 Konklusjon

Analysene utført i ANSYS Workbench gir en total deformasjon lik 9,4218 mm, i avtrekkshettens skjørt. Avtrekkshettens bærende ramme er designet slik at utvidelse som følge av egenvekt og varmpåkjønning, ikke skal ha spenningsgenererende følger. Avtrekkshetten er ikke festet til den bærende rammen, og kan dermed fritt utvides i X -og Y retning.

Stål av typen AISI316L har en flytegrense lik 205 MPa, som er langt mindre enn de opptredende Von-Mises spenningene lik 4,8256 MPa. Etter Eurokode 3 Del 1-2 NA2.3 er mekanisk og termisk partialfaktor for brannteknisk dimensjonering lik 1. Sammenligning av ANSYS Workbench resultater og materialets flytegrense kan dermed utføres, grunnet sikkerhetsfaktorens størrelse lik 1. Med bakgrunn i dette er avtrekkshetten motstandsdyktig mot både gravitasjonskrefter og varmpåkjønninger, samt er avtrekkshetten selvbærende.

For håndberegninger av termisk lengdeutvidelse, er 6000 mm valgt for å vise til avtrekkshettes skjørt. Fra FEM analysen er skjørtet den delen som opplever den største deformasjonen. ANSYS Workbench lar skjørtet utvide seg i hver lengderetning, dette grunnet at det ikke er spesifisert noen opplagringsbetingelser. Avtrekkshetten er påkjent en konstant temperatur på 200 °C, og hvor skjørtet opplever en deformasjon lik 9,4 mm i hver plateende. Dette tilsier en total lengdeutvidelse lik 18,8 mm. Analysen i ANSYS Workbench stemmer godt overens med håndberegningene som viser til en termisk lengdeutvidelse lik 18,26 mm. Lengdeutvidelsen vil ikke få noen spenningsgenererende følger.

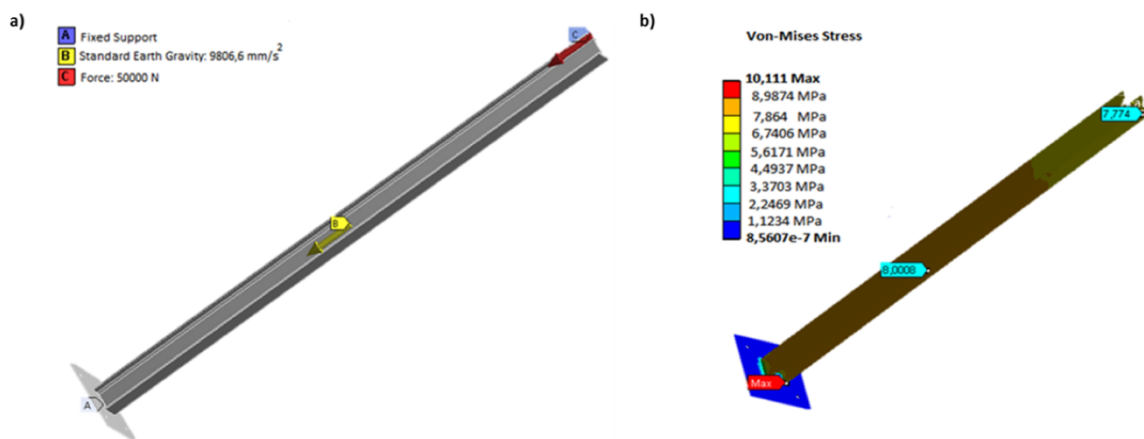
Boltens jevnføringsspenning er lik 139,39 MPa, og gir en utnyttelse på 22 %. Dette viser at bolten motstår påkjønningene svært bra. I forhold til tynne platene, er den lagerførte M6 bolten et godt alternativ.

5.4 Bærende konstruksjon for traverskran

Som beskrevet i Kapittel 4.3, skal 6 søyler inngå i den bærende konstruksjon for traverskranen. Hver av søylene i konstruksjonen vil kunne overføre trykkrefter fra traversen til søylene og deretter ned i innspenningen. På grunn av at traversen og løpekatten beveger seg i X- og Y retning, vil ikke kraftfordelingen være symmetrisk over de 6 søylene. Simuleringer og hådberegninger tar derfor utgangspunktet i verst tenkelige scenarier for en søyle.

5.4.1 FEM analyser av traverssøyle

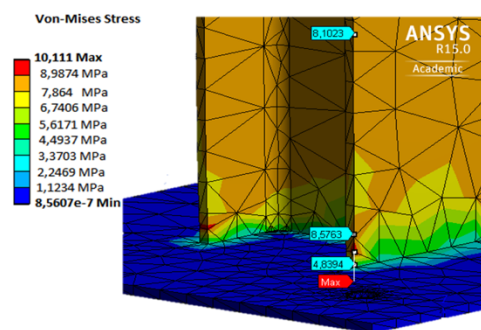
I ANSYS ble det satt opp en lastesituasjon for søylen som vist i Figur 5.6a. I Vedlegg I-1 er det utledet en nyttekraft på 50 kN, som ble plassert i punkt C. Dette for å representere trykkrefter som følge av traverskranen, i den posisjonen som anses som verst tenkelig for søylen.



Figur 5.6 Travers søyle a) Lastesituasjon b) Von- Mises spenninger.

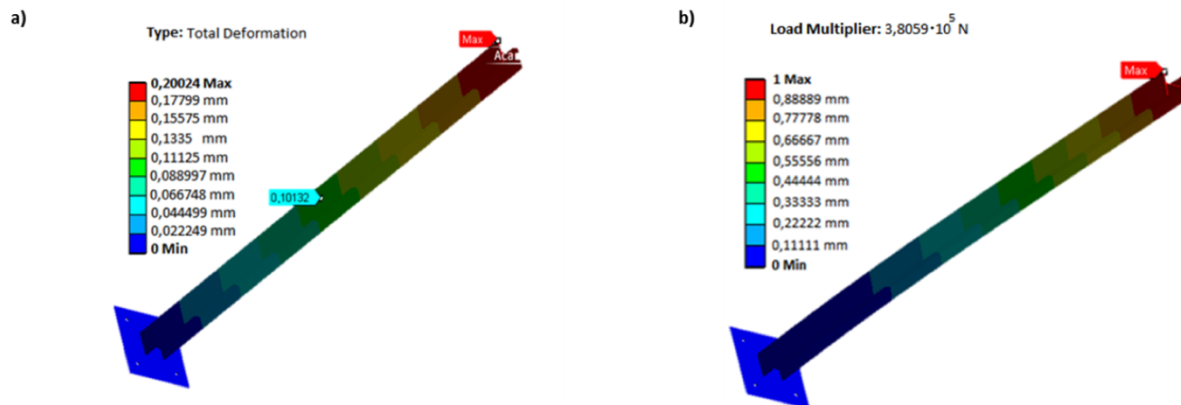
Selve traversen vil overføre spenninger over til hver av søylene i form av trykkspenninger. Figur 5.6b viser spenninger som oppstår gjennom hele tverrsnittet. Den største Von-Mises spenningen oppstår i område nær innspenningen, hvor en spenningstopp opptrer ved flensen lik 10,111 MPa.

Ved å se mer detaljert på spenningstoppen som inntreffer direkte på flensanten, er "One Element Away Method" benyttet. Denne metoden utelukker spenningstopper som inntreffer på grunn av singulariteter, punktkrefter og punktopplagring. Ut i fra Figur 5.7 er det lest av en spenning, et element fra spenningstoppen, lik 8,5763 MPa.



Figur 5.7 Anvendelse av "One Element Away" metoden for spenningstopper.

Den totale deformasjonen som følge av en nytte kraft på 50 kN blir fremstilt i Figur 5.8a. Det vil oppstå en deformasjon i forbindelsespunktet mellom søyle og kranbane på maksimalt 0,2 mm.



Figur 5.8 Travers søyle a) Total deformasjon b) Kritisk knekklast.

Figur 5.8b viser den kritiske knekklasten søylen kan motstå. For å simulere kritisk knekklast er lastesituasjonen for søylen endret, hvor alle ytre påkjenninger er erstattet med en enkel kraft lik 1 N. Funksjonen Load Multiplier, tar forbehold til alle påkjenninger og dermed vil den teoretiske knekklasten til søylen være tilnærmet 380 kN.

5.4.2 Håndberegninger av tverrsnittskapasiteter

Det vil her bli presentert håndberegninger vedrørende den bærende konstruksjonen for traversen. For søylene som inngår i traverskranen er tverrsnittsklasse 3 gjeldene. Beregninger for resultater vil bli presentert i Vedlegg I.

Trykkapasitet

Den dimensjonerende trykkapasiteten, $N_{c,Rd}$, for traverssøylen skal oppfylle følgende krav gitt i Formel 5.10. [10, s49]

$$\frac{N_{ED}}{N_{c,Rd}} \leq 1 \quad 5.10$$

Den påkjente kraften, N_{ED} , er utledet i Vedlegg I-1. Variabler presentert i Tabell 5.7 er benyttet i beregningen for trykkapasitet.

Tabell 5.7 Inngående variabler for beregning av trykkapasitet.

Variabler	
N_{ED}	50 kN
A	$6,43 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$
f_y	355 N/m^2
γ_{M_0}	1,05

Den dimensjonerende trykkapasiteten er beregnet i Vedlegg I-2, som gir trykkapasiteten gitt i Formel 5.11.

$$N_{c,Rd} = 2174 \text{ kN} \quad 5.11$$

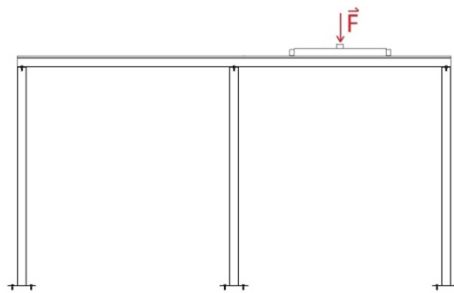
Den dimensjonerende trykkapasiteten benyttes for å se på forholdet i Formel 5.10.

$$\frac{N_{ED}}{N_{c,Rd}} \leq 1 \approx 0,023 < 1$$

Forholdet for trykkapasitetene oppfylles, og dermed motstår traverssøylen trykkpåkjenningene den utsettes for.

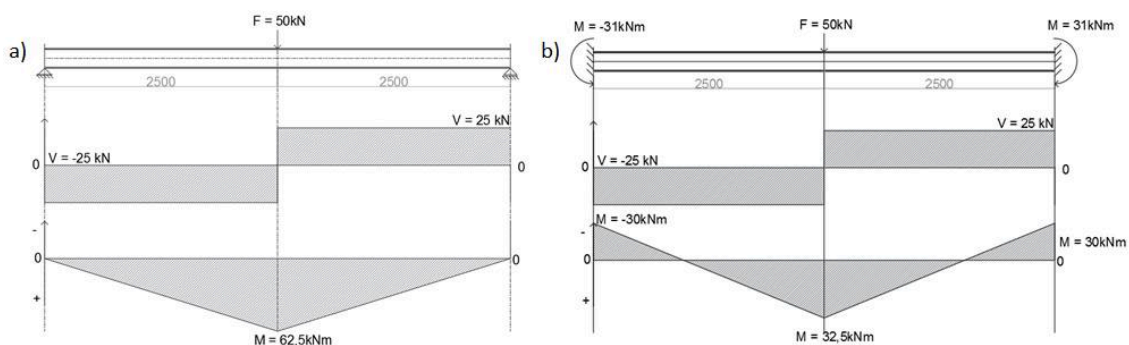
Moment fra tilnærming

For å kunne påvise kapasiteter for skjærkraft og moment, må først maksimale verdier utledes. Dette gjøres ved hjelp av et frilegemediagram. De største kreftene vil oppstå når traverskranen har maksimal last og er i senter av to traverssøyler, samtidig som løpekatten er plassert nærmest mulig kranbanen. Det vil være komplisert å finne nøyaktig moment med håndberegninger, derfor er to tilnærminger anvendt. Tilnærminger er sammenlignet med beregninger gjort i SAP2000. Figur 5.9 viser lastsituasjonen for den bærende konstruksjonen til traversen.



Figur 5.9 Lastesituasjon for bærende konstruksjon travers.

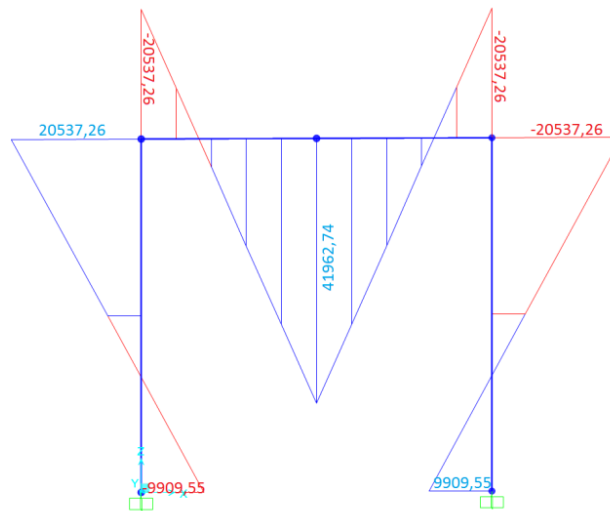
I frilegemediagrammet vist i Figur 5.10a, er det benyttet en fritt opplagret bjelke. Denne betegnes som tilnærming 1, og gir et maksimalt moment på 62,5 kNm. Noe som er høyere enn det virkelige systemet, da dette ikke er fritt opplagret. Fullstendig beregning av momentet, i tilnærming 1, er vist i Vedlegg I-3.



Figur 5.10 Momentfordeling a) Tilnærming 1 b) Tilnærming 2.

Frilegemediagrammet vist i Figur 5.10b, betegnes tilnærming 2, og viser en bjelke som er fast innspent i hver ende. Tilnærming 2 er mer virkelighetsnær, da den virkelige bjelken er boltet fast i begge søylene og er i stand til å ta opp moment. Tilnærming 2 gir et maksimalt moment på 32,5 kNm, som er betraktelig lavere enn tilnærming 1. Fullstendig beregning av momentet i tilnærming 2 er vist i Vedlegg I-3.

Beregningen gjort i SAP2000 tar helt korrekt med kreftene som blir tatt opp av søylene. Beregninger gjort i SAP2000 er gitt i Figur 5.11, og gir det mest korrekte maksimale momentet av de ulike tilnærmingene, lik 41962,74 Nm.



Figur 5.11 Momentfordeling, horisontal liggende bjelke, fra SAP200.

Alle bjelkene opplever et likt momentspenn på 62,5 kNm, men siden opplagringsbetingelsene er annerledes for hver tilnærming, varierer det maksimale momentet mellom 32,5 kNm og 62,5 kNm. Tilnærming 1 og 2 er ideelle lastsituasjoner, hvor tilnærming 2 antas å være den mest korrekte. Dette med grunnlag i at det virkelige systemet er boltet sammen og tar dermed opp momentkrefter. I SAP2000, hvor søylene også er tatt i betraktning, vil søylene oppleve en utbøyning. Utbøyningen fører til at lastsituasjonen som er oppført, ikke er ideelt fast innspent. På bakgrunn av dette er det valgt å benytte tilnærming 1, med maksimalt moment på 62,5 kNm. Dette for å unngå underdimensjonering, samt å få med en ekstra sikkerhetsfaktor for systemet.

Momentkapasitet

Det dimensjonerende momentet, M_{ED} , for søylen skal oppfylle følgende krav gitt i Formel 5.12. [10, s50]

$$\frac{M_{ED}}{M_{el,Rd}} \leq 1 \quad 5.12$$

Den dimensjonerende momentkapasiteten $M_{el,Rd}$, er fullstendig beregnet i Vedlegg I-4.

Variabler presentert i Tabell 5.8 er anvendt ved beregning av momentkapasitet.

Tabell 5.8 Inngående variabler for beregning av momentkapasitet.

Variabler	
W_{el}	$515 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$
γ_{M_0}	1,05
f_y	355 MPa
M_{ED}	62,5 kNm

Momentkapasiteten utledes i Vedlegg I-4 og er gitt i Formel 5.13.

$$M_{el,Rd} \approx 174 \text{ kNm} \quad 5.13$$

Forholdet for momentkapasiteten er oppfylt, som vist i Formel 5.12.

$$\frac{M_{ED}}{M_{el,Rd}} = 0,36 < 1$$

Dermed motstår bjelken momentet den er utsatt for.

Skjærkraft

Den dimensjonerende skjærkraften, V_{ED} , for bjelken skal oppfylle følgende krav gitt i Formel 5.14. [10, s50 og 51]

$$\frac{V_{ED}}{V_{pl,Rd}} \leq 1 \quad 5.14$$

Den dimensjonerende skjærkraftkapasiteten er beregnet i Vedlegg I-5 ved hjelp av Formel 5.15.

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v \cdot f_y}{\gamma_{M_0} \cdot \sqrt{3}} \quad 5.15$$

Variablene anvendt for beregningen presenteres i Tabell 5.9.

Tabell 5.9 Inngående variabler for beregning av skjærkraftkapasitet.

Variabler			
A	$6,43 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$	V_{ED}	25 kN
t_f	11 mm	b	220 mm
r	18 mm	f_y	355 MPa
γ_{M_0}	1,05	A_v	2063 mm^2
t_w	7 mm		

Skjærkraftkapasiteten utledes til 402,69 kN, som brukes i Formel 5.14.

$$\frac{V_{ED}}{V_{pl,Rd}} = 0,062 < 1$$

Formel 5.14, viser at forholdet oppfylles, men det må videre undersøkes om redusert flytegrense må benyttes. Forholdet utledes i Formel 5.16.

$$V_{ED} > \frac{1}{2} V_{pl,Rd} \quad 5.16$$

På grunn av at den halve dimensjonerende skjærkraften er betydelig større enn den aktuelle skjærkraften, 25 kN < 201,35 kN, er det ikke behov for bruk av redusert flytegrense. [10, s54]

Knekking

Knekking oppstår som et resultat av sviktende stabilitet i et tverrsnitt. For å undersøke om knekking må beregnes, må forholdet gitt i Formel 5.17 oppfylles. [10, s59]

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} \leq 0,04 \quad 5.17$$

Tabell 5.10 angir variablene anvendt for beregning av kritisk knekklast.

Tabell 5.10 Inngående variabler for beregning av kritisk knekklast.

Variabler	
N_{ED}	50 kN
$L_{CR} = L$	5040 mm
E	$200 \cdot 10^3 \text{ MPa}$
I_z	$19,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$
f_y	355 Mpa

Kritisk knekklast er utledet i Vedlegg I-6, ved bruk av Formel 5.18.

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{L_{CR}^2} \quad 5.18$$

Den kritiske knekklasten utledes tilnærmet lik 1515 kN. For å undersøke om knekking må beregnes, benyttes Formel 5.17.

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} = 0,03299 < 0,04$$

Forholdet for knekking er oppfylt, og må da ikke utledes videre.

Vipping

For å undersøke om vipping vil inntreffe, må forholdet i Formel 5.19 undersøkes. [10, s66]

$$\bar{\lambda}_f = \frac{K_c \cdot L_c}{i_f \cdot \lambda_1} \leq \frac{\bar{\lambda}_{c0} \cdot M_{c,Rd}}{M_{y,Ed}} \quad 5.19$$

Variabler presenterer i Tabell 5.11 benyttes for beregning av vippingskontrollen.

Tabell 5.11 Inngående variabler for vippingskontroll.

Variabler			
K_c	0,86	L_c	5000 mm
$i_{f,z}$	60,82 mm	$\bar{\lambda}_{C_0}$	0,5
λ_1	76	$M_{el,Rd}$	174 kNm
$M_{y,Ed}$	62,5 kNm	A_f	2420 mm ²
A_w	219,34 mm ²		

Vippingskontrollen utledes i Vedlegg I-7, og gir følgende forhold gitt i Formel 5.19.

$$\bar{\lambda}_f = 0,93 < 1,54$$

Det vil ikke være behov for videre beregning av vipping for kranbanebjelken.

5.5 Konklusjon

Analysen i ANSYS Workbench viser de virkelige opptredende spenningene i traverssøylen. Resultatene er lave i forhold til traversmaterialets flytegrense lik 355 MPa. ANSYS Workbench tar ikke hensyn til sikkerhetsfaktorer, men en sammenligning kan fortsatt utføres med materialets flytegrense. Von-Mises spenningene som oppstår er lik 10,11 MPa, som viser at de opplevde påkjenningene er innenfor, siden flytegrensen er 355MPa. Håndberegningene etter Eurokode 3 viser graden av utnyttelse et tverrsnitt har. Traverssøylen viser seg å være dimensjonert med gode toleranser. Momentkapasiteten utnyttet med 36 % og skjærkraftkapasiteten utnyttet med 6,2 %. Knekkingsforholdet oppfylles med en margin på 0,7 %, som tilsier at ved å velge en mindre HEA-profil, vil forholdet ikke lengre oppfylles og knekking må videre undersøkes. Vippingskontrollen viser at det aktuelle forholdet oppfylles, det er dermed ikke behov for ytterligere beregninger vedrørende vipping.

Deformasjonen som følge av sammentrykking, er som forventet minimal. Trykkapasitetens utnyttelse på 2,3 %, viser at HEA-profilen utnyttet svært lite. Dette reflekteres godt i deformasjonsanalysen som gir en total deformasjon lik 0,2 mm.

Simuleringen av den kritiske knekklasten vist som Load Multiplier er 1/4 av verdien som er utledet i Vedlegg I-6. Faktoren utspilles av samme begrunnelse som beskrevet i kapittel 5.1.3. Dersom knekklasten fra ANSYS Workbench benyttes, er det nødvendig med videre beregninger av knekking.

6 Kostnadsoverslag

Det vil i dette kapitlet bli fremstilt et enkelt kostnadsoverslag for det totale ventilasjonssystemet med traverskran. Økonomiske beregninger vil begrense seg til kun materialkostnad for systemet. Kostnad for montering, materialtilvirkning og bearbeiding, overflatebehandling, frakt vil ikke bli beregnet.

Datek Løfteteknikk A/S er benyttet for å angi et kostnadsoverslag på traverskran med bærende konstruksjon. I Vedlegg J-1 er det fremstilt et kostnadsoverslag fra Datek Løfteteknikk A/S. Total pris for traverskran og bærende konstruksjon er 204 000,-.

Lindab AS er anvendt for å gi et kostnadsoverslag over rør med tilhørende tilbehør. Vedlegg J-2 fremstiller kostnadsoverslaget. Total pris på rør og tilbehør er 19 786,-. [13]

For estimering av materialbehovet for ventilasjonssystemet er det valgt å benytte Norsk Ståls digitale prisliste, gjeldende fra 4. april 2017. Merk at prisene for materialbehovet ikke er tilpasset maskinering, levering og andre typer behandling. [14] Boltene M6 og M30 med tilhørende skive og mutter er priset ved hjelp av Tools AS, vist i Vedlegg J-4. Totalprisen for ventilasjonssystemet, hvor rør med tilbehør ikke inngår, er 12 383,-.

Ventilator tilbud er anskaffet fra J. L Bruvik AS og tilbudet er presentert i Vedlegg A-2. Ventilator fremstilles som en del av ventilasjonssystemet i Vedlegg J-3 Tabell J-3 med tilhørende tilleggsutstyr hvor alle priser er eks MVA og levert EXW for ventilator. Totalprisen for røykgassvifte med frekvensomformer samt gitter og platebein er prissatt til 88 000,-.

Tabell 6.1 viser den totale kostnaden for ventilasjonssystemet. Alle beløp er fullstendig presentert i Vedlegg J.

Tabell 6.1 Totalpris for ventilasjonssystemet og traverskran.

