

Additiv tilvirkning av ekstruderingsverktøy med optimaliserte kjølekanaler

Rune Kringstad Sandøy

Master i produktutvikling og produksjon

Innlevert: juni 2015

Hovedveileder: Knut Sørby, IPK

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for produksjons- og kvalitetsteknikk

Forord

Denne rapporten summerer opp arbeidet jeg har gjort i forbindelse med masteroppgave våren 2015 ved NTNU Institutt for Produksjons- og Kvalitetsteknikk (IPK). Arbeidet har vært knyttet til additiv tilvirkning av en del av et ekstruderingsverktøy for Benteler Aluminium Systems Norway AS (BASN), i samarbeid med SINTEF Raufoss Manufacturing AS (SRM). Det har blitt gjennomført i SRM sine lokaler, og praktisk arbeid har vært gjennomført på IPK sitt verksted. Veileder for prosjektet har vært professor Knut Sørby.

Jeg vil takke veileder Knut Sørby for god oppfølging og tilbakemeldinger gjennom prosjektet. Videre vil jeg takke Olav Åsebø Berg hos SRM for mange gode diskusjoner og nyttige ideer, og Vegard Brøtan hos NTNU for støtte under forsøksarbeid. Takk også til verkstedpersonalet hos IPK, spesielt Bjørn-Martin Bendixen, for å hjelpe meg med produksjon av ulike testeksemplarer ved behov. Jeg vil også takke Sigmund Røe hos BASN for å alltid stille opp når jeg har lurt på noe, og ikke minst for å gi meg omvisning i fabrikken på Raufoss. Hjelpen har gjort arbeidet overkommelig.

Arbeidet med masteroppgaven har vært både spennende, lærerikt og tidkrevende. Jeg håper at oppgaven vil gi et lite bidrag til innføringen av additive produksjonsteknikker i norsk industri.

Trondheim, 2015-06-10

Rune Kringstad Sandøy

Sammendrag

For ekstrudering av aluminium er temperatur en viktig parameter. Høyere temperatur fører til redusert belastning på maskin og verktøy, samtidig som for høy temperatur fører til risiko for feil på produktet. Det er også slik at høyere ekstruderingshastighet gir høyere temperatur på den ekstruderte aluminiumen.

For å øke den mulige ekstruderingshastigheten for hule profiler er det foreslått å benytte gasskjøling i verktøydelen som former profilens indre geometri, dortuppen. Kjølekanaler i dortuppen forutsetter indre geometrier som er vanskelig å få til ved hjelp av konvensjonelle produksjonsteknikker. Med additiv tilvirkning er det uproblematisk å lage slike geometrier.

Denne rapporten tar for seg et arbeid som er gjort rundt additiv tilvirkning av dortupper. Det er gjort oppmålinger for sammenligning av geometri i CAD-modell og additivt bygd del. Målingene viser at horisontalt bygde kanaler blir både ovale og mindre enn modellen. Dette bør kompenseres for ved konstruksjon av CAD-modell. Målingene viser også store ujevnheter av kanalens overflate, spesielt den øvre overflaten.

Det ble gjennomført forsøk for å finne data knyttet til strømningsmotstand gjennom additivt bygde kanaler. Målsetningen var å finne en ruhetsverdi som kunne brukes til beregning av strømningsmotstand for alle kanaldimensjoner. Forsøkene ble gjennomført med vann og trykkluft som fluid. Resultatene fra forsøkene viste stor variasjon, som knyttet til usikkerhet rundt kjølekanalens geometri. Det kunne ikke konkluderes med sikkerhet om ruhetsverdien var lik for alle rørene.

Videre er det gjennomført en optimalisering av design av kjølekanaler. Optimaliseringen tar utgangspunkt i at det finnes begrensninger knyttet til verktøyets styrke, tilførsel av kjølegass og hvilke deler av verktøyet som kan kjøles. For optimaliseringen er det benyttet en modell for 1-dimensjonal kompressibel strømning og en 2-dimensjonal FEM-modell for styrke og varmeledning. Data fra testene ble benyttet som inngangsparametere i modellene. Det er kommet fram til 3 alternative designforslag, basert på noe ulike forutsetninger knyttet til hvilke deler av verktøyet som kan kjøles. Forventet kjøleeffekt for de ulike alternativene var vesentlig forskjellig.

Det er gjennomført et forsøk med kjøling av 3 ulike additivt bygde dortupper. Under kjølingen ble det filmet med et IR-kamera. Analyser av data viser at det var en markant forskjell på kjølekapasiteten til de ulike designene. Data fra forsøkene er også sammenlignet med en modifisert versjon av modellene som ble brukt til optimalisering. Den modifiserte modellen viste forholdsvis godt samsvar med målingene.

Summary

In aluminium extrusion, temperature is an important parameter. Higher temperatures leads to reduced loads on tooling and machine, but also leads to increased risk of product product defects. Higher extrusion velocities also causes higher temperatures in the extruded aluminium.

To increase the maximum extrusion velocity for hollow profiles it has been suggested to apply cooling of the tool mandrel, which generates the internal geometry of the profile. Using conventional manufacturing techniques, it is difficult to make the necessary internal geometry needed for cooling channels. It is no problem using additive manufacturing.

This report describes work done relating to additive manufacturing of the bearing end of the mandrel. First, additive built parts have been measured to compare built geometry to the CAD model. The measurements show that the cross section of horizontally built channels tend to be smaller than the model and elliptic. This should be compensated in the CAD model. The measurements also show large roughness of the channel, especially on the top surface.

An experiment was done to get knowledge of the pressure loss for flow through additive built channels. The target was to find a common roughness value for different diameters. Both water and compressed air was used as fluid. The results displayed a large degree of scatter, which was related to the nonuniform geometry of the additive built channels. It could not be concluded that there was a common roughness value.

An optimization of the cooling channel design was performed. The optimization procedure accounts for tool mechanics, limitations in cooling fluid supply, and limitations in which surfaces of the tool should be cooled. A 1D model for compressible fluid flow and a 2D FEM model for thermal and mechanical analysis was adapted to analyze the designs. Data from previous tests were used as input to the models. 3 alternative designs were suggested, based on different limitations regarding which surfaces should be cooled. The estimated cooling effect of the different alternatives display large variations.

An experiment was done with cooling additive built mandrels with 3 different designs. The cooling was filmed using an IR camera. Data analysis display a large difference in cooling capacity for the different designs. The data was also compared to the output of a modified version of the models used for optimization. The comparison displayed a reasonably good correlation between model output and experimental data.

Innhold

| | |
|---|-----------|
| Forord | i |
| Sammendrag | ii |
| Summary | iii |
| 1 Introduksjon | 1 |
| 1.1 Bakgrunn | 1 |
| 1.2 Beskrivelse av case | 2 |
| 1.3 Problemstilling | 3 |
| 1.4 Rapportens oppbygning | 3 |
| 2 Teori | 4 |
| 2.1 Ekstrudering av aluminium | 4 |
| 2.2 Additiv tilvirkning | 10 |
| 2.3 Varme- og massetransport | 15 |
| 3 Måling av kanaltverrsnitt | 25 |
| 3.1 Metode | 25 |
| 3.2 Resultat | 27 |
| 3.3 Oppsummering | 32 |
| 4 Måling av trykkfall | 33 |
| 4.1 Metode | 33 |
| 4.2 Resultat | 38 |
| 4.3 Oppsummering | 47 |
| 5 Verktøydesign | 48 |
| 5.1 Tidligere arbeid | 48 |
| 5.2 Valg av optimaliseringsstrategi | 49 |
| 5.3 Modellering turbulent strømning med varmeveksling | 51 |
| 5.4 Tilførsel av gass til dortupp | 54 |
| 5.5 Design av kanaler i dortupp | 57 |
| 5.6 Estimering av hastighetsøkning | 66 |
| 5.7 Måling av temperatur | 68 |
| 5.8 Oppsummering | 69 |
| 6 Test av kjøleeffekt | 70 |
| 6.1 Metode | 70 |
| 6.2 Resultat | 74 |

| | |
|--|------------|
| 6.3 Oppsummering | 83 |
| 7 Konklusjon | 84 |
| 7.1 Videre arbeid | 85 |
| Referanser | 86 |
| A Noen ligninger for kompressibel strømning | 88 |
| B Beregningsscript | 90 |
| C Måleresultat | 96 |
| D FEM resultateter | 101 |

Figurer

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Konsept for hybrid bygd kjerne til ekstruderingsverktøy | 2 |
| 2.1 | Prinsippskisse av ekstruderingsprosessen [1] | 4 |
| 2.2 | Flytdiagram for varmebalanse ved ekstrudering [2] | 6 |
| 2.3 | Temperaturutvikling ved ekstrudering av massiv og hul profil [4] | 7 |
| 2.4 | Verktøy for ekstrudering av hul profil. | 8 |
| 2.5 | Eksempel på del som er lite egnet for tradisjonell produksjon | 10 |
| 2.6 | Prinsippskisse av PBF-maskin [10] | 12 |
| 2.7 | Arbeidsflyt for additiv tilvirkning | 13 |
| 2.8 | Arbeidsflyt i celle for hybrid tilvirkning [11] | 14 |
| 2.9 | Kontrollvolum for endimensjonal strømming | 15 |
| 2.10 | Kontrollvolum for kompressibel strømming med varmeveksling og friksjon | 19 |
| 2.11 | Plot av temperatur, trykk og Mach-tall ved struping på grunn av friksjon | 20 |
| 3.1 | Modell av blokk for måling av hulltverrsnitt | 25 |
| 3.2 | Skive brukt til måling av hulltverrsnitt | 25 |
| 3.3 | Mikroskop brukt til måling av kanaltverrsnitt | 26 |
| 3.4 | Ø0,5 kanaltverrsnitt | 28 |
| 3.5 | Ø3 kanaltverrsnitt | 28 |
| 3.6 | Diameteravvik for ulike kanaldimensjoner | 29 |
| 3.7 | Størrelse på ujevnheter for ulike kanaldimensjoner | 30 |
| 3.8 | Relativ ruhet for ulike kanaldimensjoner | 30 |
| 3.9 | Ovalitet for ulike kanaldimensjoner | 31 |
| 4.1 | Tegning av kanal for strømmingstest | 34 |
| 4.2 | Snitt av kanal for strømmingstest | 34 |
| 4.3 | Testoppsett for måling av trykkfall med vann | 35 |
| 4.4 | Testoppsett for måling av trykkfall med luft | 37 |
| 4.5 | Byggeresultat fra strømmingstest sett fra ende 1 | 38 |
| 4.6 | Byggeresultat fra strømmingstest sett fra ende 2 | 38 |
| 4.7 | Ø2 testrør sett fra siden | 38 |
| 4.8 | Ukorrigerte verdier for friksjonsfaktor | 39 |
| 4.9 | Variasjon av ruhetsverdi som funksjon av fallhøyde | 40 |
| 4.10 | Variasjon av ruhetsverdi for ulike reynolds tall | 40 |
| 4.11 | Variasjon av ruhetsverdi for ulike valg av strømningsdiameter | 41 |
| 4.12 | Korrigerte verdier for friksjonsfaktor | 42 |
| 4.13 | Relativ ruhet for strømmingstest med vann. | 43 |

| | | |
|------|---|----|
| 4.14 | Sammenheng mellom arealforhold og beregnet ruhet for strømningsstest | 44 |
| 4.15 | Bidrag til usikkerhet for friksjonsfaktor i strømningsstest | 45 |
| 4.16 | Ruhet ved strømningsstest med luft | 46 |
| 5.1 | Varmebalanse for kjøling av dortupp | 50 |
| 5.2 | Skisse av beregningsmodell for kombinert konduksjon og konveksjon | 51 |
| 5.3 | Kanaler for tilførsel av gass til dortupp | 54 |
| 5.4 | Effekten av å endre ulike parametere for tilførselskanaler | 55 |
| 5.5 | Tverrsnitt brukt for 2D FEM-analyser i COMSOL | 57 |
| 5.6 | Grensebetingelser for 2D FEM-analyser i COMSOL | 58 |
| 5.7 | Kanaler analysert ved maksimering av varmetransport gjennom bæreflate | 59 |
| 5.8 | Resultatkurver for strømningsberegning for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate. Posisjon langs horisontal akse. | 60 |
| 5.9 | 2D-plot av resultater fra FEM-analyse for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate | 62 |
| 5.10 | Kanaler analysert ved maksimering av total varmetransport | 63 |
| 5.11 | Plot av resultat fra strømningsberegning for maksimering av varmetransport | 64 |
| 5.12 | 2D-plot av temperaturfordeling ved maksimering av total varmeovergang | 65 |
| 5.13 | Konsept for integrering av temperatursensor i verktøy | 68 |
| 6.1 | Kanaldesign i de ulike dortuppene | 70 |
| 6.2 | Bilder av dortupper for testing | 71 |
| 6.3 | Plassering av punkter for temperaturmåling på dortupp | 72 |
| 6.4 | COMSOL-modell for kjøletest | 73 |
| 6.5 | Termografibilder av dortupper | 76 |
| 6.6 | Temperaturutvikling i de ulike dortuppene | 77 |
| 6.7 | Temperaturutvikling i de ulike målepunktene | 79 |
| 6.8 | Kurvetilpasning til temperaturutvikling i målepunkt 3 | 80 |
| 6.9 | Sammenligning av måledata med modell | 81 |
| 6.10 | Modifisert COMSOL-modell for kjøletest | 82 |
| 6.11 | Sammenligning av måledata med modifisert modell | 82 |

