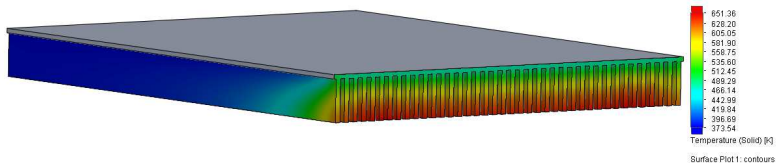


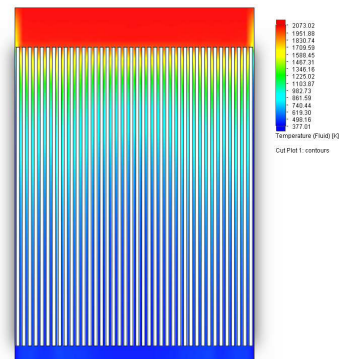
Udvikling og design af ukrudtsdamper



7. semester - Bachelorprojekt.

Af Martin Kallestrup Jørgensen

9. oktober 2015





AALBORG UNIVERSITET
STUDENTERRAPPORT

**Studienævn for Industri og Global
Forretningsudvikling**

Fibigerstræde 16
DK - 9220 Aalborg Øst
Tlf. 99 40 93 09
lft@m-tech.aau.dk
www.ses.aau.dk

Titel: **Udvikling og design af ukrudtsdamper**

Semester: **7. semester**

Afsluttet: **9. oktober 2015**

ECTS: **15**

Udarbejdet af: **Martin Kallestrup Jørgensen**

Vejleder: **Raino Mikael Larsen**

Martin Kallestrup Jørgensen

Oplag: **4 stk.**

Antal sider: **38 (61) sider**

Bilag: **14 sider**

SYNOPSIS:

Formålet med dette projekt er at designe en maskine til ukrudtsbekæmpelse med damp, med forholdsvis lave anskaffelses omkostninger, ved brug af et enkelt design og standart komponenter.

Projektet omfatter en foreløbig analyse af termisk ukrudtsbekæmpelse, hvilket resulterer i en kravspecifikation for et dampmodul, der kan bruges i forskellige monteringsrammer til anvendelse enten med eller uden en traktor.

Designet er baseret på en basis design og er gennem analytisk beregning og efterfølgende computer simulering testet og verificeret mod funktionelle parametre, der er defineret i specifikationerne simulering.

For at begrænse omfanget af projektet til et rimeligt niveau, er designet begrænset til udformningen af primære komponenter til et dampmodul. Ud over design af de primære komponenter, diskuteres krav og funktioner for sekundære komponenter. Udformningen af sekundære komponenter samt en monteringsramme for dampmodulet er ikke en del af projektet.

Slutproduktet for projektet er en dampmodul, der kan danne grundlag for den endelige udvikling af et komplet system.

1 Abstract

Thermal weed control has become one of the most common forms of weed control due to the out phasing of glyphosate and other herbicides. The typical equipment for thermal weed control is gas-flame weed burners. This control method is relatively simple and the acquisition cost of the equipment is relatively low. Gas-flame weed burners have a number of disadvantages, mainly high energy consumption and high risk of accidental ignition of combustible materials. As a result of this, research into the use of steam for weed control has been carried out in recent years. There is a few products on the market for weed control with steam, called *weed steamers*. The existing weed steamers on the market all have significantly higher acquisition costs than gas-flame weed burners and this is assumed to be the main reason for the lack in commercial success for this technology.

The aim of this project is therefore to design a machine for weed control with steam, with a low acquisition cost by use of a simple design as well as a few expensive special components in the design.

This project includes a preliminary analysis of thermal weed control, resulting in a requirements specification for a *weed steamer*. In the specification the type of *weed steamer* is specified to a *steam module* that can be used in different mounting frames for use with or without a tractor.

The design is based on a *basic design* and is through analytical calculation and subsequent computer simulation tested and verified against functional parameters defined in the specifications.

To limit the scale of the project to a reasonable level, the design is limited to the design of primary components for a steam module. In addition to the design of the primary components, functions and requirements for secondary components are discussed. The design of secondary components as well as a mounting frame for the steam module is not a part the project.

The final product of the project is a *steam module* that can form the basis for the final development of a complete system.

1 Forord

Dette projekt er udarbejdet af Martin Kallestrup Jørgensen uden samarbejde med ekstern virksomhed. I projektet inddrages viden fra gartnere og boligservice medarbejdere ved Boligselskabet Viborg samt Alabu Bolig Aalborg via spørgeskema og efterfølgende interview, hvor af uddrag er gengivet i bilag.

Problemstillingen er opstillet på baggrund af forfatterens personlige erfaringer med professionel ukrudtsbekæmpelse samt erfaringer fra gartnere, der arbejder med ukrudtsbekæmpelse. Problemstillingen omhandler udvikling og design af udstyr til termisk ukrudtsbekæmpelse med damp, i projektet omtalt som *ukrudtsdamper*.

Dele af analyser, beregninger, design beskrivelser og arbejdstegninger er vedhæftet i bilag. For fuld forståelse af projektet anbefales det, at bilag læses med den tilhørende del af rapporten.

1.1 Læsevejledning:

Kildehenvisninger dokumenteres i slutningen af den sætning, hvor de anvendes. Ved formler er de indsat til sidst i formlen. Kildehenvisninger er angivet med: [Forfatter, Årstal]. Litteraturlisten indeholder yderlig informationer om kilder, der er anvendt.

Hele sætninger med kursiv skrift er sætninger, der har betydning for efterfølgende kapitler eller afsnit. Enkelt ord eller dele af sætninger med kursiv definerer udtryk, der videre anvendes i projektet.

I projektet refereres der til figurer og tabeller med figur- og tabelnumre.

Nomenklaturer er samlet i en global nomenklaturliste. Derforuden anvendes der lokale nomenklaturlister ved formler og tabeller, hvor det er vurderes nødvendigt.

Bilagene til projektet er samlet sidst i rapporten.

I bilagene refereres der nødvendigvis ikke til figurer og tabeller.

Indholdsfortegnelse

1	Abstract	5
1	Forord	7
1.1	Læsevejledning:	7
2	Nomenklaturliste	9
	Indholdsfortegnelse	11
1	Indledning	15
1.1	Baggrund:	15
1.2	Formål	15
2	Foranalyse	17
2.1	Termisk ukrudtsbekæmpelse	17
2.2	Termiske bekæmpelses teknologier	17
2.2.1	Gasflamme:	17
2.2.2	Damp:	18
2.3	Behandlingstid og temperatur	18
2.4	Energi tilførsel	18
2.4.1	Energi forbrug ved eksisterende produkter	19
2.5	Typer af maskine	19
2.5.1	Håndholdte	20
2.5.2	Manuelle fladebehandlere	20
2.5.3	Maskinbårne fladebehandlere	21
3	Krav specifikation	23
3.1	Funktions specifikation:	23
3.2	Kravspecifikation	24
4	Design analyse	25
5	Grundlæggende konstruktion og sekundære komponenter	27
5.1	Grundlæggende konstruktion:	27
5.2	Energi analyse af dampgenerering	27
5.3	Vandtank	28
5.4	Brændstof:	28
5.4.1	Del konklusion	28
5.5	Forbrænding af F-gas:	29
5.5.1	Virkningsgrad og tab ved forbrænding af F-gas:	29
5.5.2	Brændstof forbrug:	30

5.5.3	Termodynamiske egenskaber for <i>FP</i> :	30
5.6	Brænder:	31
5.7	Styring:	31
5.8	Fremdrift system:	31
5.9	Dampgenerator type og design:	31
5.9.1	Lukket dampgenererings system:	31
5.9.2	Åbent dampgenererings system:	32
5.10	Valg af damp generator:	33
5.11	Del konklusion:	33
6	Design Dampgenerator	35
6.1	Grundlæggende krav til varmeveksler:	35
6.1.1	Primære krav:	35
6.1.2	Sekundære krav:	35
6.2	Varmeveksler generelt:	35
6.2.1	Varmeveksler typer:	35
6.2.2	Valg af type varmeveksler:	36
6.2.3	Plade-finne varmeveksler:	37
6.3	Design Plade-finne varmeveksler:	38
6.3.1	Basis design:	38
6.4	Analytisk beregning:	39
6.4.1	LMTD metoden:	39
6.4.2	Opdeling af varmeveksler	40
6.4.3	Analytisk beregning varmeveksler del 1 - væske side:	40
6.4.4	Analytisk beregning varmeveksler del 2 - gas side:	41
6.4.5	Delkonklusion:	44
6.5	Computer simulering af strømning og varmetransmission	45
6.5.1	Pre beregning:	45
6.5.2	Beregning	46
6.5.3	Resultat behandling	46
6.5.4	Fejlkilder:	47
6.6	Del konklusion:	48
7	Design Dampskjold:	49
7.1	Flow retning	49
7.1.1	Valg af ønsket flow karakteristik:	50

7.2	Basis design	50
7.3	Computer simulering af strømning og varmeoverførsel	51
7.3.1	Pre beregning:	51
7.3.2	Beregning	52
7.3.3	Resultat behandling	52
7.4	Del konklusion	52
8	Endeligt design af dampmodul	53
8.1	Videre arbejde	54
9	Konklusion	56
10	Litteratur liste	57
11	Bilag 1	58
12	Bilag 2	59
13	Bilag 3	61
14	Bilag 4	62

1 Indledning

1.1 Baggrund:

Anvendelse af sprøjtemidler til ukrudtsbekæmpelse er både ved stat, kommune, almennyttige boligselskaber m.fl. under kraftig udfasning. Det primære alternativ har gennem de seneste år været termisk bekæmpelse med gasbrænder. Anvendelse af gasbrænder har en række uheldige egenskaber. Først og fremmest er der den åbenlyse brandfare, hvilket umuliggør anvendelse af gasbrænder i tørre perioder. Derfor er der et relativt stort varme tab og deraf følgende høje gasforbrug ved håndholdte gasbrændere, som ofte er den mest anvendte type. I Ph.d. afhandlingen *Nonchemical weed control on hard surfaces* af Anne Merete Rask (KU) opnås tilsvarende resultater for ukrudtsbekæmpelse med damp som for bekæmpelse med gasbrænder [Rask, Anne Merete; 2012].

På nuværende tidspunkt er der nogle få produkter på markedet, der bekæmper ukrudt med damp, disse vil blive gennemgået i afsnittet "eksisterende produkter". Fælles for disse produkter er dog forholdsvis høje anskaffelses omkostninger.

1.2 Formål

Formålet med dette projekt er, at undersøge mulighederne for udvikling af en maskine til termisk bekæmpelse af ukrudt med damp på hård belægning, herefter betegnet ukrudtsdamper, med anskaffelses udgifter betydeligt lavere end eksisterende produkter.

Med baggrund i foranalysen i afsnit 0 er der opstillet en type-og funktions beskrivelse samt en kravspecifikation til maskinen.

2 Foranalyse

Foranalysen udføres for, at danne et overblik over aspekterne i termisk ukrudtsbekæmpelse samt hvilke maskiner og teknologier der eksisterer. Analysen er begrænset til at betragte metoder og maskiner anvendt inden for ukrudtsbekæmpelse i forbindelse med vedligeholdelse af belægningsoverflader.

Foranalysen indeholder:

- Termisk ukrudtsbekæmpelse
- Termiske bekæmpelses teknologier
- Behandlingstid og temperatur
- Energi tilførsel
- Typer af maskine

Foranalysen afsluttes med opstilling af en kravspecifikation for ukrudtsdamperen, der ønskes designet.

2.1 Termisk ukrudtsbekæmpelse

Ved termisk ukrudtsbekæmpelse udsættes ukrudtet for en termisk energipåvirkning, hvorved temperaturen i ukrudtet øges til over 45°C, hvor proteindenaturering medfører brist i cellevæggene, hvorved den pågældende plantedel visner.

Flere typer ukrudt, her iblandt de fleste græsarter, har flere skud- eller vækstpunkter. Ved termisk bekæmpelse, af disse typer ukrudt, vil planten kunne skyde igen fra vækstpunkter, der er placeret nærmere roden end den del af planten, der er udsat for termisk bekæmpelse [Mahesh K. Upadhyaya; 2007].

Det er derfor ønskværdigt, at planten udsættes for termisk påvirkning så tæt på overfladen som muligt, så hele eller så meget som muligt af planten visner væk.

Ukrudtstyper med underjordiske vækstpunkter vil dog ikke kunne bekæmpes fuldstændig med en enkelt termisk behandling. Disse typer ukrudt må i stedet udsultes ved gentagne behandlinger.

Anne Merete Rask har i [Rask, Anne Merete; 2012] fundet et optimalt behandlings antal på 6 behandlinger for en sæson.

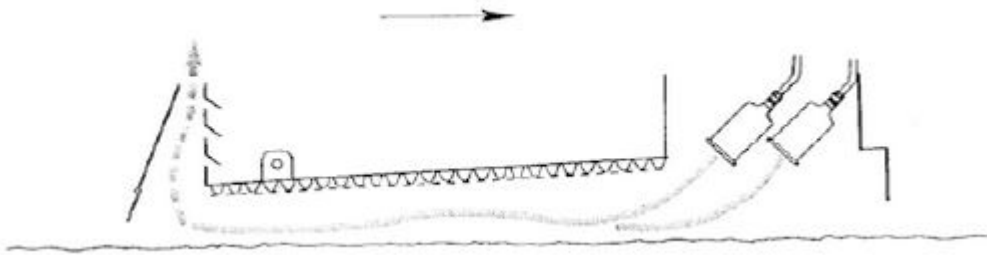
2.2 Termiske bekæmpelses teknologier

Der eksisterer en række teknologier til termisk bekæmpelse af ukrudt. For at skabe et overblik over teknologierne vil de her kort blive gennemgået, samt fordele og ulemper vil blive fremhævet.

2.2.1 Gasflamme:

Gasflamme-fladebehandler består af en retningsbestemt F-gas brænder, hvor den bare flamme føres over ukrudtet, hvorved overfladen på ukrudtet hurtigt opvarmes til over denaturerings temperaturen.