Komponent	Pris
Traverskran	204 000,-
Rør med tilbehør	19 786,-
Ventilasjonssystem	12 383,-
Røykgassvifte	88 000,-
Total pris	324 169,-

DEL 2: Effekt av brannforsøk

Del 2: Effekt av brannforsøk representerer den branntekniske delen av oppgaven, og har som hensikt å undersøke hvilke brannforsøk som kan gjennomføres i brannhallen. Her inngår: Teori del, fremgangsmetode, resultat, diskusjon og konklusjon.

7 Teori

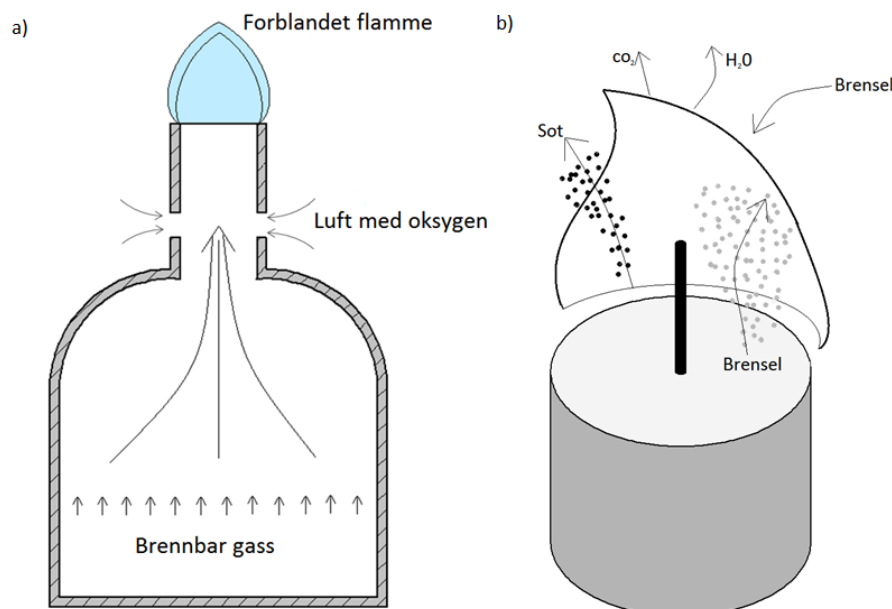
7.1 Forbrenning

For at en forbrenning skal forekomme, må blandingsforholdet mellom oksygen og brensel være innenfor brennbarhetsområde. Ved for mye oksygen i henhold til brensel vil ikke forbrenning inntreffe, og motsatt. Brennbarhetsområdet vil variere med ulike typer brensel. [20]

Forbrenningseffektivitet, ofte angitt som χ , er et forhold som beskriver hvor rent et materiale forbrenner. Forbrenningseffektiviteten er avhengig av den effektive- og totale forbrenningsvarmen. En helt ren forbrenning vil ha en forbrenningseffektivitet lik 1. Mengden energi som blir frigitt ved en forbrenningsreaksjon beskrives som forbrenningsvarme. [21]

7.2 Flammetyper

Det eksisterer to typer flammer: Forblandet flamme og diffusjonsflamme. En forblandet flamme tilsier at brensel og oksygen er blandet før forbrenningssonen. Selve forbrenningen gjenkjennes ofte med en blålig flamme, hvor blandingsforholdet mellom oksygen og brensel vil være tilnærmet støkiometrisk [22]. Figur 7.1a viser en skisse over prosessen hvor luft og brensel blandes før antennelse og danner en forblandet flamme.

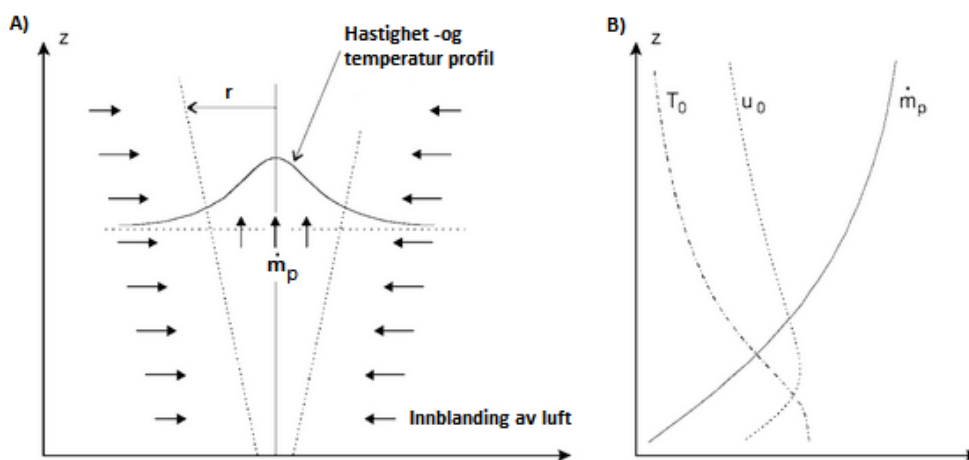


Figur 7.1 Flammetyper a) Forblandet flamme b) Diffusjonsflamme.

En diffusjonsflamme tilsier at luft og brensel blandes i forbrenningssonen. Forbrenningen i en diffusjonsflamme vil kun skje i et tynt sjikt der blandingen av oksygen og brensel er innenfor brennbarhetsområdet. En diffusjonsflamme vil lettere begynne å fluktuere, og da kan uforbrente komponenter slippe unna flammen. Ved ufullstendig forbrenning produseres sot. [22] Diffusjonsflamme illustreres i Figur 7.1b.

7.3 Røyksøyle

Etter antennelse vil forbrenningsprodukter fra en brann danne en røyksøyle. Røyk som blir produsert vil ha høyere temperatur enn den omkringliggende luften, samt vil varm røyk ha lavere tetthet enn kald luft. Tetthetsforskjellene bidrar til at røyken stiger opp mot taket. Turbulens som oppstår rundt røyksøylen vil føre til innblanding av luft, og dermed øke røyksøylens volum, se Figur 7.2a. Størrelsen på brannen og høyden til taket vil være en viktig faktor i forhold til hvor mye luft som blandes inn i røyksøylen. [21]



Figur 7.2 a) Innblanding av luft i røyksøyle, temperatur- og hastighetsprofil b) Temperatur, hastighet og massestrøm som en funksjon av høyde. [21]

Etter hvert som røyksøylen stiger oppover, vil temperaturen i røyksøylen synke drastisk. Hastigheten vil avta, mens massestrømmen vil øke betydelig med høyden. Turbulens rundt røyksøylen fører til innblanding av luft, og dermed øker massestrømmen. [21] Figur 7.2b beskriver dette grafisk, og viser temperatur, hastighet og massestrøm som en funksjon av høyde.

7.4 Røykventilering

Røykventilasjon vil bidra til å fjerne farlige røykgasser, og erstatte disse med frisk luft i et rom. Ventilasjon av røyk kan hindre spredning av brann til andre brannceller, samt redusere røyklagshøyden. Det er to prinsipper for røykventilasjon: Termisk/naturlig og mekanisk røykventilasjon. [23]

Termisk/naturlig røykventilasjon baseres på naturlige oppdriftskrefter som oppstår grunnet tetthetsforskjeller mellom røyk og omkringliggende luft. Varm røyk vil stige opp mot taket, og dermed ventileres ut gjennom røykluker, samtidig som frisk luft trekkes inn gjennom lavtliggende åpninger. Naturlig røykventilasjon fungerer godt ved høye temperaturer i røyklaget/røyksøylen. Ved høy temperatur vil det være store tetthetsforskjeller mellom røyken og omkringliggende luft, og dermed er oppdriftskraften i røyken stor. [24]

Mekanisk røykventilasjon baserer seg på å bruke ytre påvirkninger for å fjerne røyken. Dette vil normalt være en vifte som tåler høy temperatur. Ved deteksjon av brann, vil viften startes og røyk ventileres ut gjennom sjakter eller rett ut i det fri. Det må være en lavtliggende åpning slik at frisk luft kan trekkes inn. Dette for at det ikke blir dannet et undertrykk i rommet. Mekanisk røykventilasjon fungerer best i startfasen av en brann, hvor røykgassene holder en forholdsvis lav temperatur. Ulempen er at ventilasjonskapasiteten reduseres ved høye røykgasstemperaturer, dette på grunn av volumøkningen som oppstår som følge av høye temperaturer. [24]

7.5 Håndberegninger

Det vil her bli presentert ulike røyksølyemodeller for massestrøm og temperatur. Det bemerkes at alle modellene er basert på empirisk data. Det vil også bli fremstilt en beregningsmetode for branneffekt.

7.5.1 Heskestad

En modell for beregning av ulike forhold i en røyksøyle er Heskestads modell. Heskestad har utarbeidet et ligningssett, som beskriver temperatur, masseproduksjon og hastighet for en røyksøyle. [25]

Modellen tar forbehold om hvor i røyksøylen det skal gjøres beregninger, og vil være avhengig av om man skal undersøke massestrømmen over eller under flammehøyden. Flammehøyden kan bergenes ved bruk av Formel 7.1.

$$L = 0,235 \cdot \dot{Q}^{\frac{2}{5}} - 1,02 \cdot D \quad 7.1$$

\dot{Q} Branneffekt [kW]

D Brannens diameter [m]

Heskestads modell anvender et virtuelt origo, Z_0 , som avhenger av diameteren på brannarealet og total energifrigjøring. Ved høyt brannareal og lav energifrigjøring blir Z_0 negativ. Virtuelt origo beregnes med Formel 7.2. [25]

$$z_0 = 0.083 \cdot \dot{Q}^{\frac{2}{5}} - 1,02 \cdot D \quad 7.2$$

Ved beregning av Massestrøm over flammehøyden anvendes Formel 7.3.[25]

$$\dot{m}_p = 0,071 \cdot \dot{Q}_c^{\frac{1}{3}} \cdot (Z - Z_0)^{\frac{5}{3}} + 1,92 \cdot 10^{-3} \cdot \dot{Q}_c \quad 7.3$$

Hvor:

Z Målepunkt [m]

z_0 Virtuelt origo

\dot{Q}_c Konvektiv branneffekt [kW]

Ved beregning av massestrøm under flammehøyden benyttes Formel 7.4. [25]

$$\dot{m}_p = 0,0056 \cdot \dot{Q}_c \cdot \frac{Z}{L} \quad 7.4$$

Hvor:

L Flammehøyde [m]

Senter Temperaturen i røyksøylen beregnes med Formel 7.5. [25]

$$T_0 = 9,1 \cdot \left(\frac{T_\infty}{g \cdot C_p^2 \cdot \rho_\infty^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \dot{Q}_c^{\frac{2}{3}} \cdot (Z - Z_0)^{\frac{-5}{3}} + T_\infty \quad 7.5$$

Hvor:

T_∞ Omgivelsestemperatur [k]

g Lokal gravitasjon [m/s^2]

C_p Varmekapasitet [kJ/(kg K)]

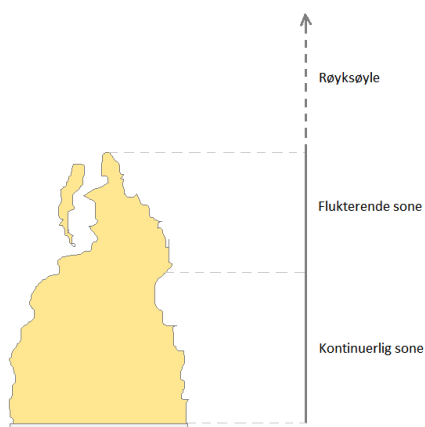
ρ_∞ Tetthet til omgivelse luft [kg/m^3]

Senter hastigheten til røyksøylen beregnes med Formel 7.6. [25]

$$u_o = 3,4 \cdot \left(\frac{g}{C_p \cdot T_\infty \cdot \rho_\infty} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \dot{Q}_c^{\frac{1}{3}} \cdot (Z - Z_0)^{\frac{-1}{3}} \quad 7.6$$

7.5.2 McCaffrey

Fremgangsmetoden til McCaffrey baserer seg på å dele røyksøylen inn i tre deler: røyksøyle, fluktuerende sone og kontinuerlig sone. De ulike sonene blir illustrert i Figur 7.3. [21]



Figur 7.3 Inndeling av røyksøyle, fluktuerende og kontinuerlig sone.

McCaffrey har utviklet konstanter i henhold til hvilken sone som skal beregnes, konstantene blir fremstilt i Tabell 7.1. [21]

Tabell 7.1 Konstanter i henhold til beregnet sone.

Sone	$z/\dot{Q}^{\frac{2}{5}}$	η	k
Kontinuerlig	<0,08	0,5	6,8 [$m^{1/2}/s$]
Fluktuerende	0,08-0,2	0	1,9 [$kW^{1/5}s$]
Røyksøyle	>0,2	-1/3	1,1 [$m^{4/4}/kW^{1/3}s$]

Konstantene brukes ved utregning av temperatur i angitt sone, røyksøyle temperatur beregnes ved bruk av Formel 7.7.[21]

$$\Delta T_0 = \left(\frac{k}{0,9 \cdot \sqrt{2 \cdot g}} \right)^2 \cdot \left(\frac{Z}{\dot{Q}^{\frac{2}{5}}} \right)^{2 \cdot \eta - 1} \cdot T_{\infty} \quad 7.7$$

7.5.3 Zukoski

Zukoski utførte brannforsøk hvor røykgassene ble samlet i en avtrekkshette. Ved å kontrollere massestrømmen ut av avtrekkshetten kunne han holde massestrømmen konstant. Disse resultatene brukte han til å utforme ligningen for massestrøm. Formel 7.8 angir massestrøm for en gitt høyde. [21]

$$\dot{m}_p = 0,21 \cdot \left(\frac{\rho_\infty^2 \cdot g}{C_p \cdot T_\infty} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \dot{Q}^{\frac{1}{3}} \cdot Z^{\frac{5}{3}} \quad 7.8$$

Det fremkommer at Zukoskis modell undervurderer massestrømmen noe for store branner, mens for små branner blir massestrømmen overvurdert. [21]

7.5.4 Branneffekt

Ved beregning av branneffekt for ulike stoffer kan Formel 7.9 benyttes. [21]

$$\dot{Q} = A_f \cdot \dot{m}'' \cdot \chi \cdot \Delta H_c \quad 7.9$$

Hvor:

- A_f Brannareal [m^2]
- \dot{m}'' Massetapsraten [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$]
- χ Forbrenningseffektivitet [-]
- ΔH_c Forbrenningsvarme [KJ/kg]

Massetapsraten kan beregnes med Formel 7.10.

$$\dot{m}'' = \dot{m}_\infty'' \cdot (1 - e^{-k\beta D}) \quad 7.10$$

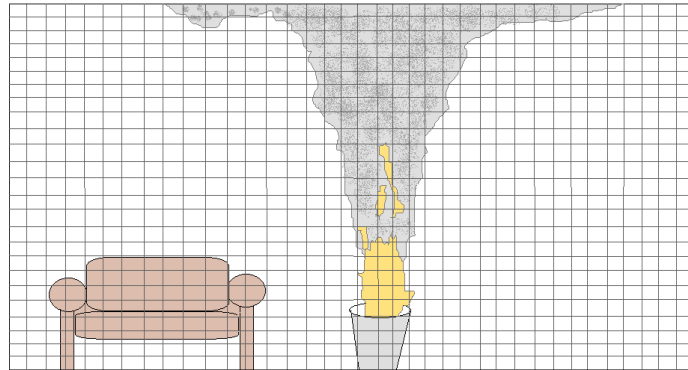
Hvor:

- \dot{m}_∞'' Asymptotisk massetapsrate [$\text{kg}/\text{m}^2 \text{ s}$]
- $k\beta$ [m^{-1}]
- D Sirkulær diameter [m]

$k\beta$, er konstanter utarbeidet fra forsøk og varierer for ulike stoff.

7.6 Computational Fluid Dynamics (CFD)

CFD er en samlet betegnelse på program som anvender numerisk analyse og algoritmer for å beregne ulike situasjoner relatert til fluiddynamikk. CFD tilnærmer seg problemstillinger ved å dele rommet/området som skal simuleres inn i mange små kontrollvolum, dette blir illustrert i Figur 7.4. I hvert enkelt kontrollvolum blir bevaringsligninger for masse, energi og bevegelsesmengde beregnet. [26]



Figur 7.4 Skisse over inndelinger av kontrollvolum i CFD.

7.6.1 Fire Dynamics Simulator (FDS)

FDS er et gratis CFD program med åpen-kildekode. FDS anvendes til å løse praktiske problemer knyttet opp mot brann, men er også rettet mot å studere forbrenning og brannndynamikk. Antall kontrollvolum og størrelsen må spesifiseres i FDS. Størrelsen og antall avhenger av brannarealet A_b , samt branneffekten som skal simuleres. For å kunne anslå hvilken cellestørrelse man skal anvende kan Formel 7.11 benyttes. [26]

$$\frac{D^*}{d_x} = [-] \quad 7.11$$

Hvor:

D^* Karakteristisk diameter til brannen [m]

d_x Nominell cellestørrelse [m]

Formel 7.11 er dimensjonsløs, og det er anbefalt en verdi mellom 4 og 16 for å få akseptable resultater i FDS, hvor verdien 4 indikerer grovere grid. D^* kan beregnes ved å bruke Formel 7.12. [26]

$$D^* = \left(\frac{\dot{Q}}{\rho_\infty \cdot c_p \cdot T_\infty \cdot \sqrt{g}} \right)^{\frac{2}{5}} \quad 7.12$$

8 Fremgangsmetode

Dette kapittelet vil gi en generell beskrivelse av fremgangsmetoden som er brukt til å undersøke hvilke brannforsøk som kan gjennomføres i brannhallen.

8.1 Inngangs data

Det er valgt å bruke følgende håndberegningsmodeller og simuleringsprogram for en indikasjon av temperatur og volumstrøm:

Håndberegningsmodeller:

- Heskestad
- Zukoski
- McCaffery

Simuleringsprogram:

- Fire Dynamics Simulator (FDS) 6.1.2

I både håndberegningsmodellene og simuleringene er det gjort forenklinger. Det er beregnet volumstrøm og temperatur som vil oppstå i en røyksøyle som ikke er påvirket av et ventilasjonssystem, med andre ord, kun påvirket av naturlig ventilasjon.

8.1.1 Scenario

For å undersøke en stor variasjon av branneffekter og brannareal i håndberegninger, er branneffekter fra 0,25-4 MW, med 250 i intervall anvendt. For hver branneffekt er det beregnet for et brannareal på 0,5, 1, 2 og 3 m².

For FDS- simuleringene er scenarioer gitt i Tabell 8.1 undersøkt. Enkelte resultater er presentert i Vedlegg K.

Tabell 8.1 Scenarioer i FDS.

Brensel data: Heptan		Brensel data: Polyuretan	
Branneffekt [kW]	Brannareal [m ²]	Branneffekt [kW]	Brannareal [m ²]
500	1	500	1
1000	1 og 2	1000	1 og 2
1500	1	1500	1
2000	1 og 2	2000	1 og 2
3000	1 og 2	3000	1 og 2
3500	1	3500	1

8.1.2 Branndata

Håndberegningsmodeller gir ikke muligheten til å velge hvilke stoff som skal beregnes. Modellene tar kun utgangspunktet i en oppgitt verdi for branneffekt. For alle håndberegningsmodeller er det antatt følgende verdier for omgivelser:

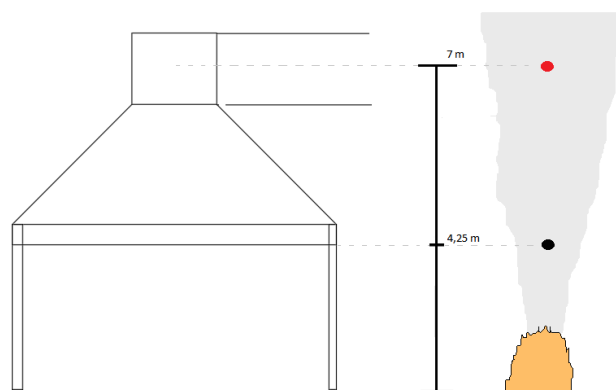
- Omgivelse temperatur, $T_{\infty} = 20$ [°C]
- Lufttetthet, $\rho_{\infty} = 1,1$ [kg/m³]
- Lokal gravitasjon 9,81 [m/s²]

FDS-simuleringer er utført med varierende branneffekter, hvor sotproduksjon, CO-produksjon, og forbrenningsvarme, er verdier for heptan og polyuretan. Dette er valgt for å simulere branneffekter med ulike branntekniske verdier. Vedlegg L oppgir fullstendig oversikt over inngangs data i FDS-simuleringer. Det er ikke angitt en brannvekst for simuleringene, dette grunnet at kun maksimale verdier for branneffekt skal undersøkes. Effekten av dette er at angitt branneffekt er implementert ved start av simuleringer.

8.1.3 Plassering av målepunkt

Målinger for volumstrøm er angitt som et plan i FDS, med dimensjonene 6x6 meter, tilsvarende avtrekkshettens dimensjon. Volumstrømmålingene registrerer alt som går gjennom planet og vil tilsvare volumstrømmen inn i avtrekkshetten.

Både simuleringer og håndberegningssmodeller begrenses til å måle temperatur og volumstrøm i et gitt punkt i røyksøylen. Figur 8.1 angir plassering av målinger i henhold til ventilasjonssystemets geometri. Volumstrømmålingene er markert i svart og er plassert ved 4,25 meter, mens temperaturmålingene er markert i rødt og er plassert ved 7 meters høyde.



Figur 8.1 Plassering av målepunkt for håndberegninger og simuleringer.

8.1.4 Geometri

Simuleringene har et gulvareal på 20x15 meter. «Rommet» i FDS er satt opp uten vegger og tak, dette grunnet at et røyklag ikke skal dannes og påvirke resultater for temperatur og volumstrøm. Det er antatt at brannhallen vil ha tilstrekkelig tilgang på oksygen. Simuleringene som er utformet uten vegger og tak, vil da ha tilstrekkelig oksygen for en hver brann som simuleres.

8.1.5 Simuleringstid

For simuleringer er maksimal simuleringstid satt til 180 sekunder. Kort simuleringstid skyldes at maksimal branneffekt implementeres ved start og holdes tilnærmet konstant gjennom simuleringstiden, samt er simuleringer i FDS er svært tidskrevende.

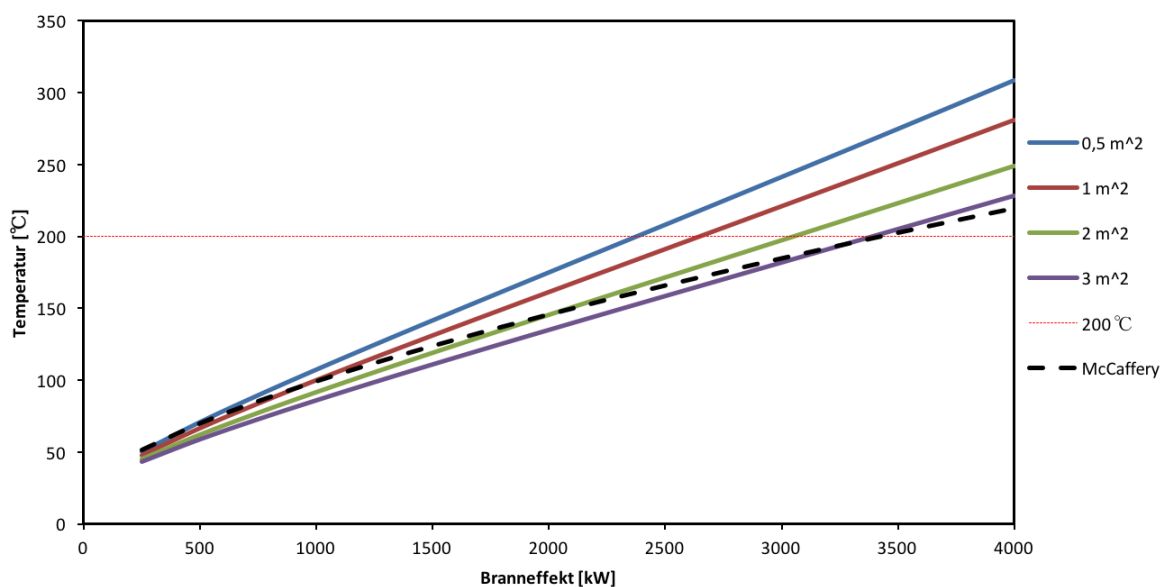
8.2 Ventilasjonssystemets begrensninger

Volumstrømmen som oppstår som følge av en forsøksbrann må være lavere enn viftens kapasitet på 16 m³/s og temperaturen rundt viften må ikke overstige 200 °C. Med bakgrunn i dette er kriteriet for maksimal volumstrøm og temperatur satt til røykgassviftens kapasitet.