Tabeller

| | | |
|------|--|----|
| 3.1 | Resultat for måling av hulltverrsnitt | 27 |
| 4.1 | Utstyr for måling av trykkfall med vann | 34 |
| 4.2 | Utstyr for måling av trykkfall med vann | 37 |
| 4.3 | Gjennomsnittlig ruhet ved ulike valg av gjennomsnittlig strømningsdiameter | 41 |
| 4.4 | Data for usikkerhetsanalyse for strømmingstest | 44 |
| 5.1 | Materialegenskaper brukt i beregningsmodell | 52 |
| 5.2 | Resultat fra sammenligning av beregningsmodell med ekstruderingsforsøk | 53 |
| 5.3 | Oppsummering av effekt av å endre ulike parametere for tilførselskanaler | 56 |
| 5.4 | Inputdata for strømningsberegning | 59 |
| 5.5 | Resultat fra strømningsberegning for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate | 60 |
| 5.6 | Resultat fra COMSOL-analyse for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate. | 61 |
| 5.7 | Inputdata for strømningsberegning for maksimering av total varmetransport | 63 |
| 5.8 | Resultat fra strømningsberegning for maksimering av total varmetransport. | 64 |
| 5.9 | Resultat fra COMSOL-analyse for maksimering av total varmetransport. | 65 |
| 5.10 | Estimert hastighetsøkning på grunn av kjøling av dortupp | 67 |
| 6.1 | Utstyr for test av kjøleeffekt. | 72 |
| 6.2 | Inputdata for strømningsberegning for kjøletest | 73 |
| 6.3 | Koeffisienter for kurvetilpasning for kjøletester | 78 |

Kapittel 1

Introduksjon

1.1 Bakgrunn

Additiv tilvirkning er en gruppe av relativt unge produksjonsteknikker. Teknikkene gir store muligheter for å gå utenfor grensene som mer konvensjonelle produksjonsprosesser setter i forhold til design. Dette gir mange spennende muligheter, men samtidig gir det utfordringer knyttet til det å forstå og å klare å benytte mulighetene på en god måte.

SINTEF Raufoss Manufacturing AS (SRM) har over flere år drevet forskning innenfor temaet additiv tilvirkning. Den overordnede målsetningen med denne forskningen har vært å hjelpe norsk industri til å ta i bruk teknologien. Dette arbeidet har vært gjennomført innenfor flere ulike forskningsprosjekter, blant annet prosjektene IC2 og HYPRO.

NextForm, kort for "Neste generasjons formverktøy for konkurransekraftig produksjon", er et av prosjektene i denne rekken. Prosjektet har et konsortie bestående av bedriftene SRM, Tronrud Engineering AS, Benteler Aluminium Systems Norway AS (BASN), Farsund Aluminium Casting AS og Kongsberg Automotive AS. De tre sistnevnte er sluttbrukerbedrifter. Arbeidet i prosjektet er knyttet til å finne ut hvordan det er mulig å benytte additiv tilvirkning for å tilvirke produksjonsverktøy med geometrier som ville vært vanskelig med konvensjonelle prosesser.

En viktig del av arbeidet i NextForm er knyttet til ulike case som er foreslått av sluttbrukerbedriftene. Kjøling av dortuppen på et ekstruderingsverktøy er et case som ble foreslått av BASN. Tanken her er at det ved å kjøle denne verktøydelen med nitrogengass vil være mulig å øke hastigheten ved ekstrudering av hule profiler. Dette innebærer bruk av kanaler med retningsendringer inne i massive deler, noe som er vanskelig å oppnå med konvensjonelle produksjonsprosesser. Det er derimot enkelt løsbart med additiv tilvirkning.

Caset med kjøling av dortupp danner bakgrunn for denne oppgaven.

1.2 Beskrivelse av case

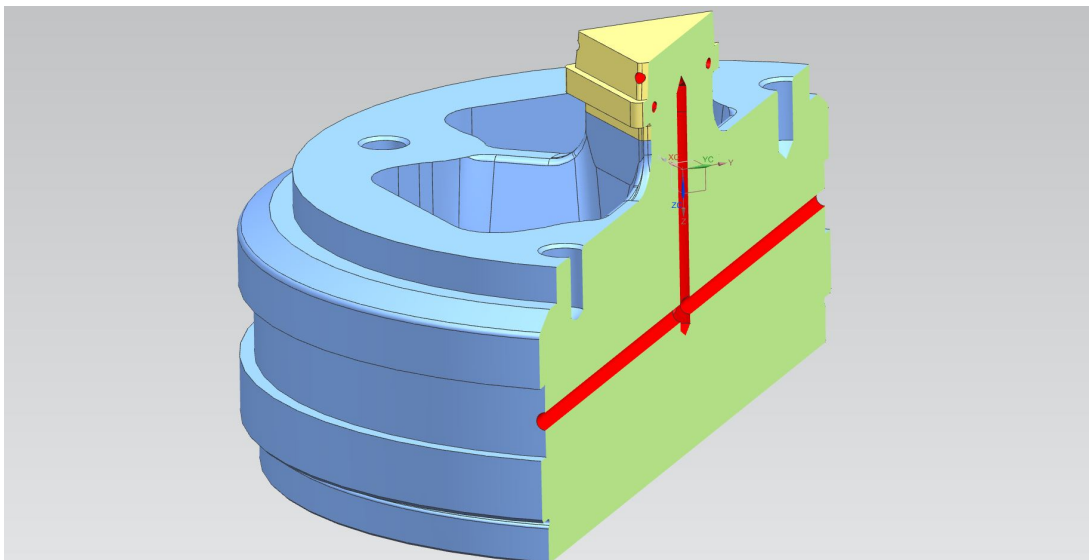
Det aktuelle caset oppgaven bygges rundt handler om ekstrudering av en hul, firkantet profil i en aluminiumslegering av typen AA6063. Profilen har ytre mål på omtrent 50x58x3 mm.

Før denne oppgaven ble definert var det allerede gjort noe arbeid i sammenheng med caset. Dette arbeidet er i hovedsak gjennomført av BASN. For det første var det bestemt at kjølemediet skal være nitrogengass. Tanken bak dette er at det er positivt både for verktøyet og den nydannede overflaten som har høye temperaturer å være i en inert atmosfære. Det har også vært vurdert å benytte flytende nitrogen, men dette er lagt på is foreløpig.

Prinsippet for tilførsel av nitrogengass fram til dortuppen er også fastsatt. Dette gjøres ved å tilføre gassen via kanaler gjennom broene på ekstruderingsverktøyet, og videre opp gjennom doren fram til dortuppen. Det er designet ulike forslag til dortupp, som legges til grunn for analysearbeidet som gjennomføres i oppgaven.

Det valgte produksjonsprinsippet for verktøyet er hybrid tilvirkning. Figur 1.1 viser en modell av det aktuelle konseptet. Kjernen (blå), minus dortuppen, produseres på konvensjonell måte. Tilførselskanaler (røde) bores så inn fra sidene og ned gjennom doren. Kjernen skal deretter plasseres i en additiv maskin for påbygging av dortuppen (gul).

Et moment som må kartlegges før det er aktuelt å iverksette produksjon av et fullskala verktøy er hvordan verktøyet bør designes for å få en mest mulig gunstig kjøleeffekt. Dette momentet ligger til grunn for denne oppgaven.



Figur 1.1: Konsept for hybrid bygd kjerne til ekstruderingsverktøy

1.3 Problemstilling

Den overordnede spørsmålsstillingen i denne oppgaven er: Hvordan bør en additivt bygd dortupp utformes? Det er her tatt utgangspunkt i at kunnskap om varmeoverføring i additivt bygde kanaler er ukjent. Samtidig er det foreslått å implementere temperatursensor i dortuppen for prosessovervåking. Basert på dette er det satt opp 5 spesifikke spørsmål som skal besvares gjennom prosjektet:

- Hvordan vil varmeoverføringen være mellom nitrogengass og additivt bygde kanaler?
- Hvordan kan nitrogengassen transporteres til dortuppen med minst mulig temperaturøkning?
- Hvordan bør kanalene i dortuppen utformes for å sikre best mulig varmeoverføring?
- Hvor mye vil ekstruderingshastigheten kunne økes på grunn av kjølingen?
- Er det mulig å implementere sensorer for temperaturovervåking i det additivt bygde verktøyet?

Ved å besvare de ulike spørsmålene er det forventet å oppnå de to følgende målsetningene:

- Å generere kunnskap om varmeoverføring mellom nitrogengass og additivt bygde kjølekanaler.
- Å utnytte muligheten som ligger i additiv tilvirkning til å lage et mer effektivt ekstruderingsverktøy.

1.4 Rapportens oppbygning

Rapporten er delt inn i 7 kapitler:

- I kapittel 1 presenteres bakgrunnen for prosjektet og problemstillingen.
- I kapittel 2 presenteres den teorien som det er tatt utgangspunkt i for å kunne besvare problemstillingene.
- Kapittel 3 beskriver et forsøk hvor sirkulære kanaler med ulik diameter ble additivt bygd, og kanalenes reelle tverrsnitt oppmålt og analysert.
- Kapittel 4 beskriver et forsøk hvor måling av trykkfall gjennom additivt bygde kanaler ble gjennomført for å få kunnskap om friksjonsmotstanden.
- I kapittel 5 presenteres arbeidet som er gjennomført med analyse og optimalisering av verktøydesign.
- Kapittel 6 beskriver en test av kjøleeffekten for ulike dortuppedesign, gjennomført ved hjelp av IR-kamera.
- Kapittel 7 oppsummerer og konkluderer arbeidet som er gjennomført i prosjektet.

Kapitlene 5 og 6 er mest relevant for caset som ligger til grunn for oppgaven, og kan leses uavhengig av den øvrige rapporten.

Kapittel 2

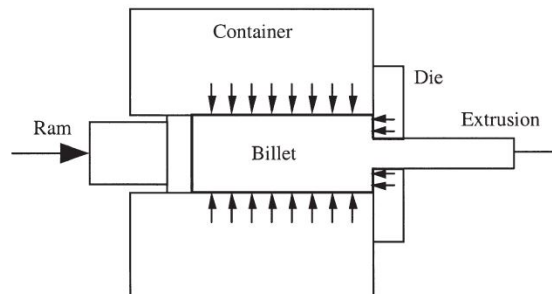
Teori

I det følgende kapittelet finnes teorien som ligger til grunn for arbeidet senere i rapporten. De to første delene gir en grunnleggende introduksjon til ekstruderingsprosessen og additiv tilvirkning. Den tredje seksjonen presenterer fluidmekanikken og termodynamikken som er benyttet.

2.1 Ekstrudering av aluminium

Ekstrudering er en viktig prosess for produksjon av deler i aluminium. Prosessen fungerer ved å ta en massiv, og normalt sirkulær pressbolt, og presse den gjennom en åpning med mindre tverrsnitt enn boltens. Det skilles normalt mellom direkte ekstrudering hvor hele pressboltens er i bevegelse under prosessen, og indirekte ekstrudering hvor emnet er statisk. I den videre teksten vil ordet ekstrudering referere til direkte ekstrudering.

Figur 2.1 viser en prinsippskisse av ekstruderingsprosessen. Et emne, pressboltens, er plassert inne i en container. Fra venstre kommer et stempel som yter et trykk på pressboltens venstre flate. Dette trykket møter et mottrykk fra det statiske ekstruderingsverktøyet som ligger mot verktøyets høyre flate. I tillegg vil oppstar det et trykk ut mot containerveggen, på grunn av materialets tverrkontraksjon. Når trykket fra stempelet blir tilstrekkelig stort vil emnet begynne å flyte, og komme ut fra ekstruderingsverktøyet med et tverrsnitt som er likt åpningen i ekstruderingsverktøyet.



Figur 2.1: Prinsippskisse av ekstruderingsprosessen [1]

Produktet fra prosessen kjennetegnes som lange profiler med konstant tverrsnitt. Tverrsnittet kan være relativt komplekst, og det er mulig å lage både massive og hule tverrsnitt. For produksjon av hule tverrsnitt kreves et noe mer komplisert verktøy enn det som vises i figur 2.1.

2.1.1 Krefter

En grundig analyse av materialflyt, friksjonskrefter og spenninger ved deformasjon kan finnes i [1]. Under følger kun noen hovedpoeng.