Der monteres ofte et varmeskjold på gasflamme-fladebehandler for reduktion af energiforbruget, således at der sker en sekundær varmeoverførsel fra forbrændings produkterne til ukrudtet. Se Figur 1 .



Figur 1 Gas-flamme ukrudtsbrænder med varmeskjold [Mahesh K. Upadhyaya; 2007]

2.2.2 Damp:

Damp-fladebehandler består af en damp generator, hvor vand (H₂O) opvarmes enten elektrisk eller ved forbrænding af fossilt brændstof som f-gas eller dieselolie, således vandet skifter fase fra flydende fase (vand) til gas fase (damp). Dampen ledes fra damp generatoren til et varme skjold, hvor dampen kommer i kontakt med ukrudtet. Ved kontakt med ukrudtet vil dampen skifte fase til flydende fase efterhånden, som der overføres termisk energi til ukrudtet.

2.3 Behandlingstid og temperatur

Ved termisk ukrudtsbekæmpelse overføres termisk energi fra en fluid (her arbejdsmediet) til plantedelene ved konvektion. Energi overførslen ved konvektion kan beskrives ud fra Newtons Lov om køling ved:

$$\dot{Q} = h * A * \Delta T$$

Hvor h er den konvektive varmeovergangskoefficient, A er arealet af overfladen (her overfladen af plantedelen), og ΔT er temperatur forskellen mellem overfladen og fluiden.

Varmeoverføringen er således lineær proportional med h og ΔT . Hvor h afhænger af fluidens egenskaber og fluidens strømning over overfladen. Typiske værdier af h fremgår af tabel ?? . Således fremgår det at det kræver en betydeligt lavere ΔT ved konvektion med faseskift for at opnå samme varmeoverføring som ved tvungen konvektion med gas.

Fri konvektion	$Gas = 2 - 25 \frac{W}{m^2 * K}$	$Væsker = 50 - 1.000 \frac{W}{m^2 * K}$
Tvungen konvektion	$Gas = 25 - 250 \frac{W}{m^2 * K}$	$Væsker = 100 - 20.000 \frac{W}{m^2 * K}$
Konvektion med faseskift	$2.500 - 100.000 \frac{W}{m^2 * K}$	

Forskellen i ΔT mellem gasbrænder $\Delta T_{gasbrænder} \approx 1800^\circ C$. og damp $\Delta T_{damp} \approx 80^\circ C$. er ca. en faktor 20 og udlignes således ved, at $h_{faseskift}$ er ca. en faktor 100 højere end h_{gas} . På den baggrund antages det, at den nødvendige behandlingstiden for bekæmpelse med damp er mindre eller samme som behandlingstiden for bekæmpelse med gasflamme.

En behandlingstid på 1-2s er tilstrækkelig til bekæmpelse af ukrudt på landbrugsjord ved gasflamme bekæmpelse med et energi forbrug på (omregn 40kg propan pr. ha) [Mahesh K. Upadhyaya; 2007]. Det antages således, at en behandlingstid på 1-2s er tilstrækkelig for ukrudts bekæmpelse med damp. Det antages dog, at en længere behandlingstid er fordelsagtigt.

2.4 Energi tilførsel

Energi tilførslen ved termisk ukrudtsbekæmpelse er den primære faktor, der afgør effektiviteten af ukrudtsbekæmpelsen. Sammenhængen mellem energitilførsel og effekten af ukrudtsbekæmpelsen er undersøgt i [Mahesh K. Upadhyaya; 2007] hvor en energi tilførsel tilsvarende 40-200kg propan pr ha findes nødvendig for en 90% reduktion af planteantallet. På Figur 2 er effekten af bekæmpelse med gasflamme plottet i forhold til reduktionen af planteantal.

Det antages at en tilført energi på 40kg propan pr. ha tilsvarende $1840 \frac{MJ}{ha} = 1,84 \frac{kJ}{m^2}$. er tilstrækkelig til ukrudts bekæmpelse med damp.

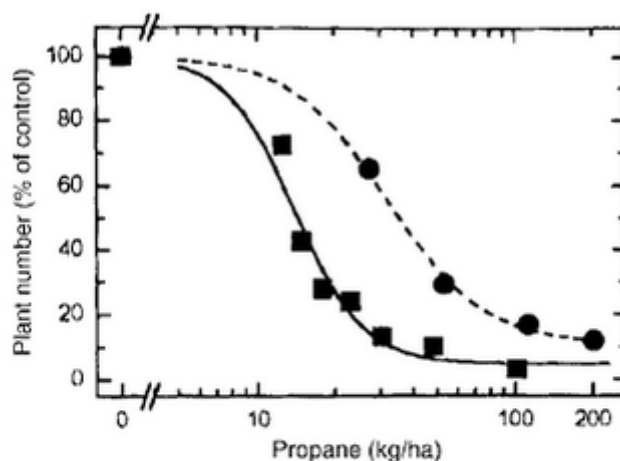


Fig. 10.2. The effect of flame weeding on total annual weed number at early treatment (1–4 leaves) (■—■) and late treatment (6–12 leaves) (●—●). Propane rates of 40 kg/ha killed 90% of the small weeds, whereas rates of 200 kg/ha killed less than 90% of the larger weeds. From Ascard (1995a).

Figur 2 Effekt af gasflamme bekæmpelse, med tekst fra [non chemical weed]

2.4.1 Energi forbrug ved eksisterende produkter

Som tilføjelse til det eksperimentelt energi forbrug. betragtes det oplyste energi forbrug for et eksisterende ukrudtsdamper produkt. Den diesel drevne FS S1 ukrudtsdamper opgiver et brændstof forbrug pr. modul på 1,5 – 1,75l diesel pr. km. Systemets modul brede er 650mm. Hvorved energiforbruget beregnes til 23 – 27l diesel pr ha. brændværdien af diesel er af FS Maskiner opgivet til 9,9kWh. Hvorved energiforbruget beregnes til $819 - 962 \frac{MJ}{ha} = 81,9 - 96,2 \frac{kJ}{m^2}$.

2.5 Typer af maskine

Maskiner til termisk ukrudtsbekæmpelse kan opdeles i 3 kategorier efter anvendelses måde:

- Håndholdte
- Manuelle fladebehandlere
- Maskinbårne fladebehandlere

2.5.1 Håndholdte.

Den håndholdte er den mest anvendte type maskine til termisk ukrudtsbekæmpelse. Denne maskine består typisk af en håndholdt gasbrænder med eller uden dækskærm, der forsynes med gas fra en tilhørende vogn med gasflaske monteret. Typen findes også i en udgave med vandinjektion i brændkammeret, således mediet er en blanding af varm luft og damp. Eksempler på håndholdte fladebehandlere er vist på Figur 3



Figur 3 Håndholdte maskiner til termisk ukrudtsbekæmpelse; A - Lance uden skærm forsynet fra letvægts gasflaske på vogn; B - Lance med direkte monteret gasdåse primært for hobby brug; C - Ukrudts brænder hvor der i lancen injiceres forstøvet vand.

Håndholdte maskiner til termisk ukrudtsbekæmpelse anvendes typisk til mindre belægningsflader samt punktbehandling af ukrudt. Maskinerne af gasflamme typen har typisk en lav anskaffelse pris, 500-2500kr, men har typisk et højt gasforbrug og en lav areal/tids effektivitet på 50-100m²/time [Kosangas.dk; 2015]

2.5.2 Manuelle fladebehandlere

Manuelle fladebehandlere dækker over en række maskiner både med og uden automatisk fremdrift, som er styret af en person gående med vognen.

Maskinerne anvendes typisk til ukrudtsbekæmpelse på plane belægningsflader som stier, fortove o.l.

Manuelle fladebehandlere findes som gasflammebehandler og infrarød-stråle-behandler. Typen har en anskaffelses pris fra ca. 20.000kr for gasflamme typen til ca. 60.000kr for infrarød-stråle typen. Eksempler på manuelle fladebehandlere er vist på Figur 4



Figur 4 Manuel fladebehandler; A - Gasflamme behandler med letvægts gasflaske; B - Infrarød-stråle-behandler; C - Gasflamme behandler forsynet med flydende gas fra "truck-gasflaske".

2.5.3 Maskinbårne fladebehandlere

Maskinbårne fladebehandlere findes i en række størrelser fra mindre fladebehandlere til minitraktor/havetraktor til større modeller til montering på traktor, lastbil eller anden tung materiel. Anskaffelsesprisen er fra ca. 30.000kr for mindre gasflamme behandlere til 168.000kr pr. modul for den modulopbyggede FM S1 ukrudtsdamper. Eksempler på maskinbårne er vist på Figur 5.



Figur 5 Maskinbårne fladebehandlere; A - Gasflamme fladebehandler for montering på minitraktor; B - Damp fladebehandler for traktor montering, af mærket FM S1 Ukrudtsdamper, diesel drevet; C - Infrarød-stråle fladebehandler for montering på traktor.

3 Krav specifikation

På baggrund af foranalysen samt spørgeskema undersøgelse er der opstillet en funktions-specifikation, hvor typen af maskine samt drift funktions parametre er opstillet. På baggrund af funktions-specifikationen opstilles en teknisk kravspecifikation:

3.1 Funktions specifikation:

Maskine type:

Damp fladebehandler modul der kan anvendes både i chassis for manuel fladebehandler og i chassis for maskinbåren fladebehandler.

Behandlings hastighed:

Minimum $1000 \frac{m^2}{t}$.

Behandlingshastigheden er pr. modul. således er behandlingshastigheden for manuel fladebehandler 1 x behandlingshastighed og maskinbåren 2-4 x behandlingshastighed.

Fysiske størrelse:

Bredde tilsvarende at alm. fortov kan behandles ved maksimalt 2 overkørsler.

Drift periode:

Drift periode mellem påfyldning af vand med manuel fladebehandler: Minimum 1 time, foretrukket 3 timer.

Drift periode mellem påfyldning af vand med maskinbåren fladebehandler: Minimum 2 timer, foretrukket 3 timer.

Opstarts tid:

max. 1 min.

Energi forbrug:

Maksimalt tilsvarende niveau som gas-flamme fladebehandler. Foretrukket 20-50% lavere.

3.2 Kravspecifikation

På baggrund af funktions specifikationen er der opstillet en teknisk kravspecifikation:

Maskine type:

Damp modul bestående af dampgenerator og dampskjold med mulighed for montage i chassis for manuel fladebehandler og chassis for maskinbåren fladebehandler.

Modul størrelse:

bredde 65cm

Længde: kørselshastighed ca. 2km/t, behandlings tid: 1-2s, længde af dampskjold: 2000/3600*2 = 1,1m

Kørehastighed:

2km/t

Behandlings hastighed:

1000m²/t

Energi forbrug:

Pr. areal = 1840 MJ/ha.

Pr. time = 184 MJ/t

Udgift:

Der fastsættes ikke et konkret krav til hverken anskaffelses eller drift udgifter.

4 Design analyse

Af krav specifikationen er det fastlagt, at systemet til termiskukrudtsbekæmpelse der designes. Er et modul bestående af dampgenerator og dampskjold, herefter betegnet dampmodul. Dampmodul skal kunne monteres i to forskellige typer chassis for brug som manuel fladebehandler eller maskinbåren fladebehandler.

Yderlige komponenter som styring, vandtank og brændstoftank mm. (her efter betegnet sekundære komponenter) designes specifikt til henholdsvis manuel fladebehandler og maskinbåren fladebehandler og vil således ikke være en del af selve dampmodul.

Af hensyn til projektets omfang, er det nødvendigt at konkretisere designet af produktet, til kun at omhandle designet af dampmodul samt belyse mulige valg af sekundære komponenter samt udkast til design af chassis. Endvidere betragtes kun konfigurationen af modul som manuel fladebehandler.

Designet af dampmodul og betragtning af sekundære komponenter opdeles i følgende 4 afsnit med følgende underpunkter:

Afsnit 0 - Grundlæggende konstruktion og sekundære komponenter:

- Grundlæggende konstruktion:
- Energi analyse af dampgenerering.
- Vandtank
- Brændstof:
- Forbrænding af F-gas:
- Brænder:
- Dampgenerator type og design:
- Valg af damp generator:

Afsnit 6.3 - Design af dampgenerator:

- Grundlæggende krav til varmeveksler:
- Varmeveksler generelt:
- Design Plade-finne varmeveksler:
- Analytisk beregning:
- Computer simulering af strømning og varmetransmission
- Del konklusion