9 Resultat

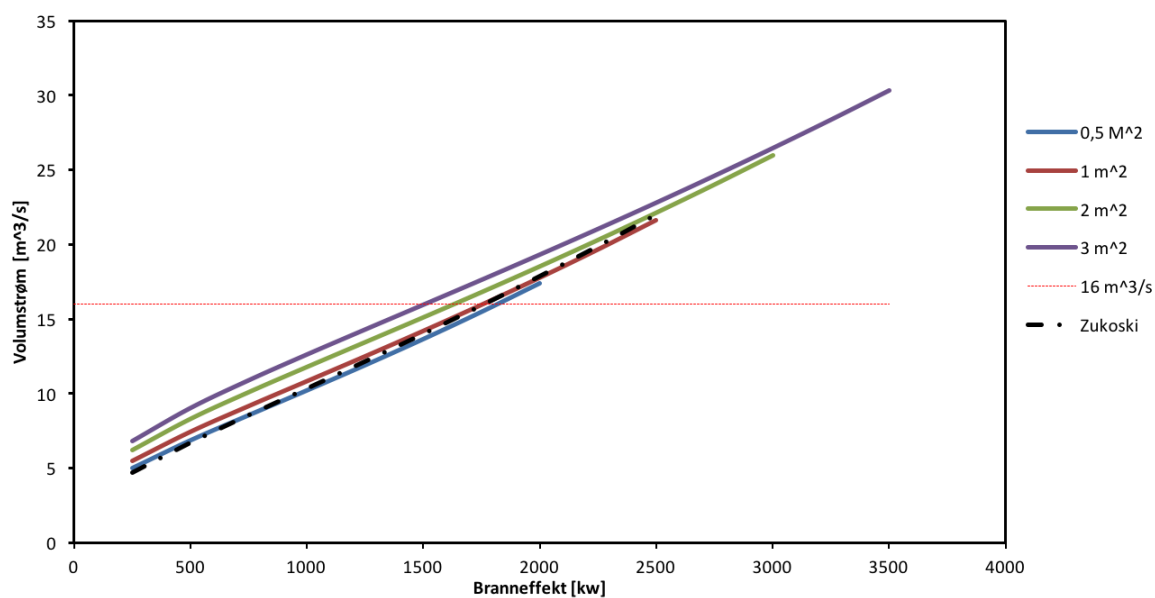
9.1 Håndberegninger

Figur 9.1 viser temperatur som en funksjon av branneffekt, i henhold til Heskestad- og McCafferys modeller. Stiplet rød linje angir maksimum temperaturen til røygassviften på 200 °C.



Figur 9.1 Temperatur som funksjon av branneffekt.

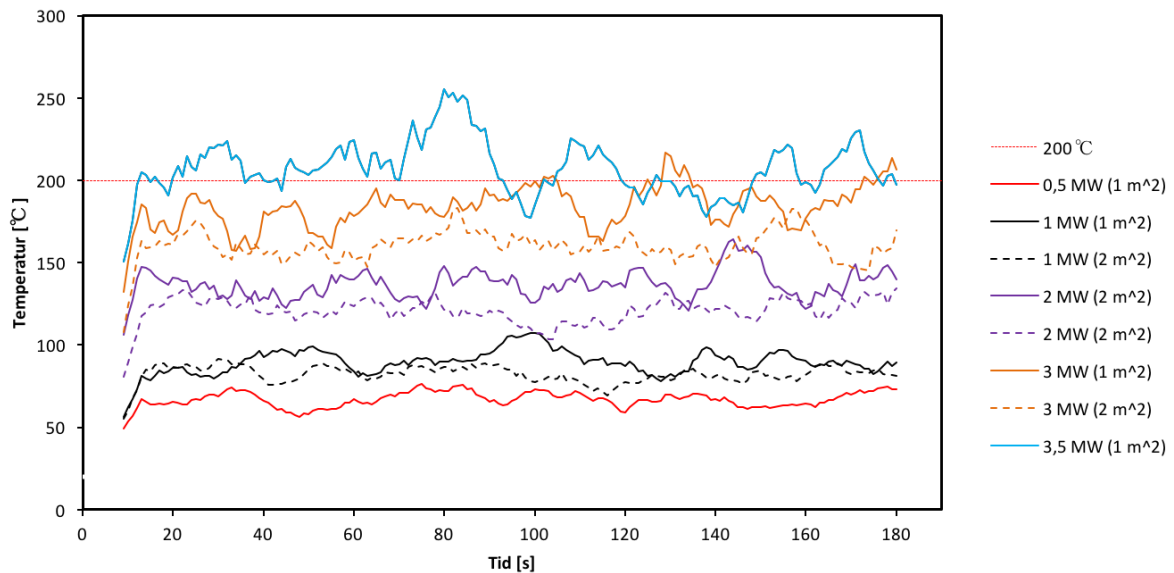
Figur 9.2 viser volumstrøm som en funksjon av branneffekt, ved bruk av Heskestads og Zukoskis modell for røysøyle. Temperaturer beregnet fra Heskestads Formel 7.5, er anvendt for omgjøring av massestrøm til volumstrøm. Stiplet rød linje, angir maksimal volumstrøm til viften på 16 m³/s.



Figur 9.2 Volumstrøm som funksjon av branneffekt.

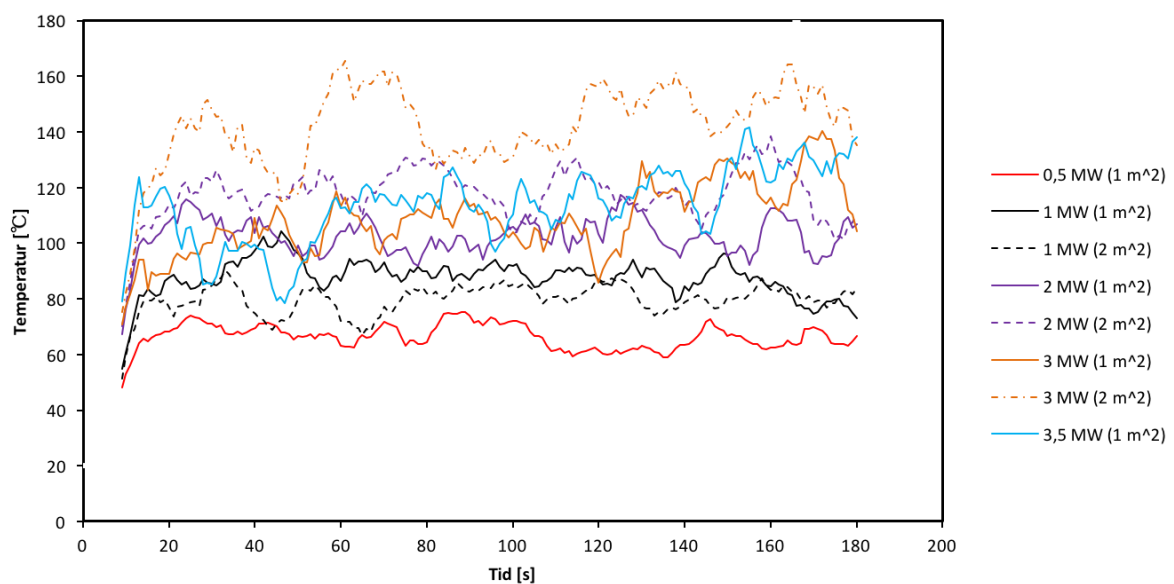
9.2 FDS - simuleringer

Figur 9.3 viser temperatur som funksjon av tid for simuleringer med Heptan. Stiplet rød linje angir maks temperaturen på 200 °C som viften kan kjøres i. Simulering med 1,5 MW er presentert i Vedlegg K.



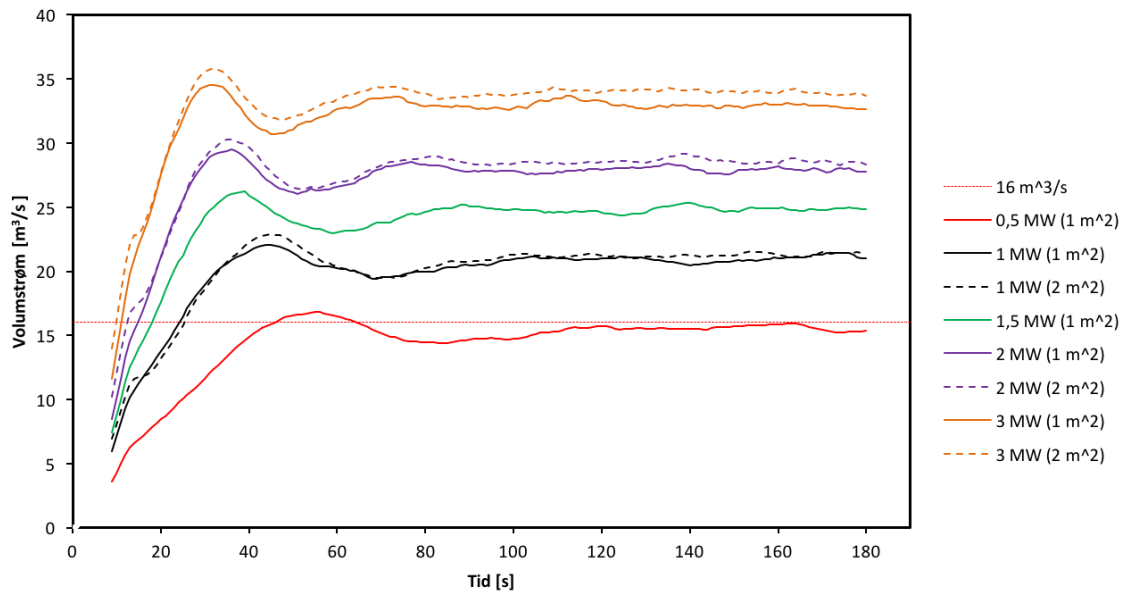
Figur 9.3 Temperatur som funksjon av tid, for simuleringer med heptan.

Figur 9.4 viser temperatur som funksjon av tid, for polyuretan. Simulering med 1,5 MW er presentert i Vedlegg K.



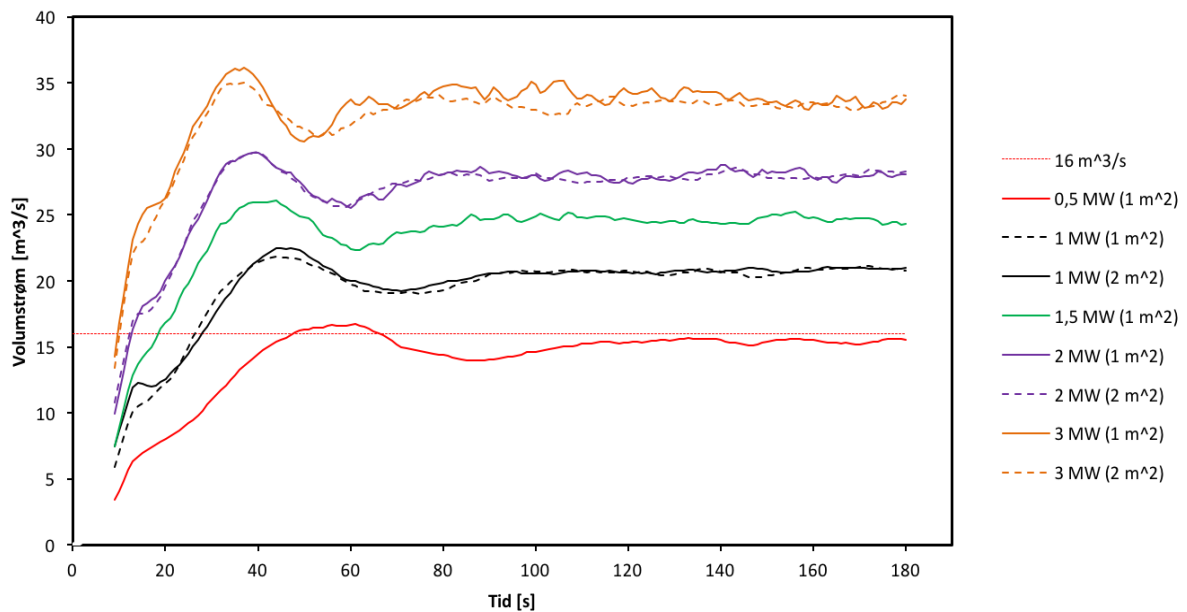
Figur 9.4 Temperatur som funksjon av tid, for simuleringer med polyuretan.

Figur 9.5 viser volumstrøm som en funksjon av tid, for simuleringer med Heptan. Simulering med 3,5 MW er presentert i Vedlegg K.



Figur 9.5 Volumstrøm som funksjon av tid, for simuleringer med heptan.

Figur 9.6 viser volumstrømmen som en funksjon av tid for polyuretan. Simulering med 3,5 MW er presentert i Vedlegg K.



Figur 9.6 Volumstrøm som funksjon av tid, for simuleringer med polyuretan.

9.3 Begrensninger ved brannforsøk

Som det fremkommer av resultatene fra håndberegninger og simuleringer, vil maksimal branneffekt som kan anvendes i et brannforsøk, variere med brannarealet. Tabell 9.1 viser en oversikt over anbefalt maksimal branneffekt med brannareal fra 0,5-3 m².

Tabell 9.1 Maksimale branneffekter, for 0,5-3 m².

A _b [m ²]	Maksimal Q [MW]
0,5	1,2
1	1
2	0,9
3	0,8

Med utgangspunkt i Tabell 9.1, og verdier for branneffekt for ulike materialer, er en oversikt over hvilke forsøk som kan gjennomføres i brannhallen utarbeidet. Det gis også en oversikt over forsøk som ikke kan gjennomføres. Verdier for branneffekt er hentet fra anerkjent litteratur og beregnet etter Formel 7.1. Vedlegg M, gir en oversikt over eksakte verdier for beregnede branneffekter samt branneffekter fra litteratur. Tabell 9.2 gir en oversikt over hvilke forsøk som kan gjennomføres.

Tabell 9.2 Oversikt over hvilke forsøk som kan gjennomføres.

Materiale	A _b [m ²]	Branneffekt [MW]	Innenfor krav	
			ja	nei
Væsker				
Metanol	1	0,35	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	2	0,7	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	3	1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Bensin	0,5	1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	1	2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Parafin	1	1,7	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Etanol	1	0,3	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	2	0,6	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	3	0,8	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Inventar				
Juletre		0,5-0,7	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Sofa polyuretan stopping		2-3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Seng		1-2	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Stol (enkel)		0,1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Gardiner (1kg)		0,1	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Tv		0,15	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Annet				
Euro paller (pr.m. stabel høyde)		3	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
Person bil		3-5	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

10 Diskusjon

10.1 Håndberegninger

Resultater som fremkommer av Heskestad og Zukoskis modeller, viser at volumstrømmen vil være den begrensende faktor for hvilke brannforsøk som kan gjennomføres i brannhallen.

10.1.1 Volumstrøm

Heskestads modell for beregning av volumstrøm, angir 1,7 MW som maksimal branneffekt med et brannareal på 1m^2 . Ved å øke brannarealet, vil maksimal branneffekt avta. Zukoskis beregningsmetode gir omlag 1,7 MW som maksimal branneffekt.

Heskestads modell er avhengig av brannarealet, noe som gir utslag i maksimale branneffekter. En økning av brannareal, og opprettholdelse av samme branneffekt, vil resultere i en høyere volumstrøm. Dette kan forklares med at røyksøylen diameter vil bli større som følge av en økning i brannareal, og dermed er området hvor luft blandes inn i røyksøylen over et større areal. Innblanding av luft i røyksøylen fører til en betydelig økning av volumstrøm.

De ulike modellene for å beregne volumstrøm gir ingen stor differanse i maksimal branneffekt. Zukoskis modell tar ikke hensyn til brannarealet, som er en viktig faktor i Heskestads modell.

10.1.2 Temperatur

Håndberegninger gjort ved Heskestads modell, viser at en temperatur på $200\text{ }^\circ\text{C}$ oppnås ved en branneffekt på om lag 2,5 MW, og brannareal på 1m^2 . Modellen til McCaffery gir en maksimal branneffekt på om lag 3,3 MW, som vil være innenfor viftens kapasitet. Modellen tar ikke hensyn til brannarealet.

En økning i brannareal og bruk av samme branneffekt vil være fordelaktig med tanke på temperatur. Dette vil som nevnt tidligere føre til mer innblanding av luft i røyksøylen. Røyksøylen avgir betydelige mengder med energi til luften og temperaturen i røyken vil dermed synke. Som følge av et større brannareal vil avstanden fra flammetoppen til målepunktet øke. Dette kan forklares med at samme branneffekt er fordelt på et større areal, som vil føre til en lavere flammehøyde. Temperaturen i røyksøylen synker med høyden. Dette fremkommer av håndberegningene, hvor et brannareal på 3 m^2 resultere i en maksimal branneffekt på omlag 3,2 MW for Heskestads modell.

Røyksøyle modellen til Heskestad og McCaffery gir en differanse for maksimal branneffekt i henhold til temperatur. Modellen til McCaffery gir høyere temperatur ved lavere branneffekter, men lavere temperatur ved høyere branneffekt, sammenlignet med Heskestads modell. Det er tilnærmet lik temperatur ved en branneffekt i underkant av 3,5 MW, og brannareal på 3 m^2 .

10.2 FDS simulering

Resultater fra FDS tilsier at volumstrømmen vill være den begrensende faktoren for hvilke forsøk som kan gjennomføres.

10.2.1 Volumstrøm

Simuleringer angir en branneffekt på 0,5 MW, med et brannareal på 1 m², som vil være innenfor kravet. Dette er gjeldende både for simuleringer med heptan og polyuretan. De ulike stoffene har stor differanse i sot produksjon, men volumstrømmen er tilnærmet lik for alle scenarier. Resultatene viser til at branneffekt og brannareal er den dominerende faktoren for volumstrøm. Simuleringer med høyere branneffekt enn 0,5 MW, gir volumstrømmer over viftens kapasitet.

I henhold til simuleringene, gir en økning i brannareal, små differanser for volumstrømmen. Simuleringer med heptan viser en minimal økning i volumstrøm, når et høyere brannareal er anvendt med samme branneffekt. Simuleringer med polyuretan gir omtrent like verdier for volumstrøm med både 1- og 2 m².

10.2.2 Temperatur

Simuleringer utført i FDS viser at temperatur ikke vil være en begrensende faktor. Hvis man kun angir temperatur som en kritisk faktor, kan en branneffekt på 3 MW med et brannareal på 1 m² anvendes. Dette er i henhold til simulering utført med heptan, som er et stoff med høy forbrenningsvarme.

Simuleringene med polyuretan viser at forbrenningsvarmen har stor påvirkning på temperaturen. Simuleringen med branneffekt på 3,5 MW resulterte i en temperatur på om lag 110 °C, noe som er betydelig lavere enn simuleringene med heptan ved lik branneffekt. Dette kan forklares av differansen i forbrenningsvarme, henholdsvis 44,6 MJ/kg for heptan og 27,2 MJ/kg for polyuretan.

Ved å øke brannarealet, men opprettholde samme branneffekt, vil temperaturen synke. Dette fremkommer av simuleringene med heptan. Simuleringer med polyuretan viser at temperaturen øker ved bruk av et større brannareal, dette gjelder for simuleringene med 2 MW og 3 MW. En mulig forklaring, er at skjærspenningene i røyksøylen er større ved 1 m². For store skjærspenninger vil føre til at røyksøylens sirkulære form brytes opp. Når brannarealet økes, vil skjærspenningene i røyksøylen være lavere, noe som medfører en mer "laminær" strømning i røksøylen. På grunn av en mer konsentrert røyksøyle, vil det oppstå høyere temperaturer.

10.2.3 Usikkerheter med beregningsmetodene

Håndberegninger og simuleringer beregner temperatur og volumstrøm for en røyksøyle med naturlig oppdrift, og tar ikke hensyn til et ventilasjonssystem. Ventilasjonssystemets innvirkning på røyksøylen er derfor neglisjert. Dette blir videre diskutert i kapittel 10.4.

Håndberegningsmodeller tar ikke hensyn til hvilket stoff som brenner, og baseres kun på en gitt branneffekt og brannareal. Hvilket stoff som brenner vil være avgjørende i henhold til temperaturen som dannes i røyksøylen, hvor forbrenningsvarmen har en stor betydning.

Det vil alltid være en usikkerhet rundt bruk av FDS, på grunn av programmets kompleksitet og høye brukergrensesnitt.

10.3 Sammenligning av resultater

Det fremkommer en betydelig differanse i resultatene for volumstrøm, som kan forklares med hvordan FDS måler volumstrøm. Det angitte planet på 6x6 meter, registrerer alt av luft og røyk som passerer gjennom planet. En betydelig mengde luft vil da registreres som volumstrøm. Håndberegningmodellene beregner kun røyksøylens volumstrøm, og tar ikke hensyn til luft rundt røyksøylen. I Vedlegg N, er det utført en simulering hvor dimensjonen på planet ble tilpasset omtrent røyksøylens størrelse. Her ble det registrert en betydelig lavere volumstrøm, som samsvarer godt med verdier fra Heskestads modell.

Ved sammenligning av håndberegninger og simuleringer, stemmer temperaturene godt overens, men det fremkommer en hvis differanse. En brann på 1 MW med brannareal 1 m², fører til en temperatur på om lag 100 °C. Dette gjelder både for Heskestad og McCafferys modell for røyksøyle. Ved simulering av 1 MW, med samme areal, oppnås en temperatur på omlag 80-90 °C for heptan. Ved sammenligning av alle de ulike simulerte scenarioene og håndberegninger ved forskjellige branneffekter, vil røyksøylemodellene alltid angi en temperatur litt over simuleringene. Dette tilsier at røyksøyle modellene til en hvis grad angir konservative verdier for temperatur, grunnet den høye forbrenningsvarmen til heptan.

10.4 Ventilasjonssystemets påvirkning på røyksøylen

Håndberegninger og simuleringer tar ikke hensyn til ventilasjonssystemet, men systemet vil ha en påvirkning på volumstrømmen som oppstår. Gitt at brannen plasseres i senter av avtrekkshetten, vil røyksøylen treffe toppboksen på avtrekkshetten, hvor undertrykket skapt av viften er størst. Videre vil omkringliggende luft på innsiden av avtrekkshetten ha lavere tetthet enn røyksøylen. Tetthetsforskjellen vil bidra til at røyksøylen med lavere tetthet, fortrenger luften på innsiden av avtrekkshetten. Dette vil oppstå i tilfeller hvor det er anvendt en høy branneffekt, som vil være i området rundt ventilasjonssystemets maksimale kapasitet. Dette tilsier at FDS overestimerer volumstrømmen. En brann som er godt innenfor ventilasjonssystemets kapasitet, vil føre til at omkringliggende luft på innsiden av avtrekkshetten også suges opp av viften.