Den avgjørende faktoren for om en ekstruderingsprosess er mulig er kraftbalansen. De grunnleggende hydrostatiske spenningene er presentert over. I tillegg til dette er friksjonskreftene svært markante i ekstruderingsprosessen. Friksjonskreftene opptrer på 3 ulike steder i oppsettet:

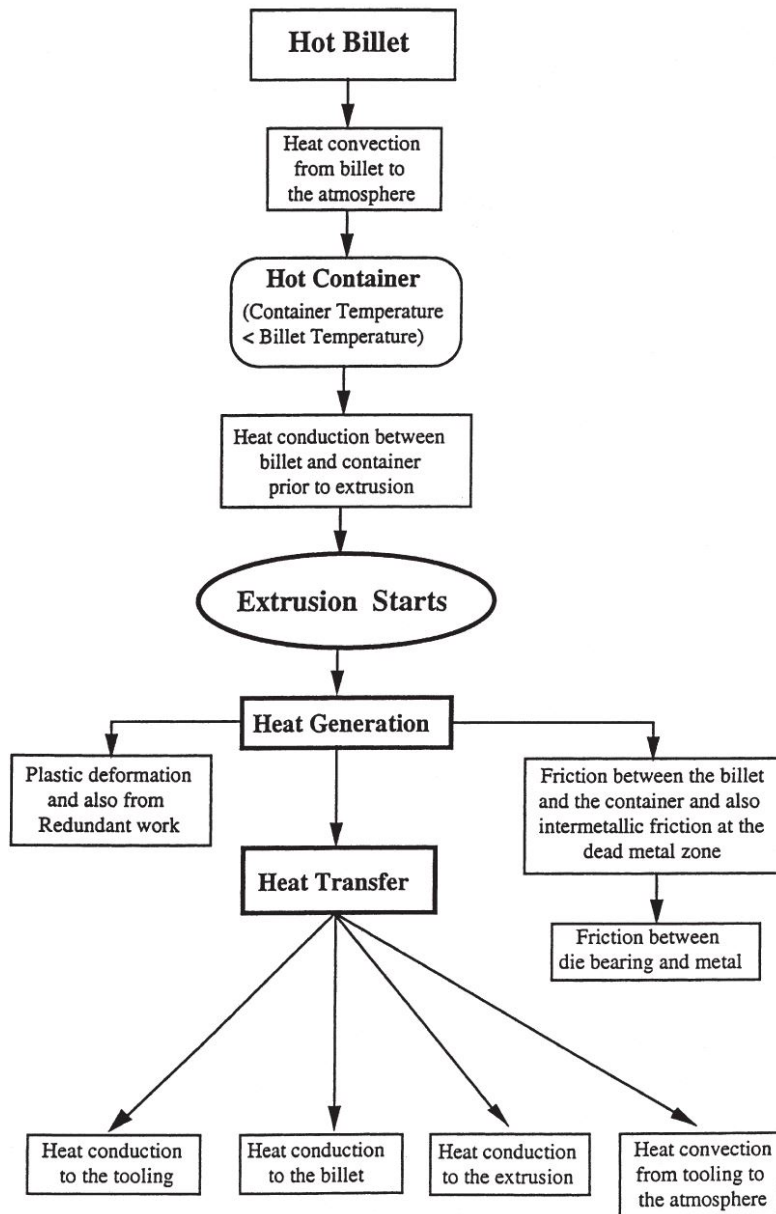
- Mellom pressbolt og containervegg.
- Mellom dødmetallsone (DMZ) og deformasjonssone.
- Mellom profil og verktøyets bæreflater.

Det er vanlig å modellere de ulike friksjonskreftene som *stick-friction*. Dette betyr at friksjonskraften er gitt av materialets flytspenning. Denne er videre, spesielt ved høye temperaturer, avhengig av den lokale tøyningshastigheten. Kraftene i ekstruderingsprosessen øker dermed som en funksjon av stempelhastigheten.

Den netto friksjonskraften mellom pressbolt og containervegg er omtrent proporsjonal med lengden av pressbolten. Kraftene i ekstruderingsprosessen blir derfor redusert etterhvert som stempelet flytter seg framover.

Mot slutten av ekstruderingsprosessen vil stempelet begynne å nærme seg DMZ. Konsekvensen er en endring av materialflyten fra naturlig optimalisert til en mindre gunstig flyt. Dette fører til en kraftig økning av ekstruderingskreftene. Normalt vil prosessen avsluttes før dette punktet inntreffer.

Fra et mekanisk synspunkt er det 2 begrensninger for kreftene i ekstruderingsprosessen. Den ene er tilgjengelig kraft i kraftstempelet. Den tilgjengelige kraftene må være større enn motkreftene for å få materialet til å flyte. Belastningen vil dermed være tidsavhengig, på grunn av friksjonen mellom pressbolt og containervegg. Den andre er styrken til ekstruderingsverktøyet. Dersom kreftene blir for store er det risiko for brudd. Friksjonskraften mellom containervegg og pressbolt påvirker ikke kraften mot verktøyet, og denne kan derfor anses som konstant om man ser bort fra endringer av temperatur.



Figur 2.2: Flytdiagram for varmembalanse ved ekstrudering [2]

2.1.2 Varmebalanse

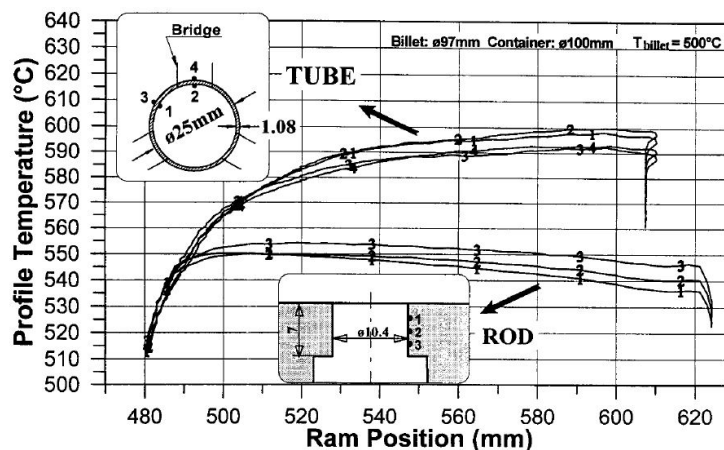
Temperaturen i pressbolten er en svært viktig parameter for ekstrudering. Flytgrensen til materialet er sterkt avhengig av temperaturen, slik at en økt temperatur reduserer de eksterne kreftene som kreves for å deformere materialet. Samtidig er det grenser for hvor mye et materiale kan varmes før det begynner å smelte, noe som normalt fører til ikke tilfredsstillende produktkvalitet. Kunnskap om varmembalansen er derfor nødvendig for å få en god forståelse for ekstruderingsprosessen.

Figur 2.2 viser de ulike kildene til temperaturendringer for ekstrudering under industrielle forhold. Av interesse her er spesielt det som skjer etter at ekstruderingen har startet, men det er viktig å merke seg at ekstrudering av aluminium normalt gjennomføres varmt. Riktig forvarmingstemperatur kommer blant annet an på aktuell legering og geometri, men for referanse ble det i [3] konkludert med at den optimale temperaturen for ekstrudering av AA6063 ligger på omtrent 450°C .

Under ekstruderingen tilføres energi fra stampelets bevegelse. Denne energien gir oppvarming i områder med friksjon, samt at hoveddelen av energien som brukes til deformasjon av materialet ender opp som termisk energi. Spesielt langs verktøyets bæreflate vil friksjonsvarmen føre til en skarp økning av overflatetemperaturen til den ekstruderte profilen. Gitt at verktøy og container er kaldere enn emnet så vil det ledes varme fra emnet, slik at temperaturøkningen i emnet reduseres. Denne varmen overføres videre fra verktøyet til omgivelsene ved fri konveksjon.

Figur 2.3 viser temperaturutviklingen ved ekstrudering av hul og massiv aluminiumsprofil. Det viser at den hule profilen bruker lang tid før det oppnås termisk balanse. Ved ekstrudering av den massive profilen vises en reduksjon av temperaturen, noe som tyder på at varmetapet gjennom verktøyet er raskere enn varmegenereringen i prosessen. Utseende på temperaturkurven vil variere mellom ulike tilfeller, men det er typisk at varmeøkningen ved ekstrudering av hul profil er større enn for massiv. Dette kommer blant annet av at en hul profil vil gjennomgå ved vesentlig større deformasjon, og at friksjonsflaten langs verktøyets bæreflate normalt er større.

Det er også spesielt relevant i forbindelse med denne oppgaven å merke temperaturforskjellen på indre og ytre flate ved ekstrudering av hul profil. I dette tilfellet ligger indre temperatur omtrent 5°C høyere enn ytre temperatur. Dette betyr at det er dårligere varmeledning bort fra verktøydelen som lager indre form, og at smelting av materiale kan forventes og inntreffe her først.



Figur 2.3: Temperaturutvikling ved ekstrudering av massiv og hul profil [4]

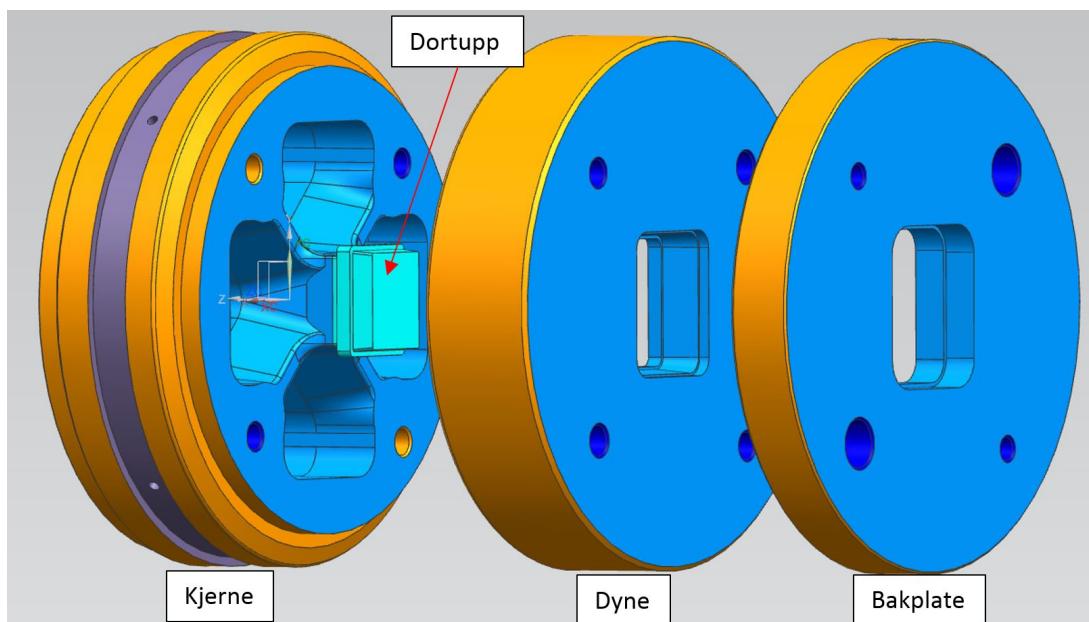
2.1.3 Ekstruderingsverktøyet

Ekstruderingsverktøyet er den delen aluminiumet strømmer gjennom under ekstruderingen, i tillegg til deler som er med på overføring av krefter til maskinstrukturen. I sin enkleste form er ekstruderingsverktøyet en plate med en åpning.

Et mer komplekst verktøydesign er vist i figur 2.4. Til høyre er bakplaten, et lag som fungerer som støtte mellom dynen og maskinstrukturen. Dynen er i midten, og er verktøydelen som bestemmer profilens ytre form. Det er flaten lengst til venstre i åpningen i dynen som definerer denne formen. Flaten kalles ytre bæreflate.

Til venstre finnes kjernen, verktøyets mest komplekse del. Fremst på kjernen ligger dortuppen. Området av dortuppen med størst tverrsnitt er indre bæreflate, som definerer profilens indre form. Bak dortuppen ligger doren, og denne er festet til kjernens ytterring ved hjelp av 4 broer. Mellom broene og ytterringen er det 4 åpninger (*portholes*). Under ekstruderingen flyter materialet fra containeren, gjennom åpningene, og trykksveises sammen før det strømmer videre ut mellom indre og ytre bæreflate.

I tillegg til delene på figur 2.4 er det normalt at det brukes en stor ekstra ring mellom bakplate og maskinstrukturen, kalt bolster. Dyne, bakplate og kjerne monteres også normalt sammen i en ring, noe som gir effektivt verktøybytte i ekstruderingsmaskinen.



Figur 2.4: Verktøy for ekstrudering av hul profil.

2.1.4 Produksjonsfeil

Ekstruderingsprosessen er kompleks og kan gi mange ulike feil ved produktet. De fleste feilene kommer innenfor en av kategoriene under:

- Geometriske feil (bl.a. avbøying, dimensjonsfeil).
- Overflatefeil (bl.a. riving, striper, blemmer).
- Metallurgiske feil (bl.a. kornvekst ved rekrytallisering).

De ulike feilene kan ha mange ulike årsaker, knyttet til alt fra praksis ved forberedelser av pressbolt til ekstruderingshastighet. Det finnes mye litteratur knyttet til dette, og blant annet i [1] finnes en gjennomgang av enkelte feil og årsaker.