Afsnit 7 - Design Dampskjold

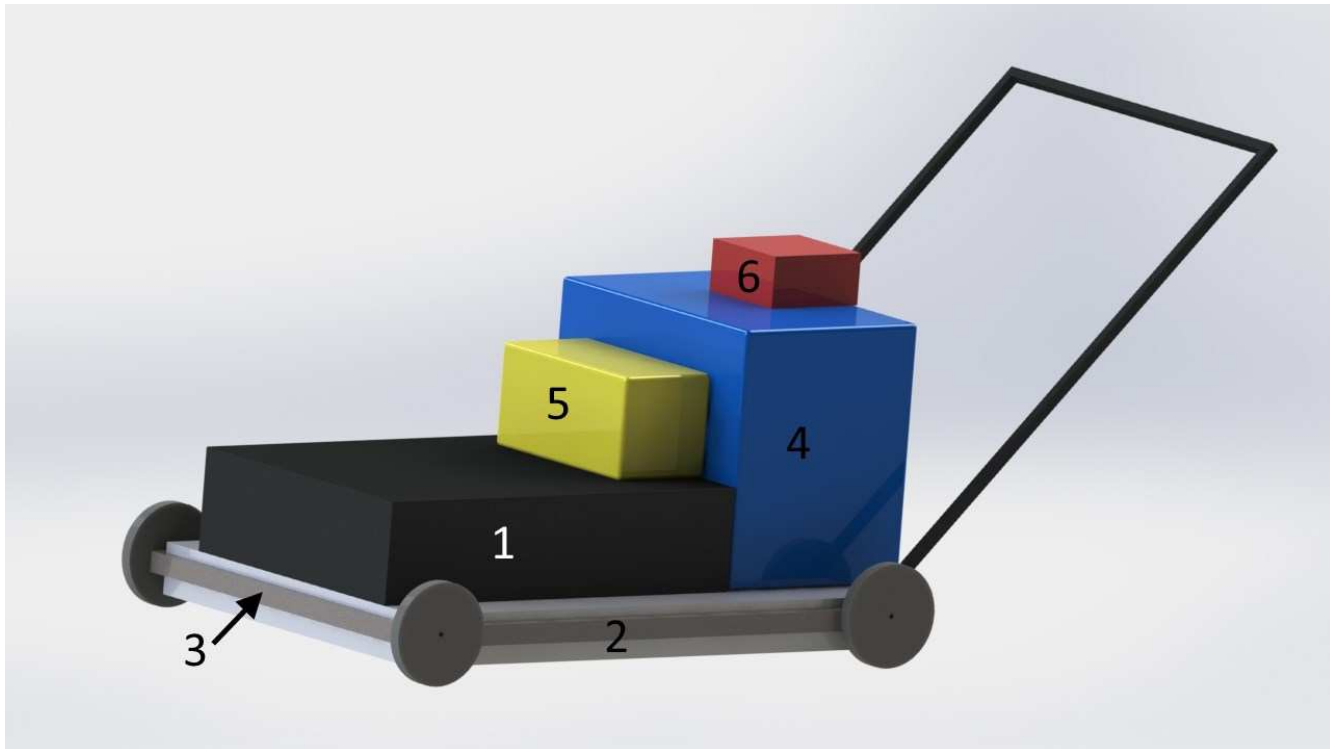
- Flow retning
- Basis design
- **Fejl! Henvissningskilde ikke fundet.**

Afsnit 8 - Endeligt design af dampmodul

5 Grundlæggende konstruktion og sekundære komponenter

5.1 Grundlæggende konstruktion:

I designet af dampmodul arbejdes der med en grundlæggende konstruktion af chassis og sekundære komponenter, for at danne et grundlag for sammenhængen dampmodul indgår i. Et udkast til den grundlæggende konstruktion ses på Figur 6. Det skal bemærkes, at det er et foreløbig udkast til konstruktionen, der vil tilpasses efterhånden som det endelige design af delkomponenterne kendes.



Figur 6 Grund konstruktion: 1 Dampgenerator; 2 Dampskjold; 3 Chassis; 4 Vandtank; 5 Brændstoftank; 6 Styring og batteri

5.2 Energi analyse af dampgenerering.

I afsnit 2.4 er den nødvendige energi tilførsel bestemt til $Q_{tilført} = 1840 \frac{MJ}{ha} = 1,84 \frac{kJ}{m^2}$.

Jf. kravspecifikationen er minimums behandlings arealet $1000 \frac{m^2}{t}$, hvilket medfører en energi tilførsel til dampgenerering på $\dot{Q}_{damp} = 184 \frac{MJ}{t} = 51,1kW$.

Udgangspunktet for damp generering er flydende vand ved 20° C, 1atm tryk.

Der ønskes damp genereret ved et totalt tryk tilsvarende atmosfærisk tryk plus et mindre overtryk for at drive den generede damp til dampskjoldet. Det antages at et overtryk på 10.000Pa er til skrækkeligt. Denne antagelse underbygges ikke videre i denne sammenhæng, men vil være en dimensionerende faktor i forbindelse med design af dampkanaler i dampmodul. De fysiske egenskaber for tilført vand samt genereret damp fremgår af Tabel 1

	Tilført vand, H_2O_l	Genereret damp, H_2O_g
Temperatur	20°C	102°C
Tryk	101.325Pa	111.457Pa

Fase	Væske	Gas
Enthalpy	42,02 kJ/kg	2678,3 kJ/kg

Tabel 1 Fysiske egenskaber for vand og damp [Cengel, Yunus A.; 2006]

Det samlede energi behov for damp generering er således:

$$Q_{damp} = 2636,3 \frac{kJ}{kg}$$

Med baggrund i den tilførte energi $\dot{Q}_{tilført} = 184 \frac{MJ}{t} = 51,1 \text{ kW}$ og energi forbruget til generering af damp $Q_{damp} = 2636,3 \frac{kJ}{kg}$ beregnes den maksimalt genererede damp mængde.

$$\dot{m}_{damp} = 69,8 \frac{kg}{t} = 19,4 \frac{g}{s}$$

5.3 Vandtank

Med baggrund i vandforbruget på $69,8 \frac{l}{t}$ og en minimums driftsperiode på 1 time er den nødvendige minimums volumen af vandtanken $69,8l$.

Det endelige valg af vandtanken behandles ikke videre, da andre komponenters fysiske udformning vil have indflydelse på valget af vandtank.

5.4 Brændstof:

Til drift af dampgeneratoren er der en række mulige brændstoffer. Med baggrund i de typisk valgte brændstoffer til lignende systemer er der udvalgt 2 mulige typer brændstof.

Diesel olie: Fossilt brændstof bestående af kulbrinter der er flydende ved standart betingelserne. Forbrændes til primært CO_2 og H_2O dog med en vis udledning af NO_x samt fine partikler.

F-gas (flaskegas): Fossilt brændstof bestående af kulbrinter (butan-propan blanding), gas fase ved standart betingelserne, opbevares flydende i trykflaske. Forbrændes til primært CO_2 og H_2O med en begrænset udledning af NO_x .

Til udvælgelse af brændstof type, er de vægtet i forhold til en række kriterier. Se bilag 2. resultatet af vægtningen ses i Tabel 2

	Diesel olie	F-gas
Miljø påvirkning, CO2 og partikel forurening	2	4
Pris	4	3
Kompleksitet af brænder	3	5
Pumpe og regulering	3	5
Opbevaring	4	3
Sikkerhed	4	3
Total	20	23

Tabel 2 Resultat af udvælgelse af brændstof

5.4.1 Del konklusion

På baggrund af resultatet af vægtningen arbejdes der mod en løsning baseret på F-gas. Udvalgte egenskaber for F-gas fremgår af Tabel 3

Øvre brændværdi	50MJ/kg (13,95kWh/l) [kosangas.dk]
-----------------	------------------------------------

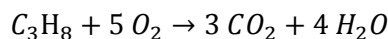
Nedre brændværdi	46.34MJ/kg [Thermodynamics]
Forbrændings produkter	1,59kg H ₂ O + 2,93 CO ₂ pr kg F-gas
Typisk flaske størrelse (F-gas indhold)	10kg, 11kg, 22kg, 33kg.
Temperatur for forbrændingsprodukt ved 10% ilt overskud	ca. 1800°C.

Tabel 3 Udvalgt data for F-gas [Kosangas.dk; 2015]

Det vælges ikke på nuværende tidspunkt hvilken type F-gas flaske der benyttes. Endvidere vil delkomponenter som regulator, slanger, ventiler mm. ikke blive specificeret yderligere.

5.5 Forbrænding af F-gas:

Ved forbrænding af F-gas reagerer F-gas med atmosfærisk ilt O_2 (idet F-gas kun indeholder en lille del butan [kosangas pdf - om f-gas], betragtes F-gas her at bestå af 100% propan). På baggrund af forbrændings produkterne kan mængden af ilt beregnes:



Foruden de direkte reaktanter vil der som følge af atmosfærens sammensætning indgå en række gasser i forbrændingsproduktet, som ikke er direkte relateret til forbrændingen, her er den væsentligste gas nitrogen.

Sammensætningen af atmosfærisk luft vil her forsimples til, at der kun betragtes indholdet af oxygen 21% og nitrogen 79% (volumen), da disse to gasser udgør 99% af atmosfærisk luft.

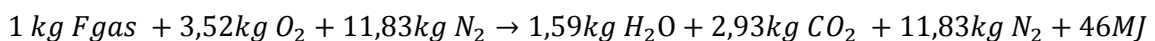
Volumen forholdene kan omregnes til massen forhold:

$$N/O \text{ forhold} = \frac{21\% O_2 \cdot \text{densitet } O_2}{79\% N_2 \cdot \text{densitet } N_2} = \frac{21 \cdot 1,429}{79 \cdot 1,251} = 3,36 \frac{kg N_2}{kg O_2}$$

Massen af nitrogen pr. kg. F-gas beregnes til:

$$N_2 = 3,52kg O_2 \cdot 3,36 N/O \text{ forhold} = 11,83 \frac{kg N_2}{kg Fgas}$$

Ligevægtsligningen for forbrændingen kan da opstilles:



Forbrændingsproduktet består således af:

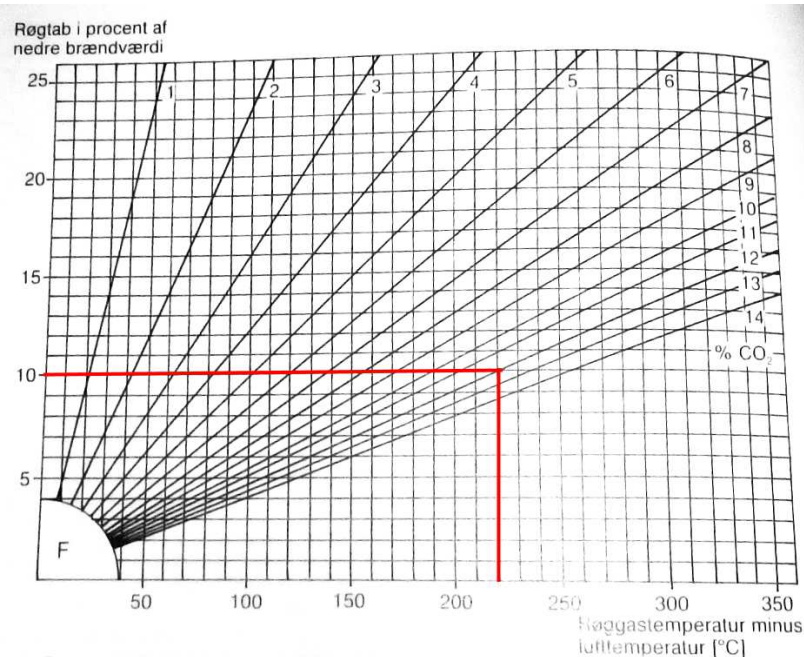
Forbrændings komponent	Sammensætning ved forbrænding af 1kg F-gas	Sammensætning ved forbrænding af 1kg F-gas + 10% ilt overskud
H ₂ O	1,59kg	1,59kg
CO ₂	2,93kg	2,93kg
N ₂	11,83kg	13,01kg
O ₂	0kg	0,35kg
Total	16,35kg	17,88kg

Tabel 4 Sammensætning af FP

5.5.1 Virkningsgrad og tab ved forbrænding af F-gas:

Hvis forbrændingsproduktet FP forlader varmeveksleren ved en højere temperatur end omgivelses temperaturen vil der være et varmetab svarende til, hvis FP køles ned til omgivelses temperaturen. Det antages endvidere at vandindholdet i FP forbliver i dampform, hvorfor den lavere brændværdi anvendes.

Røggas tabet kan da bestemmes ud fra Figur 7 og en volumen% $CO_2 = 13\%VOL$



Figur 7 Røggas tab [Krihaaar.;1993]

For at holde røggas tabet under 10% kan det aflæses ud fra Figur 7, at den maksimale udløbs temperatur af FP er ca. 220° C høje end omgivelser temperatur.

5.5.2 Brændstof forbrug:

Forbruget af F-gas kan beregnes ud fra den tilførte energi til dampgenerering $\dot{Q}_{damp} = 51,1 \text{ kW}$ samt brændværdien for F-gas $= \frac{46 \text{ MJ}}{\text{kg}}$ og virkningsgrad på 90%.

Brændstof forbrug \dot{m}_{F-gas} bestemmes da til:

$$\dot{m}_{F-gas} = \frac{51,1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{46 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} * 0,9} \approx 1,23 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

Masse flowet af FP kan da bestemmes:

$$\dot{m}_{FP} = 17,88 \text{ kg} * 1,23 \frac{\text{g}}{\text{s}} = 21,99 \frac{\text{g}}{\text{s}}$$

5.5.3 Termodynamiske egenskaber for FP:

De termodynamiske egenskaber af FP angivet i Tabel 5 er beregnet som et vægtet gennemsnit af de termodynamiske egenskaber for de 4 gasser FP består af.

FP					
temperatur °C	rho, densitet kg/m ³	Cp, specifik varme J/g*K	k, termisk ledningsevne W/m*k	v, kinematisk viskositet ??	Pr, Prandtl nummer
500	0.472349049	1220.565436	0.055070761	7.58408E-05	0.745578971
1000	0.286800839	1342.119687	0.085987864	0.000172762	0.727139038
1500	0.205921812	1415.865213	0.125189083	0.000297137	0.651129586

Tabel 5 Egenskaber for FP, beregnet ud fra tabel opslag [Cengel, Yunus A.; 2003]

5.6 Brænder:

Brænderens funktion er primært at skabe optimale forhold for en stabil og effektiv forbrænding af F-gas. Der foruden skal brænderen også skabe en trykforskel, via venturi effekten, der driver forbrændings produktet gennem dampgeneratoren.

Den simpleste type brænder, der generer trykforskel ved venturi effekten, er et brændrør. Brændrøret vil foruden pre-mix af F-gas og ilt, fungerer som flammeholder, der styrer flammen ind i dampgeneratoren.

Valg af brænder, vil kræve en større undersøgelse af hvad der eksistere af brændere på markedet og vil ikke blive behandlet videre her.

5.7 Styring:

For opstart og drift af dampmodulet, anvendes der en elektrisk styring der kontrollere tilførsel af vand og brændstof, aktivering af tændings system, nedlukning af system ved vandmangel, afbrydelse af gas tilførsel ved manglende antændelse af gasstrøm, samt nødstop mm. for opfyldelse af maskindirektiv.

Design af styringen falder uden for omfanget af dette projekt.

5.8 Fremdrift system

Af hensyn til betjening af manuel fladebehandler, er det antageligt nødvendigt at der designes et elektrisk eller mekanisk fremdrift system.