Ventilasjonssystemets geometri vil også, til en hvis grad, påvirke temperaturen i røyken. Når røyksøylen treffer avtrekkshettens skrå vegger, vil det ikke forekomme mer innblanding av luft. Dette fører til at temperaturen i røyken synker saktere. Effekten av dette anses som minimal, da avstanden fra der røyksøylen treffer avtrekkshettens vegger og opp til målepunktet ved 7 meter, ikke er av stor betydning. Røyken skal også fraktes vertikalt 3,25 meter til røykgassviften, hvor den vil tape seg ytterligere i temperatur.

10.5 Vertikal avstand fra målepunkter til røykgassvifte

Ved å undersøke temperaturen som oppnås ved en høyde på 7 meter, tar man ikke forbehold om at røyken skal transporteres 3,25 meter vertikalt før den inntreffer røykgassviften. Når røyken går igjennom rørnett vil den bruke energi på å varme opp rørveggene, og dermed synke i temperatur. Dette vil være en faktor i startfasen av brannen, hvor røykgassen vil tape mye energi til rørveggene, som er i omgivelsestemperatur. Etter hvert som temperaturdifferansen mellom røykgassene og rørveggen blir mindre, vil røykgassen tape mindre energi, og dermed kunne opprettholde en høyere temperatur frem til røykgassviften.

Resultatene tilsier at kriteriet for en maksimal temperatur på 200 °C ved 7 meter, er konservativt. I et virkelig brannforsøk kan man anvende en større maksimal branneffekt, hvis man kun anser temperatur som den begrensende faktor.

10.6 Anbefaling til begrensninger ved brannforsøk

Det er stor differanse i resultatene for simuleringer og håndberegninger. Simuleringen overestimerer volumstrømmen, og det vil alltid være en usikkerhet rundt håndberegningene, da disse beskriver svært kompliserte fenomen, med få inngående variabler.

Det valgt å sette begrensningen for maksimal branneffekt mellom resultatet for håndberegninger og simuleringer, med grunnlag i ventilasjonssystemets påvirkning på volumstrøm. Verdier fra håndberegninger anvendes ikke som maksimale verdier, grunnet innblanding av luft i røyksøylen også vil forekomme på innsiden av avtrekkshetten. Innblandingen av luft stanser ikke før røyksøylen treffer veggene til avtrekkshetten. Volumstrømmen, som er ved høyden hvor røyksøylen treffer veggene, er derfor avgjørende. I Vedlegg O er det beregnet volumstrøm med Heskestads fremgangsmetode, for branneffekt 1 MW og brannareal 1 m², ved høyder som det antas at røyksøylen vill treffe veggene. Fra disse resultatene fremkommer en volumstrøm på omlag 16 m³/s, ved høyden 6,5 meter. Det vil med bakgrunn i dette være fornuftig å velge en verdi for maksimal branneffekt, som ligger mellom håndberegninger og simuleringer.

Det er valgt å gi en anbefaling på en maksimal branneffekt 1 MW, for et brannareal på 1 m². Dette er en konservativ verdi, grunnet at forbrenningseffektiviteten til stoffet som skal brukes, vil være av stor betydning. En forbrenningseffektivitet tilnærmet 1, vil resultere i en ren forbrenning med minimal sotproduksjon, som da ikke er av like stor betydning å ventilere ut. En lavere forbrenningseffektivitet rundt 0,6, vil resultere i betydelig sotproduksjon og vil da være av stor betydning å ventilere ut av brannhallen.

10.7 Anbefalinger til videre arbeid

10.7.1 Begrensninger ved bruk

I denne oppgaven er det kun er anvendt modeller og simuleringer som tilnærmer seg virkeligheten, det anbefales derfor å utføre tester med større branneffekt enn 1 MW. Dette for å undersøke ventilasjonssystemets maksimale kapasitet. Gjennomføring av tester vil ikke utgjøre fare for sikkerheten, da røykluker skal plasseres i taket av brannhallen. Disse skal fungere som en nødløsning ved stans av røykgassvifte. I tillegg til røykluker er avtrekkshettens størrelse stor, så et begynnende røyklag i avtrekkshetten, vil observeres lenge før røyken fyller det totale volumet av hetten.

10.7.2 Oppgradering av røykgassvifte

Fra resultatene fremkommer det at volumstrømmen i stor grad vil være den begrensende faktoren, i forhold til hvilke brannforsøk som kan gjennomføres. Ved innkjøp av en røykgassvifte med en kapasitet opp mot $30 \text{ m}^3/\text{s}$, vil man kunne gjennomføre betydelig større brannforsøk.

Ved å øke kapasiteten til viften, vil temperaturen være den begrensende faktoren. Det vil da være en mulighet for å øke den maksimale branneffekten for et brannareal på 1 m^2 , fra 1 MW til omlag 3 MW. Dette gir mulighet for å gjennomføre en betydelig større variasjon av forsøk.

11 Konklusjon

I DEL 2: Effekt av brannforsøk, ble det sett på ventilasjonssystemets kapasitet opp mot beregnede verdier, for temperatur og volumstrøm ved naturlig ventilasjon. Utførte håndberegninger og simuleringer gir en betydelig differanse for maksimal branneffekt som kan anvendes i brannhallen. Begge beregningsmetodene angir at volumstrømmen vil være den begrensende faktoren for hvilke forsøk som kan gjennomføres.

Håndberegninger gir 1,7 MW, mens simuleringer gir 0,5 MW som maksimal branneffekt. Differansen i resultatene kan forklares med hvordan volumstrømmålinger ble spesifisert i FDS. Det ble definert et horisontalt plan, med dimensjonen 6x6 meter (tilsvarende avtrekkshetten), for å måle volumstrømmen. Planet i FDS registrerer både luft og røyk som passerer. Luft som dras med røyksøylen vil da også bli registrert, og dermed gi en økt volumstrøm.

Ved utarbeidelse av anbefalinger til bruk, ble det valgt 1 MW som maksimal branneffekt. Dette anses som konservativt, hvor forbrenningseffektiviteten vil spille en stor rolle. Ved bruk av stoffer som har forbrenningseffektivitet tilnærmet lik 1, kan en høyere branneffekt anvendes.

En branneffekt på 1 MW er valgt med bakgrunn i at ventilasjonssystemet vil påvirke volumstrømmen som oppstår. Gitt at brannen plasseres rett under avtrekkshetten, vil røyksøylen treffe toppboksen av avtrekkshetten, hvor undertrykker skapt av viften er størst. Omkringliggende luft på innsiden av hetten vil ha høyere tetthet enn røyken, og dermed vil røyken fortrenge deler av luften på innsiden av hetten.

Det anbefales og utføre tester med høyere branneffekt enn 1 MW, for å undersøke ventilasjonssystemets virkelige kapasitet. Dette vil ikke utgjøre fare for sikkerheten, da røykluker skal installeres i taket. Avtrekkshettens volum er stort, noe som medfører at et begynnende røyklag vil observeres tidlig.

13 Referanser

- [1] Standard Norge.(15.12.2016). Hentet 10.01.2017 fra: <https://www.standard.no/toppvalg/om-oss/>
- [2] Oversikt Eurokoder. (01.06 2011). Hentet 10.01.2017 fra:
<http://www.standard.no/fagomrader/bygg-anlegg-og-eiendom/eurokoder1/>
- [3] Bjørn Aasen, Gry Hege Svarliaunet.(2010) *Stål håndbok: Del 3: Konstruksjon av stål*. Oslo: Norsk stålforbund
- [4] Norsk Standard. (2009) *NS-EN 1993-1-2:2005+NA:2009*. Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner Del 1-2: Branntekisk dimensjonering
- [5] Andrew H. Buchanan.(2001). *Structural Design for Fire Safety*. Chichester: John Wiley & Sons Ltd
- [6] Store Norske Leksikon. (10.02.2016) DAK-IT. Hentet 02.05.2017 fra: https://snl.no/DAK_-_IT
- [7] ANSYS Inc.(2013). *Workbench User's Guide*. Hentet 08.05.2017 fra:
<http://148.204.81.206/Ansys/150/Workbench%20Users%20Guide.pdf>
- [8] John Eie.(2010). *Stålkonstruksjoner*. Kristiansand: NKI Forlaget AS
- [9] Tørris Andreas Stene.(1994). *VVS 3: Ventilasjon*. Bekkestua: NKI Forlaget
- [10] Standard Norge.(2008). *NS-EN 1993-1-1:2005+NA:2008*. Eurokode 3: Prosjektering av stålkonstruksjoner. Del 1-1: Almenne regler og regler for bygninger
- [11] Svein Erik Pedersen, Jan Gustavsen, Svein Kaasa og Oddmund Olsen (2015). *Teknisk Formelsamling med tabeller*. Gyldendal Undervisning
- [12] Gunnar Dahlvig, Sigmund Christensen, Gunnar Strømsnes. (2000). *Konstruksjonselementer andre utgave*. Yrkesopplæring ans
- [13] Lindab.(2016). *Prisliste Ventilasjon*. Hentet 08.05.2017 fra:
<http://www.lindab.com/no/pro/software/Documents/Prisliste%20Ventilasjon%20august%202016-low.pdf>
- [14] Norsk Stål AS.(2017). *Prisliste*. Hentet 08.05.2017 fra:
<http://pub.webbook.no/norskstaal/prisliste/>
- [15] J. L Bruvik AS. *Brann og røykgassvifte type BRV-RG*. Hentet 08.05.2017 fra:
<http://bruvik.no/vaare-produkter/vifter-for-industri-offshore/brann-og-trykksettingsvifter/246/brann-og-roykgassvifte-type-brv-rg>
- [16] Hørup Sørensen, Henning, Sørensen, Henning Hørup (1988). *Ventilation STÅBI*. København: Teknisk Forlag
- [17] Leif I. Stensaas .(2008). *Ventilasjonsteknikk 1*. Oslo: Skarland Press AS Design Service

- [18] Fridtjov Irgens .(2006). *Fasthetslære*. Bergen: Tapir Akademisk Forlag
- [19] Kjetil Myhre (Red.) .(2008). *Stål håndbok Del 1:2008*. Oslo: Norsk Stålforbund.
- [20] Drysdale, D. (2011). *An introduction to fire dynamics*. Chichester: John Wiley & Sons
- [21] Karlsson, B., Quintiere. J.G.(2000). *Enclosure fire dynamics*. Boca Raton: CRC Press.
- [22] Hagen, B.C.(2004). *Grunnleggende brannteknikk*. Haugesund: Bjanre Christian Hagen
- [23] Direktoratet for byggkvalitet (2000). *Melding HO-3/2000*. Hentet 09.05.2017 fra:
https://dibk.no/globalassets/byggereglar4/tidligere_regelverk/eldre_temaveiledere_og_rundskriv/2000ho-3-roykventilasjon.pdf
- [24] SINTEF Byggforsk. *Røykkontroll i bygninger* (2006). Hentet 08.05.2017 fra:
https://www.byggforsk.no/dokument/321/roeykkontroll_i_bygninger#i01
- [25] National Fire Protection Association. (2016). *SFPE Handbook of Fire Protection Engineering*. Massachusetts: National Fire Protection Association Inc
- [26] National Institute of Standards and Technology.(2016). *Fire Dynamics Simulator User's Guide*. Maryland: National Institute of Standards and Technology.

Vedlegg A: BVR-RG 1250[15]



Brann og røykgassvifte type BRV-RG

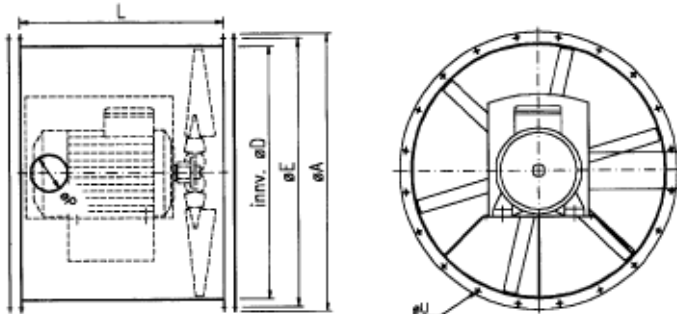
BRV-RG viften er beregnet for branngass-ventilasjon.

Separat kjøleluftinntak til el.motor og viftens konstruksjon med hus i stål og propell i stål eller aluminium, tillater kontinuert drift i opptil 150 °C gasstemperatur. Maks. temperatur er 350 °C begrenset til 30 min. drift.

BRV-RG kan også benyttes som ventilasjonsvifte. Dermed kan normalventilasjon kombineres med kravet til brannventilasjon.

BRV-RG rørvifte er konstruert for montasje i et kanalsystem med tilslutning i ene eller begge ender. Viftene leveres som standard med priming og varmebestandig maling, eller i varmgalvanisert utførelse.

Målskisse



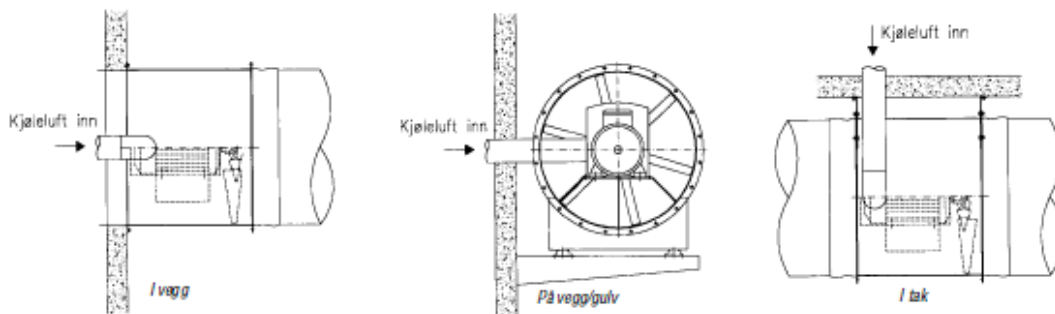
Måltabell

BRV-RG	A	D	E	L	U	Ant. hull	P	Vifteblad	Vekt kg
450	540	450	494	420	12	8	100	436/8/30/3HL/AL	40
500	590	500	560	550	12	12	100	486/10/30/3HL/AL	60
630	720	630	690	550	12	12	100	616/9/40/4ZL/AL	70
710	800	710	770	550	12	16	160	695/9/40/4ZL/AL	90
800	890	800	860	650	12	16	160	785/9/35/4ZL/AL	120
900	1010	900	970	650	14	16	160	885/9/35/5ZR/AL	150
1000	1110	1000	1070	850	14	16	200	995/9-12/32.5/5ZR/AL	220
1120	1230	1120	1190	900	14	20	200	1100/Trucast 32k8	270
1250	1360	1250	1320	900	14	20	200	1230/Trucast 32k8	310

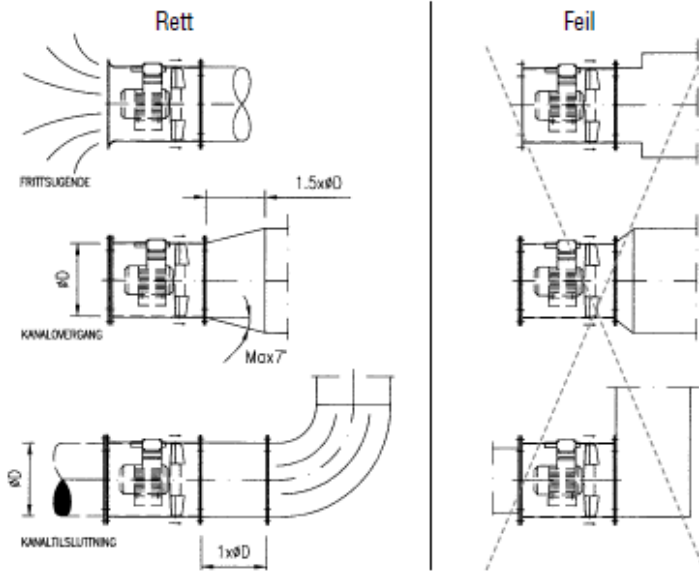
Tekniske data og kapasitet

BRV-RG	Motor-eff. KW	Omdr. /min	Amp. v/ 230 V	Kapasitet m ³ /t ved statisk trykk i Pa								
				0	100	200	250	300	350	400	450	500
450	1.5	2880	5.7	9200	8800	8300	8000	7700	7200	6800	6100	5300
500	3.0	2880	10.5	12200	11800	11300	11100	10900	10500	10100	9600	9100
630	2.2	1440	8.3	18100	16500	13700	11700					
710	3.0	1440	11.5	25300	23200	20000	18200	15400				
800	4.0	1440	15.2	30500	28000	25300	23500	21100	17900			
900	5.5	1440	20	39000	36800	33900	32100	29800	27700			
1000	7.5	1440	27	48600	45200	41500	39700	37200	35000	31600		
1120	11.0	1440	37	63600	59600	56000	53300	50200	48700	45100	40300	
1250	15.0	1440	50	84400	78800	74000	71700	68500	65700	61800	57200	52300

Monteringseksempler



Utforming av kanaltilknytninger for aksialvifter



A-1: Ventilator karakteristikk


1230/5-10/24°/AL/5WL

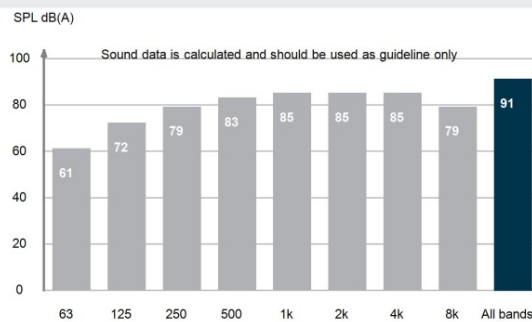
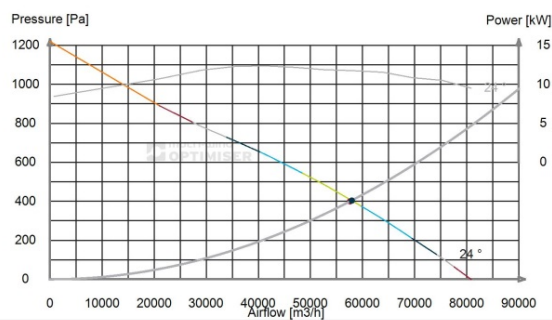
DATE: 5/2/2017

 COMPANY: -
 ATTN: -

 FROM: J. L. Bruvik AS
 Sverre Johansen

Current Working Point

Airflow	57900 m ³ /h	Total Pres	515 Pa	Propagation	1/2 Spherical
Static Pres	404 Pa	Power	11.8 kW	Distance / Unit	1 m
Dynamic Pressure	111 Pa	Efficiency	70 %	Sound Pressure	91.3 SPL dB(A)



Mechanical

Tip Speed	93 m/s	Moment of Inertia	1.45 kgm ²
Air Velocity	13.5 m/s	Blade Centrifugal force	12700 N
Torque	78 Nm	Axial Force	611 N

IMPELLER INFORMATION:

Impeller Diameter:	1230 mm
No of blades:	5
Pitch:	24 °
Blade Material:	AL
Blade Type:	5W
Impeller Rotation:	L

Tests are carried out according to methods described in ANSI / AMCA 210-99 (ISO 5801, DIN 24163)

Sound data is calculated and should be used as guideline only

APPLICATION:

Speed:	1440 RPM
Tip Clearance:	0.5 %
Temperature	20 °C
Altitude:	0 m
Density:	1.205 kg/m ³

Disclaimer

Load factors in Optimiser are based on static operation.

Impellers with AL blades are not recommended for applications with dynamic loads (variable speed in mobile applications).

For this purpose we recommend plastic blades.

REMARKS:

-
-
-
-
-

 J. L. Bruvik AS
 Norway

 Pb. 214 Ulset
 -
 5873 Bergen

 +47 55 53 51 67 Telephone
 - Fax
 Optimiser Version: 10.0.0.57

 sj@bruvik.no
 http://www.multi-wing.co.in
 5/2/2017 10:22:11 AM


All Optimiser selections require validation and approval in writing by Multi-Wing Sales to qualify for a warranty investigation and to be usable in real world installations. This software, its use and subsequent orders to Multi-Wing has been designed to be used by professionals and is NOT suitable and cannot be used by consumers. Multi-Wing or its group companies, associates and subsidiary companies are not responsible for and shall have no liability for any loss or damage (direct or indirect) for issues or faults arising out of selections, which have not been validated and approved by Multi-Wing Sales. Multi-Wing's acceptance of a purchase order or contract does not constitute validation and approval of product application. The warranty liability of Multi-Wing is limited to the product application information provided by the Buyer in the Optimiser selections and further validated and approved by Multi-Wing in writing. Multi-Wing reserves the rights to update the software without any prior notice.

A-2: Tilbud gitt fra J. L Bruvik AS

Hei.

Trenger faktura adresse, for å lage et skikkelig tilbud til deg, men her kommer uansett forslag til løsning:

BRV-RG 1250

Kapasitet: 57600m³/t (16m³/s) mot ca 400 Pa statisk trykk
(Klarer opp til 78800m³/t ved ca 100Pa statisk trykk)

Motor: 15kW 1450 o/min 3x230/400V 50Hz (kan frekvensstyres)

Viften er beregnet for kontinuerlig drift opp til 150grC,
eller maks 350grC i 1/2 time

Viften tilbys i varmgalvanisert utførelse med faste fienser inn/ ut,
inspeksjonsluke og impeller i aluminium.

Separat kjøleluftinntak til motor, i siden av viftehuset.

Elektrisk tilkobling direkte på motor

Se også vedlagt målskisse/ info.

Pris vifte som beskrevet over: Netto kr. 69.700,-

Evt tilbehør:

Frekvensomformer for turtallsregulering, ABB 15kW 3x400V IP 20, netto kr. 14.900,-

Gitter inn eller ut, netto kr. 1.400,- pr stk.

Platebein, netto kr. 2.000,-

Alle priser er eks MVA og levert EXW.

Tilbudet er gyldig tom 31.03.2017

Håper tilbudet er av interesse, ta gjerne kontakt dersom noe er uklart.

Med vennlig hilsen/ Best regards

Sverre Johansen

J.L.BRUVIK AS

Tel. Direct +47 55 53 51 67

Tel. Switchboard +47 55 53 51 50

sj@bruvik.no

www.bruvik.no

Navn: Simen Lillehammer

Telefon: 91776765

Epost: 137621@hsh.no

Vedlegg B: Trykktap i rør

Med trykktap i rør og rørdeler, menes det at totaltrykket opplever en minskning langs strømningsretningen, grunnet friksjon eller virvlingsdannelse i strømmen. Dette trykktapet avhenger av en rekke faktorer. Ved å bruke trykktapdiagram kan man finne tilnærmingen for trykktapet, men følgende punkter må da være kjent:

- Strømningstype
- Rørtverrsnitt
- Rørets lengde
- Mediumets strømningshastighet

For å kunne beregne hastigheten som oppstår i røret, ved en volumstrøm på $16 \text{ m}^3/\text{s}$, kan Formel B.1 anvendes. [11, s167]

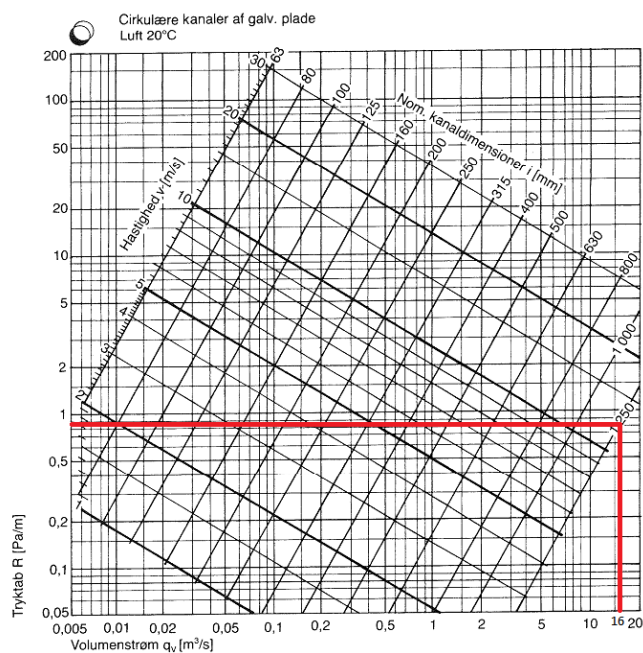
$$w = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{16,11 \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi \cdot (1,25 \text{ m})^2}{4}} = 13,13 \text{ m/s} \quad \text{B.1}$$

For å kunne bruke trykktapdiagram må en turbulent strømning være tilstede. Turbulent strømning beregnes ved hjelp av Reynoldstallet, ved Formel B.2. [11, s159]

$$R_e = w \cdot \frac{d}{\nu} = 13,13 \text{ m/s} \cdot \frac{1,25 \text{ m}}{15,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 1079769,737 \quad \text{B.2}$$

$$R_e \geq 2300 \text{ turbulent strømning}$$

Løsning 1 angir retningen til avtrekksrøret horisontalt ut gjennom vegg. For å beregne trykktapet i et sirkulært rør, kan trykktapsdiagrammet som vist i Figur B.1 anvendes.