Av spesiell interesse i denne oppgaven er riving av overflaten til profilen. For AlMgSi-legeringer kan dette knyttes til lokale smeltreaksjoner i overflaten til profilen [5]. Smeltingen skjer når profilen glir over verktøyets bæreflatter. Kombinasjonen av høy hastighet og friksjon gjør at det skjer en rask oppvarming av sjiktet av profilen som ligger nærmest bæreflatten. De nedre kurvene i figur 2.3 viser en temperaturstigning på omtrent 10°C mellom start og slutt på bæreflatten. Reduksjon av temperaturstigningen i dette området antas å gjøre det mulig å ekstrudere med høyere hastighet før smeltreaksjoner inntreffer.

Ifølge [6] er det hovedsaklig dersom det finnes Mg₂Si-partikler at rivingen kan knyttes til lokal smelting. Dersom disse partiklene er fullstendig oppløst knyttes rivingen istedet til materialets bruddstyrke. Problemet i dette tilfellet er at spenningene som oppstår i profilen på grunn av friksjonen mellom bæreflate og materialet blir så store at flytgrensen overstiges lokalt. Dette gir videre en plastisk deformasjon av materialet. Reduksjon av temperatur vil øke flytgrensen, og dermed motvirke plastisk flyt. Friksjonskraften som oppstår mellom verktøy og profil vil også være avhengig av den lokale flytgrensen til profilen. I dette tilfellet er det derfor noe mer usikkert om en reduksjon av temperaturen vil forbedre den maksimale hastigheten.

2.2 Additiv tilvirkning

Innen den tradisjonelle produksjonsteknikken kan man grovt sett dele de ulike produksjonsprosessene for plast og metall inn i 3 grupper:

- Støpeteknologier, hvor et objekt formes ved at det fryses i en gitt form.
- Formative teknologier, hvor massen til arbeidsemnet er konstant. Ekstrudering og smiing er typiske eksempler på denne gruppen.
- Subtraktive teknologier, hvor massen til arbeidsemnet reduseres eller deles opp. Denne gruppen omfatter blant annet fresing, sliping og saging.

I tillegg finnes ulike teknologier for sammenføring av deler, slik som sveising og liming.

Ved å bruke de tradisjonelle teknikkene er det mulig å fremstille deler med et stort spenn av geometrier. Det er likevel en del begrensninger, spesielt når det gjelder indre strukturer og geometrisk komplekse flater. Samtidig er det noen ganger slik at nesten alt materialet må fjernes fra et emne for å få den ønskede geometrien. Dette kan være både svært tidkrevende og lite miljøvennlig. Figur 2.5 viser en del som er lite egnet for tradisjonell produksjon, spesielt på grunn av indre geometri. Blant annet i disse tilfellene kan additiv tilvirkning være et gunstig alternativ.

Additiv tilvirkning er en gruppe teknikker som baserer seg på å bygge opp et objekt lagvis. Forskningsaktivitet knyttet til additiv tilvirkning var igang allerede på 1950-tallet, men det var først på 80-tallet det ble presentert fungerende teknologier [7]. Hideo Kodama publiserte i 1981 en artikkel hvor han beskrev en metode hvor en flytende polymer som herder under UV-lys kan brukes til å lagvis bygge objekter [8]. Videre ble det i 1984 og 1986 tatt ut flere patenter på ulike teknologier, blant annet av 3D Systems (*Stereolithography*) og DTM (*Selective Laser Melting*).



Figur 2.5: Eksempel på del som er lite egnet for tradisjonell produksjon

Det har senere blitt utviklet mange andre teknikker, basert på ulike underliggende teknologier (laser, ekstrudering, etc) og for ulike materialer (metaller, polymerer, kjeramer). ISO/ASTM har gjennomført et standardiseringsarbeid knyttet til terminologi for additiv tilvirkning, og har i den sammenhengen klassifisert teknikkene i 7 grupper [9]:

- *Binder jetting.*
- *Directed energy deposition.*
- *Material extrusion.*
- *Material jetting.*
- *Powder bed fusion*, forkortet PBF.
- *Sheet lamination.*
- *Vat photopolymerization.*

For å produsere deler av metall benyttes hovedsaklig teknikker innenfor kategoriene *Directed energy deposition* og *Powder bed fusion* som er aktuelle. Fokus i denne rapporten vil være på teknologien *Powder bed fusion*, og videre bruk av uttrykket *additiv tilvirkning* vil referere til denne kategorien.

2.2.1 Powder bed fusion

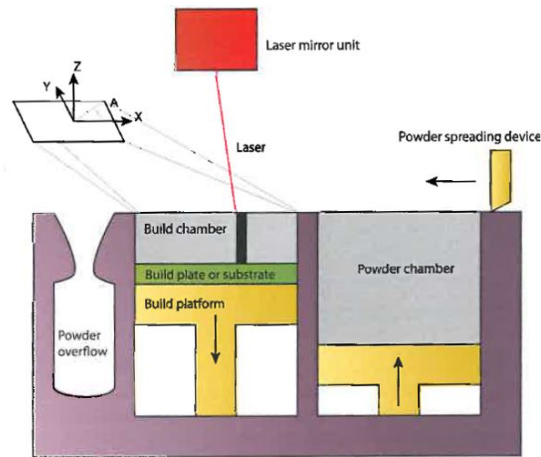
Kategorien PBF dekker ulike teknikker som er basert på at pulver av et materiale spres lagvis utover en arbeidsflate og sammenføres med tidligere lag. Beskrivelsen under er forøvrig skrevet med utgangspunkt i prosesser som EOS *Direct Metal Laser Sintering* og Concept Laser *LaserCusing*.

Figur 2.6 viser en prinsippskisse av en PBF-maskin. I maskinen er det to kammer, et byggekammer og et pulverkammer. I byggekammeret ligger byggeplaten og hviler på et stempel. Når prosessen starter ligger toppen av byggeplaten en lagtykkelse under øvre kant av byggekammeret. En kniv, rull eller kost drar så pulver over fra pulverkammeret slik at det dekker byggeplaten i byggekammeret med et jevnt lag. Overskytende pulver ender i oppsamlingskammeret til venstre, og kniven flyttes tilbake til høyre. En laser starter deretter å raskt bevege seg i en bane over de delene av pulveret som skal smeltes fast i byggeplaten. Når laseren har beveget seg over alt det aktuelle pulveret startes et nytt lag ved at byggeplaten senkes en lagtykkelse, og prosessen over gjentas.

Fordeler ved bruk av PBF som erstatning for tradisjonelle produksjonsprosesser:

- Det kreves ingen spesialverktøy.
- Det er mulig å enkelt lage komplekse utvendige og innvendige geometrier.
- Svært lite materiale går til spille (eller resirkulering).
- Lavt bemanningsbehov.

Ulemper ved bruk av PBF som erstatning for tradisjonelle produksjonsprosesser:



Figur 2.6: Prinsippskisse av PBF-maskin [10]

- Prosessen er tidkrevende.
- Prosessen har dårlig nøyaktighet og overflatebeskaffenhet sammenlignet med maskinering.
- Viktige flater, for eksempel lagerpasninger, må maskineres i etterkant.
- Begrenset antall materialer som kan brukes.
- Høy kilopris for materiale.

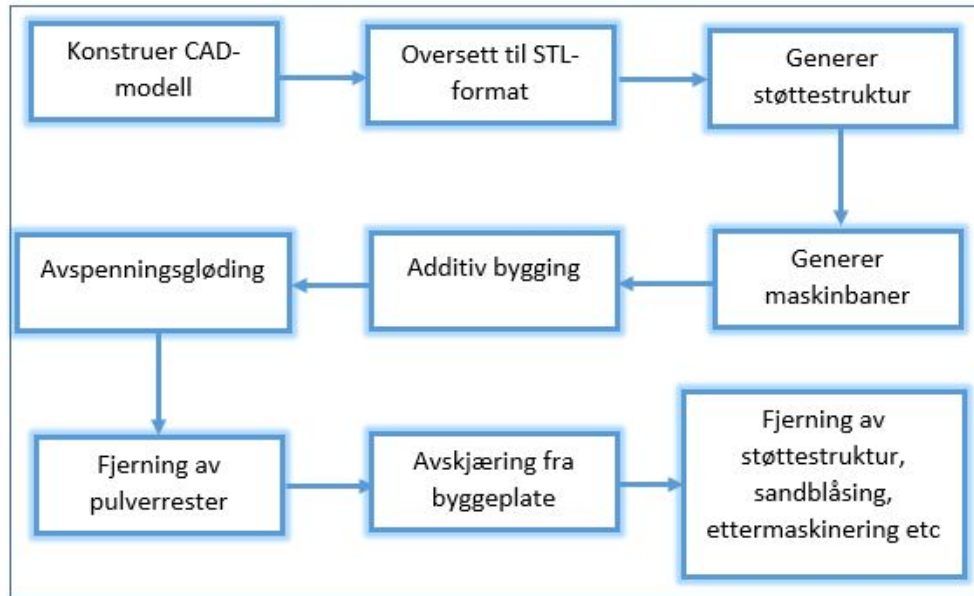
2.2.2 Arbeidsflyt for PBF

Under er det beskrevet hvilke steg som må gjennomgås fra det startes med et mulig design til det foreligger en ferdig del. Stegene er basert på bygging i metall. Figur 2.7 viser et flytdiagram for prosessen.

Arbeidet starter med konstruksjon av en 3D CAD-modell. Det er under arbeidet med modellen viktig at det tas hensyn til hvordan delen skal bygges, for å sikre et best mulig resultat og samtidig minimere behov for etterarbeid. Modellen gjøres så om til et STL-format. Dette er et standardisert format som kun beskriver overflaten til et objekt ved hjelp av trekanter plassert i rommet.

Det neste steget er å laste inn modellen i et program som lager nødvendig støttestruktur, deler opp modellen i lag (*slicing*), og genererer bane for laseren. Det plasseres gjerne mange deler samtidig for å fylle arbeidsområdet til maskinen. Denne banen lastes videre inn i maskinstyringen til tilvirkningsmaskinen.

Delen bygges deretter lagvis gjennom byggeprosessen, som beskrevet i seksjonen over. Når den fjernes fra maskinen sitter delen fast i byggeplaten, sammen med de andre delene som ble bygd samtidig. Det er normalt endel pulver som henger igjen på delene, spesielt i indre strukurer. Dette pulveret må fjernes, for at det ikke skal smelte sammen med delene under senere varme-



Figur 2.7: Arbeidsflyt for additiv tilvirkning

behandling. Det er deretter vanlig å avspenningsgløde delene, for å redusere risikoen for at delene bøyer av på grunn av indre spenninger fra byggeprosessen.

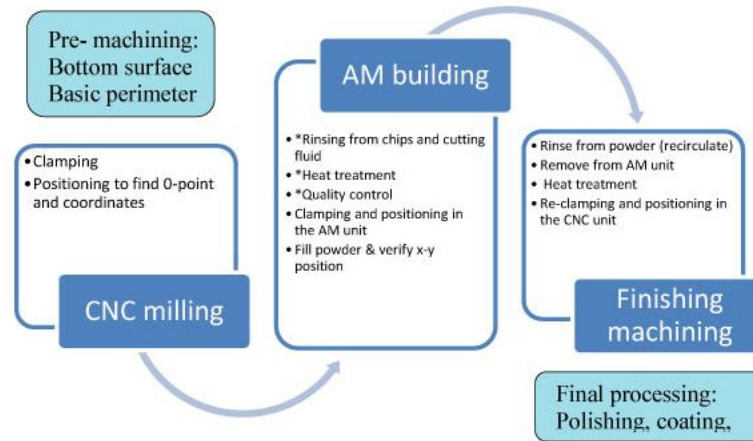
For å fjerne objektene fra byggeplaten vil det normalt sett være nødvendig å skjære de bort. Skjæringen gjøres enten med sag eller med trådnisting. Det er vesentlig raskere å sage av delene, men det gir dårlig overflate og det kan være risiko for avbøyning av sagbladet.

Til slutt må det normalt gjøres endel etterarbeid på delene. Dette inkluderer fjerning av støttestruktur, sandblåsing, maskinering av områder som må ha god nøyaktighet eller overflate, og varmebehandling. Hvilke operasjoner som er nødvendige vil variere basert på delens funksjon og krav.

2.2.3 Hybrid tilvirkning

Som tidligere nevnt er det to viktige begrensninger knyttet til PBF-teknikker: Det er en forholdsvis treg produksjonsmetode, og den har begrenset nøyaktighet og overflatekarakteristikk. På grunn av det siste punktet er det vanlig at en del må flyttes over til en fresemaskin etter den additive prosessen. Samtidig er det ikke alltid slik at hele delen trenger å være additivt bygd.

På grunn av disse utfordringene har det blitt foreslått flere løsninger for integrasjon av additive og subtraktive prosesser. En av disse ble foreslått i [11], og utviklet av Vegard Brøtan under hans arbeid med PhD [10]. Figur 2.8 forklarer hvordan det er tenkt at arbeidsflyten i cellen skal være.



Figur 2.8: Arbeidsflyt i celle for hybrid tilvirkning [11]

Cellen består av en Concept Laser M2 PBF-maskin og en Deckel Maho DMU 50 eVolution. Prinsippet i denne løsningen er at maskinene skal ha beholde sin fulle integritet, og dermed kunne fungere som enkeltstående maskiner. Samtidig skal det være en mest mulig sømløs overføring av arbeidsstykker mellom maskinene.