Design af fremdrift system falder uden for omfanget af dette projekt.

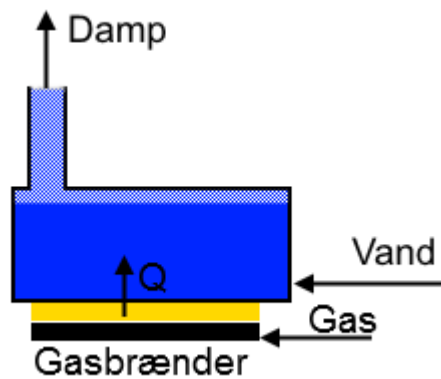
5.9 Dampgenerator type og design:

I dette afsnit vil det blive afdække, hvilke typer dampgeneratorer der er aktuelle at anvende i designet af dampmodulet. De forskellige typer vil blive vægtet i henhold til en række opstillede kriterier, og en dampgenerator type vil blive udvalgt til at danne basis for det videre design.

Dampgeneratorer kan opdeles i 2 typer:

5.9.1 Lukket dampgenererings system:

I et lukket system genereres dampen uden direkte kontakt til varmekilden. Vandet opvarmes og fordampes ved overførsel af termisk energi gennem en varmeveksler fra varmekilden (F-gas brænder) se Figur 8



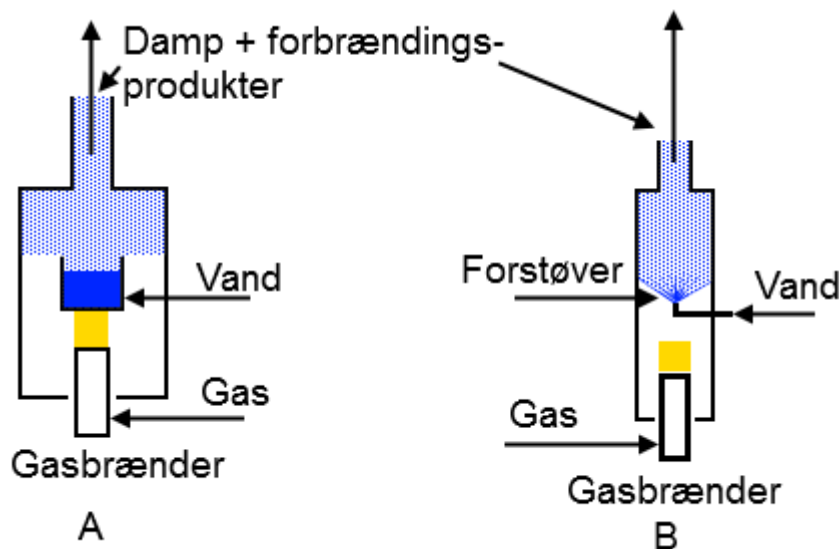
Figur 8 princip skitse af lukket dampgenerator

I det lukkede system betragtes varmeveksleren som værende den primære komponent, der bestemmer systemets effekt og virkningsgrad.

I varmeveksleren overføres den termiske energi fra forbrændingen af F-gas til vandet i systemet, som derved skifter fase til gas fase (damp).

5.9.2 Åbent dampgenererings system:

I et åbent system genereres dampen i direkte kontakt til FP. Dampen generes direkte ved at vand fordampes i en åben beholder, der varmes direkte, eller dampen genereres ved vand forstøves gennem en dyse direkte i brand kammeret. se Figur 9



Figur 9 Princip skitse af åben dampgenerator

Sammensætning af damp og forbrændingsprodukt i åbent system, bestemmes ud fra betragtningen af forbrændingsproduktet på side 29

Forbrændingen resulterer i generering af $12,5 \frac{kg \text{ damp}}{kg \text{ Fgas}}$ ved en virkningsgrad på 90%.

Sammensætningen af damp + forbrænding produkter bestemmes til:

Komponent	H2O	CO2	N2	Total
Masse	14kg	2,93kg	11,83kg	28,76kg
Masse %	48,7%	10,2%	41,1%	100%

Ved anvendelse af åbent dampgenererings system vil ca. 50% af arbejdsmediet være damp, den resulterende del vil primært bestå af nitrogen. Som følge af at nitrogen ikke overfører energi ved faseskift, vil sammensætningen resultere i en reduceret energi overførsels fra arbejdsmediet.

5.10 Valg af damp generator:

For udvælgelse af damp generator er der i Tabel 6 opstillet en række vægtede kriterier, der anvendes til udvælgelse af det mest fordelagtige dampgenerator type. De to typer tildeles en score fra 1 til 10 ud fra en begrundet vurdering i forhold til kriterierne. Denne score ganges med vægtningen (0,1 til 1,0) for at finde den vægtede score.

Kriterier	Beskrivelse	Vægtning 0,1 - 1	Bemærkning
Kompleksitet	Dampgenerator designet vurderes ud fra kompleksiteten af systemet som helhed samt systemets enkelte komponenter. Således vil et simpelt system med få simple komponenter, gerne standart komponenter, få en højere score end en kompleks system eller et system med special komponenter.	0,8	
Effektivitet	Dampgeneratorens potentielle evne til at udnytte energien i F-gas til damp generering.	0,6	
Kvalitet af arbejdsmedie	Sammensætningen af arbejdsmediet vurderes, scoren tilsvaret andelen af damp i arbejdsmediet.	0,5	
Brand/eksplotions risiko	Risikoen for brand eller eksplosions lignende forbrænding ved funktions fejl eller utilsigtet brug vurderes. En høj score repræsenterer en lille risiko.	1	
Vedligehold	Systemets krav til vedligeholdelse samt omfanget af regelmæssig vedligeholdelse skønnes.	0,4	

Tabel 6 Kriterier for udvælgelse af dampgenerator type

Resultatet af udvælgelsen på baggrund af vægtede kriterier er samlet i Tabel 7, baggrunden for scoren i forhold til de enkelte kriterier kan findes i bilag 4

Kriterier	Vægtning	Lukket system vægtet score (score)	Åbent system vægtet scorer (scorer)
Kompleksitet	0,8	4,8 (6)	6,4 (8)
Effektivitet	0,6	4,8 (8)	5,4 (9)
Kvalitet af arbejdsmedie	0,5	5 (10)	2,5 (5)
Brand/eksplotions risiko	1	7 (7)	3 (3)
Vedligehold	0,4	2 (5)	2,8 (7)
Total		23,6	20,1

Tabel 7 Resultat af udvælgelse af dampgenerator type

5.11 Del konklusion

Som resultat af analysen med vægtede kriterier, hvor lukket system opnår en score på 23,6 og åbent på 20,1. Vil en dampgenerator baseret på et lukket system danne basis for det videre design. Den centrale komponent i en lukket dampgenerator er varmeveksleren. Der vil i det følgende blive arbejdet videre med design af denne komponent.

6 Design Dampgenerator

Funktionen af en dampgenerator er at overføre energien fra *FP* til arbejdsmediet H_2O , hvorved der genereres damp. Det er således i varmeveksleren at damp genereringen foregår. Energi forbrugt til generering af damp er beregnet i afsnit 5.2 til:

$$\dot{Q}_{damp} = 51,1kW$$

6.1 Grundlæggende krav til varmeveksler:

For varmeveksleren er anvendelig skal den opfylde en række krav både til specifik evne til at overfører termisk energi, her betegnet primære krav, samt en række krav til generel anvendelse, her betegnet sekundære krav.

6.1.1 Primære krav:

- Overførsel af 51,1kW til damp generering.
- Skal kunne håndterer H_2O både som væske og gas.
- Afkøle *FP* til minimum 220°C over omgivelses temperaturen.

6.1.2 Sekundære krav:

- Modstå korrosion som følge af kemisk påvirkning fra H_2O samt *FP*
- Fungerer under dynamiske flytninger og drejninger i rummet som følge af maskinens bevægelser under drift (omfang ikke specificeret)
- Minimal vedligeholdelse.
- Sikkerhed mod brand og eksplosions fare.

I designfasen af dampgeneratoren reduceres de grundlæggende krav til varmeveksleren til kun, at omhandle de primære krav. Et endeligt design vil dog ligeledes skulle opfylde de sekundære krav.

6.2 Varmeveksler generelt:

En varmeveksler er en komponent til overførsel af termisk energi fra et varmt medie, i dette tilfælde forbrændingsproduktet fra en gasbrænder, til et koldt medie, i dette tilfælde arbejdsmediet H_2O . Energi overførslen foregår gennem en solid adskillelse af de to medier. Således energien overføres fra det varme medie til den solide adskillelse, ved konvektion. I den solide adskillelse overføres den termiske energi ved varmeledning, inden energien overføres til det kolde medie ved konvektion.

6.2.1 Varmeveksler typer:

Varmeveksler kan opdeles i to hovedtyper, efter den indbyrdes retningen på strømmingen af de to medier.

Parallelt strømnings varmeveksler: De to medier bevæger sig samme vej gennem varmeveksleren, således af det varme medie ledes ind i samme ende af varmeveksleren som det kolde medie. Derved vil den største termiske differens være ved indløbet i varmeveksleren og mod udløbet vil de to medier bevæge sig mod termisk ligevægt som gennemsnit af de to mediers termiske energi.

Modsat strømnings varmeveksler: De to medier ledes gennem varmeveksleren i modsat retning, således at det varme medie har indløb ved det kolde medies udløb. Der vil igennem varmeveksleren være en ensartet termisk differens igennem varmeveksleren. Ved udløb vil det varme medie gå mod ligevægt med det kolde medies indløbs temperatur og ligeledes vil udløbs temperaturen på det kolde medie gå mod ligevægt med det varme mediets indløbs temperatur.

Andre typer: Foruden parallel- og modsat strømnings typerne, findes kryds strømnings typen, hvor de to medier ledes på kryds af hinanden gennem varmeveksleren.

6.2.2 Valg af type varmeveksler:

Da det kan vises at modsat-strømnings varmeveksleren giver mulighed for den største totale varme overførsel [Cengel, Yunus A.; 2003] og samtidig giver den største temperatur reduktion af FP, er modsat-strømnings varmeveksler typen det oplagte valg at tage udgangspunkt i til dette system.

6.2.2.1 Dimensionerende parametre:

Den dimensionerende parametre i varmeveksleren, er dens evne til overførsel af termisk energi. I afsnit?? er den nødvendige energi overførsel gennem varmeveksleren til generering af damp beregnet til:

$$\dot{Q}_{damp} = 51,1kW$$

Strømningen gennem varmeveksleren er bestemt i afsnit 5.3 og afsnit 5.5.2 til:

$$\dot{m}_{H_2O} = 19,4 \frac{g}{s} ; \dot{m}_{FP} = 21,9 \frac{g}{s}$$

Overførslen af termisk energi kan beskrives ved Newtons Lov om køling som:

$$\begin{aligned} \dot{q} &= h(T_s - T_\infty) \\ \text{eller} \\ \dot{Q} &= h * A * (T_s - T_\infty) \end{aligned}$$

Hvor h er mediets konvektions koefficienten, der betegner mediernes evne til at overfører energi ved konvektion. T_s er temperaturen på omgivelserne (den solide adskillelse) og T_∞ er temperaturen på mediet. Typiske værdier af h findes i Tabel 8:

Fri konvektion	$Gas = 2 - 25 \frac{W}{m^2 * K}$	$Væsker = 50 - 1.000 \frac{W}{m^2 * K}$
Tvungen konvektion	$Gas = 25 - 250 \frac{W}{m^2 * K}$	$Væsker = 100 - 20.000 \frac{W}{m^2 * K}$
Konvektion med faseskift	$2.500 - 100.000 \frac{W}{m^2 * K}$	

Tabel 8 Typiske værdier for konvektions koefficienter [Cengel, Yunus A.; 2003]

Som det fremgår af Tabel 8 er konvektions koefficienten mindst en faktor 10 større for konvektion med faseskift end tvungen konvektion for gas. Derfor må gas siden af varmeveksleren være dimensionerende for af varmevekslerens areal.

Et estimat på overfladen af varmeveksleren, er beregnes ved at estimerer værdien af $h_{FP} = 50 \frac{W}{m^2 * K}$, $T_\infty = \frac{T_{s,max} - T_{s,min}}{2} = 850^\circ C$ (gennemsnits temperatur for FP gennem varmeveksleren) og $T_s = 100^\circ C$:

$$\dot{q} = 50(850 - 100) = \frac{37,5kW}{m^2}$$

$$A_{FP} = \frac{1}{37,5kW} \cdot 51,1kW \approx 1,4m^2$$

For at opnå et optimalt design af varmeveksleren, er det fordelagtigt, at den termiske ledningsevne

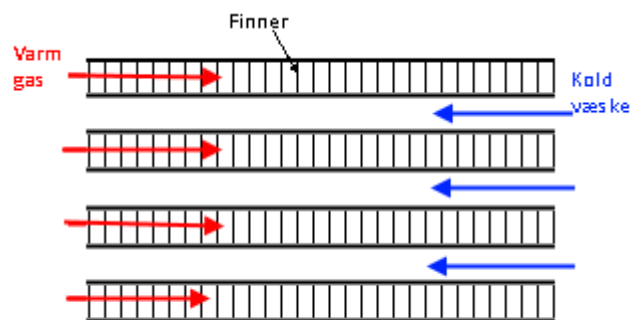
$h \cdot A$ på begge siden af varmevekslerens solide adskillelse er tilnærmelsesvis ens [Ramesh K Shah; 2003]:

$$h_{H_2O} \cdot A_{H_2O} \approx h_{FP} \cdot A_{FP}$$

Dette kan opnås med differentieret geometri på de to siden af den solide adskillelse. Til dette formål er særligt Plade-finne varmeveksler velegnet (eng. Plate-Fin Heat Exchangers) [Ramesh K Shah; 2003]. På baggrund her af, vælges det at arbejde videre med Plade-finne varmeveksler typen.