Figur B. 1 Trykktapdiagram for sirkulær kanal.

Ved å benytte trykktapdiagrammet for rette sirkulære kanaler med 1250 mm diameter, samt strømning lik $16 \text{ m}^3/\text{s}$, leses det av et tilnærmet trykktap lik 1 Pa/m .

Løsning 1 sin rørgate er 5 meter lang. Avtrekkshettens kompliserte geometri medfører et tilnærmet trykktap på 50 Pa . En kan dermed finne en tilnærming i det totale trykkfallet i ventilatorsystemet, med Formel B.3.

$$\sum \Delta P_{fall} \approx n_{P_{fall,rør}} + n_{P_{fall,avtrekkshette}} \quad B.3$$

$$\sum \Delta P_{fall} \approx (1 \text{ Pa/m}) \cdot 5 \text{ m} + 50 \text{ Pa}$$

$$\sum \Delta P_{fall} \approx 55 \text{ Pa}$$

Verdiene som er hentet ut fra diagrammene er forutsatt turbulent luftstrømning ved $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Selv om denne metoden er uegnet for praktisk bruk, gir den en indikasjon over trykktapet som oppleves i rørsystemet. Temperaturen i luften har også innvirkning på trykktapet rørsystemet opplever. Ved stigende temperatur vil motstandstallet øke, men trykktapet vil avta fordi tettheten avtar mer enn motstandstallet øker. Dette presenteres som en korreksjonsfaktor som reduserer trykktapet med en faktor k_1 . Fra diagrammet 4.9 [17, s129] gir en temperatur på $200 \text{ }^\circ\text{C}$ en korreksjonsfaktor lik $0,675$. Denne faktoren multipliseres med det aktuelle trykktapet og dermed gir det reduserte trykktapet som vist i Formel B.4.

$$\sum \Delta P_{fall} \approx 55 \text{ Pa} \cdot 0,675 \approx 37,125 \text{ Pa} \quad B.4$$

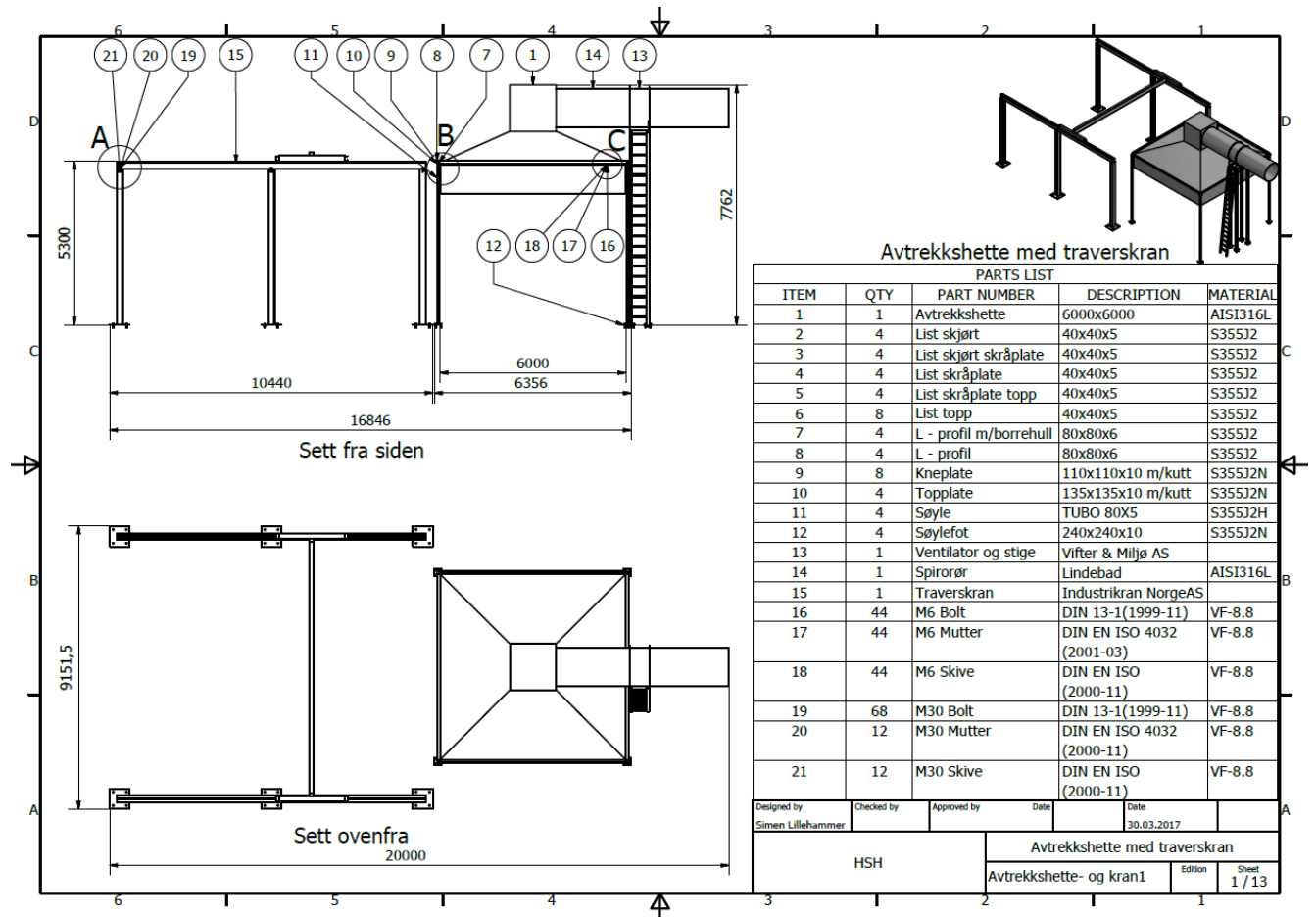
Beregnet trykktap, kan kun anvendes som en indikasjon, grunnet meget grove antagelser.

Antagelser for trykktap:

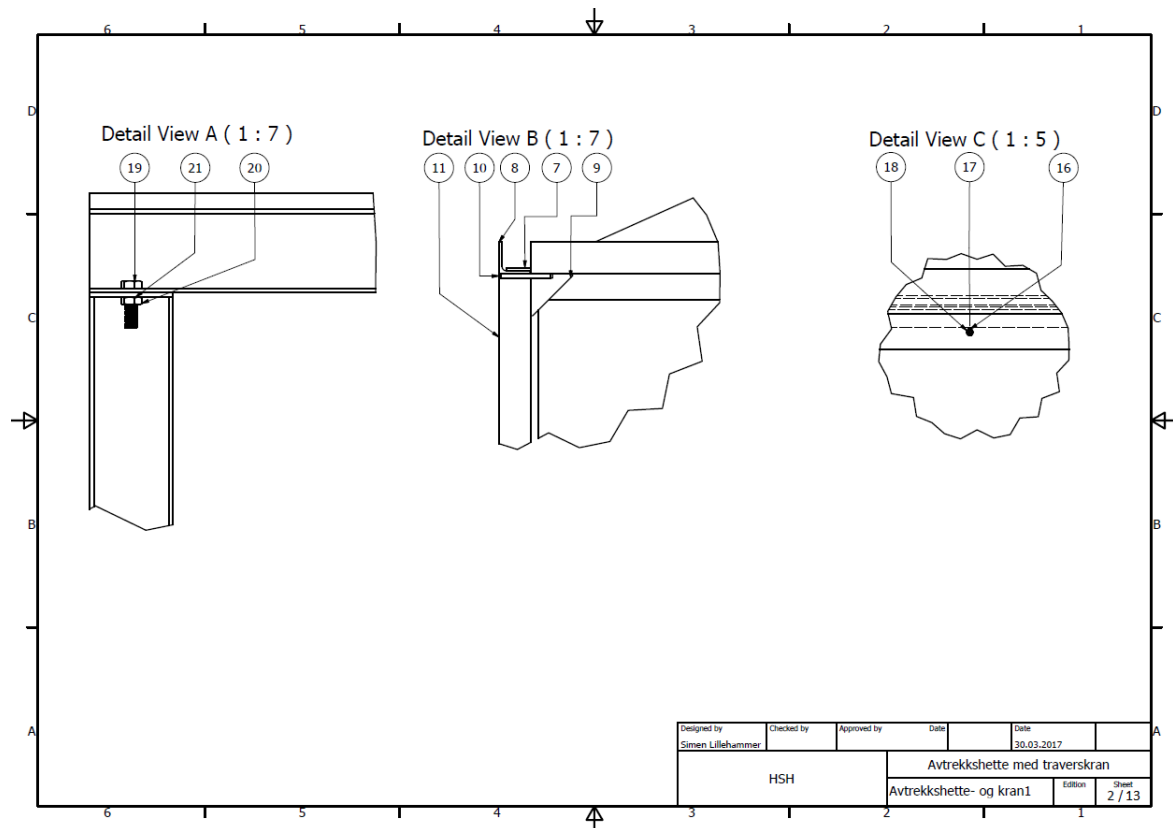
- Diagrammene gjelder for luft ved $20 \text{ }^\circ\text{C}$
- Diagrammene gjelder for turbulent strømning
- Diagrammene gjelder for blikk kanaler av galvaniserte plater
- Antar konstante temperaturer
- Antar tetthet for gass, $1,1 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Vedlegg C: Tekniske tegninger

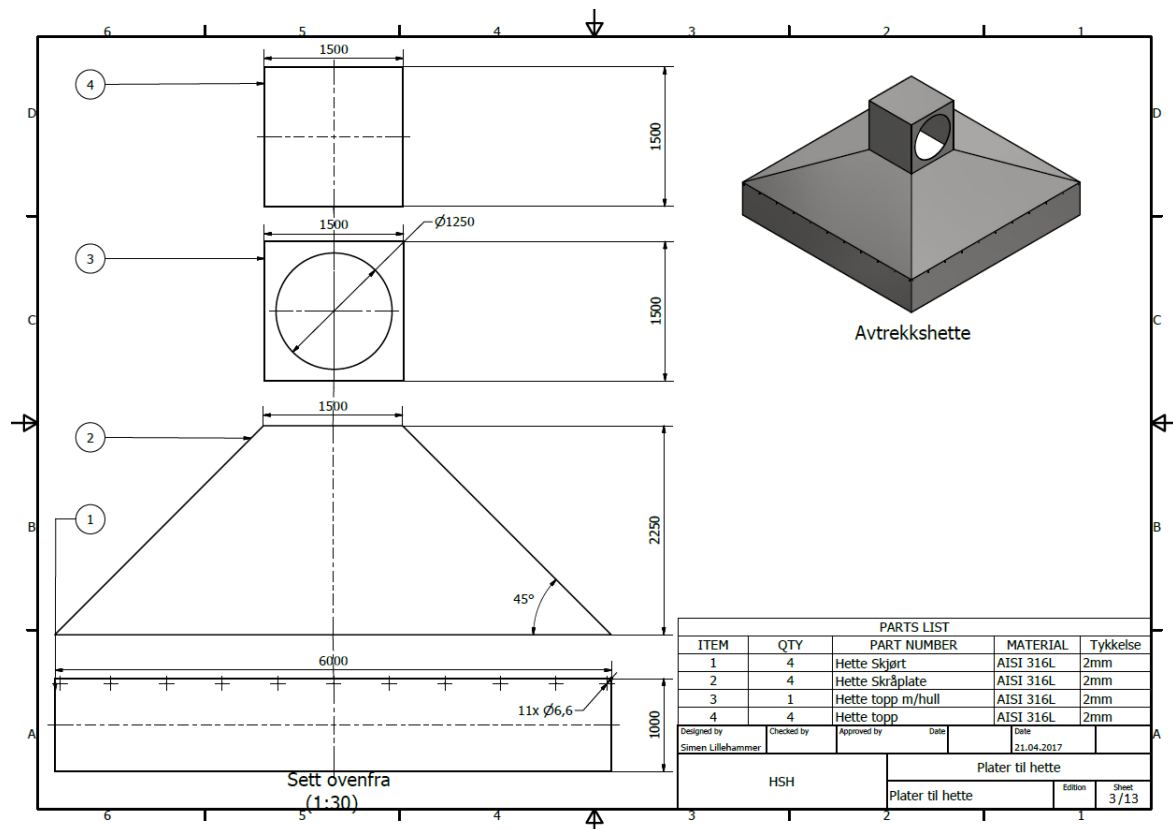
C-1: Avtrekkshette med traverskran

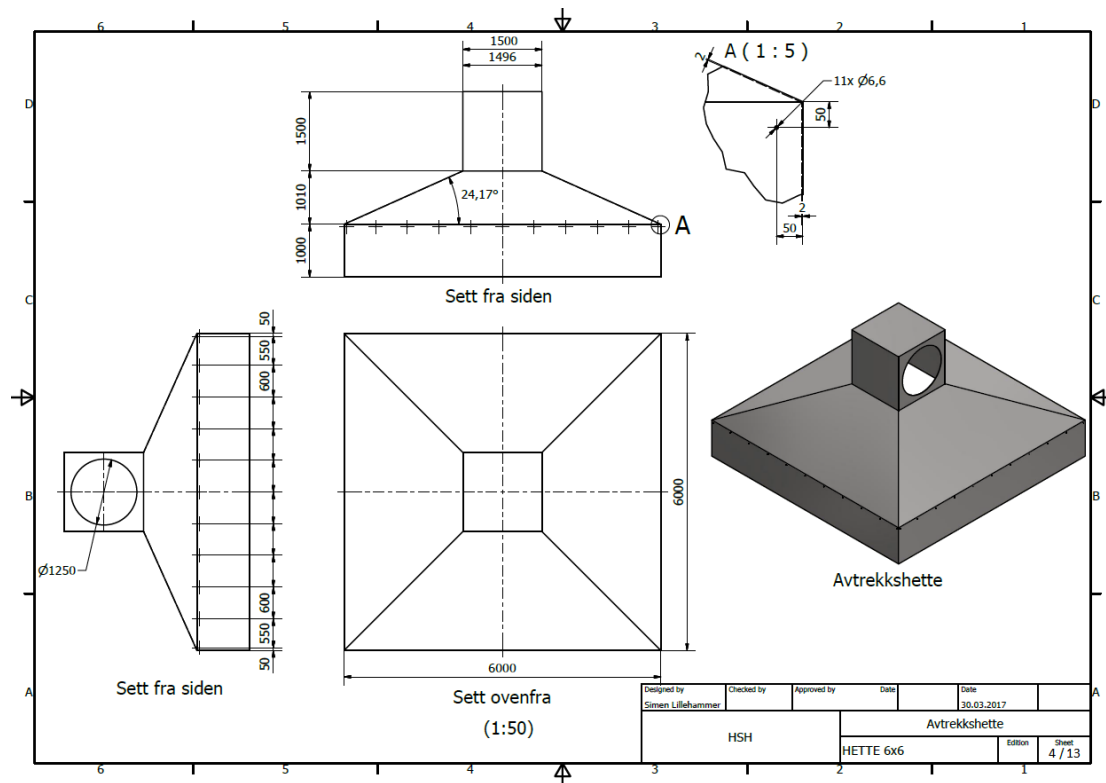
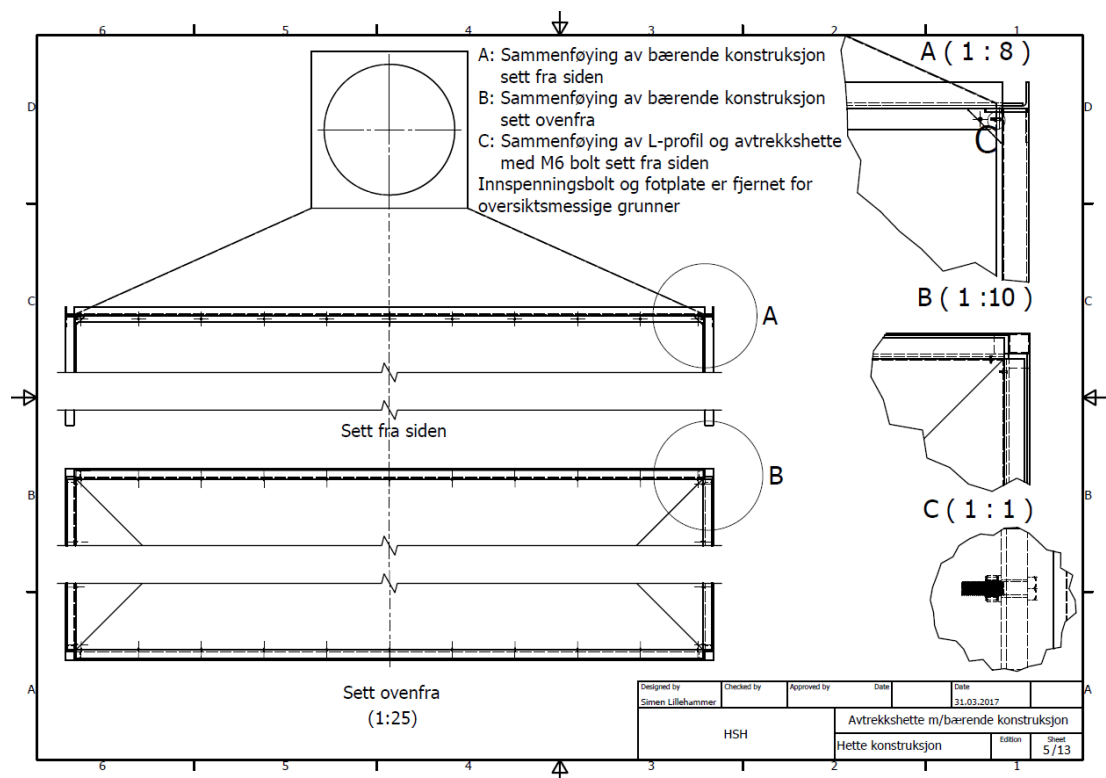