Dette er gjennomført ved å benytte paletter for innspenning. Palettene har innspenningsmekanismer både i den additive maskinen og i fresemaskinen, som sikrer en kjent posisjon når den plasseres i en maskin. I tillegg måles høyden til arbeidsstykket når det flyttes fra fresemaskinen til den additive maskinen, for å sikre riktig starthøyde for byggingen. Automatisert parameteroverføring mellom maskinene sikrer at begge maskinene vet hvor på paletten delen er plassert, uten at en operatør trenger å skrive det inn manuelt.

Produksjon av ekstruderingsverktøy i denne oppgaven er planlagt basert på denne hybride cellen.

2.3 Varme- og massetransport

Under følger en kort gjennomgang av teorien som er brukt senere i oppgaven for analyse av varme- og massetransport. For en mer grundig gjennomgang og utledninger av ligninger refereres det til følgende kilder, hvor også ligningene under er hentet:

- Inkompressibel strømning [12].
- Kompressibel strømning [13]
- Varmetransport [14]

2.3.1 Inkompressibel strømning i kanaler

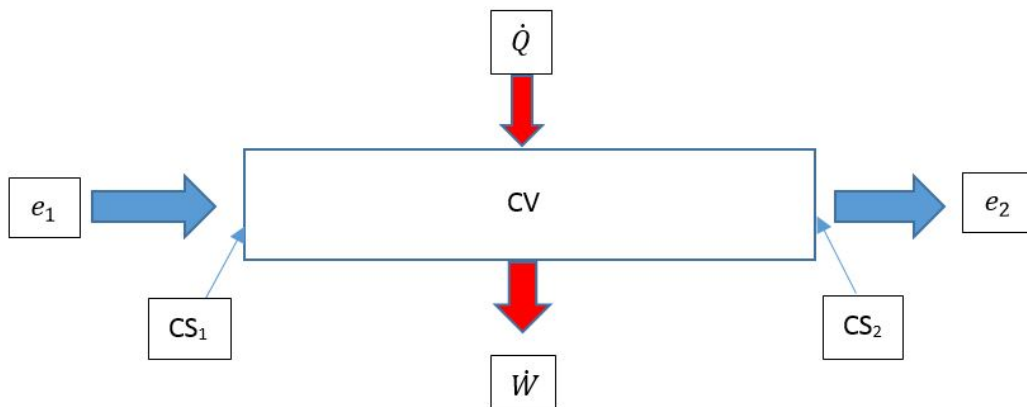
For analyse av inkompressibel strømning i kanaler tas det utgangspunkt i ligningen for bevaring av energi i et kontrollvolum:

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_v - \int_{CS} e\rho(\mathbf{V} \cdot \mathbf{n}) dA = \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} e\rho dV \right) \quad (2.1)$$

Venstre side av ligning 2.1 referer til energien tilføres og fjernes fra kontrollvolumet som varme(\dot{Q}), arbeid(\dot{W}) eller energi i massen som krysser grensene for volumet (integralet). Høyre side referer til endring av energien i volumet. Balansen gir da at volumets energiendring er lik forskjell på tilført og fjernet energi.

For reduksjon av denne ligningen legges følgende forutsetninger til grunn:

- Stasjonær tilstand: det tidsvariante volumintegralet faller ut.
- Inkompressibel strømning: tettheten er konstant.
- Strømning normalt på utløpsflaten CS .



Figur 2.9: Kontrollvolum for endimensjonal strømning

Figur 2.9 illustrerer et kontrollvolum for endimensjonal strømning. Dette gir da ligningen den klassiske ingeniørligningen:

$$\left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{u^2}{2g} + z \right)_1 = \left(\frac{p}{\rho g} + \alpha \frac{u^2}{2g} + z \right)_2 + h_f + h_t - h_p \quad (2.2)$$

Et kontrollvolum i denne typen strømning vil i praksis være en gitt lengde av en kanal, gjerne hele kanalen. Subskriptene 1 og 2 i ligning 2.2 referer til tilstander i henholdsvis innløpet og utløpet av kontrollvolumet. De tre siste leddene referer til energitapene i systemet, henholdsvis friksjonstap, turbintap og (negativt) pumpetap. Turbintap og pumpetap neglisjeres i den videre gjennomgangen, da det ikke er aktuelt.

Reynolds tall

En viktig størrelse ved karakterisering av en strømning er det dimensjonsløse Reynolds tall:

$$Re = \frac{\rho u L}{\mu} \quad (2.3)$$

u og L er gjennomsnittlig hastighet og karakteristisk lengdeskala for en strømning. For strømning i kanaler vil den karakteristiske lengdeskalaen være kanalens hydrauliske diameter. Dette vil eksempelvis være diameteren for en sirkulær kanal, eller bredden på en kvadratisk kanal. ρ og μ er fluidets tetthet og viskositet.

Basert på Reynolds tall er det mulig å skille mellom ulike typer strømning. Strømning med Reynolds tall under 2300 regnes som laminær. Denne er kjennetegnet av lite bevegelse på tvers av strømningsretningen, og en parabelformet hastighetsprofil med stagnasjon ved kanalveggen og maksimal hastighet i senter.

Ved Reynolds tall over omtrent 10000 er det fullstendig turbulent strømning. Det er da mye bevegelse på tvers av strømmingen. Hastighetsprofilen er karakterisert av stagnasjon ved kanalvegg, skarp hastighetsøkning nært veggen, og relativt jevn hastighet inn mot senter av strømmingen.

Området mellom laminær og turbulent strømning betegnes transisjonsstrømning. I dette området skjer det en gradvis overgang fra laminær til turbulent strømning. Egenskapene til strømmingen er derfor svært avhengige av Reynolds tall i dette området.

I ligning 2.2 ble det introdusert en faktor α . Dette er en korreksjonsfaktor som innføres for å ta hensyn til varierende hastighet i strømmingstverrsnittet. For laminær strømning er denne 2, mens den ligger i området 1,04 til 1,11 for turbulent strømning. Det er vanlig å neglisjere leddet ved arbeid med turbulent strømning.

Friksjonstap

Friksjonstap i strømninger kommer som en konsekvens av skjærspenninger mellom den stasjonære kanalveggen og fluidet som er i bevegelse. Dette friksjonstapet er inkludert i ligning 2.2 med leddet h_f , og beregnes som:

$$h_f = f \frac{L u^2}{d 2g} \quad (2.4)$$

Parameteren f i ligning 2.4 kalles Darcys friksjonsfaktor. For laminær strømning i sirkulære kanaler kan følgende uttrykk utledes:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.5)$$

For turbulent strømning i sirkulære rør er det noe mer komplisert. Basert på grensesjiktsteori, og med en antagelse om glatte vegger, er det mulig å utlede følgende ligning:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx 1,99 \log \left(Re \sqrt{f} \right) - 1,02 \quad (2.6)$$

Det viser seg forøvrig at ved turbulent strømning er friksjonstapet avhengig av overflaten til veggen. For å ta hensyn til hele området fra glatte til grove vegger har vi den såkalte Colebrook-ligningen [15]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\epsilon}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.7)$$

Denne ligningen har en nøyaktighet på $\pm 15\%$, og danner grunnlaget for Moody-diagrammet som kan finnes i [16]. Dette diagrammet dekker strømninger med Reynolds tall opp til 10^8 , og relativ ruhet ($\frac{\epsilon}{d}$) fra hydraulisk glatt til 0,05.

Siden det ikke er mulig å løse ut friksjonsfaktoren direkte fra ligning 2.7 er det utviklet flere approksimasjoner som er gyldige i et større eller mindre område. I denne oppgaven benyttes Haalands ligning [17]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1,8 \log \left(\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\epsilon}{3,7} \right)^{1,11} \right) \quad (2.8)$$

Ruhet

I ligningene 2.7 og 2.8 er parameteren ϵ tatt med for å beskrive ruheten. Denne parameteren blir gjerne beskrevet som sandkornruhet (*sand grain roughness*, kalt ruhet i senere kapitler), etter eksperiment utført av Nikuradse [18]. Han festet sandkorn til rørveggen, og målte hvordan trykkfallet endret seg med kornstørrelsen.

Det er i senere tid gjort flere forsøk på å relatere moderne metoder på for karakterisering av en overflate (profilometri) til sandkornruhet. Blant annet er det i [19] forsøkt bruke data fra profilometer til å beregne friksjonsfaktor. I dette arbeidet var det hovedsaklig fokus på relativ ruhet over 0.05 (grensen for Darcy-diagrammet), og det lyktes ikke å basere seg på data fra profilometri.

I [20] ble ruhet modellert som kuler for å beregne en sammenheng mellom størrelsen på kulene (ϵ), og data fra profilometri. Videre ble dette sammenlignet med eksperimentelle data. Heller ikke i dette eksperimentet lyktes det å få en direkte relasjon mellom målte verdier og sandkornruheten.

På grunn av den manglende sammenhengen mellom målte parametere og beregningsparameteren ϵ må det enten brukes tabellerte data eller gjennomføres eksperimentell fastsetting av sandkornruheten.

2.3.2 Kompressibel strømming i kanaler

Følgende forenklinger gjelder for videre analyse av kompressibel strømming:

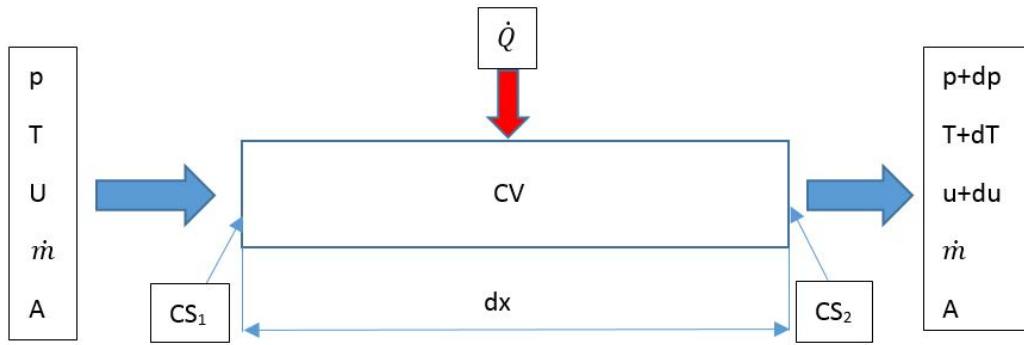
- Gassen modelleres som en ideell gass.
- Spesifikke varmekapasiteter er konstant.
- Gassens molvekt er konstant.

Den ideelle gassloven gir følgende sammenhengen:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2.9)$$

I ligningen over er R gasskonstanten for den aktuelle gassen, T er den absolutte temperaturen, og p er det absolutte trykket. For inkompressibel strømming er tettheten, ρ , modellert som konstant. Dette gjør at løsning av ligning 2.2 lar seg løse enkelt. Ved kompressibel er det mer komplisert på grunn av koblingen mellom trykk og tetthet.

På grunn av koblingen mellom trykk, temperatur og tetthet er det derfor nødvendig å se simultant på endringer av de ulike tilstandsvariablene ved innløp og utløp av et kontrollvolum. Figur 2.10 viser et kontrollvolum med de ulike relevante variablene. Utledning av ligninger for endring av de ulike tilstandsvariablene er relativt komplisert, og kan finnes i [13].



Figur 2.10: Kontrollvolum for kompressibel strømning med varmeveksling og friksjon

Under presenteres resultatet for strømning i kanaler med friksjon og varmeveksling:

$$dMa^2 = \frac{Ma^2 (1 + kMa^2) (1 + \frac{k-1}{2}Ma^2)}{1 - Ma^2} \frac{dT_0}{T_0} + \frac{kMa^4 (1 + \frac{k-1}{2}Ma^2)}{1 - Ma^2} f \frac{dx}{d} \quad (2.10)$$

Ma i ligning 2.10 er Mach-tallet, definert som forholdet mellom lydens hastighet i gassen og gassens hastighet:

$$Ma = \frac{u}{c} = \frac{u}{\sqrt{kRT}} \quad (2.11)$$

k er forholdet mellom gassens varmekapasitet ved konstant trykk og ved konstant temperatur:

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.12)$$

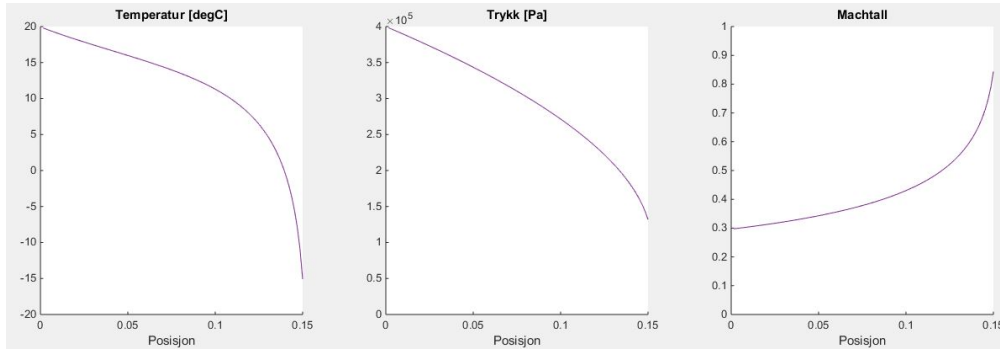
Dette forholdet er, basert på tidligere nevte forutsetninger, konstant.