6.2.3 Plade-finne varmeveksler:

Plade-finne varmeveksler bestående enten af plader forsynet med finner for at øge overflade arealet eller glatte plader i kontakt med en korrugeret plade, der fungerer som forlænget overflade. Disse plader kan være placeret i lag, således det danner en sandwich konstruktion med plader med mellemrum der skiftevis leder de to medier.



6.3 Design Plade-finne varmeveksler:

Designet af varmeveksleren vil tage udgangspunkt i basis designet beskrevet i afsnit 6.3.1. I afsnittet Analytisk beregning bliver det beregnet, om basis designet opfylder kravene til varme overførsel fra *FP* til dampgenerering. Efterfølgende tilpasses basis designet i overensstemmelse med den analytiske beregning.

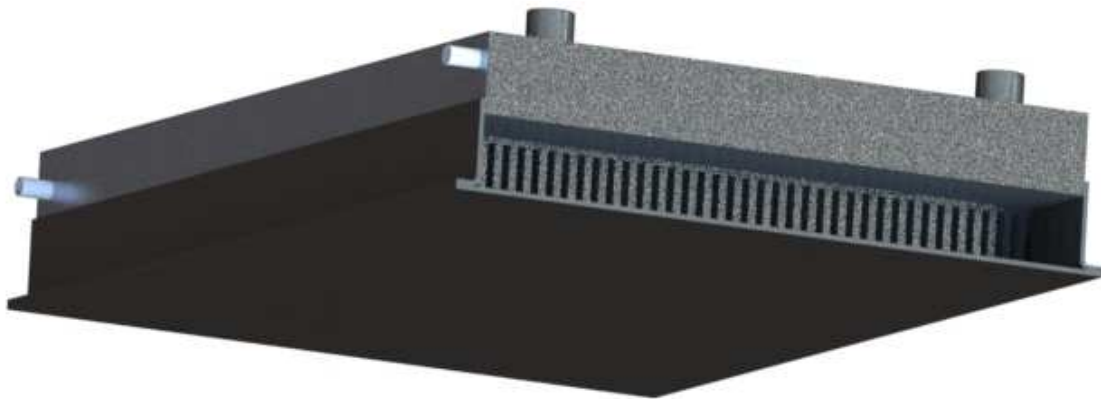
Den analytiske beregning vil i afsnittet Computer simulering, blive underbygget af en simulering af flow og varmeledning i softwaren SolidWorks Flow Simulation.

6.3.1 Basis design:

Basis designet er udviklet til på simpleste måde, at skabe en Plade-finne varmeveksler, med et overflade areal på $1,4m^2$ ved en finne effektivitet på 0,6.

Basis designet er opbygget omkring et ekstruderet aluminiums profil fra Fischer Elektronik, hvorigennem selve varmeoverførslen antages at foregår. Profilet er illustreret på Figur 12, primære geometriske informationer findes i Tabel 9.

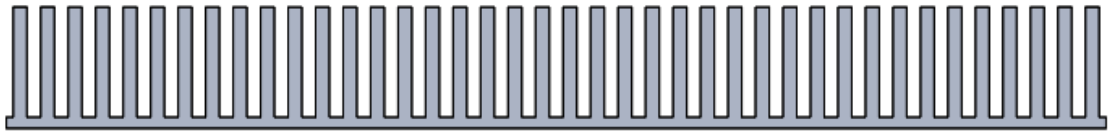
Basis designet er illustreret på Figur 10 og Figur 11. En mere omfattende beskrivelse af basis designet er tilgængelig i bilag 4



Figur 10 Basis design af varmeveksler, snittet på længde retningen.



Figur 11 Adskilt illustration af basis design



Figur 12 Ekstruderet aluminiumsprofil

Længde	$L = 0,5m$
Brede	$b = 0,4m$
Højde	$h = 0,4$
Højde finner	$h_f = 0,04m$
Brede finner	$b_f = 0,005m$
Brede mellem finner	$b_{mf} = 0,005m$
Tykkelse base	$t_{base} = 0,005m$
Materiale	Aluminium 6063 T4

Tabel 9 Geometriske oplysninger om aluminiums profil

6.4 Analytisk beregning:

For at validere basis designets funktionalitet som varmeveksler, er der i det følgende, foretaget en analytisk beregning af basis designet.

6.4.1 LMTD metoden:

Til design af varmeveksleren anvendes LMTD metoden (eng. Log Mean Temperatur Differens Method) frem for en gennemsnits temperatur betragtning, da LMTD metoden giver et mere præcist resultat [Cengel, Yunus A.; 2003].

Ved LMTD metoden, anvendes LMTD som substitution for gennemsnits temperaturen i analysen af varmeveksleren. Således at Newtons lov om køling skrives som:

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_{lm}$$

$$T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Hvor \dot{Q} er varmeoverførselen, her beregnet til $\dot{Q} = 51,1kW$, U er den totale varmeoverførsels koefficient og er givet ved: $\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{H_2O} \cdot A_{H_2O}} + R_{væg} + \frac{1}{h_{fp} \cdot A_{fp}}$ eller ved antagelse af at $R_{væg}$ er tilpas lav til den kan ignoreres $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{fp}} + \frac{1}{h_{H_2O}}$. A er det karakteristiske Areal af varmeveksleren, ΔT_1 er temperatur differensen mellem den kolde og varme fluid ved indløbet og ΔT_2 er temperatur differensen mellem den kolde og varme fluid ved udløbet.

Det kan således opstilles 3 styrende parametre, der i dette tilfælde, kan varieres for at opnå den ønske effekt af varmeveksleren. De 3 parametre er:

- Udløbstemperaturen af *FP*, der ved højere temperatur vil medføre en højere ΔT_{in} og derved også en højere varmeoverførsel, på bekostning af en lavere virkningsgrad.
- Den totale varmeoverførsels koefficient *U*, der er givet ud fra konvektions koefficienterne for henholdsvis gas og væske siden.
- Arealet af varmeoverførsels fladen i varmeveksleren.

6.4.2 Opdeling af varmeveksler

Da varmevekslerens to sider, kan betragtes uafhængigt af hinanden, opdeles analysen i to dele:

Del 1 - væske siden, hvor varmeoverførsels koefficienten ved faseskift af vand bestemmes.

Del 2- gas siden, hvor varmeoverførsels koefficienten for *FP* bestemmes.

6.4.3 Analytisk beregning varmeveksler del 1 - væske side:

På væske siden af varmeveksleren, overføres varme fra den solide adskillelse i varmeveksleren til vandet i varmeveksleren, hvorved dette opvarmes og skifter fase til gas fase (damp). Dampen ledes ud af varmeveksleren og videre til dampskjoldet.

Formålet med den analytiske beregning af væskesiden er, at bestemme om den teoretisk maksimale varmeoverførsel ved faseskift er tilstrækkelig, samt bestemmelse af overflade temperaturen på den solide adskillelse.

Den maksimale varmeoverførsel kan bestemmes ved [Cengel, Yunus A.; 2003]:

$$q_{v,max} = C_{cr} * h_{fg} (\sigma * g * \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v))^{1/4}$$

$$\dot{q}_{v,max} = 0,15 * 2257 (0,0589 * 9,81 * 0,5978^2 (957,9 - 0,5978))^{1/4} = 1269,4 \frac{kW}{m^2}$$

Arealet $A_v = 0,2 m^2$ og den nødvendige energioverførsel for generering af den ønskede mængde damp er $\dot{Q}_{damp} = 51,1 kW$.

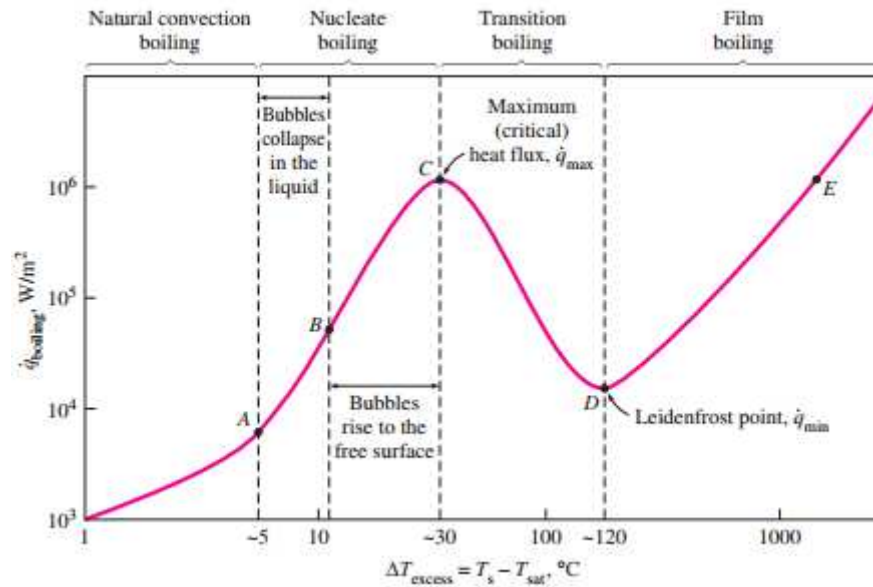
Udnyttelses procenten η_v af den maksimale overførsel kapacitet kan da bestemmes ved:

$$\eta_v = \frac{\frac{Q_{total}}{A_v}}{q_{v,max}} * 100 = \frac{\frac{51,1 kW}{0,2 m^2}}{1269,4 \frac{kW}{m^2}} * 100 = 20,1\%$$

Det er derved vist, at der kan overføres ca. $5 * \dot{Q}_{damp}$ ved faseskift på væskesiden og den øvre varmeoverførsels koefficient er $\dot{q}_{v,max} = 1269,4 \frac{kW}{m^2}$.

Overflade temperaturen på den solide adskillelse, estimeres på baggrund af kogekurven for vand vist på Figur 13

Idet $q_{v,max}$ findes ved punkt $C \approx 130^\circ C$, vil overfladetemperaturen ved en varmeoverførsel lavere end $q_{v,max}$ være lavere end $130^\circ C$. Det antages derfor, at den maksimale overflade temperatur $T_{s,v,max} = 130^\circ C$.



Figur 13 Kogekurve for vand ved 1 atm [Cengel, Yunus A.; 2003]

6.4.4 Analytisk beregning varmeveksler del 2 - gas side:

På gas siden overføres varme fra FP til den solide adskillelse. For at bestemme varmeoverførslen, beregnes den totale varmeoverførsels koefficient U_{FP} for gas siden af varmeveksleren.

6.4.4.1 Den totale varmeoverførsels koefficient U

Den Totale varmeoverførsels koefficient U indeholder komponenter for konvektion på både gas og væske siden samt termisk modstand i vægen. I tilfælde af, at den termiske modstand i vægen er lille $R_{væg} \approx 0$ kan denne ignoreres.

Det antages her, at vægen er 5mm tyk og konstrueret af aluminium med $k_{aluminium} = \frac{200W}{m \cdot K}$ således kan $R_{væg}$ beregnes til:

$$R_{væg} = \frac{L}{k} * A = \frac{0,005}{200} * 1 = 0,000025 \sim 0$$

På baggrund af $R_{væg}$ kan negligeres, kan U opstilles som:

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_{H_2O}} + \frac{1}{h_{FP}}$$

I tilfælde at der er stor forskel på de to konvektions faktorer, vil U være domineret af den mindste konvektions faktor [Cengel, Yunus A.; 2003].

Af Tabel 8 fremgår det, at der er mindst en faktor 10 i forskel mellem konvektion faktor for tvungen konvektion af gas $25 - 250 \frac{W}{m^2 \cdot K}$ og konvektion med faseskift $2500 - 100.000 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Således antages det at $h_{h_2o} \gg h_{fp}$ og U kan således betragtes som:

$$U \approx h_{FP}$$

6.4.4.2 Konvektions faktor h_{FP}

Konvektions faktoren h_{FP} , kan beregnes ud fra Nusselt nummer Nu:

$$Nu = h \cdot \frac{L_c}{k}$$

$$h_{FP} = Nu_{FP} \cdot \frac{k_{FP}}{L_c}$$

Hvor k_{FP} er den termiske ledningsevne for FP og L_c er den karakteristiske længde. Nu er en dimensionsløs koefficient der beskriver forholdet mellem varmeledning og konvektion. Bestemmelse af Nu er afhængig af en række parametre, forbundet med det fysiske design af varmeveksleren. I Basis designet antages det, at FP strømmer langs finnerne og indeslutningen af profilet bevirker, at gassens strømning kan betragtes som strømning igennem et rektangulært profil med højden $h_f = 0,04m$ og bredden $b_{mf} = 0,005m$:

For bestemmelse af varmeoverførslen er det essentielt at kende om flowet er laminart eller turbulent. Dette bestemmes ved beregning af Reynolds nummer, Re , hvor Re for strømninger i et rør er defineret som [Cengel, Yunus A.; 2003]:

$$Re = \frac{V_m D_h}{\nu}$$

Hvor V_m er gennemsnits hastigheden for fluiden, D_h er den hydrauliske diameter og ν er den kinematiske viskositet for fluiden. D_h og V_m findes som [Cengel, Yunus A.; 2003]:

$$D_h = \frac{2 * b_{mf} * h_f}{b_{mf} + h_f}$$

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho * A_c}$$

Hvor A_c er arealet af snitfladen af og ρ er densiteten. Hvorved V_m og Re beregnes til:

$$V_m = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_c} = \frac{0,0219 \frac{kg}{s}}{0,2059 \frac{kg}{m^3} \cdot 8 \cdot 10^{-3} m^2} = 13,34 \frac{m}{s}$$

$$Re = V_m \cdot \frac{D_h}{\nu} = 13,34 \frac{m}{s} \cdot \frac{0,0088 m}{2,971 \cdot 10^{-4} \frac{m^2}{s}} = 399,41$$

Ud fra Re kan strømningens karakteren bestemmes ved hjælp af følgende [Cengel, Yunus A.; 2003]

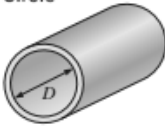
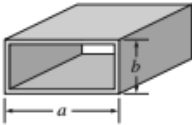
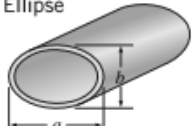

$$\begin{aligned} Re < 2300 &= \text{Laminart flow} \\ 2300 < Re &\leq \text{transient flow} \\ Re > 10.000 &= \text{Turbulent flow} \end{aligned}$$

Således kan følgende karakteristik for strømningen gennem varmeveksleren opstilles:

Strømningstype = Laminart strømning i lukket kanal med konstant overflade temperatur:

For fuldt udviklet laminart strømning i lukket kanal med konstant overflade temperatur, kan Nu findes i Figur 14 I det at $\frac{a}{b} = \frac{b}{h} = 8$.