C-2: Avtrekkskette med traverskran Detail View

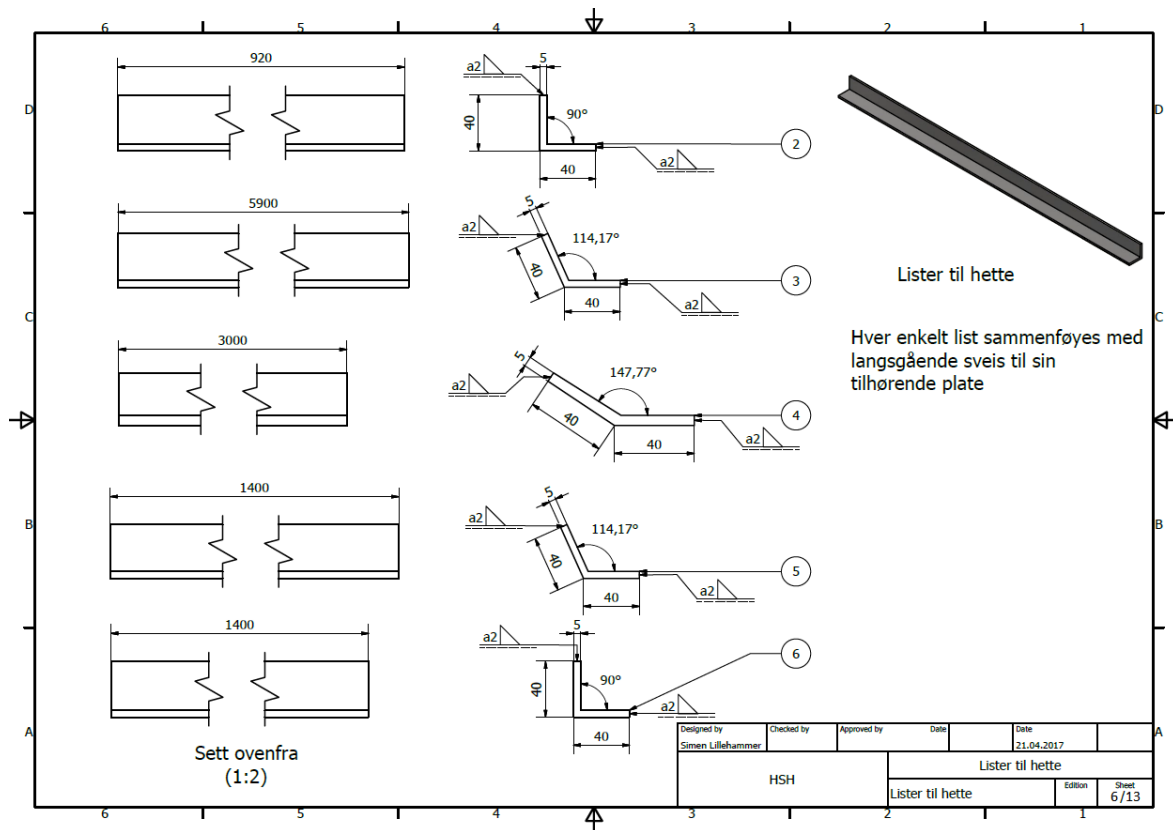


C-3: Plater til hette

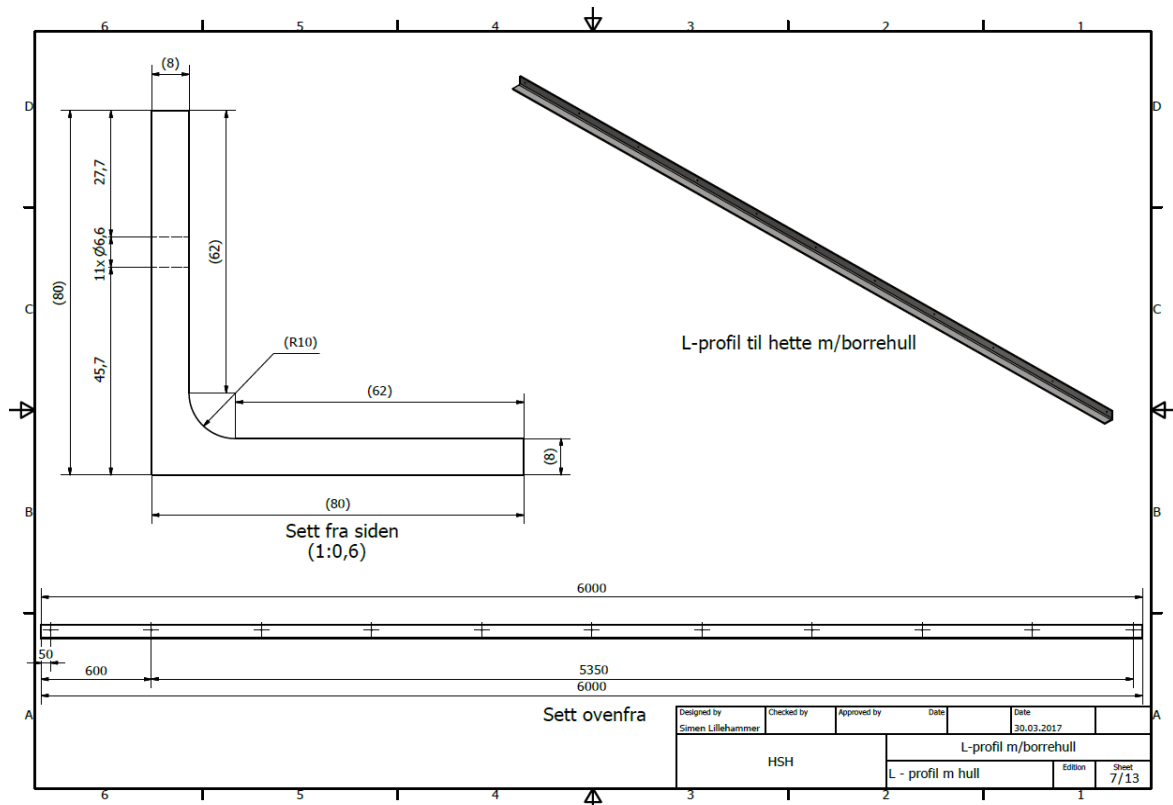


C-4: Avtrekkshette

C-5: Avtrekkshette med bærende konstruksjon


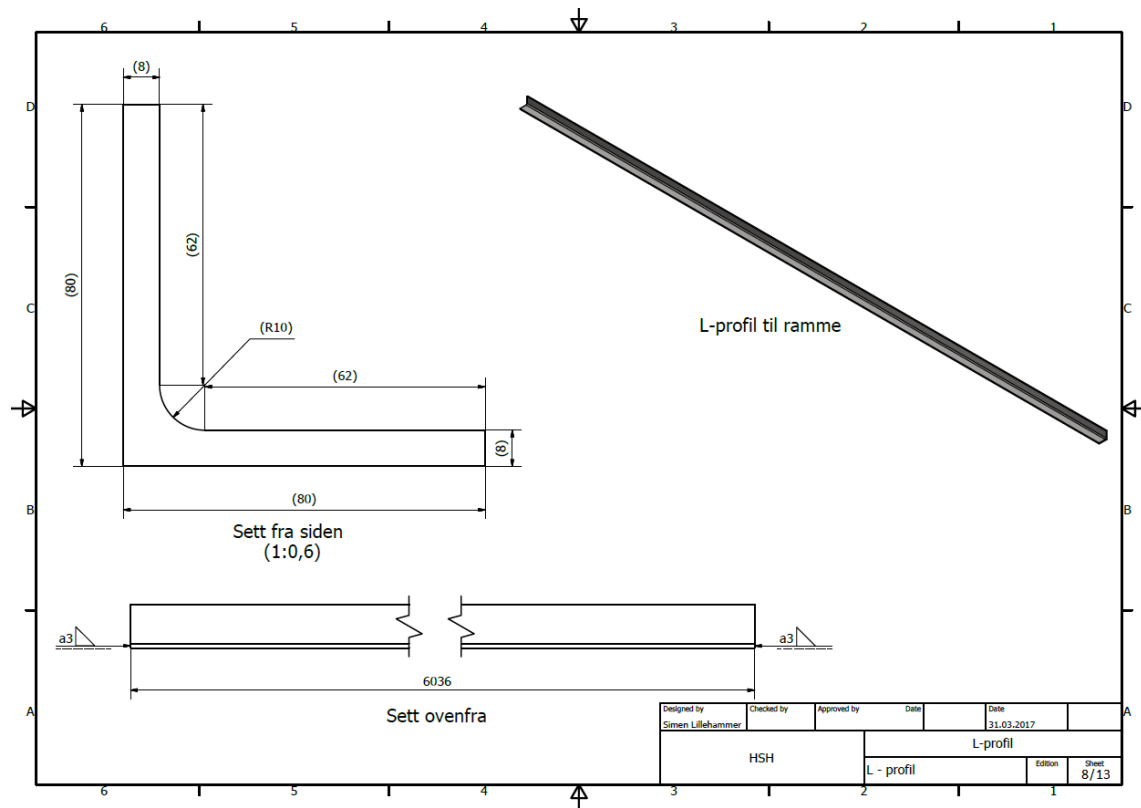
C-6: Lister til hette



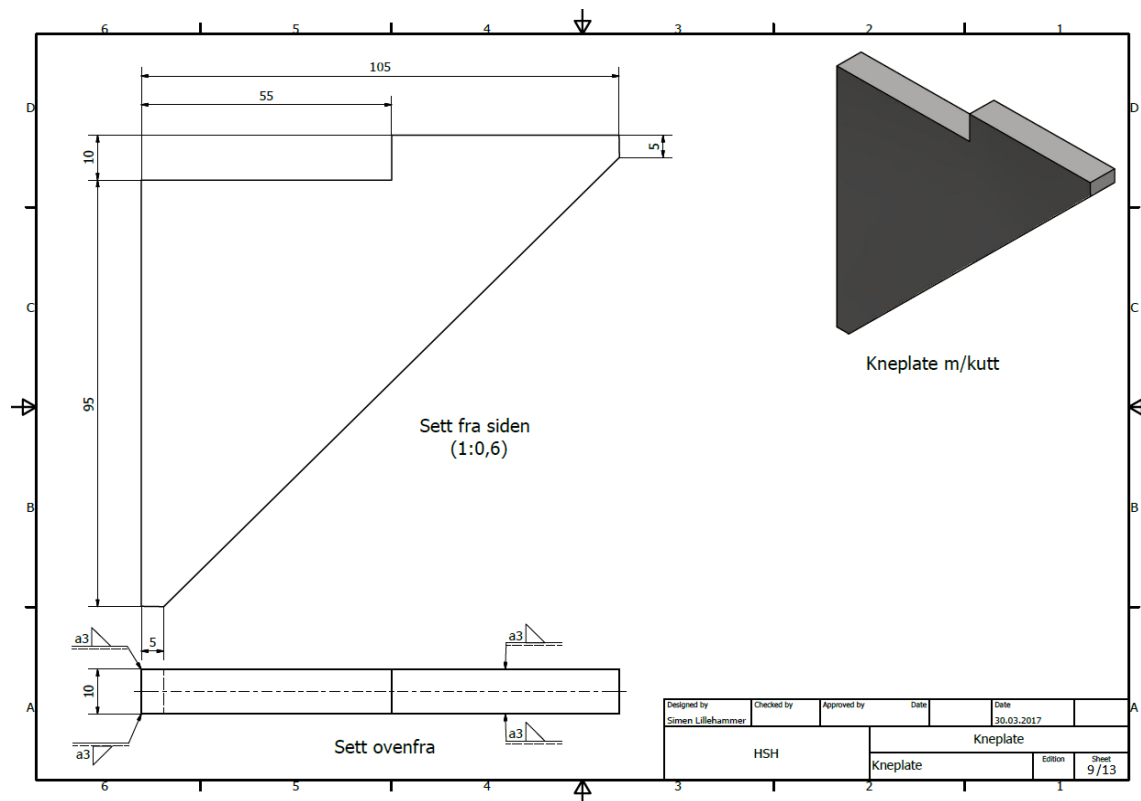
C-7: L-profil m/borehull

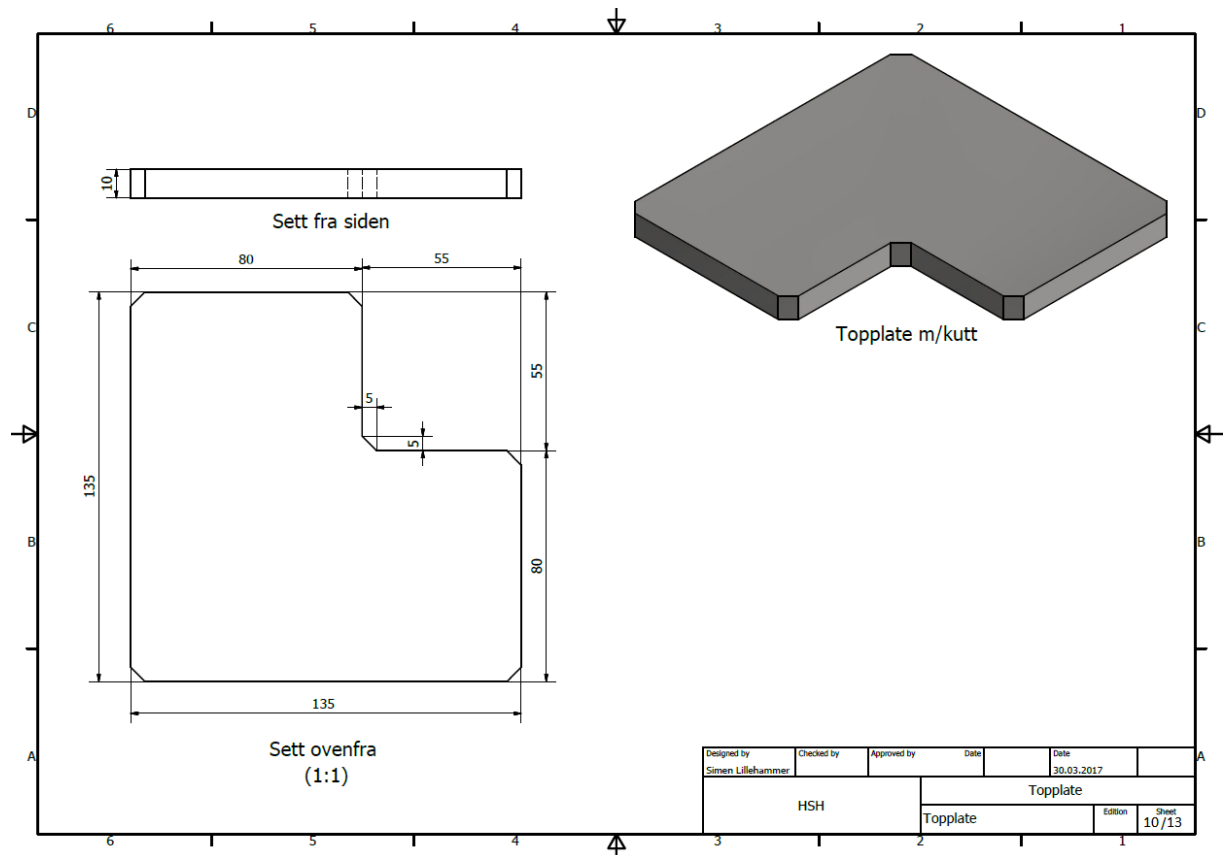
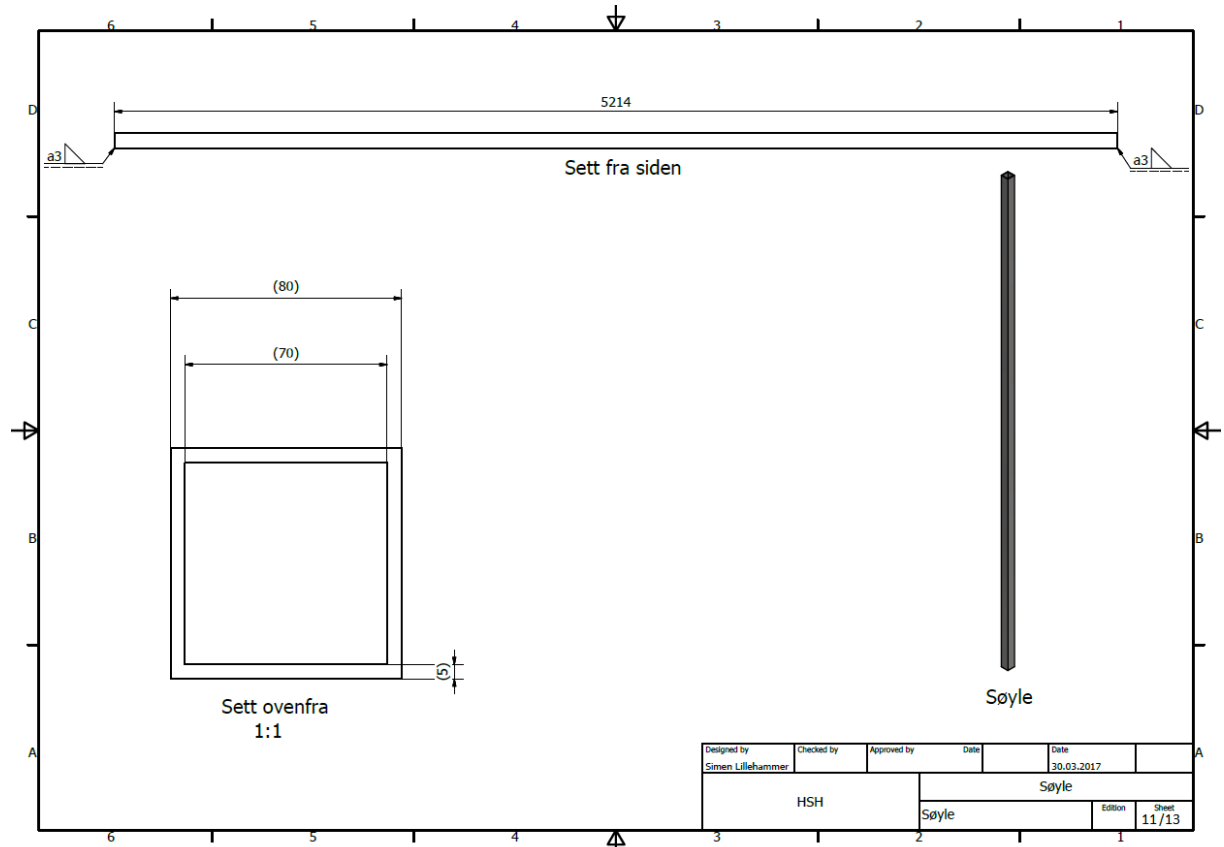


C-8: L-profil

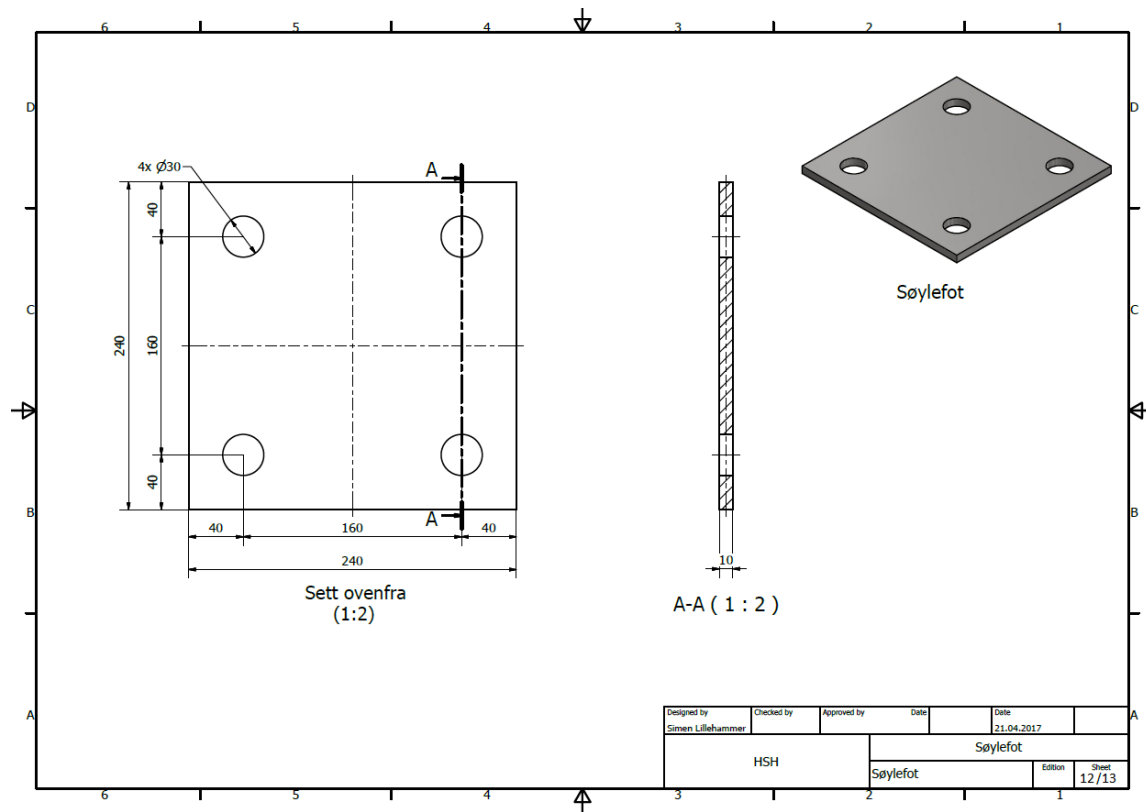


C-9: Kneplate

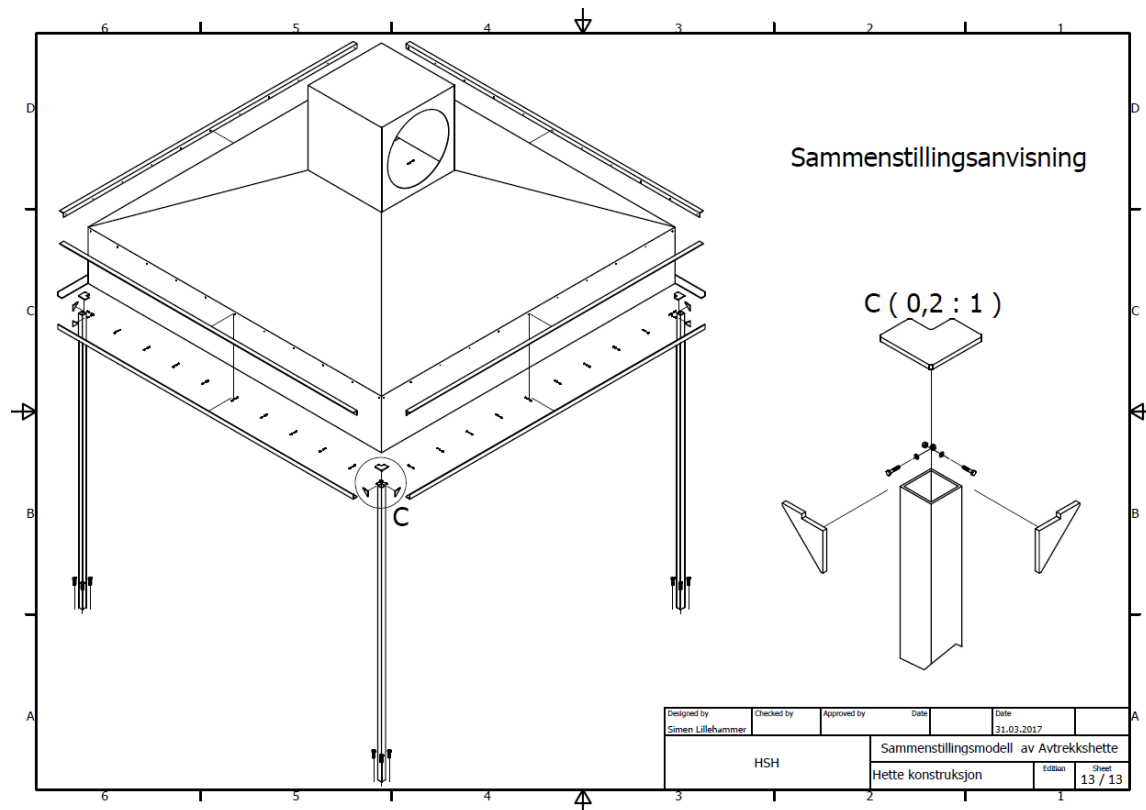


C-10: Topplate

C-11: Søyte


C-12: Søylefot



C-13: Sammenstillingsanvisning



Vedlegg D: Traverskran tilbud

Dato 07.03.17		Abus ELV Traverskran	Side 1
Referanse: Simen Lillehammer			
Tilbud til:	Høgskolen på vestlandet		
Kontaktperson	Simen Lillehammer		
ABUS tilbudstegning nr.	3200-8500		

Utførelse og tekniske data

Krandata	
Krantype	ELV, variant 3, endrager traverskran
Traverstype	Maskinelt sveist kassedrager
Løftekapasitet	3 200 kg
Spennvidde	CA 8 500 mm
Driftsspennning og strømart	400 V / 50 Hz
Styrespenning	230 V
Kapslingsgrad	IP 55
Totalt tilsluttet effekt	4,0 kW
Bevegelig styretabla og strømtilførsel til talje	På energikjede
Startstrøm for beregning av spenningfall	32 A
Hovedsikring i ABUS kran	25 A gL
Beregningsnorm	DIN 15018
Kranklasse	H2
Belastningsgruppe	B3
Driftsomgivelser	I lukket hall
Heiseverkdata	
Utførelse	Lavtbyggende enskinne kjettingtalje
Type	ABUS GM 8.3200 H -202.41.6000.4E.100.20
Motorgruppe	2m
Beregningsnorm	DIN 15020 / FEM 9.511
Krokvandring	Inntil 6.000 mm
Bevegelsehastigheter	
Heiseverk	0,8 og 5 m/min
Løpekatt	5 og 20 m/min
Travers	10 og 40 m /min
Vekter	
Kran	1113 kg
Heiseverk	247 kg
Komplett	1360 kg
Kommentarer	
<p>Tilslutning mellom drager og endevogn er ihht variant 3, som gir optimale utkjøringsmål for taljen og underkanten av drageren ca. i nivå med krankjøreskinnen.</p> <p>Eventuelt ekstra- eller alternativt utstyr, andre hastigheter og lignende har innflytelse på byggemålene og kranbelastningen. Etter avklart ordre og kranutførelse blir det utarbeidet et endelig datablad med spesifikke data for det aktuelle krannummer for godkjenning.</p>	

Dato 07.03.17

Abus ELV Traverskran

Side 2

Referanse: Simen Lillehammer

Leveringsomfang og montasje

Tilbudet omfatter kran og tilbehør som beskrevet ovenfor, samt følgende tjenester:	
Levering og montering av kranen	Ja
Levering og montering av kranbane og strømskinnebraketter	Ja Ca 10 meter
Levering og montering av kapslet strømskinne på braketter	Ja Ca 10 meter
Sertifisering og prøveløft av kranen	Ja
Kjøperen sørger for tilkomst og interntransport og holder: Hjelpemann for vår montør, nødvendig kran eller annet utstyr for oppløft, nødvendig stillas eller lift samt egnede prøvevekter for sertifiseringen.	

Priser og betingelser

Pris for kran som beskrevet ovenfor	NOK	135 000,-
Radiostyring type Datek , hvis ønskelig pr stk	NOK	12 000,-
10 Mtr MSL isolert strømskinne med nødvendige oppheng og strømvtagere ferdig montert	NOK	6 000,-
10 meter kranbane bestående av HEA 220 bjelker og 50 x 30 kran skinne på søyler til gulv.. Alt stål er primet med rød jernoksyd. Pris ferdig montert / sertifisert Søyler leveres av oppdragsgiver	NOK	51 000,-
Sum for kran og tilbehør nevnt i dette tilbudet	NOK	204 000 ,-

Salgs og leveringsbetingelser – Bank- og firmaopplysninger

Prisene er å forstå eksklusive merverdiavgift, og er basert på kursforholdet 1 EUR = 8,90. .