T_0 er gassens stagnasjonstemperatur. Dette er definert som den temperaturen gassen ville fått dersom den ble adiabatisk bremsset til 0 hastighet. Vi får dermed sammenheng:

$$T_0 = T + \frac{u^2}{2c_p} \quad (2.13)$$

Ligning 2.10 er representert på differensiell form. For å komme fram til en eksplisitt sammenheng mellom de ulike tilstandene vil det være nødvendig å integrere ligningen. Det er, forfatteren bekjent, ingen generell analytisk løsning av dette integralet. Numeriske metoder er derfor nødvendig for å gjøre beregninger med grunnlag i denne ligningen.

Det er forøvrig mulig å gjøre noen generelle observasjoner. Tilført energi, representert som positiv dT_0 , vil føre til en økning av Mach-tallet. Tilsvarende gjelder for positiv dx , altså nedstrøms i kanalen. Konsekvensen av dette er at gassen vil ha monotont økende Mach-tall



Figur 2.11: Plot av temperatur, trykk og Mach-tall ved struping på grunn av friksjon

nedstrøms i kanalen. I tillegg kan faktoren $1 - Ma^2$ finnes i nevneren i begge leddene i ligningen. Dette betyr at nevneren går mot 0 nedstrøms i kanalen, og vi får følgende forhold:

$$\lim_{Ma \rightarrow 1} \left. \frac{dMa^2}{dT_0} \right|_{dx=0} = \lim_{Ma \rightarrow 1} \left. \frac{dMa^2}{dx} \right|_{dT_0=0} = \infty \quad (2.14)$$

Dette forholdet kalles struping (*choking*), og er den begrensende faktoren for strømningshastighet i en kanal. Det viser at en gass ikke vil akselereres forbi den lokale lydshastigheten i en kanal med konstant tverrsnitt. Lydshastigheten gir dermed høyeste mulige hastighet ved utløpet av kanalen. Figur 2.11 viser hvordan temperaturen og trykket endrer seg når Mach-tallet går mot 1.

Ved å anta at Mach-tallet er tilnærmet konstant over en kort lengde Δx og lineær endring av stagnasjonstemperaturen, fås følgende approksimasjon for endring av Mach-tall:

$$\Delta Ma^2 = \frac{Ma^2 (1 + kMa^2) (1 + \frac{k-1}{2} Ma^2)}{1 - Ma^2} \frac{T_{02} - T_{01}}{\frac{1}{2}(T_{02} - T_{01})} + \frac{kMa^4 (1 + \frac{k-1}{2} Ma^2)}{1 - Ma^2} f \frac{\Delta x}{d} \quad (2.15)$$

I vedlegg A finnes en oppstilling over ligninger som kan brukes til å beregne øvrige tilstandsvariabler.

Isotermisk strømming

Ligningene over er nyttige til å evaluere tilstandsendringer ved en kombinasjon av friksjon og varmetilførsel. Et minus er forøvrig den ikke integrerbare formen på ligningene. Det er dermed mye arbeid å gjøre beregninger, og det er ikke mulig å regne ut noe direkte basert på kunnskap om tilstander i hver ende av kanalen.

Det er mulig å forenkle beregningen av tilstandsendringer langs en kanal ved å anta isoterme forhold [12]. Vi har da at $dT = 0$, og den ideelle gassloven på differensiell form blir:

$$\frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} \quad (2.16)$$

I tillegg finnes kontinuitetsligningen og ligningen for bevaring av lineært moment:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{du}{u} = 0 \quad (2.17)$$

$$2dp + f\rho u^2 \frac{dx}{D} + \rho u du = 0 \quad (2.18)$$

Ved å dele 2.18 på u^2 og å benytte 2.16 og 2.17 får vi følgende integrerbare sammenheng mellom trykk og posisjon:

$$\frac{2pdp}{G^2 RT} + f \frac{dx}{D} - 2 \frac{dp}{p} = 0 \quad (2.19)$$

G er masseflukstettheten $\frac{\dot{m}}{A}$. Ved å integrere fås følgende eksplisitte sammenheng mellom posisjon og trykk, som er velegnet for analyse av eksperimentelle data:

$$\frac{p_1^2 - p_2^2}{G^2 RT} + 2 \ln \frac{p_2}{p_1} = f \frac{l}{d} \quad (2.20)$$

2.3.3 Varmetransport

Det finnes 3 fundamentale mekanismer for varmetransport: konduksjon, konveksjon og stråling. Konduksjon, eller varmeledning, er varmetransport drevet av varmegradierer. Varmetransport gjennom stråling er basert på at objekter sender ut energi som fotoner som kan absorberes av andre objekter. Konveksjon er transport av varme ved bevegelser av massen i et fluid.

Tvungen konveksjon

Mekanismen som betegnes tvungen konveksjon oppstår når et fluid flyttes ved hjelp av ytre krefter. Det er da to mekanismer for varmetransport som er gjeldende: konveksjon og konduksjon. Dette er den typiske situasjonen ved strømning i kanaler med en temperaturdifferanse mellom fluid og kanalveggen. Dersom fluidet er kaldere enn kanalveggen, vil varme overføres fra kanalveggen til sjiktet av fluidet som ligger helt inntil veggen. Denne varmen overføres videre fra dette sjiktet og innover mot senter av strømningstverrsnittet. Samtidig beveger fluidet seg langs kanalen, slik at varmen også beveger seg denne veien. Dersom veggen er kaldere enn fluidet er retningen til varmeledningen motsatt. Dette betyr at det er konduksjon på tvers av strømningsretningen og konveksjon på langs av strømningsretningen.

En teoretisk analyse av tvungen konveksjon er basert på grensesjiktsteori, og svært avhengig av hastighetsprofilen til strømningen. Sammenhengene er forholdsvis komplekse, og kan finnes i [14]. I det følgende presenteres teori som er basert på empiriske sammenhenger, i kombinasjon

med en antagelse om stasjonære forhold.

Teorien tar utgangspunkt i Fouriers lov, som beskriver varmekraften gjennom en overflate:

$$\dot{q}_w = -\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_w \quad (2.21)$$

Overflaten vil i dette tilfellet være en seksjon av kanalveggen, og gradienten er temperaturgradienten innover i strømningsstverrsnittet evaluert ved veggen. λ er materialets varmeledningsevne. Denne sammenhengen brukes videre til å definere varmeovergangstallet (α):

$$\alpha = -\lambda \frac{\dot{q}_w}{T_w - T_F} \quad (2.22)$$

Varmeovergangstallet er dermed forholdet mellom varmekraften og en temperaturforskjell $T_w - T_F$. T_w er temperaturen til fluidet ved kanalveggen. Det er vanlig å anta stagnasjon av fluidet helt inne ved veggen, og da videre at denne temperaturen er den samme som veggtemperaturen. Temperaturen T_F er betegnet den adiabatisk blandingstemperaturen for et tverrsnitt av fluidet. I henhold til [13] er dette ved strømming av gass omtrent lik stagnasjonstemperaturen T_0 , og denne anbefales brukt i beregninger.

Innenfor varme- og massetransport er det definert enkelte dimensjonsløse tall, som korrelerer ulike fysiske kvantiteter. Disse er basert på prinsippet om at løsninger på et fysisk problem er uavhengig av enhetene som benyttes. Fordelen med slike tall er at det gjør det mulig å kutte ned på antallet variabler som må undersøkes når man skal finne fysiske sammenhenger. Et nyttig tall i denne sammenhengen er Nusselts tall:

$$Nu = \frac{\alpha L_0}{\lambda} \quad (2.23)$$

Nusselts tall beskriver forholdet mellom varmeledning, varmeovergangstall og en karakteristisk lengde L_0 . For en sirkulær kanal vil L_0 være gitt av kanalens diameter, eller hydrauliske diameter for alternative kanaltverrsnitt. Dette tallet er mye brukt i litteraturen, og det finnes flere empirisk baserte formler for beregning av det. For varmeveksling i runde rør med høye Reynolds tall (over 10000) ser Gnielinskis approksimasjon [21] ut til å være bredt akseptert:

$$Nu = \frac{\frac{1}{8} f (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{1}{8} f} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left(1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \left(\frac{T_b}{T_w} \right)^{0,45} \quad (2.24)$$

Pr er Prandtls tall, og T_b er gjennomsnittstemperaturen til fluidet i kontrollvolumet. I [22] er det også sammenlignet data fra flere ulike eksperimenter med denne korrelasjonen, og resultatet ser ut til å samsvare bra. Med utgangspunkt i denne ligningen er det dermed mulig å estimere varmeovergangstallet basert på kunnskap om geometri, darcys friksjonsfaktor, og gasegenskaper.

Estimering av temperaturendring ved tvungen konveksjon

Når et fluid strømmer gjennom et rør med tvungen konveksjon, vil temperaturen til fluidet øke i strømningsretningen. For å estimere denne temperaturvariasjonen kan det tas utgangspunkt i varmebalansen for et kontrollvolum:

$$\dot{m}c_p\Delta T = \alpha (T_w - T) \pi d\Delta x \quad (2.25)$$

Venstre side av ligning 2.25 representerer endringen av termisk energi i innløpet til kontrollvolumet. Høyre side representerer varmen som overføres gjennom overgangen mellom rørvegg og fluid. Gjør følgende endringer på ligningen:

- Bruke forskjellen på veggtemperatur og gassens stagnasjonstemperatur for å beregne varmeovergangen, ihht anbefalinger i [13].
- Sette inn hastighet, tetthet og kanaldiameter for massestrøm.
- Lar Δx og ΔT_0 gå mot null.

Ved å snu litt på ligningen fås den differensielle sammenhengen:

$$\frac{dT_0}{T_w - T_0} = \frac{4\alpha dx}{\rho u c_p d} \quad (2.26)$$

Ved å anta konstant veggtemperatur innenfor et gitt område, er det mulig å integrere ligningen. Dette gir følgende funksjon for stagnasjonstemperatur ved utløpet av kontrollvolumet:

$$T_{02} = T_w - \frac{T_w - T_{01}}{\exp \frac{4\alpha\Delta x}{\rho c_p u d}} \quad (2.27)$$

Den totale varmeffluksen mellom kanalveggen og fluidet kan da evalueres som basert på enkel energibalanse:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T_0 \quad (2.28)$$

Konduksjon gjennom rørvegg

Ligningene over tar utgangspunkt i at temperaturen på den indre veggen til kanalen er kjent. Dette er ikke nødvendigvis tilfelle, og det presenteres derfor en analyse av varmetransport gjennom en rørvegg. Her settes grensebetingelsen istedet til at temperaturen, T_{ow} , på utsiden av kanalen er kjent. Det kan da ses på en kanal med en tynn rørvegg slik at overflaten på innsiden og utsiden av rørveggen er tilnærmet lik. Basert på Fouriers lov, ligning 2.21 vil da varmestrømmen gjennom et lengdeelement av veggen bli gitt av:

$$\dot{Q} = \frac{2\pi r l \lambda}{\Delta r} \Delta T \quad (2.29)$$

Denne ligningen kan snus og gjøres om til differensiell form:

$$dT = \frac{\dot{Q} dr}{2\pi r l \lambda} \quad (2.30)$$

Ved å anta at varmeledningsevnen, λ er tilnærmet konstant gjennom rørveggen, og å integrere ligningen mellom indre og ytre rørvegg, får vi følgende sammenheng:

$$T_w = T_{ow} - \frac{\dot{Q} \ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi l \lambda} \quad (2.31)$$

Denne ligningen gjør det mulig å komme fram til riktige grensebetingelser for beregning av varmetransport med tvunget konveksjon. Ved å sette inn \dot{Q} fra ligning 2.28 skal T_w ende opp likt med verdien som ble brukt i 2.27. Dersom det er en vesentlig forskjell på verdiene av T_w kan det gjøres et nytt forsøk hvor T_w fra ligning 2.31 settes inn i 2.27. Dette kan itereres inntil resultatet er tilfredsstillende.

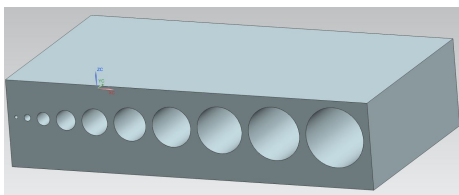
Kapittel 3

Måling av kanaltverrsnitt

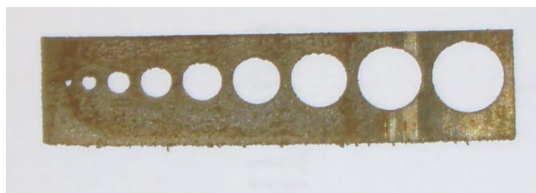
Ved bygging av additive deler vil det normalt være en forskjell på CAD-modellen som ble benyttet til generering av baner for byggingen, og det ferdige produktet. Forskjellene vil være knyttet til geometrien av produktet. I tillegg vil produktet, i motsetning til modellen, ha en overflatestruktur. Målsetningen med dette forsøket er å få kunnskap om sammenhengen mellom modell og produkt ved additiv bygging av innvendige kanaler.