Nusselt number and friction factor for fully developed laminar flow in tubes of various cross sections ($D_h = 4A_c/p$, $Re = \rho V_m D_h/\mu$, and $Nu = hD_h/k$)

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triangle 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

Figur 14 Nussels nummer og friktions koefficient for fuldt udviklet laminart flow [Cengel, Yunus A.; 2003]

Nu for den fuldt udviklede laminare strømning bestemmes således til minimum:

$$Nu = 5,6$$

Den laminare strømning, udvikles gennem varmeveksleren, men vil først være fuldt udviklet efter:

$$L_{t,laminar} = 0,05 * Re * D_h * Pr = 0,05 * 399,41 * 0,0088 \text{ m} * 0,6511 = 0,17 \text{ m}$$

Med baggrund i $L_{t,laminar} = 0,17\text{m}$ er ca. $\frac{1}{3}$ af $L = 0,5\text{m}$, er $Nu = 5,6$ en konservativt beregning af Nu . I indløbsfasen, inden den laminare strømning er fuldt udviklet, må det antages, at der forekommer en højere varmeoverførsel [Cengel, Yunus A.; 2003].

Ud fra Nu kan konvektions koefficienten h_{FP} bestemmes:

$$h_{FP} = Nu_m * \frac{k_{FP}}{D_h} = 78,87 \frac{W}{m^2 * K}$$

6.4.4.3 Overflade areal af gas siden A_{FP}

Overflade arealet af varmevekslerens gas side A_{FP} kan bestemmes ud fra arealet af aluminiums profilets base samt arealet af finnerne vægtet med hensyn til finne virkningsgraden η_{fin} [Cengel, Yunus A.; 2003]:

$$A_{FP} = A_{FP-base} + \eta_{fin} * A_{FP-fin}$$

Hvor $A_{FP-base}$ er arealet af aluminiumsprofilen uden finner, A_{FP-fin} er overflade arealet af finnerne og η_{fin} bestemmes som:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh(a * L)}{a * L} = 0,91$$

Hvor $a = \left(\frac{h_{FP} * p}{A_{c,fin} * k}\right)^{\frac{1}{2}} = \left(\frac{72,39 * 1,008}{0,002 * 200}\right)^{\frac{1}{2}} = 13,5$, $L = 0,04 \text{ mm}$. Arealet er da givet ved:

$$A_{FP} = A_{FP-base} + \eta_{fin} * A_{FP-fin} = 0,1 \text{ m}^2 + 0,91 * 1,6 \text{ m}^2 = 1,556 \text{ m}^2$$

6.4.4.4 Udløbstemperatur af FP

Ud fra h_{FP} , A_{FP} og \dot{Q}_{damp} samt de tre kendte ind- og udløbs temperatur $T_{H_2O-i} = 100^\circ \text{ C}$; $T_{H_2O-u} = 100^\circ \text{ C}$; $T_{FP-i} = 1800^\circ \text{ C}$. bestemmes udløbstemperaturen for FP fra varmeveksleren:

$$T_{ln} = \frac{\dot{Q}}{h_{FP} * A_{FP}} = \frac{(T_{H_2O-i} - T_{FP-u}) - (T_{H_2O-u} - T_{FP-i})}{\ln\left(\frac{(T_{H_2O-i} - T_{FP-u})}{(T_{H_2O-u} - T_{FP-i})}\right)}$$

Ved isolering af T_{FP-u} kan udløbstemperaturen for FP bestemmes:

$$T_{FP-u} = 130,8^\circ \text{ C}$$

Det er således vist at T_{FP-u} er under grænsen angivet i afsnit 5.5.1 på 220° C , hvorved røggas tabet holdes under 10%.

6.4.5 Delkonklusion

Det kan konstateres, at på baggrund af en konservativ analytisk beregning, at Basis designet opfylder kravene til varme overførsel og er derved et fungerende design for varmeveksleren.

For videre verificering af designet, underlægges dette en computer simulering i afsnit 6.5

6.5 Computer simulering af strømning og varmetransmission

For at understøtte den analytiske beregning af varmevekslerens effektivitet, udføres der CFD (Computer Fluid Dynamics) analyse på varmeveksleren, kombineret med analyse af termisk ledning i solider. Simuleringen udføres med softwaren SolidWorks Flow Simulations (SWFS), på baggrund af CAD modeleret i SolidWorks (SW).

Simuleringen af varmeveksleren opdeles i en række trin:

6.5.1 Pre beregning:

Før beregningen defineres en række faktorer, der definerer hvordan simuleringen interagerer med CAD modellen, egenskaberne for overflader i modellen, egenskaber for solider og fluider i modellen samt nøjagtigheden af beregningerne. De enkelte parametre er nærmere beskrevet her under:

6.5.1.1 Definerings af beregningsdomæne:

Varmeveksleren modelleres i CAD software Solidworks. Modellens ydre afgrænser beregningsdomæne.

Beregningsdomænet diskretiseres med SWFS mesh configuration med funktionen Advanced narrow channel refinement aktiveret, hvilket giver mulighed for yderlig mesh forfining i smalle kanaler.

Simuleringen køres et antal gange, med for hver gang øget mesh forfining på 1,5. mesh forfiningen stoppes ved en differens mellem aktuelle og sidste kørsel på max 2% på alle primære parametre.

6.5.1.2 Fluid samt solid egenskaber defineres.

Fluiden er defineret som en bruger defineret gas med egenskaberne beregnet for FP gengivet i Tabel 5.

Aluminiumsprofilet er som solid defineret som metal - Aluminium der er det materiale i SW's fysikdatabase som kommer nærmest de fysiske egenskaber, særligt inden for varmeledning, for legeringen 6060 T4, som profilet antages fremstillet af.

6.5.1.3 Grænsebetingelser:

Grænsebetingelserne for systemet defineres i henhold til de kendte fysiske parametre.

Indløbet for FP, defineres som en masse strømning med 0,0219kg/s turbulent strømning af bruger defineret fluid FP ved 2073K.

Udløbsåbningen for FP defineres som atmosfærisk tryk (103025Pa, 293K).

Endelig defineres væskesiden af aluminiumsprofilet som en *outer wall*. Hvorved en overfladetemperatur samt en varmeoverførsel kan defineres. Varmeoverførslen er defineret som $1000 \frac{kW}{m^2}$ og overflade temperaturen som $403K \cong 130^\circ C$. Alle resterende overflader i varmeveksleren, defineres som ideel væg (*ideal wall*) uden varmlledning.

6.5.1.4 Mål for beregning - Goals

Der defineres en række *Goals* (mål) for simuleringen, der definerer kriterier for afslutning af simulering, således er konvergens for Goal - parametrene kriterier for afslutning af simulering. Goal - parametrene betegnes her *primære parametre* og er angivet i Tabel 10

Flade	Volumen	Parameter
Aluminiumsprofil væskeside		Heat Transfer Rate
Lid 5 - FP udløb		AVG. fluid temperature
	Aluminiums profil	Max solid temperature

Tabel 10 Primære parametre for simulering

6.5.2 Beregning

Beregningen forløber automatisk og stoppes automatisk når de primære parametre konvergerer.

6.5.3 Resultat behandling

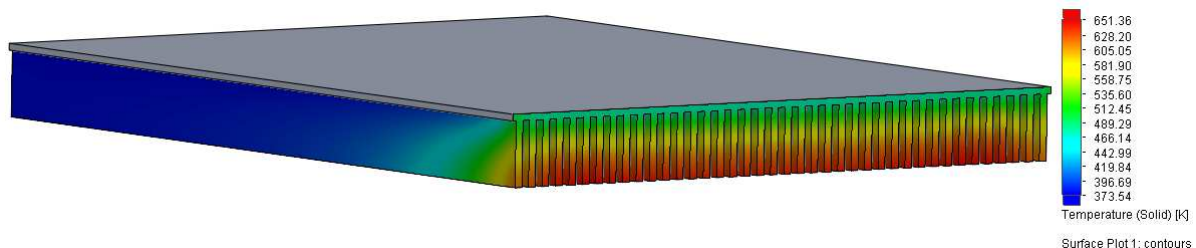
Resultatet af simuleringen samt resultatet af den analytiske beregning sammenholdes i Tabel 11:

Computer simulering					
Goal Name	Enhed	Computer simulering Value	Analytisk beregning	Differens	Differens i %
SG Av Temperature (Fluid) 1 (FP Udløbs temperatur)	[K]	423.45	401 (128,25° C)	22,45	5,3%
SG Heat Transfer Rate 1 (Varmeoverførsel gennem varmeveksler)	[W]	49867.66	51,1*10 ³ [Antaget]	1233	2,5%
VG Max Temperature (Solid) 1	[K]	651.20	-	-	-

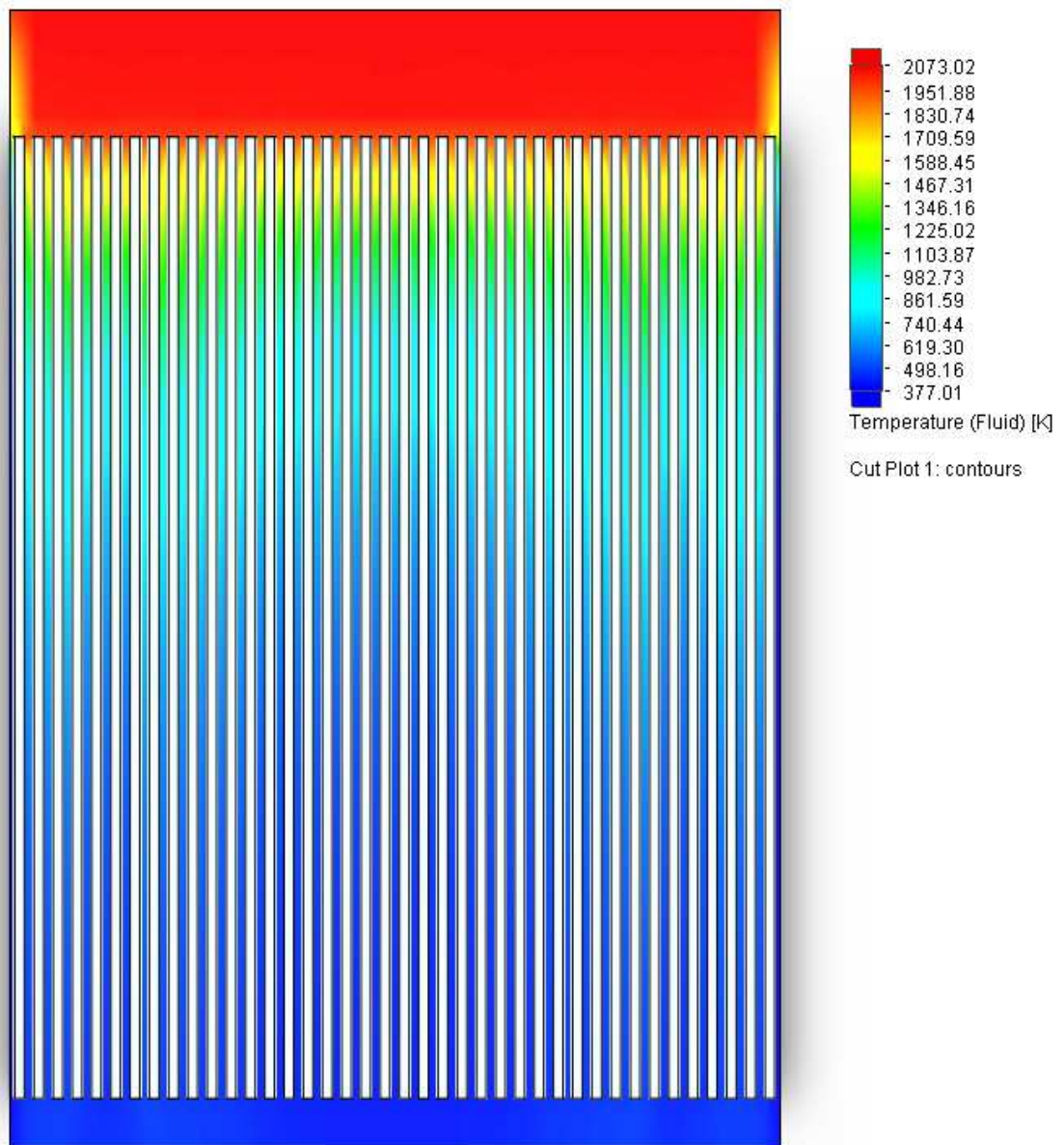
Tabel 11 Resultat af computer simulering og analytisk beregning

Det fremgår af Tabel 11, at der er en differens mellem den analytiske beregning og computer simuleringen ved beregning af udløbstemperaturen af *FP* på 5,3%. Computer simuleringen forudsiger således en udløbs temperatur der er 22,45K højere end den analytiske beregning. Endvidere viser computer simuleringen en varmeoverførsel gennem den solide adskillelse på 49867,66W i modsætning til beregnings parameteren i den analytiske beregning på 51,1kW. Således en differens på 2,5%. Et plot af temperaturen af *FP* gennem varmeveksleren er vist på Figur 16.

Af computer simuleringen fremgår det endvidere at den maksimale temperatur i det ekstruderede aluminiums profil er 651,20K (ca. 378°C), hvorved profilet ikke opvarmes til temperaturer højere end materialet tillader. Et plot af opvarmningen af profilet er vist i Figur 15



Figur 15 Plot af overflade temperaturen af aluminiums profilet i varmeveksleren.