Betaling: Straks etter godkjent leveranse. Oppgjør skal senest skje 1 måned etter levering på plassen dersom montasjen forsinkes av forhold hos kjøperen eller dennes underleverandører.

Leveringstid: På tilbudstidspunktet 6-7 uker fra fabrikk. Mer eksakt leveringstermin kan oppgis nærmere bestilling.

Dersom montasjearbeidet ikke kan foregå sammenhengende, eller må legges utenom ordinær arbeidstid, faktureres tillegg etter vanlige satser.

Tilbudets gyldighet: Til og med 30.05.2017

Garanti: ABUS garantibetingelser gjøres gjeldende, herunder 4 år hovedgaranti og 2 år på slidedeler og elektriske komponenter. Garantien dekker reparasjon eller utskifting av defekte deler etter ABUS's avgjørelse. Frakt, utskifting, lokal assistanse, produksjonstap, følgeskader m.m. dekkes ikke.

Datek løfteteknikk A/S
Mekjarvikveien 2
4070 Randaberg
Per Rune Vatsvåg

www.abus-kran.no
Datek Løfteteknikk A/S – **avd. Stavanger**

Org.nr. 948 484 188

Vedlegg E: ANSYS Workbench materialdefinisjoner

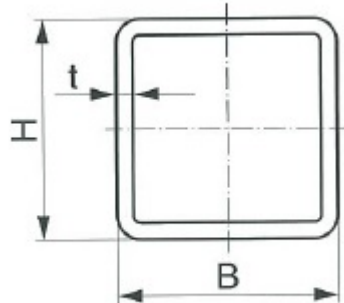
ANSYS Workbench benytter materialdefinisjoner for FEM-analysen som presentert i Tabell E.1.

Tabell E. 1 ANSYS Workbench materialdefinisjoner.

Data	Enhet	Konstruksjons stål
Tetthet	kg/m^3	7850
Termisk ekspansjon koeffisient	$1/^\circ C$	$1,2 * 10^{-5}$
Spesifikk varmekapasitet	$\frac{J}{kg * ^\circ C}$	434
Termisk konduktivitet/Varmeledningsevne	$\frac{W}{m * ^\circ C}$	60,5
Resistivitet/spesifikk motstand	$\Omega * m$	$1,7 * 10^{-7}$
Trykkstyrke	<i>MPa</i>	250
Strekfasthet	<i>MPa</i>	460
Youngs Modulus	<i>MPa</i>	$2,0 * 10^5$
Poissontallet	-	0,3
Bulk Modulus	<i>MPa</i>	$1,6667 * 10^5$
Shear Modulus	<i>MPa</i>	76923

Vedlegg F: Håndberegninger for stolpe

Vedlegg F presenterer håndberegninger for den kaldformede kvadratiske hulprofilen med dimensjon 80x80x5. Hulprofilens utforming vises i Figur F.1. Profilen har materialtypen S355J2H og er av tverrsnittsklasse 1. Avtrekkshetten er selvbærende, og det vil dermed ikke oppstå momentkrefter eller skjærkrefter.



Figur F. 1 Hulprofil. [19, s136]

F-1: Påkjent trykkraft

Trykkraften som oppstår som følge av avtrekkshettens vekt er utledet ved Formel F.1.

$$N_{ED} = \frac{m_{hette}}{4} \cdot g \quad F.1$$

$$N_{ED} = \frac{1100 \text{ kg}}{4} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 2750 \text{ N} \approx 3000 \text{ N}$$

F-2: Redusert E-modul

Utleder redusert E-modul grunnet varmpåkjenning fra brannforsøkene ved Formel F.2.

$$E_{redusert} = E \cdot k_{E,T} = 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 0,94 = 188 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \quad F.2 (5.1)$$

F-3: Reduksjonsfaktor varmpåkjenning

Eurokode 3 gir et uttrykk for kritisk temperatur. Reduksjonsfaktoren $k_{y,t}$ er en faktor som reduserer toleransegrensene for oppvarmet stål og er alltid mellom 0 og 1. 200 °C brukes da dette er viftens temperaturbegrensing. Reduksjonsfaktoren utledes fra Formel F.3.[5, s199]

$$k_{y,T} = \left[0,9674 \left(1 + e^{\frac{T-482}{39,19}} \right) \right]^{\frac{-1}{3,833}} \quad F.3(2.2)$$

$$k_{y,T} = \left[0,9674 \left(1 + e^{\frac{200-482}{39,19}} \right) \right]^{\frac{-1}{3,833}} \approx 1,00$$

Flytegrense for stål trenger ikke reduseres.

F-4: Trykkapasitet

Trykkapasiteten gis ved Formel F.4.[10, s49]

$$N_{c,Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M_0}} = \frac{1440 \text{ mm}^2 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} = 486857,1 \text{ N} \quad F.4(5.3)$$

$$\frac{N_{Ed}}{N_{c,Rd}} = \frac{3000 \text{ N}}{486857,1 \text{ N}} = 0,00616 < 1 \quad F.5(5.2)$$

Søylen tåler trykkbelastningen den er utsatt for.

F-5: Knekkingsberegning

Bruker redusert E-modul grunnet varmepåkjenning fra Vedlegg F-2:

Utleder den kritiske knekklasten ved Formel F.6.

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E_{\text{redusert}} \cdot I}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 188 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 1310 \cdot 10^3 \text{ mm}^4}{(5222 \text{ mm})^2} \approx 8,9136 \cdot 10^4 \text{ N} \quad F.6(5.5)$$

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} \leq 0,04 = \frac{3000 \text{ N}}{8,9136 \cdot 10^4 \text{ N}} = 0,0336 < 0,04 \quad F.7(5.4)$$

Forholdet er oppfylt og det er ikke behov for å utlede knekking videre.

Vedlegg G: Håndberegninger for avtrekkshette

G-1: Termisk utvidelse

Termisk utvidelse for austenittisk stål bestemmes fra Formel G.1.[4, s71]

$$\Delta L/L = (16 + 4,79 \cdot 10^{-3} \theta_a - 1,243 \cdot 10^{-6} \theta_a^2) \cdot (\theta_a - 20) \cdot 10^{-6} \quad G.1(2.1)$$

Formel G.1 er benyttet på avtrekkshettens nedre plate med dimensjoner vist i Vedlegg C-3. Viftens begrensning på 200 °C er benyttet som temperatur.

$$\Delta L/L = (16 + 4,79 \cdot 10^{-3} \cdot 200 - 1,243 \cdot 10^{-6} (200)^2) \cdot (200 - 20) \cdot 10^{-6}$$

$$\Delta L = L \cdot 3,0434904 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta L = 6000mm \cdot 3,0434904 \cdot 10^{-3}$$

$$\Delta L = 18,2609424 \text{ mm} \approx 18,26 \text{ mm}$$

Avtrekkshettens nedre plate har en lengdeutvidelse lik 18,26 mm.

Vedlegg H: Skrueforbindelser mot hetten

H-1: Forspenningskraft

Finner forspenningskraften ved Formel H.1. [11, s50].

$$F = m\mu_0 F_i n \frac{1}{n_g} \quad H.1(5.6)$$

Hvor:

F Påkjent kraft

F_i Forspenningskraft

m Antall bolter

n_g Sikkerhetsfaktor

μ_0 Friksjonskoeffisient

n Antall friksjonsflater

Finner først påkjent kraft på en side av avtrekkshetten ved Formel H.2.

$$F = \frac{m_{hette}}{4} \cdot g = \frac{1100 \text{ kg}}{4} \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 2750 \text{ N} \quad H.2$$

Det er elleve bolter per side som gir, $m=11$, samt er det en friksjonsflate som gir, $n = 1$.

Sikkerhetsfaktor er satt til $n_g=1,25$. Friksjonskoeffisient for stål er $\mu_0 = 0,5$.

Benytter Formel H.1, for beregning av forspenningskraften.

$$F_i = \frac{F \cdot n_g}{m \cdot \mu_0 \cdot n} = \frac{2750 \text{ N} \cdot 1,25}{11 \cdot 0,5 \cdot 1} = 625 \text{ N}$$

H-2: Hullflatetrykk

Hullflatetrykket beregnes ved Formel H.3.[12, 104]. Inngående variabler er presentert i Tabell H.1.

$$P = \frac{4F_i}{\pi(D^2 - d^2)} \quad H.3(5.7)$$

Tabell H. 1 Inngående variabler for beregning av hullflatetrykk.

Variabler	
F_i	625 N
D	10 mm
d	6,5 mm

Videre utledes hullflatetrykket ved formel H.3.

$$P = \frac{4F_i}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 625 \text{ N}}{\pi((10 \text{ mm})^2 - (6,5 \text{ mm})^2)} \approx 13,78 \text{ N/mm}^2$$

Tabellen i figur H.1 er beregnet for hulldiameter 12 mm. For mindre hull tillates litt høyere verdier, og godset tåler påkjente trykk.

Materiale		$P_{\text{maks}} \text{ N/mm}^2$
Stål	HB = 330	1600
Stål	HB = 280	1400
Stål	HB = 220	1100
Stål	HB = 170	800
Støpejern	HB = 200	1000
Støpejern	HB = 150	700
Lettmetall		
Messing	HB = 90	400
Lagerbronse		
Bløtt kobber	HB = 60	250

Figur H. 1 Hullflatetrykk kapasitet. [12, s104]

H-3: Tilsetningsmoment på bolt

Tilsetningsmomentet på bolten beregnes ved Formel H.4.[11, s49] Inngående variabler er presentert i tabell H.3.

$$M_0 = F_i \frac{d_2}{2} \quad H.4$$

Tabell H. 2 Inngående variabler for beregning av tilsetningsmoment.

Variabler	
F_i	625 N
d_2	5,35 mm

Videre utledes tilsetningsmomentet ved formel H.4.

$$M_0 = F_i \frac{d_2}{2} = 625 \text{ N} \cdot \frac{5,35 \text{ mm}}{2} \approx 1671,88 \text{ Nmm}$$

H-4: Vridningsspenning i bolten

Vridningsspenningen i bolten beregnes ved Formel H.5.[11, s50] Inngående variabler er presentert i Tabell H.3.

$$\tau_v = \frac{M_0}{\frac{\pi d_3^3}{16}} \quad H.5$$

Tabell H. 3 Inngående variabler for beregning av vridningsspenning.

Variabler	
M_0	1671,88 Nmm
d_3	4,77 mm

Videre utledes vridningsspenningen i bolten ved Formel H.5.

$$\tau_v = \frac{M_0}{\frac{\pi d_3^3}{16}} = \frac{1671,88 \text{ Nmm}}{\frac{\pi \cdot (4,77 \text{ mm})^3}{16}} \approx 78,45 \text{ N/mm}^2$$

H-5: Strekkspenning i bolt

Strekkspenningen bolten opplever beregnes ved Formel H.6.[11, s50] Inngående variabel er presentert i Tabell H.4.

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} \quad H.6$$

Tabell H. 4 Inngående variabler for beregning av strekkspenning.

Variabler	
A_s	$20,1 \text{ mm}^2$

Videre utledes strekkspenningen i bolten ved formel H.6.

$$\sigma_s = \frac{F_i}{A_s} = \frac{625 \text{ N}}{20,1 \text{ mm}^2} \approx 31,1 \text{ N/mm}^2$$

H-6: Jevnførende spenning i bolt

Den jevnførende spenningen i bolten beregnes ved Formel H.7. [11, s50] Inngående variabler er presentert i tabell H.5.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_v^2} \quad H.7(5.8)$$

Tabell H. 5 Inngående variabler for beregning av jevnførendespenning.

Variabler	
$\sigma_s =$	$31,1 \text{ N/mm}^2$
τ_v	$78,45 \text{ N/mm}^2$

Videre utledes den jevnførende spenningen i bolten ved formel H.7.

$$\sigma_{jf} = \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_v^2} = \sqrt{(31,1 \text{ N/mm}^2)^2 + 3 \cdot (78,45 \text{ N/mm}^2)^2} \approx 139,39 \text{ N/mm}^2$$

Figur H.2 viser en tabell som angir fasthetsklasse for bolt.

Mekanisk egenskap		Fasthetsklasse											
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8		9.8	10.9	12.9	
								≤ M16	> M16				
Strekfasthet $R_m \text{ N/mm}^2$	nominell	300	400		500		600	800	800	900	1000	1200	
	minimum	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220	
Flytegrense $R_{el} \text{ N/mm}^2$	nominell	180	240	320	300	400	480	—	—	—	—	—	
	minimum	190	240	340	300	420	480	—	—	—	—	—	
Konvensjonell flytegrense $R_{p0,2} \text{ N/mm}^2$	nominell	—						640	640	720	900	1080	
	minimum	—						640	660	720	940	1100	

Figur H. 2 Fasthetsklasse bolt. [12, s84]

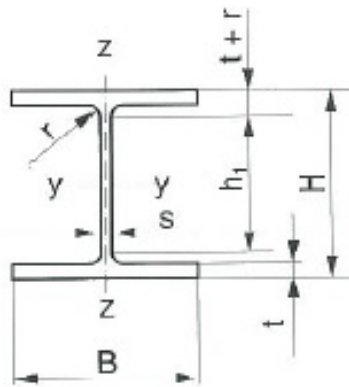
Bolt M6 med tilhørende fasthetsklasse 8.8 har kapasitet på 640 MPa, lest ut fra Figur H.2. Utnyttelsen vises ved Formel H.8.

$$UF = \frac{139,39 \text{ N/mm}^2}{640 \text{ N/mm}^2} \approx 0,22 \quad H.8(5.9)$$

Bolten har en utnyttelsesgrad på 22 % og dermed motstår bolten spenningen.

Vedlegg I: Håndberegninger på traverssøyle

Vedlegg I presenterer håndberegninger for den varmvalsete HE220A profilen. Profilen illustreres i Figur J.1. Profilen av materialtype S355 er av tverrsnittsklasse 3.



Figur I. 1 HEA profil. [19, s58]

I-1: Påkjent trykkraft travers

Den påkjente trykkraften beregnes ved Formel I.1.

$$N_{ED} = (m_{travers} + m_{kapasitet løpekatt} + m_{bjelke}) \cdot g \quad I.1$$

Bjelkens masse utledes ved Formel I.2.

$$m_{bjelke} = l \cdot 50,5 \text{ kg/m} = 10 \text{ m} \cdot 50,5 \text{ kg/m} = 505 \text{ kg} \quad I.2$$

Bjelkens masse fordels på 3 søyler. Videre utledes den påkjente trykkraften ved formel I.1.

$$N_{ED} = \left(1400 \text{ kg} + 3000 \text{ kg} + \frac{505 \text{ kg}}{3} \right) \cdot 10 \text{ m/s}^2 = 45683,34 \text{ N} \\ \approx 50 \text{ kN}$$

Det er valgt å runde opp til 50 kN, dette for å få en ekstra sikkerhetsfaktor.

I-2: Trykkapasitet

Trykkapasiteten beregnes ved Formel I.3. [10, s49]

$$N_{c,Rd} = \frac{A \cdot f_y}{\gamma_{M_0}} = \frac{6,43 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} = 2173952,38 \text{ N} \approx 2174 \text{ kN} \quad I.3(5.11)$$

$$\frac{N_{ED}}{N_{c,Rd}} \leq 1 = \frac{50 \text{ kN}}{2174 \text{ kN}} \approx 0,023 < 1 \quad I.4(5.10)$$

Søylen motstår trykkpåkjenningene.

I-3: Moment fra tilnærming 1 og 2

Beregner først tangenthelning av nedbøyning på tilnærming 1, ved bruk av Formel I.5.[18, s561]

$$\varphi_1 = \frac{F \cdot L^2}{16 \cdot E \cdot I_y} = \frac{50 \text{ kN} \cdot (5000 \text{ mm})^2}{16 \cdot 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 54,10^6 \text{ mm}^4} = 7,22 \cdot 10^{-3} \quad I.5$$

På grunn av $\varphi_1 = \varphi_2$, blir det maksimale moment i tilnærming 1 gitt ved Formel I.6.[18, s561]

$$\begin{aligned} \varphi_2 = \frac{M_{max} \cdot L}{4 \cdot E \cdot I_y} \rightarrow M_{max} &= \frac{\varphi_2 \cdot 4 \cdot E \cdot I_y}{L} = \frac{7,22 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 54 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{5000 \text{ mm}} \quad I.6 \\ &= 62496,3 \text{ Nm} \approx 62,5 \text{ kNm} \end{aligned}$$

Tangenthelningen er lik i tilnærming 2, $\varphi_1 = \varphi_2$. Dette blir vist ved Formel I.7.[18, s561]

$$\begin{aligned} \varphi_2 = \frac{M_e \cdot L^2}{2 \cdot E \cdot I} \rightarrow M_e &= \frac{2 \cdot E \cdot I_y \cdot \varphi_2}{L^2} = \frac{7,22 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 54 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{(5000 \text{ mm})^2} \quad I.7 \\ &= 31248,2 \text{ Nm} \approx 31,25 \text{ kNm} \end{aligned}$$

I-4: Momentkapasitet.

For å finne momentkapasiteten benyttes elastisk motstandsmoment som følge av tverrsnittsklasse 3. Momentkapasiteten beregnes ved Formel I.8.[10, s50]

$$M_{el,Rd} = \frac{W_{el} \cdot f_y}{\gamma_{M_0}} = \frac{515 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05} = 174 \text{ kNm} \quad I.8(5.13)$$

Undersøker momentkapasiteten, som er gitt ved forholdet i Formel I.9.

$$\frac{M_{ED}}{M_{el,Rd}} \leq 1 = \frac{62,5 \text{ kNm}}{174 \text{ kNm}} = 0,36 < 1 \quad I.9(5.12)$$

Søylen motstår momentbelastningen.

I-5: Skjærkraft

Benytter Formel I.10 for å beregne profilens skjærareal. [10, s50 og 51]

$$A_v = A - 2b \cdot t + (s + 2r) \cdot t \quad I.10$$

$$A_v = 6,43 \cdot 10^3 \text{ mm}^2 - 2 \cdot 220 \text{ mm} \cdot 11 \text{ mm} + (7 \text{ mm} + 218 \text{ mm}) \cdot 11 \text{ mm} = 2063 \text{ mm}^2$$

Formel I.11 benyttes for å utlede den dimensjonerende skjærkraft.

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_v \cdot f_y}{\gamma_{M_0} \cdot \sqrt{3}} = \frac{2063 \text{ mm}^2 \cdot 355 \text{ N/mm}^2}{1,05 \cdot \sqrt{3}} = 402,69 \text{ kN} \quad I.11(5.15)$$

Skjærkraftkapasiteten undersøkes ved forholdet gitt ved Formel I.12.

$$\frac{V_{ED}}{V_{pl,Rd}} = \frac{25 \text{ kN}}{402,69 \text{ kN}} = 0,062 < 1 \quad I. 12(5.14)$$

Forholdet er oppfylt, og søylen motstår dermed skjærpåkjenningene. Videre undersøkes det om redusert flytegrense må benyttes ved Formel I.13.

$$V_{ED} > \frac{1}{2} V_{pl,Rd} = 25 \text{ kN} < 201,35 \text{ kN} \quad I. 13(5.16)$$

Formel I.13 viser at det ikke er behov for redusert flytegrense.

I-6: Knekking

Kritiske knekklast utledes ved Formel I.14.[10, s59]

$$N_{CR} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_z}{L_{CR}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2 \cdot 19,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{(5040 \text{ mm})^2} = 1515,316246 \text{ kN} \quad I. 14 (5.18)$$

Knekkingsforholdet undersøkes ved Formel I.15.

$$\frac{N_{ED}}{N_{CR}} \leq 0,04 = \frac{50 \text{ kN}}{1515,316246 \text{ kN}} = 0,03299 < 0,04 \quad I. 15(5.17)$$

Forholdet er oppfylt og dermed trenger ikke knekking videre utledes.

I-7: Vipping

Undersøker om vipping vil inntreffe. Vipping vil ikke inntreffe hvis betingelsene i Formel I.16 er oppfylt. [10, s66]

$$\bar{\lambda}_f = \frac{K_c \cdot L_c}{i_{f,z} \cdot \lambda_1} \leq \frac{\bar{\lambda}_{c_0} \cdot M_{c,Rd}}{M_{y,Ed}} \quad I. 16(5.19)$$

Hvor:

K_c Korreksjonsfaktor for relativ slankhet

L_c Lengde på trykkstav

$i_{f,z}$ Treghetsradius for den trykkpåkjennte tverrsnittsdelen



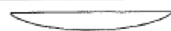





λ_1 Kritisk slankhet etter Euler

$\bar{\lambda}_{c_0}$ Relativ grenseslankhet for den trykkpåkjennte tverrsnittsdelen

$M_{el,Rd}$ Momentkapasitet

$M_{y,Ed}$ Ytre last

Figur I.2 viser korreksjonsfaktor for relativ slankhet.

Momentfordeling	K_c
 $\psi = 1$	1,0
 $-1 \leq \psi \leq 1$	$\frac{1}{1,33 - 0,33 \cdot \psi}$
	0,94
	0,9
	0,91
	0,86
	0,77
	0,82

Figur I. 2 Korreksjonsfaktor for relativslankhet. [10, s65]

Ut i fra Figur I.2 leses det av en korreksjonsfaktor, k_c , lik 0,86.

Lengden på trykkstaven mellom søylene er, $L_c = 5000 \text{ mm}$

Kritisk slankhet beregnes ved Formel I.17.

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \varepsilon \quad I.17$$

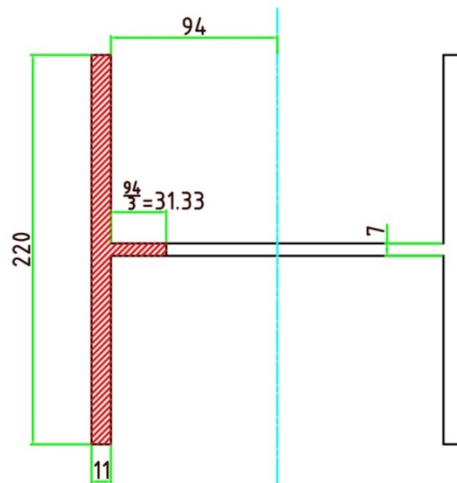
ε beregnes ved Formel I.18.

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{235 \text{ N/mm}^2}{f_y}} = \sqrt{\frac{235 \text{ N/mm}^2}{355 \text{ N/mm}^2}} \approx 0,81 \quad I.18$$

Videre beregnes kritisk slankhet ved Formel I.17.

$$\lambda_1 = 93,9 \cdot \varepsilon = 93,9 \cdot 0,81 \approx 76$$

For å utlede treghetsradius ser en på den trykkpåkjennte tverrsnittsdelen som består av trykkflensen og 1/3 av den trykkpåkjennte delen av stegarealet (om svak akse), dette illustreres i Figur I.3.



Figur I. 3 Snitt av HE220A for bærende konstruksjoner travers.

Ved beregning av treghetsradius benyttes Formel I.19.

$$i_{f,z} = \sqrt{\frac{I_{f,z}}{A_f + \frac{1}{3} \cdot A_w}} \quad I.19$$

Treghetsmomentet beregnes ved Formel I.20.

$$I_{f,z} = I_1 + I_2 \quad I.20$$

Videre beregnes treghetsmomentet for flens ved Formel I.21.