3.1 Metode

For gjennomføring av testene ble det produsert en blokk med dimensjonene 30x56,5x13 mm. I blokken var det 10 horisontalt gjennomgående hull, med diametere på 0,5, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 og 9 mm. Kanalene som skulle måles ble produsert av materialet Marlok i en M2 cusing maskin fra Concept Laser. Dette er en maskin for additiv bygging basert på "powderbed fusion"-teknologi. Lasereffekten er på 200W. Blokken ble bygd på tynn støttestruktur for enklest mulig fjerning fra baseplate. Videre ble 1 mm tykke skiver skjært av kanalene i en tråderosjonsmaskin. Skjæreplanet lå normalt på kanalenes senterakse. Figurene 3.2 og 3.2 under viser en modell av blokken, og bilde av en skive ble skjært av blokken.



Figur 3.1: Modell av blokk for måling av hulltverrsnitt



Figur 3.2: Skive brukt til måling av hulltverrsnitt



Figur 3.3: Mikroskop brukt til måling av kanaltverrsnitt

Gjennomføring av målinger

Oppmålingen av kanalene ble gjennomført i et verktøymakermikroskop fra Mitutoyo. Mikroskopet har en forstørring på 10X. Bordet som måleobjektet ligger på er bevegelig, og aksforskyvingen og målingen fungerer på samme måte som på et mikrometer. Oppløsningen på måleskalaen er på $5 \mu\text{m}$. Målingen i mikroskopet er optisk. I okularet er det markert en horisontal og en vertikal stripe. Målingen gjennomføres i følgende steg:

1. Bordet forskyves slik at den aktuelle måleflaten ligger inntil den horisontale eller vertikale stripen.
2. Måleskalaen i den aktuelle retningen nullstilles.
3. Bordet forskyves inntil den andre måleflaten ligger inntil stripen.
4. Forskyvningen, og dermed den interessante dimensjonen, kan leses av måleskalaen.

For hvert hull er det gjort 4 målinger:

- Hullets bredde.
- Hullets høyde.
- Høyde på største ujevnhet nederst i hullet.
- Høyde på største ujevnhet øverst i hullet.

På grunn av den lite ideelle geometrien på hullet, spesielt øverst og ved små hulldimensjoner, var det nødvendig å velge hva som skulle regnes som hullets øvre og nedre punkt. Dette ble gjort slik at punktet ble satt omtrent midt mellom topp og bunn i den øverste eller nederste ujevnheten. Ved måling av største ujevnhet ble det målt på en ujevnhet som lå omtrent på øverste/nederste punkt. En viss grad av skjønn ble brukt på grunn av at ujevnheten gjerne lå noe til siden for sentrum.

I tillegg til målingen ble alle de målte hullene fotografert i et 1.3 MPx USB-mikroskopkamera.

3.2 Resultat

Tabellen under oppsummerer måleresultatene. Hullene med diameter på 0,5 mm viste seg å ha en så lite sirkulær form at det ikke var mulig å beregne noen representerbar størrelse på ujevnheter.

| Sample | Nominell diameter | Bredde [mm] | Høyde [mm] | Største ujevnheter over [um] | Største ujevnheter under [um] | Diameter avg [mm] | Relativ ruhet over | Relativ ruhet under | Ovalitet |
|--------|-------------------|-------------|------------|------------------------------|-------------------------------|-------------------|--------------------|---------------------|----------|
| 1 | 0,5 | 0,32 | 0,14 | | | 0,23 | 0,00 | 0,00 | 78,26 % |
| 1 | 1 | 0,73 | 0,62 | 100 | 80 | 0,68 | 0,15 | 0,12 | 16,30 % |
| 1 | 2 | 1,70 | 1,42 | 190 | 40 | 1,56 | 0,12 | 0,03 | 17,95 % |
| 1 | 3 | 2,71 | 2,64 | 110 | 60 | 2,68 | 0,04 | 0,02 | 2,62 % |
| 1 | 4 | 3,71 | 3,58 | 120 | 70 | 3,65 | 0,03 | 0,02 | 3,57 % |
| 1 | 5 | 4,69 | 4,57 | 230 | 40 | 4,63 | 0,05 | 0,01 | 2,59 % |
| 1 | 6 | 5,78 | 5,53 | 180 | 40 | 5,66 | 0,03 | 0,01 | 4,42 % |
| 1 | 7 | 6,72 | 6,45 | 160 | 50 | 6,59 | 0,02 | 0,01 | 4,10 % |
| 1 | 8 | 7,74 | 7,52 | 160 | 70 | 7,63 | 0,02 | 0,01 | 2,88 % |
| 1 | 9 | 8,73 | 8,56 | 310 | 30 | 8,65 | 0,04 | 0,00 | 1,97 % |
| 2 | 0,5 | 0,18 | 0,14 | | | 0,16 | 0,00 | 0,00 | 25,00 % |
| 2 | 1 | 0,76 | 0,75 | 130 | 30 | 0,76 | 0,17 | 0,04 | 1,32 % |
| 2 | 2 | 1,76 | 1,52 | 180 | 50 | 1,64 | 0,11 | 0,03 | 14,63 % |
| 2 | 3 | 2,72 | 2,58 | 250 | 50 | 2,65 | 0,09 | 0,02 | 5,28 % |
| 2 | 4 | 3,72 | 3,60 | 120 | 80 | 3,66 | 0,03 | 0,02 | 3,28 % |
| 2 | 5 | 4,76 | 4,59 | 140 | 70 | 4,68 | 0,03 | 0,01 | 3,64 % |
| 2 | 6 | 5,78 | 5,48 | 150 | 50 | 5,63 | 0,03 | 0,01 | 5,33 % |
| 2 | 7 | 6,75 | 6,53 | 150 | 40 | 6,64 | 0,02 | 0,01 | 3,31 % |
| 2 | 8 | 7,79 | 7,46 | 130 | 70 | 7,63 | 0,02 | 0,01 | 4,33 % |
| 2 | 9 | 8,75 | 8,54 | 300 | 90 | 8,65 | 0,03 | 0,01 | 2,43 % |
| 3 | 0,5 | 0,30 | 0,18 | | | 0,24 | 0,00 | 0,00 | 50,00 % |
| 3 | 1 | 0,70 | 0,64 | 140 | 30 | 0,67 | 0,21 | 0,04 | 8,96 % |
| 3 | 2 | 1,73 | 1,48 | 140 | 40 | 1,61 | 0,09 | 0,02 | 15,58 % |
| 3 | 3 | 2,68 | 2,53 | 120 | 30 | 2,61 | 0,05 | 0,01 | 5,76 % |
| 3 | 4 | 3,73 | 3,53 | 220 | 20 | 3,63 | 0,06 | 0,01 | 5,51 % |
| 3 | 5 | 4,69 | 4,41 | 200 | 60 | 4,55 | 0,04 | 0,01 | 6,15 % |
| 3 | 6 | 5,69 | 5,54 | 120 | 50 | 5,62 | 0,02 | 0,01 | 2,67 % |
| 3 | 7 | 6,70 | 6,61 | 220 | 30 | 6,66 | 0,03 | 0,00 | 1,35 % |
| 3 | 8 | 7,76 | 7,52 | 230 | 20 | 7,64 | 0,03 | 0,00 | 3,14 % |
| 3 | 9 | 8,72 | 8,52 | 190 | 60 | 8,62 | 0,02 | 0,01 | 2,32 % |

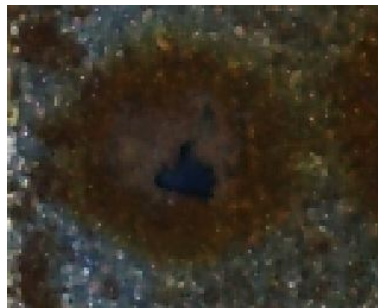
Tabell 3.1: Resultat for måling av hulltverrsnitt

3.2.1 Geometriske formavvik

Figurene under viser tverrsnittet til en $\varnothing 0,5$ og en $\varnothing 3$ kanal. Begge kanalene skulle i utgangspunktet være runde. Kanalen på 0,5 mm er svært deformert, og kan ikke lenger karakteriseres som sirkulær. Det er tydelig at ujevnhetene er i samme størrelsesorden som kanalen. Dette kan forventes å gi en veldig tilfeldig geometri langs kanalens akse.

Den andre kanalen er vesentlig mer sirkulær. Det er mulig å se en svak ovalitet, noe som bekreftes av måledataene. Det er også en tydelig forskjell på nedre og øvre side av hullet. Nedre del av hullet er relativt jevn, med tendenser til bølger. Øvre del av hullet har tydelige formfeil, med markante ujevnheter som stikker ut. Dette er som forventet, basert på den anvendte produksjonsprosessen. Overhengende områder er en kjent utfordring i additiv bygging, og unngås derfor i størst mulig grad.

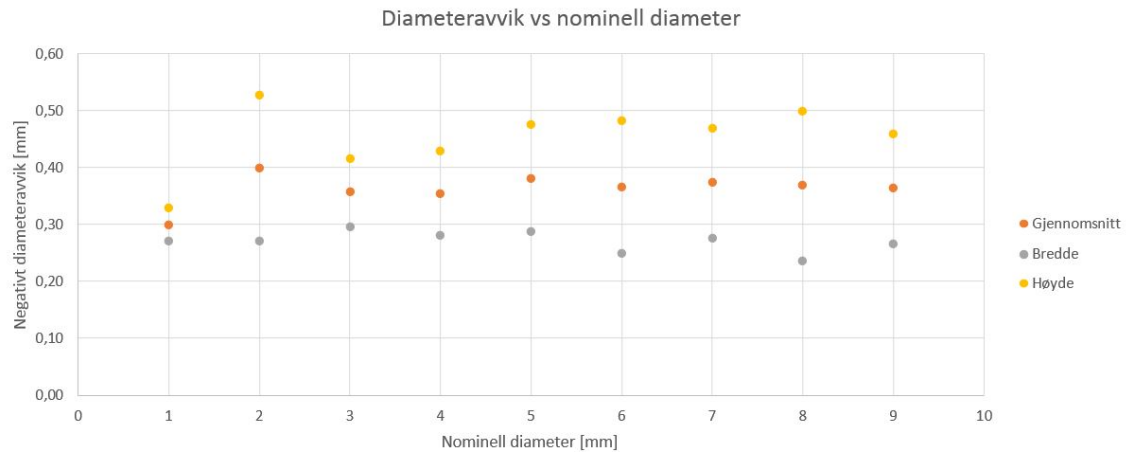
På grunn av de store formavvikene til hull med nominell diameter på 0,5 mm, er ikke målinger av disse hullene tatt med i den videre analysen.



Figur 3.4: $\varnothing 0,5$ kanaltverrsnitt



Figur 3.5: $\varnothing 3$ kanaltverrsnitt



Figur 3.6: Diameteravvik for ulike kanaldimensjoner

3.2.2 Diameteravvik

Figur 3.6 viser avviket mellom nominell diameter og bredde, høyde og gjennomsnittet av kanalenes høyde og bredde for ulike kanaldimensjoner.

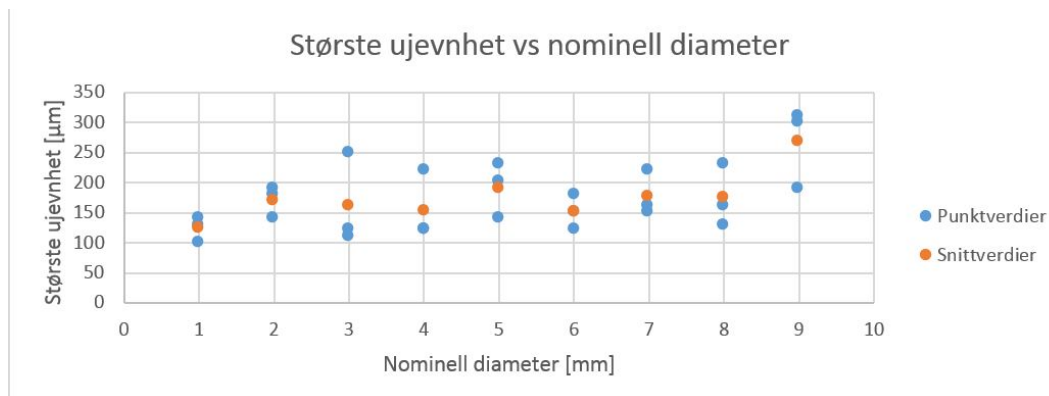
De oransje punktene viser gjennomsnittlig avvik for de ulike dimensjonene. Gjennomsnittlig størrelse på avviket for alle målingene er 0,36 mm, og avviket er negativt. Standardavviket for gjennomsnittverdiene er på 0,03 mm. Avviket til kanalene på Ø1 og Ø2 faller mellom 1 og 2 standardavvik fra gjennomsnittet. Øvrige kanaler ligger innenfor 1 standardavvik. Fordelingen av snittverdiene rundt gjennomsnittet for alle punktene ser også ut til å være tilfeldig. Det er dermed ikke noe signifikant grunnlag for å si at det er en sammenheng mellom nominell diameter og diameteravviket.