Figur 16 plot af temperaturen af FP gennem varmeveksleren

6.5.4 Fejlkilder

Både den analytiske beregning samt computer simuleringen indeholder en række fejlkilder, der kan være årsag til uoverensstemmelsen mellem de to beregningen.

6.5.4.1 Fejlkilder analytisk beregning:

- Utilstrækkelig nøjagtighed af termodynamiske parametre for FP
- Beregning af konvektions koefficienten h_{fp} på baggrund af FP ved 1500° C.
- Forsimpling af varmeveksler til et antal rektangulære rør.
- For lav temperatur på væskesiden

6.5.4.2 Fejlkilder Computer simulering

- Utilstrækkelig nøjagtighed af termodynamiske parametre for FP
- Forkert indløbs temperatur af FP
- for høj temperatur på væskesiden

- utilstrækkelig mesh forfining.

6.6 Del konklusion

Der er udført analytisk beregning såvel som computer simulering af varme overførslen i basis designet for varmeveksleren. Der optræder mindre differencer i resultatet af de to beregnings metoder. Dog ligger resultatet for begge beregningen inden for et acceptabelt kriterium, med en udløbs temperatur på under 200K over omgivelses temperatur, hvorved røggas tabet holdes under 10% ved en varmeoverførsel på 51,1kW.

På baggrund af beregningerne, antages basis designet, at være fungerende som dampgenerator.

7 Design Dampskjold

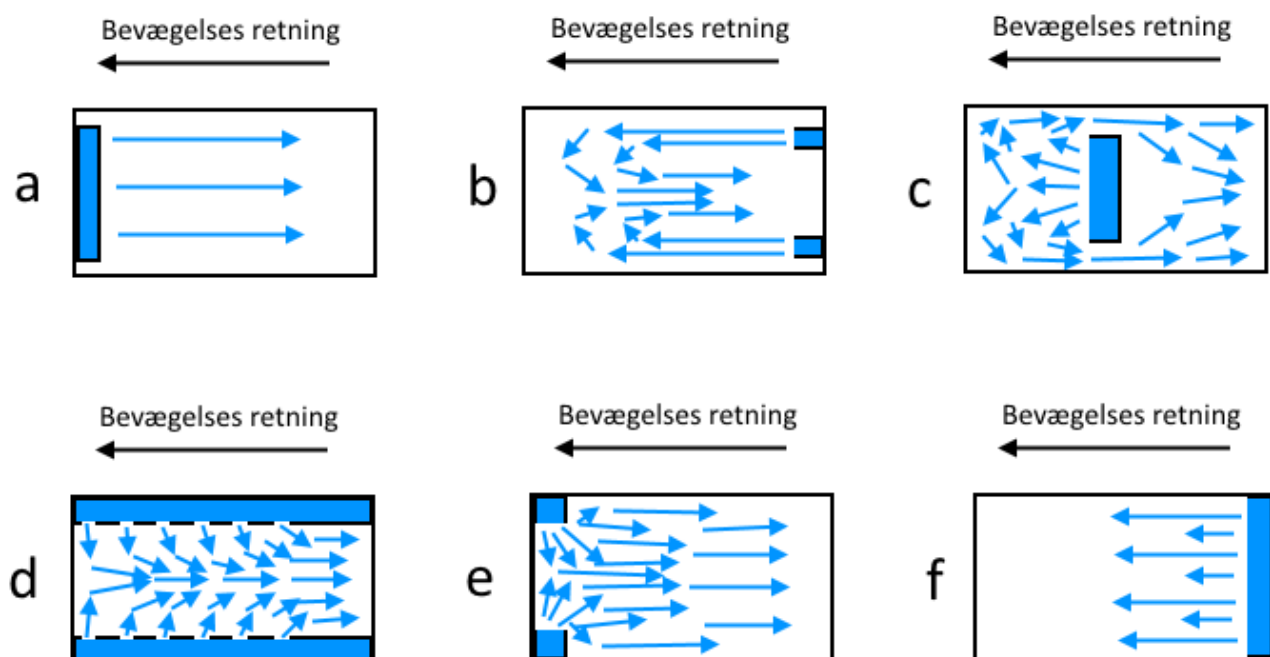
Dampskjoldets formål er at indeslutte den generede damp i et afgrænset rum, således dampen kun er i kontakt med dampskjoldet og behandlingsoverfladen. I praksis er det ikke muligt at lade dampskjoldet slutte tæt med behandlingsoverfladen, idet dampskjoldet er i bevægelse over fladen, og da behandlingsfladen i praksis ikke er plan, men kan have forhøjninger (fliser der tander, løse sten mm.) eller fordybninger (revner mellem fliser, huller, riste mm.). Der vil således være en vis mængde damp, der undslipper dampskjoldet og således udgør et tab.

For at minimere tabet fra damp, der undslipper dampskjoldet, forsynes dampskjoldet med et fleksibelt skørt, enten i form af gummi lameller eller bløde koste. Af hensyn til projektets omfang er det ikke muligt at gå i dybden med denne del af dampskjoldet. Det antages dog af hensyn til videre beregninger, at dampskjoldet er forsynet med et skørt med en tæthed, der tilsvare en frigang mellem dampskjoldet og behandlingsoverfladen på 5mm.

7.1 Flow retning

Dampskjoldets fremadrettede bevægelse over behandlings fladen vil medføre, at dampen indesluttet af dampskjoldet vil blive trukket bag ud i forhold til dampskjoldet, som følge af overflade friktion med behandlings fladen. Et dampindløb i den forreste del af dampskjoldet vil derfor medføre, at dampen bliver fordelt under dampskjoldet. som vist på Figur 17. Denne opbygning af dampskjoldet er den typisk anvendte på maskiner til termisk ukrudtsbekæmpelse med damp.

Der er dog en række alternative muligheder for design af dampskjoldet og retningen for damp flowet, hvor af et udsnit er skitseret på Figur 17



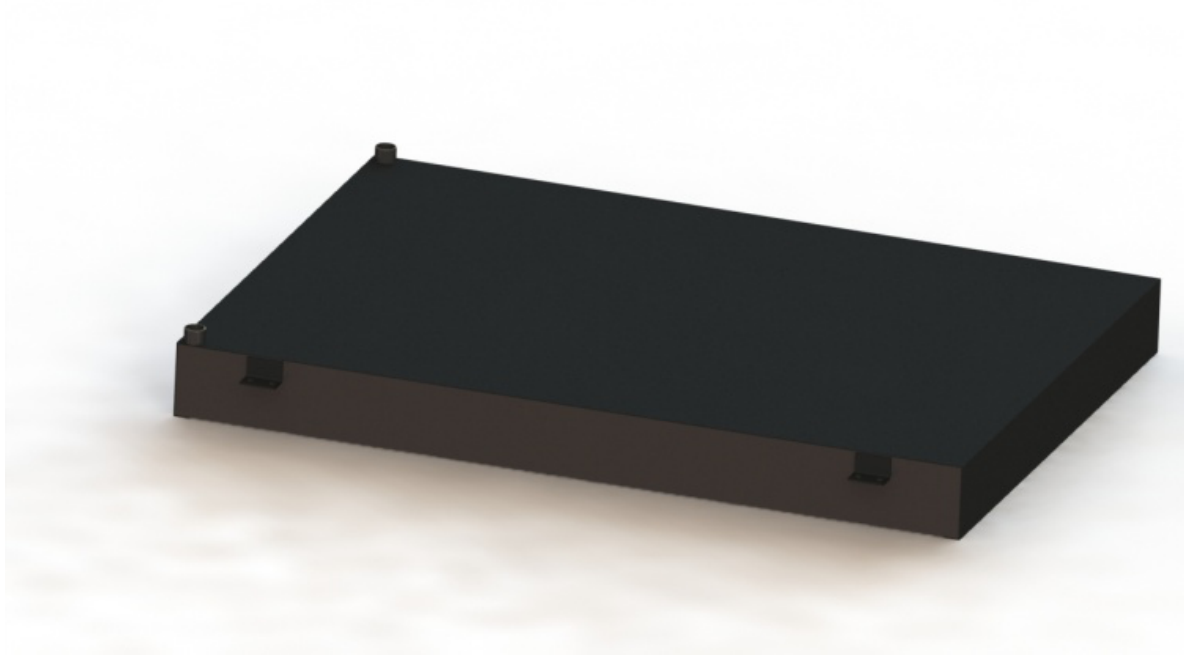
Figur 17 Mulige dampskjold konfigurationer: a - indløb forrest i dampskjoldet; b - Indløb med høj hastighed bagerst i dampskjoldet; c - Fremadrettet indløb midt under dampskjoldet; d - Indløb fra siderne af dampskjoldet; e - Indløb fra siderne forrest i dampskjoldet; f - Indløb med lav hastighed bagerst i dampskjoldet.

7.1.1 Valg af ønsket flow karakteristisk

De 6 skitserede indløbs og flow forslag er vurderet i bilag 5 og en indløbs konfiguration, men indløb i siden som illustreret på Figur 17d vil danne basis for design af dampskjoldet.

7.2 Basis design

På baggrund af den i afsnit 7.1.1 indløbs karakteristisk er der udviklet et basis design for dampskjoldet, der vil danne grundlag for en række simuleringen i SolidWorks Flow Simulation (SWFS). Basis designet er illustreret på figur ?? og er yderligt beskrevet i bilag.





Længde	1,1m
Brede	800mm (860mm m. beslag)
Højde	103mm
Slange studs	ø25mm
Indløbshuller	5mm

7.3 Computer simulering af strømning og varmeoverførsel

For at understøtte antagelsen om strømning og varmeoverførsel under varmeskjoldet, udføres der CFD (Computer Fluid Dynamics) af dampskjoldet. Simuleringen udføres med softwaren SolidWorks Flow Simulations (SWFS), på baggrund af CAD modeleret i SolidWorks (SW).

Simuleringen af dampskjoldet opdeles i en række trin:

7.3.1 Pre beregning:

Før beregningen defineres en række faktorer, der definerer hvordan simuleringen interagerer med CAD modellen, egenskaberne for overflader i modellen, egenskaber for fluider i modellen samt nøjagtigheden af beregningerne. De enkelte parametre er nærmere beskrevet her under:

7.3.1.1 Definerings af beregningsdomæne:

Varmeveksleren modelleres i CAD software Solidworks. Idet damp strømningerne ikke er indesluttet i dampskjoldet, men interagerer med behandlingsoverfladen og undslipper til atmosfæren ved fri gang mellem dampskjold og behandlingsoverfladen. Tilføjes en *simulerings kasse* der omslutter åbningen af dampskjoldet. *simulerings kassens* indvendige flader, fungerer således til definerings af grænseværdier der repræsenterer behandlings fladen og den omgivne atmosfærer.

Beregningsdomænet diskretiseres med SWFS mesh configuration med funktionen Advanced narrow channel refinement aktiveret, hvilket giver mulighed for yderlig mesh forfining i smalle kanaler.

Simuleringen køres et antal gange, med for hver gang øget mesh forfining på 1,5. mesh forfiningen stoppes ved en differens mellem aktuelle og sidste kørsel på max 2% på alle primære parametre.

7.3.1.2 Fluid egenskaber defineres.

Fluiden er defineret som damp i form af den i SWFS pre. definerede fluid *steam*.

7.3.1.3 Grænsebetingelser:

Grænsebetingelserne for systemet defineres i henhold til de kendte fysiske parametre.

Indløbet for *damp*, defineres som en masse strømning med 0,0194kg/s turbulent strømning af pre. defineret fluid *steam* ved 380K

Fri gangen mellem dampskjold og behandlingsflade defineres som atmosfærisk tryk.

Behandlingsfladen defineres som en *real wall* ved 293,2K og konvektionsfaktor

7.3.1.4 Mål for beregning - Goals

Der defineres en række *Goals* (mål) for simuleringen, der definerer kriterier for afslutning af simulering, således er konvergens for Goal - parametrene kriterier for afslutning af simulering. Goal - parametrene betegnes her *primære parametre* og er angivet i

Flade	Parameter
Fri gang mellem dampskjold og behandlingsflade (sider i simulerings kasse)	AVG. fluid temperature
Behandlingsflade (bund i simulerings kasse)	Heat transfer rate

7.3.2 Beregning

Beregningen forløber automatisk og stoppes automatisk når de primære parametre konvergerer.

7.3.3 Resultat behandling

Som følge af tekniske problemer med simuleringen, har det desværre ikke været muligt at inkludere resultat behandlingen i denne rapport. Der arbejdes videre med simuleringen.

7.4 Del konklusion

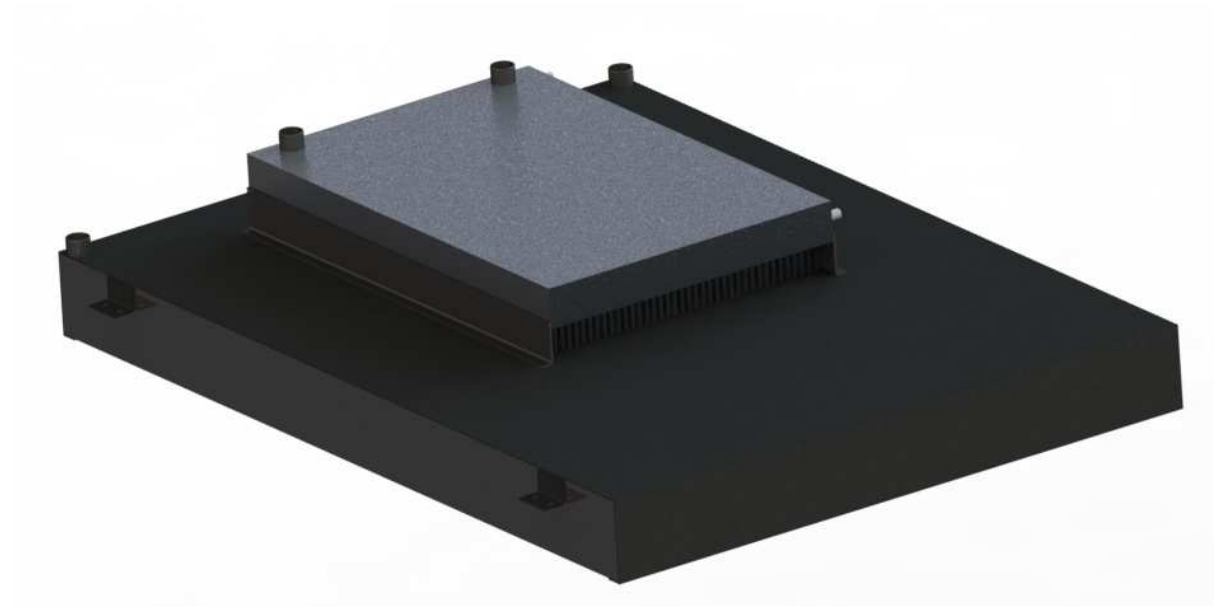
Som følge af tekniske problemer, har det ikke været muligt at inkludere resultat behandlingen af simulering af flow under dampskjoldet.