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{11 \text{ mm} \cdot (220 \text{ mm})^3}{12} = 9760666,67 \text{ mm}^4 \quad I.21$$

Videre beregnes treghetsmomentet for steg ved Formel I.22.

$$I_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{31,33 \text{ mm} \cdot (7 \text{ mm})^3}{12} = 895,52 \text{ mm}^4 \quad I.22$$

Videre beregnes treghetsmomentet ved Formel I.20.

$$I_{f,z} = I_1 + I_2 = 9760666,67 \text{ mm}^4 + 895,52 \text{ mm}^4 = 9761562,2 \text{ mm}^4$$

Arealet til flens og steg er gitt ved Formel I.23 og I.24.

$$A_f = b_{flens} \cdot h_{flens} = 11 \text{ mm} \cdot 220 \text{ mm} = 2420 \text{ mm}^2 \quad I.23$$

$$A_w = \frac{1}{3} \cdot \frac{b_{steg}}{2} \cdot h_{steg} = \frac{1}{3} \cdot \frac{188 \text{ mm}}{2} \cdot 7 \text{ mm} = 219,34 \text{ mm}^2 \quad I.24$$

Variabler Insettes da i Formel I.19 for treghetsradius.

$$i_{f,z} = \sqrt{\frac{I_{f,z}}{A_f + A_w}} = \sqrt{\frac{9761562,2 \text{ mm}^4}{2420 \text{ mm}^2 + 219,34 \text{ mm}^2}} = 60,82 \text{ mm}$$

Ytre last og dimensjonerende momentkapasitet er utledet i Vedlegg I-3, og er presentert i tabell I.1.

Tabell I. 1 Ytre last og dimensjonerende momentkapasitet.

$M_{eL,Rd}$	172 kNm
$M_{y,Ed}$	62,5 kNm

Undersøker videre om betingelsene er oppfylt ved utredelse av formel I.16.

$$\bar{\lambda}_f = \frac{K_c \cdot L_c}{i_{f,z} \cdot \lambda_1} \leq \frac{\bar{\lambda}_{c_0} \cdot M_{eL,Rd}}{M_{y,Ed}} = \frac{0,86 \cdot 5000 \text{ mm}}{60,82 \text{ mm} \cdot 76} \leq \frac{0,5 \cdot 172 \text{ kNm}}{62,5 \text{ kNm}}$$

$$\bar{\lambda}_f = 0,93 < 1,54$$

Betingelsen er oppfylt og staven er ikke følsom for vipping.

Vedlegg J: Kostnadsoverslag

J-1: Kostnadsoverslag for traverskran med bærende konstruksjon

Tabell J.1 viser kostnadsoverslaget for traverskranen og bærende konstruksjon, priser er gitt fra Datek løfteteknikk AS og er presentert i vedlegg D.

Tabell J. 1 Kostnadsoverslag for traverskran og bærende konstruksjon.

Beskrivelse	Antall	Pris [NOK]
Traverskran	1	135 000,-
Radiostyring (Datek)	1	12 000,-
10 mtr MSL isolert strømskinne med nødvendige oppheng og strømvatager ferdig montert	1	6 000,-
10 meter kranbane bestående av HEA 220 bjelker og 50 x 30 kranbinde på søyler til gulv. Alt stål er primet med rød jernoksyd. Pris ferdig montert / sertifisert Søyler leveres av oppdragsgiver		51 000,-
Total pris		204 000,-

J-2: Kostnadsoverslag for rør med tilbehør fra Lindab AS

Tabell J.2 viser kostnadsoverslaget for rør med tilbehør, priser er gitt fra Lindab AS. [13]

Tabell J. 2 Kostnadsoverslag for rør og diverse tilbehør.

Komponent	Dimensjon [mm]	Pris pr. stk [NOK]	Antall	Total pris [NOK]
Sirkulær kanal	1250	9 736,- Pr. L 3000mm	2	19472,-
Opphengs utstyr, vugge	1253	84,90	2	169,8
			L= 3000mm	
Gjengestag	12x2000	36,10	4	144,4
			2 Pr. vugge	
			Total pris	19786,2

J-3: Kostnadsoverslag for ventilasjonssystem

Tabell J.3 viser kostnadsoverslag for ventilasjonssystemet, prisene er hentet fra Norsk stål. [14]

Tabell J. 3 Kostnadsoverslag for ventilasjonssystemet.

Komponent	Dimensjon[mm]	Material	Antall	Lengde/Kvadrat	Pris pr. Lengde/Kvadrat	Tot. Pris [NOK]
Avtrekkshette	2 mm plater	AISI316L	32	142,01 m ²	68,18 kr/pr 2x1500x3000	2181.76
L-profil m/borehull	80x80x8	355J2	4	6000 mm	21,52kr/pr 6M	86.08
L-profil	80x80x8	355J2	4	6036 mm	21,52kr/pr 12M	86.08
Kneplate	110x110x10	355J2+N	8	0,01 m ²	19,99kr/pr 10x2500x6000	19.99
Topplate	135x135x10	355J2+N	4	0,03 m ²	19,99kr/pr 10x2500x6000	19.99
Søyle m/søylefot	TUBO 80x5	355J2H	4	5214 mm	21,69kr/pr 6M	87.84
List skjørt	40x40x5 90°	355J2	4	920 mm	22,19Kr/pr 6M	22.19
List skjørt skråplate	40x40x5 114,7°	355J2	4	5900 mm	22,19Kr/pr 6M	88,76
List skråplate	40x40x5 147,77°	355J2	4	3000 mm	22,19Kr/pr 6M	44,38
List skråplate topp	40x40x5 114,7°	355J2	4	1400 mm	22,19Kr/pr 6M	22.19
List topp	40x40x5 90°	355J2	8	1400 mm	22,19Kr/pr 6M	44,38
M6 Bolt	M6	VF-8.8	44	25 mm	-	53.68
M6 Mutter	M6	VF-8.8	44	-	-	29.26
M6 Skive	M6	VF-8.8	44	-	-	33.22
M30 Bolt	M30	VF-8.8	68	100 mm	-	8935.20
M30 Mutter	M30	VF-8.8	12	-	-	397.20
M30 Skive	M30	VF-8.8	12	-	-	231,-
BRV-RG 1250	1250	Varmegal vanisert	1	900 mm	69700,-	69700,-
Frekvens-omformer for turtallsregulering ABB 15kW 3x400C IP 20	-	-	1	-	14900,-	14900,-
Gitter inn/ut	-	-	1	-	1400,-	1400,-
Platebein	-	-	1	-	2000,-	2000,-
Total pris						100383,2

J-4: Kostnadsoverslag for bolter, fra Tools AS

AVD STORD

Vår ref

Steinar Raunholm

Leveringsadresse

HØGSKULEN PÅ VESTLANDET

Drift

Bjørnsonsgt. 45

5528 Haugesund

Rakv.nr.

Festemateriell

Deres referanse

Telefon

Simen Lillehammer

Godsmerke

Godsmottakernr

Godsmottakernr

2

Tilbud

Dato

2017-04-20

Ordernr

4408835

Kundenr

10047843

Fakturaadresse

HØGSKULEN PÅ VESTLANDET

FAKTURAMOTTAK

POSTBOKS 382 ALNABRU

0614 OSLO

Leveringsvilkår

FCA VÅRT LAGER

Leveringsmåte

HENTES

Leveres tidligst

Betalingsvilkår

Netto pr. 30 dager

Gjelder t.o.m

2017-05-20

Pos	Prodnr	Lev. prodnr	Enh	Antall	Utpreis P Rab	Nettopris	Beløp
1	2239111 DIN933 VF-8.8 SKTSKR M 6X 20 (ISO4017)		STK	44	122.00 C	122.00	53.68 2017-04-21
2	2227567 DIN125A VF STOPPSKIVER M 6 (ISO7089) 200HV (6,4X12X1,6)		STK	44	75.50 C	75.50	33.22 2017-04-21
3	2226865 DIN934 VF-8 MUTTER M 6 (ISO4032)		STK	44	66.50 C	66.50	29.26 2017-04-21
4	2239992 DIN931 VF-8.8 SKTSKR M30X120 (ISO4014)		STK	12	13 140.00 C	13 140.00	1 576.80 2017-04-21
5	2226858 DIN934 VF-8 MUTTER M30 (ISO4032)		STK	12	3 310.00 C	3 310.00	397.20 2017-04-21
6	2700394 DIN125A VF STOPPSKIVER M30 (ISO7089) 200HV (31X56X4)		STK	12	1 925.00 C	1 925.00	231.00 2017-04-21

Sum Netto: NOK 2 321.16

Momsbeløp NOK 580.30

Sum inkl.mva NOK 2 901.00

Jeg håper tilbudet svarer til forventningene. Ta gjerne kontakt om du ønsker mer informasjon.

Det tas forbehold om mellom salg.

.

Med vennlig hilsen for TOOLS AS.

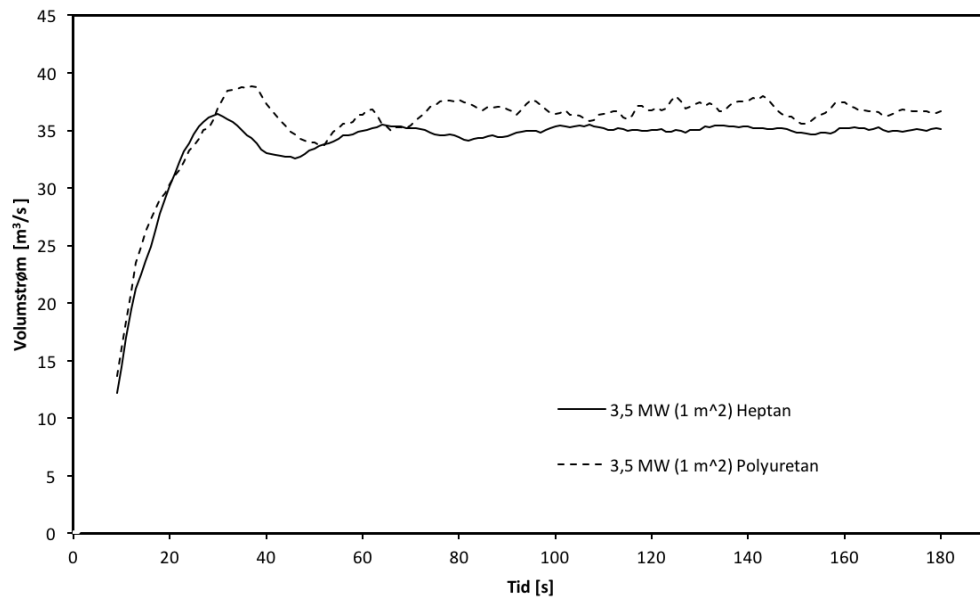
Steinar Raunholm mob: 45497013 / epost: steinar.raunholm@tools.no

* = Eget produktnummer, ** = Egen referanse, l = 1, C = 100, M = 1000, *** = Lavert fra vårt lager, x = Endret lav dato

Postadresse	Be saksadresse	Telefon	Org.nr	Bankgiro	Side 1 (1)
TOOLS AS P.B 686 1411 Kolbotn	Mestjennavegen 48, Holane Vest 5412 STORD Hjemme side http://www.tools.no	51 85 89 00 Faks 53 40 21 01 e-post post.stord@tools.no	980341007 Foretaksregisteret NO980341007MVA Selsk ROSENHOLM	9483 05 49360 Plusgiro Swiftadresse HANDNOKK IBAN-nr NO0504830549360	

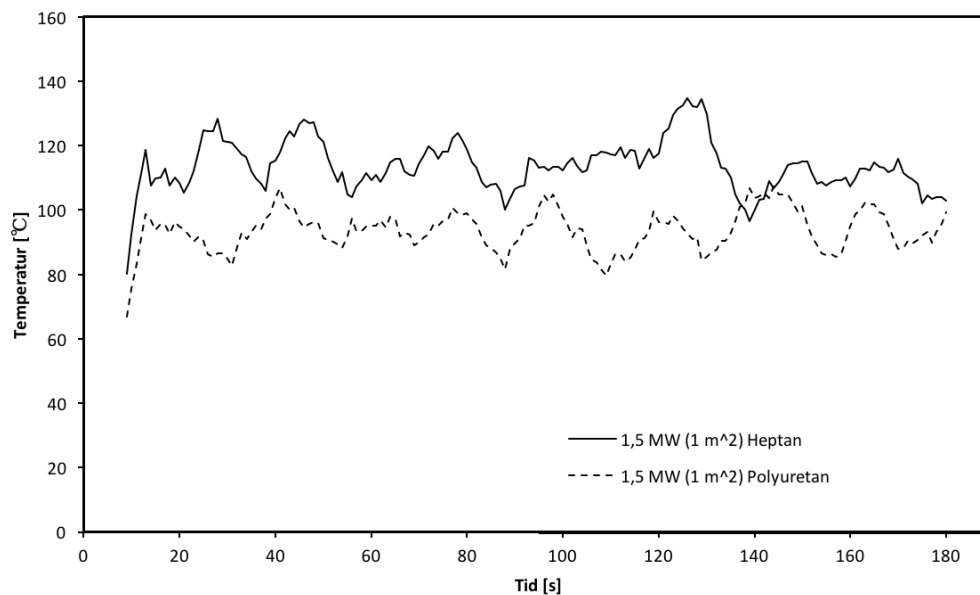
Vedlegg K: FDS- simuleringer

Figur K.1 viser volumstrøm som en funksjon av tid, for heptan og polyuretan. Simuleringene er med 3,5 MW, og brannareal 1 m².



Figur K. 1 Volumstrøm som funksjon av tid, for heptan og polyuretan.

Figur K.2 viser temperatur som funksjon av tid, for heptan og polyuretan. Simuleringene er med 1,5 MW og 1 m².



Figur K. 2 Temperatur som funksjon av tid, for heptan og polyuretan.

Vedlegg L: Inngangsdata for FDS simuleringer

Tabell L.1 viser inngangsdata anvendt for FDS.

Tabell L. 1 Inngangsdata anvendt for FDS.

Inngangsdata	
Mesh	
D^*/dx	10
Cellestrørrelse [X-Y-Z]	[9,3 x 9,4 x 9,4]cm
Simuleringsrom [X-Y-Z]	[20 x 15 x 9]m
Brannen	[MW]
\dot{Q}_{max}	1
	1,5
	2
	3
	3,5
Brensel	Heptan
	$Y_s = 0,037$ [g/g]
	$Y_{CO} = 0,037$ [g/g]
	$\Delta H_c = 44600$ [KJ/kg]
	Polyuretan
	$Y_s = 0,023$ [g/g]
	$Y_{CO} = 0,031$ [g/g]
$\Delta H_c = 27200$ [KJ/kg]	
Brannareal, A_b	1 m ²
	2 m ²

Figur L.1 viser anvendt kode fil for FDS.

```

&HEAD CHID= 'Brannhall HVL', TITLE= 'simulering1' /
&TIME T_END= 180, /
&MISC RESTART=.FALSE./
&DUMP DT_RESTART=10/
/***** rommet *****/
/Grid: 9,53x9,53x9,53
&MESH ID='MESH1', IJK= 216, 160, 96, XB= 0.0, 20.0, 0.0, 15.0, 0.0, 9.0 / Grid størrelse og rom størrelse
/***** vegger&Tak *****/
&VENT XB= 0.0, 20.0, 0.0, 15.0, 9.0, 9.0, SURF_ID='OPEN', / to surroundings
&VENT XB= 0.0, 0.0, 0.0, 15.0, 0.0, 9.0, SURF_ID='OPEN', / to surroundings
&VENT XB= 0.0, 20.0, 0.0, 0.0, 0.0, 9.0, SURF_ID='OPEN', / to surroundings
&VENT XB= 0.0, 20.0, 15.0, 15.0, 0.0, 9.0, SURF_ID='OPEN', / to surroundings
&VENT XB= 20.0, 20.0, 0.0, 15.0, 0.0, 9.0, SURF_ID='OPEN', / to surroundings
/***** Branndata *****/
&REAC ID =
'HEPTANE'
FUEL='HEPTANE'
FORMULA='C7H16'
SOOT_YIELD = 0.037
CO_YIELD = 0.01
HEAT_OF_COMBUSTION = 44600.
IDEAL = .TRUE. /
&SURF ID='FIRE1',HRRPUA=1000.0, COLOR='RED', /
&VENT XB= 9.5, 10.5, 7.0, 8.0, 0.0, 0.0, SURF_ID= 'FIRE1', /
/***** Målinger *****/

&DUMP DT_DEVC=1.0, DT_ISOF=10, DT_PL3D=30, DT_BNDF=30. /
&SLCF PBZ= 4.5, QUANTITY='TEMPERATURE', /
&SLCF PBZ= 5.0, QUANTITY='TEMPERATURE', /
&SLCF PBZ= 7.0, QUANTITY='TEMPERATURE', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.0, 4.25, ID='temp(A1-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.5, 4.25, ID='temp(A1-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 8.0, 4.25, ID='temp(A1-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.0, 4.25, ID='temp(B1-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.5, 4.25, ID='temp(B1-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 8.0, 4.25, ID='temp(B1-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.0, 4.25, ID='temp(C1-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.5, 4.25, ID='temp(C1-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 8.0, 4.25, ID='temp(C1-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.0, 5.234, ID='temp(A2-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.5, 5.234, ID='temp(A2-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 8.0, 5.234, ID='temp(A2-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.0, 5.234, ID='temp(B2-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.5, 5.234, ID='temp(B2-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 8.0, 5.234, ID='temp(B2-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.0, 5.234, ID='temp(C2-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.5, 5.234, ID='temp(C2-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 8.0, 5.234, ID='temp(C2-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.0, 7.0, ID='temp(A3-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 7.5, 7.0, ID='temp(A3-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.0, 8.0, 7.0, ID='temp(A3-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.0, 7.0, ID='temp(B3-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 7.5, 7.0, ID='temp(B3-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=10.5, 8.0, 7.0, ID='temp(B3-3)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.0, 7.0, ID='temp(C3-1)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 7.5, 7.0, ID='temp(C3-2)', /
&DEVC QUANTITY='TEMPERATURE', XYZ=9.5, 8.0, 7.0, ID='temp(C3-3)', /
&ISOF QUANTITY='TEMPERATURE', VALUE(1)=200, /
&ISOF QUANTITY='TEMPERATURE', VALUE(1)=100, /
&ISOF QUANTITY='TEMPERATURE', VALUE(1)=150, /
&ISOF QUANTITY='TEMPERATURE', VALUE(1)=250, /
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 4.25, 4.25, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(36) 4.25m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 5.0, 5.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(36) 5m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 6.0, 6.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(36) 6m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 7.0, 7.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(36) 7m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 4.25, 4.25, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(16) 4.25m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 5.0, 5.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(16) 5m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 6.0, 6.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(16) 6m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 7.0, 7.0, QUANTITY='VOLUME FLOW', ID='volumstrøm(16) 7m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 4.25, 4.25, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(36) 4.25m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 5.0, 5.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(36) 5m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 6.0, 6.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(36) 6m'/
&DEVC XB=7.0, 13.0, 4.0, 10.0, 7.0, 7.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(36) 7m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 4.25, 4.25, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(16) 4.25m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 5.0, 5.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(16) 5m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 6.0, 6.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(16) 6m'/
&DEVC XB=8.0, 12.0, 5.0, 9.0, 7.0, 7.0, QUANTITY='MASS FLOW', ID='Massestrøm(16) 7m'/
&BNDF QUANTITY='RADIATIVE HEAT FLUX',
&TAIL /

```

Figur L. 1 Kode fil FDS.

Vedlegg M: Typiske branneffekter

Tabell M.1 viser typiske branneffekter for ulike materialer og innretninger. [23]

Tabell M. 1 Typiske branneffekter. [23]

Materiale	Branneffekt [kW]
Sigarett glo	0,05
Papirkurv	0-100
Tv	150
Gardiner (1kg)	80-100
Juletre (tørt)	500-700
Stol (enkel)	10-100
Lenestol polyuretan stopping	800-1500
Sofa polyuretan stopping	2000-3000
Seng	1000-2000
Europaller(tre) stablet pr.m stablehøyde	3000
Sprit/alkohol pr. m ² overflate	400-800
Metanol/etanol pr.m ² overflate	400
Olje/bensin pr.m ² overflate	2000-2200
Parafin pr.m ² overflate	1700

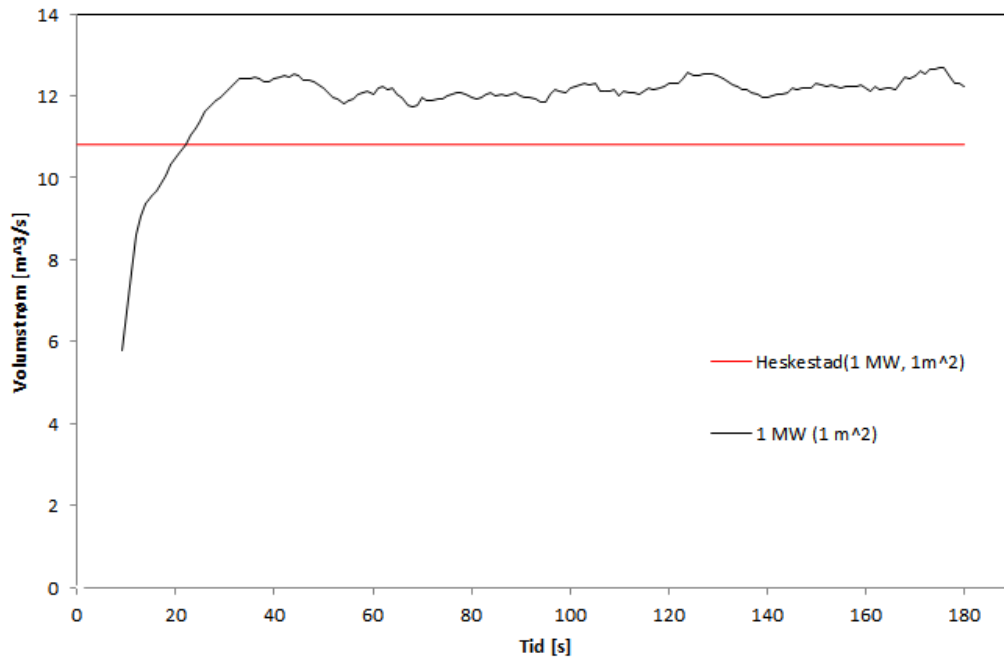
Tabell M.2 viser beregnede branneffekter fra Formel 7.10.

Tabell M. 2 Beregnede branneffekter.

Materiale	Brannareal [m ²]	Branneffekt [kW]
Methanol	1	350
	2	700
	3	1050
Bensin	1	1918,28
	2	3836,56
Ethanol	1	281
	2	562
	3	844

Vedlegg N: Validering av simuleringer.

For å validere simuleringene i FDS er det utført en simulering hvor arealet på planet som måler volumstrøm er satt til å måle omtrent bare røyksøylen. Fremgangsmetoden for å fastsette dette arealet, besto av å anvende SMV-filen fra simuleringene og tilpasse arealet etter størrelsen på røyksøylen. Figur N.1 viser volumstrøm som funksjon av tid for Heptan 1MW og Heskestad 1MW, med brannareal 1 m^2 .



Figur N. 1 Volumstrøm som funksjon av tid, for Heskestad og FDS med heptan.

Som det fremkommer av Figur N.1, er det en differanse i volumstrøm, men betydelig mindre enn simuleringer hvor planet er satt til $6 \times 6 \text{ m}$. Det vil ikke vær mulig å dekke røyksøylen totalt med dette planet, at grunnet planet må angis som et kvadrat og ikke sirkel, samt vil røyksøylen være i bevegelse i simuleringen. Men resultatet tilsier at simuleringen er riktig satt opp i FDS.

Vedlegg O: Heskestad volumstrøm.

Tabell O.1 viser volumstrøm ved høyder 5-6,5 m.

Tabell O. 1 Volumstrøm ved forskjellige høyder, for Heskestads modell.

Branneffekt	Brannareal [m ²]	Målepunkt [m]	Volumstrøm [m ³ /s]
1 MW	1	5	11,64
1 MW	1	5,5	12,77
1 MW	1	6	14,01
1 MW	1	6,5	15,35