Det er derfor ikke muligt at konkluderer på resultatet.

Det antages for nuværende, at basis designet for dampskjoldet fungerer efter hensigten.

8 Endeligt design af dampmodul

Det endelige design af dampmodul, hvor dampgeneratoren er monteret på dampskjoldet, fremgår af Figur 18



Figur 18 Samlet dampmodul, bestående af dampgenerator og damp skjold. Slangekobling mellem dampgenerator og dampskjold er ikke vist.

Dette design af dampmodul betragtes som et komplet modul. Damp modulet er dog ikke funktions dygtigt uden de sekundære komponenter gennemgået i afsnit

Grundlæggende konstruktion og sekundære komponenter0.

8.1 Videre arbejde

Det videre arbejde med udvikling af ukrudtsdamper på baggrund af dampmodulet har desværre ikke været muligt at inkorporere i dette projekt.

Det næste trin i det videre arbejde vil være konstruktion af en prototype af dampmodulet for test af designets funktion i praktiske test. I den forbindelse vil udvikling af brænder og vandtilførsels system samt styring være nødvendigt.

9 Konklusion

Der er i projektet udarbejdet et design for et dampmodul til termisk ukrudtsbekæmpelse. Modulet betragtes som hovedkomponent i en ukrudtsdamper. Opbygningen som modul åbner mulighed for, at dampmodul kan fungere både i en manuel fladebehandler med et modul og som maskinbåren fladebehandler med 2-4 moduler. Designet af dampmodul og betragtning af sekundære komponenter er sket med manuel fladebehandler som basis typen.

Dampmodul består af to komponenter, dampgeneratoren og dampskjoldet.

Dampgeneratoren er udviklet på baggrund af et basis design, hvis funktionalitet er valideret med analytiske beregninger samt computer simulering.

Dampskjoldet er ligeledes udviklet på baggrund af et basis design. Designets funktionalitet ønskes valideret på baggrund af computer simulering i SWFS. Tekniske problemer har dog forhindret, at simuleringen er inkluderet i denne rapport. Der arbejdes videre på en løsning af de tekniske problemer.

Som følge af begrænsninger i projektets omfang har det ikke været muligt at designe de resterende komponenter i ukrudtsdamperen.

10 Litteratur liste

[Cengel, Yunus A.; 2003]

Type: Bog

Titel: Heat Transfer: A practical approach

ISBN: 0-07-245893-3

[Cengel, Yunus A.; 2006]

Type: Bog

Titel: THERMODYNAMICS: An Engineering Approach

ISBN: 0-07-288495-9

[Krighaar.;1993]

Type: Bog

Titel: Gas Ståbi

ISBN: 87-571-1108-1

[Rask, Anne Merete; 2012]

Type: Ph.d. Afhandling

Titel: Non-chemical weed control on hard surfaces

ISSN: 1398-3423

[Mahesh K. Upadhyaya; 2007]

Type: Bog

Titel: Non-chemical weed management : principles, concepts, and technology / edited by Mahesh K. Upadhyaya & Robert E. Blackshaw.

ISBN: 9781845932909

[Kosangas.dk; 2015]

Type: Webside

Adresse: www.kosangas.dk

Senest besøgt: 8. oktober 2015

[Ramesh K Shah; 2003]

Type: Bog

Titel: An introduction to heat exchanger design

ISBN:

11 Bilag 1

Baggrund for funktions specifikation:

Maskintype: Fladebehandler modul, der kan anvendes både i chassis for manuel fladebehandler og som maskinbåren fladebehandler.

I spørgeskema undersøgelsen er der 7/12 tilslutning til manuel fladebehandler og 8/12 tilslutning til maskinbåren fladebehandler. I det drift forholdene og effekt behovet er sammenlignelig for manuel- og maskinbåren fladebehandler, er det besluttet af arbejde videre med en modul baseret løsning, der kan anvendes enkeltvis som manuel fladebehandler eller som en enhed bestående af flere ens moduler (hvorved bredden øges) til maskinbåren fladebehandler.

Fysiske størrelse:

Brede behandlings flade: 65cm

Efter samtale med flere gartnere og boligservice personale, er en generelt ønske om en brede på behandlings flade, defineret til 65cm, med baggrund i at et alm. fortov skal kunne behandles med to passager med manuel flade behandler. Bredden på en fortovs flise varierer typisk fra 60cm til 62,5cm. Således vil en brede på 65cm opfylde ønsket fra gartnere.

Længde ikke defineret.

Længden er ikke defineret, da denne findes på baggrund af behandlingstid og kørehastighed.

Drift periode:

Drift periode mellem påfyldning af vand, manuel fladebehandler: Minimum 1 time, foretrukket 3 timer.

Drift periode mellem påfyldning af vand, maskinbåren fladebehandler: Minimum 2 timer, foretrukket 3 timer.

Opstartes tid: max 1 min.

Driftsperioden er bestemt på baggrund af spørgeskema og samtale med potentielle brugere.

Opstarts tid ønskes særligt holdt lav ved manuelle fladebehandlere.

Energi forbrug:

Max samme niveau som gas-flamme fladebehandler. Gerne 20-30% lavere

Energi forbruget er fastsat på baggrund af samtale med potentielle brugere samt spørgeskema undersøgelse. På baggrund af bruger samtaler, vurderes det, at energi forbruget vægtes betydeligt højere blandt brugere end blandt drift ledere. Hvor drift lerede har højere fokus på sikkerhed og brandrisiko.

12 Bilag 2

Valg af brændstof.

Beskrivelse af kriterier:

Miljø påvirkning, CO2 og partikel forurening:

Kriteriet *Miljø påvirkning, CO2 og partikel forurening*, vurderes på baggrund oplysninger om NOx, CO2 og partikel for henholdsvis Diesellole (Fyringsolie) og F-gas (LPG) opgivet i Varme Ståbi 6. udgave. Hvor det fremgår at udledningen fra Fyringsolie er højere end for LPG på alle punkter.

På den baggrund tildeles de to brændstoffer følgende score:

Diesel: 2

F-gas: 4

Pris:

Kriteriet *pris*, vurderes på baggrund af prisen pr. kg brændstof (excl. moms) vægtet i forhold til nedre brændværdi. Følgende forudsætninger anvendes for beregningen:

F-gas: 14kr/kg, nedre brændværdi 46MJ/kg

Diesellole: 8kr/kg, nedre brændværdi 42MJ/kg

Hvorved prisen pr. MJ kan beregnes til:

F-gas: 0,3kr/MJ

Diesel: 0,2kr/MJ

På den baggrund tildeles de to brændstoffer følgende score:

Diesel: 4

F-gas: 3

Kompleksitet af brænder

Kriteriet *Kompleksitet af brænder*, vurderes på et estimat på kompleksiteten af brænder. Hvor det vurderes at en F-gas brænder er en betydelig mere simpel konstruktion end en diesellole brænder.

På den baggrund tildeles de to brændstoffer følgende score:

Diesel: 3

F-gas: 5

Pumpe og regulering

Kriteriet *Pumpe og regulering*, vurderes på et estimat af behovet for pumpe og regulerings udstyr. Hvor behovet antages at være:

F-gas: std. mellemtryk regulator, Gas magnetventil.

Diesellole: Olie pumpe, Olie magnetventil, trykregulator.

Det vurderes at det nødvendige udstyr til pumpe og regulering af F-gas er betydeligt simple og billigere end udstyret for diesellole.

På den baggrund tildeles de to brændstoffer følgende score:

Diesel: 3

F-gas: 5

Opbevaring

Kriteriet *opbevaring*, vurderes på baggrund af hvor kompleks opbevaringen af brændstofferne er:

F-gas: forholdsvis kompleks, idet det kun kan opbevares i trykflaske.

Dieselolie: forholdsvis simpel, da det kan opbevares i alm. brændstof dunk/tank.

På den baggrund tildeles de to brændstoffer følgende score:

Diesel: 4

F-gas: 3

Sikkerhed

Kriteriet Sikkerhed, vurderes til følgende:

Diesel: 4

F-gas: 3

Det endelige resultat af vurderingen af de to brændstoffer fremgår af tabellen her under:

	Diesel olie	F-gas
Miljø påvirkning, CO2 og partikel forurening	2	4
Pris	4	3
Kompleksitet af brænder	3	5
Pumpe og regulering	3	5
Opbevaring	4	3
Sikkerhed	4	3
Total	20	23

13 Bilag 3

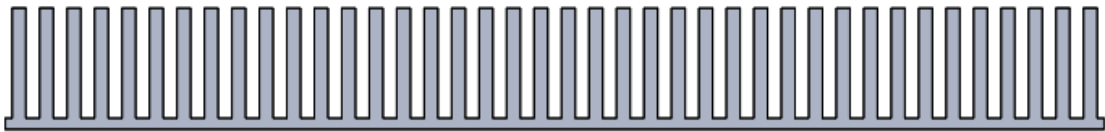
ERROR CONTEXT NOT FOUND

14 Bilag 4

Basis design dampgenerator

Basis designet er udviklet omkring et ekstruderet aluminiums køleprofil fra Fischer Electric, da det antages at denne standard komponent vil medvirke til at begrænse omkostningerne til konstruktion af varmeveksleren.

Det antages at den primære varmeoverførsel sker gennem dette køleprofil. Profilet er illustreret vist her under:



Køleprofilet monteres i et firkantet uligesidet aluminiumsrør 400mm/50mm/4mm. med udkæring for profilet.

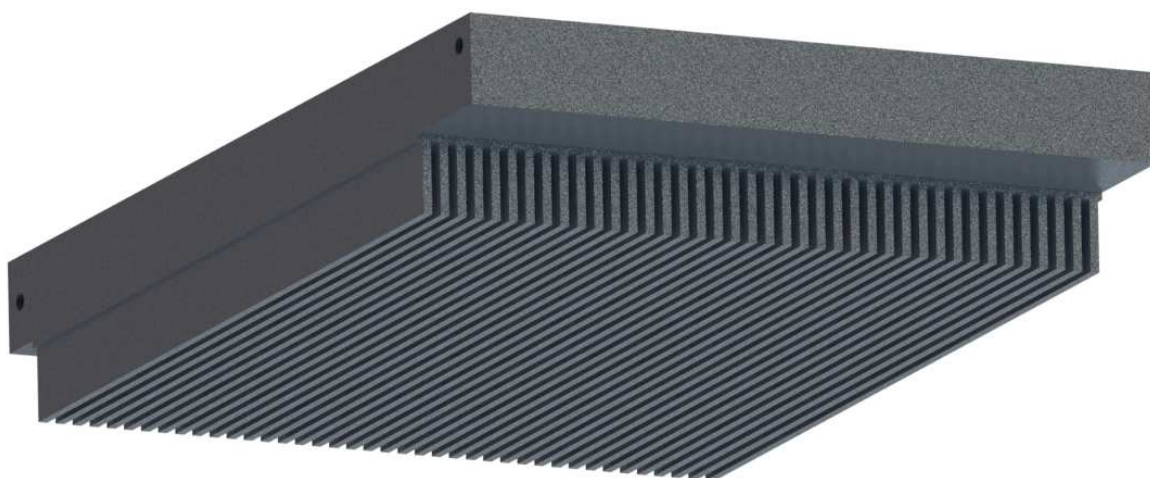
Montagen af profilet er ikke nærmere defineret, men antages udført med undersænkede maskinskruer.

Aluminiumsrøret er vist her under med og uden køleprofil:





Aluminiumsrøret er lukket i begge ender med et indsat og fastsvejset firkantet aluminiumsrør 40mm/40mm/2mm. Der fungerer som henholdsvis indløb for vand og udløb for damp samt overløb for vand. Denne aluminiums konstruktion udgør således *væskesiden* af basis designet og er vist her under:



For indesluttelse af FP, er gas siden af det ekstrudere profil omsluttet af en plade konstruktion i stål, hvor der i den ene ende er åben for indløb af FP fra brænderen via indløbs manifold og i den anden udløb til aftræk.

Hvordan indløbs manifold og aftræk designs og monteres, er ikke defineret her.

Bunden i stålplade konstruktionen, er her indtegnet som en del af dampgeneratoren. Det antages dog, at denne plade i det samlede modul, er overfladen på dampskjoldet, således den varme der ledes gennem pladen, overføres til dampen under dampskjoldet.

Det samlede basis design er illustreret her under:



Omkostnings estimering - basis design dampgenerator:

Omkostningerne til produktion af basis designet er estimeret i tabellen her under. Kostprisen på det ekstruderede aluminiums køleprofil er liste pris oplyst af dansk grossist. De øvrige materiale omkostninger er beregnet på baggrund af en estimeret kg pris for materialet.

Forarbejdningsomkostninger er beregnet på baggrund af et estimeret timeforbrug og timepris for metal arbejde.

Profil	Enheds pris	Antal	Pris
Ekstruderet Aluminiums profil	765kr / stk.	1 stk	765kr
Aluminiums komponenter	55kr /kg	4,66kg	256kr
stål komponenter	15kr/kg	1 kg	15kr
Forarbejdning Alu	400kr/time	4 timer	1600kr
Forarbejdning stål	400kr/time	1 time	400kr
Total			3036kr