De grå og gule punktene viser tilsvarende data for hhv. bredde og høyde. Spesielt kanalenes negative breddeavvik ser ut til å ligge stabilt rundt 0,27 mm. Høydeavviket er noe mer variierende rundt et gjennomsnitt på 0,45 mm. Dersom avviket for Ø2 vurderes som en utligger, tyder resultatene på en positiv korrelasjon mellom nominell diameter og negativt høydeavvik.

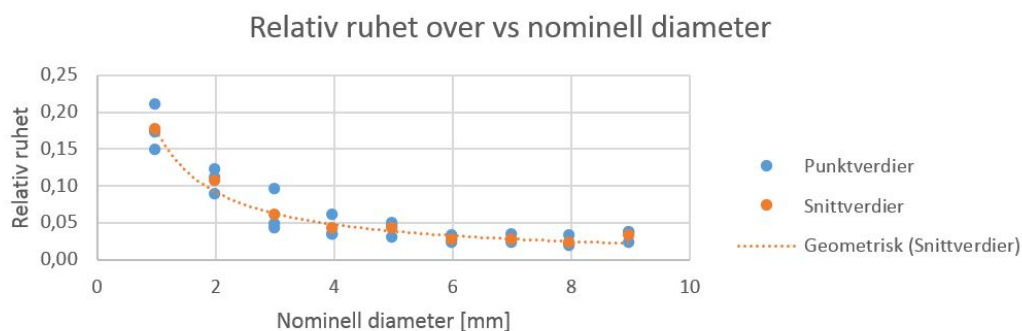
Ifølge Olav Åsebø Berg og Vegard Brøtan i SINTEF Raufoss Manufacturing AS er avviket og variasjonen større enn det som er normalt forventes av maskinen som ble brukt. Dette kan være en konsekvens av at kalibreringen av maskinen tar utgangspunkt i utvendige strukturer.

Det vil være viktig å ta hensyn til dette avviket ved design av indre kanaler. Spesielt for de små diameteren vil avviket ha stor påvirkning på trykkfallet, og dermed mulig strømningshastighet. Det anbefales derfor å justere kanalen i benyttet CAD-modell til å være oval med overmål på 0,45 mm i høyden og 0,27 mm i bredden.

3.2.3 Ruhet



Figur 3.7: Størrelse på ujevnheter for ulike kanaldimensjoner

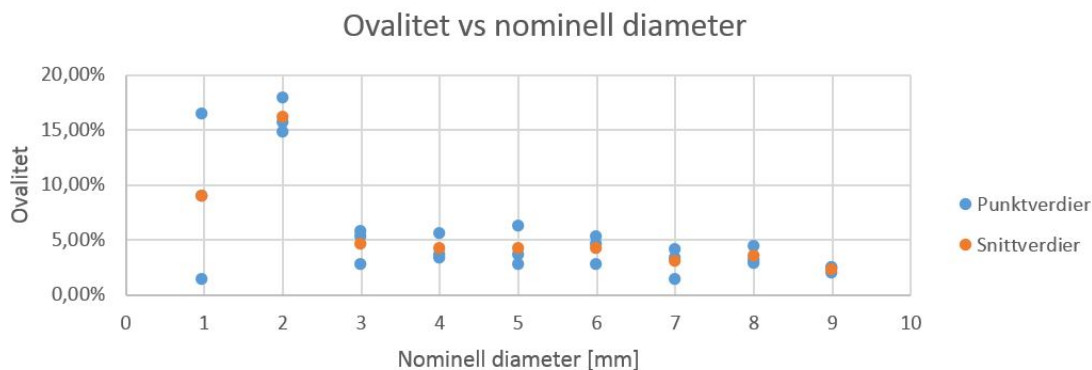


Figur 3.8: Relativ ruhet for ulike kanaldimensjoner

Figur 3.7 viser sammenhengen mellom kanalstørrelse og størrelsen på de største ujevnheterne. Gjennomsnittet av alle gjennomsnittene er på $174 \mu m$, og standardavviket er på $40 \mu m$. Alle gjennomsnittverdiene, utenom for Ø9 kanalene, ligger da innenfor 1 standardavvik. Gjennomsnittet for Ø9 kanalen ligger i overkant av 2 standardavvik over det globale gjennomsnittet. Concept Laser gir Ø8 som øvre anbefalte diameter for horisontalt bygde kanaler. De store ujevnheterne på denne kanalen peker i retning av at denne begrensningen kan være fornuftig. Det understrekes likevel at dette er langt fra et tilstrekkelig grunnlag for å konkludere med dette. Det vurderes slik at det ikke er et signifikant grunnlag for å si at det er en sammenheng mellom kanalstørrelse og størrelse på ujevnheter i dette dimensjonsområdet.

Figur 3.8 viser sammenhengen mellom relativ ruhet og nominell diameter. Den relative ruheten er beregnet som størrelse på største ujevnhet delt på nominell diameter. Trenden i figuren viser en tydelig sammenheng mellom de to verdiene. Som forventet er den relative ruheten størst for mindre diameterer. Dette er en konsekvens av at størrelsen på ujevnheterne ser ut til å være uavhengig av størrelsen på kanalen. Kurvetilpasning i Excel gir sammenhengen $y = 0,1763x^{-0,94}$.

3.2.4 Ovalitet



Figur 3.9: Ovalitet for ulike kanaldimensjoner

Figur 3.9 viser sammenhengen mellom kanalstørrelsen og ovaliteten. Ovalitet er her beregnet som forskjell på høyde og bredde delt på gjennomsnittet av høyde og bredde. Dimensjonene Ø1 og Ø2 viser vesentlig større ovalitet enn de øvrige kanalene. Kanalen Ø1 viser også veldig stor spredning mellom de ulike målingene. Det er ikke helt klart hva den store variasjonen av ovalitet for de to minste kanalene kommer av, men det kan tenkes å være en konsekvens av at ujevnheter gir en relativt sett større påvirkning av målingen av kanalens høyde.

De større kanalene har en gjennomsnittlig ovalitet på 3,65%, og et standardavvik på gjennomsnittene på 0,82%. Kanalen Ø3 ligger noe med enn 1 standardavvik over gjennomsnittet, mens kanalen Ø9 ligger nærmere 2 standardavvik under gjennomsnittet. Øvrige kanaler ligger innenfor 1 standardavvik. Dataene kan peke i retning av en svak reduksjon av ovalitet ved økende diameter, men er ikke tilstrekkelig til å underbygge en slik påstand.

Det er derfor ikke signifikant grunnlag for å si at det er en sammenheng mellom ovalitet og nominell diameter for kanaler større enn Ø3. For mindre kanaler tyder datagrunnlaget på at det er større ovalitet, men datagrunnlaget vurderes for tynt til å komme med noen konklusjoner rundt dette.

3.2.5 Vurdering av usikkerhet

For å vurdere nøyaktigheten av mikrometeret er det gjort 20 målinger av en 20 mm passbit. Gjennomsnittlig målefeil (med antagelse om neglisjerbar unøyaktighet av passbit) ble $-3 \mu\text{m}$, og standardavviket ble $11 \mu\text{m}$. Basert på dette vil målefeilen for en gitt måling ligge i området $(-36 \mu\text{m}, +30 \mu\text{m})$ med 99,7% sannsynlighet. Dette forutsetter at det er like lett å plassere målelinjen riktig i forhold til en passbit som i forhold til konturen av et ujevnt hull. Det er sannsynlig at resultatene noe dårligere ved måling av hull enn ved måling av passbiten, men det er vanskelig å kvantifisere. Antar derfor en 50% økning av standardavviket. Avrunder for enkelhets skyld resultatet, og konkluderer med at enkeltmålinger forventes å ligge innenfor \pm

50 μm , og gjennomsnittet av 3 målinger ligger innenfor $\pm 30 \mu\text{m}$.

Kanalenes 3-dimensjonale overflatestruktur vil også spille en rolle for validiteten til målingene. Fordelingen av korn som gir ujevnheter er tilfeldig, slik at det sannsynligvis er mulig å gjøre målinger i markant gode eller dårlige snitt av hullet. Det antas at denne effekten er noenlunde utjevnet ved å ta 3 snitt som ligger etter hverandre, slik at det oppnås et kontinuerlig måleområde på 3 mm. Dette er for øvrig umulig å verifisere uten å skjære ut flere skiver for å få bedre statistisk data.

3.3 Oppsummering

Det er produsert en prismatisk blokk i materialet Marlok med 10 kanaler med diametere fra 0,5 mm til 9 mm ved den additive prosessen ”powderbed fusion”. Kanalene ble produsert i horisontal orientering. Skiver med tykkelse på 1 mm ble skjært ut ved hjelp av tråderosjon, for å studere tverrsnittene i mikroskop.

Kanaler på 0,5 mm viser seg å ha så store geometriske formfeil at de ikke kan regnes som runde. Større kanaler er nærmere en ideell rund form, men spesielt den øvre flaten er preget av kraftige ujevnheter. Størrelsen på ujevnhetene ligger på rundt 174 μm , og ser ikke ut til å avhenge av kanalstørrelsen.

Den gjennomsnittlige diameteren til kanalene ligger 0,35 mm under nominell diameter. Dette er fordelt på 0,27 mm i bredden og 0,45 mm i høyden. Dette vil påvirke strømningsforholdene til kanalen, og må derfor tas hensyn til ved design.

Den relative ruheten til kanalene er tydelig avhengig av kanalstørrelsen. For Ø1 kanal ligger relativ ruhet på 17%. For kanaler fra Ø6 og oppover ligger ruheten på omtrent 2,5%. Dette vil i praksis bety at strømningsstapet ved turbulent strømming forventes å være vesentlig større for tynne kanaler enn for større kanaler.

Kapittel 4

Måling av trykkfall

For å kunne gjøre beregninger knyttet til trykkfall og varmeovergang i additivt bygde kanaler er det nødvendig å ha kunnskap om kanalenes ruhet. Da det ikke er funnet noe data om dette er det gjennomført et sett av målinger for å fastslå dette eksperimentelt. Hovedmengden av forsøk er gjennomført med vann som fluid, da både måling av de ulike variablene og analyse av resultat er enklere. I tillegg er det gjennomført noen forsøk med trykkluft som fluid, for å kontrollere at sammenhengene blir som forventet.

Den grunnleggende hypotesen for eksperimentet er at ruhetsverdien for de ulike kanalene er uavhengig av diameteren. Konsekvensen av dette vil være at den relative ruheten til kanalene er økende når kanaltverrsnittet blir mindre, og dermed at friksjonsfaktoren vil være større. I tillegg forventes det at forsøk med væske og gass skal gi like ruhetsverdier.

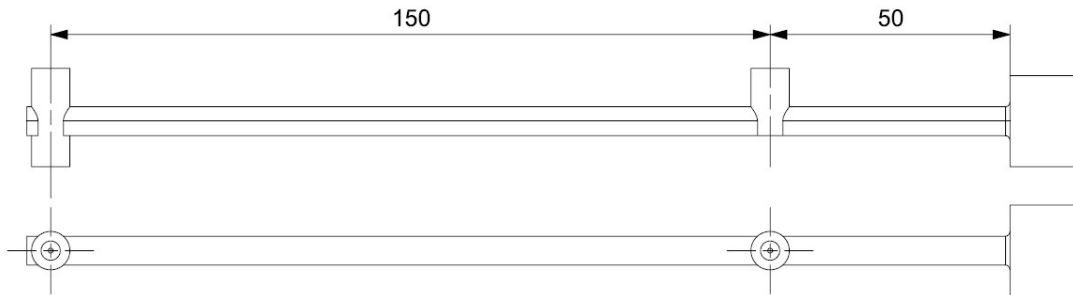
4.1 Metode

Forsøkene med vann og trykkluft som fluid ble gjennomført med ulike testoppsett og prosedyrer. Under følger metodebeskrivelse for hvert av forsøkssettene.

4.1.1 Forberedelse av testeksemplarer

For gjennomføring av testene ble det produsert 9 kanaler. Designet diameter for de ulike kanalene var 1 til 9 mm. Figur 4.1 viser tegning av en 2 mm kanal sett fra siden, og figur 4.2 viser et snitt av den samme kanalen. I den høyre enden av kanalen er det en blokk hvor kobling for vanntilførsel er festet. Denne er gjenget opp med BSP $1/4$ "- gjenger. Det er to uttak for å måle differensialtrykk, med en avstand på 150 mm. Hullet i kanalveggen ut mot uttakene ligger normalt på veggen, og har en diameter på 1 mm for å unngå at geometrien påvirker strømningforholdene. Uttakene er gjenget opp med M5 gjenger. Avstanden mellom vanntilførsel og første målepunkt er 50 mm, for å redusere innløpsseffekter. Dette er likt på alle målekanalene, utenom 1 mm kanalen som har avstander på hhv. 50 og 20 mm.

Kanalene som skulle måles ble produsert av materialet Marlok i en M2 cusing maskin fra Concept Laser. Dette er en maskin for additiv bygging basert på "powderbed fusion"-teknikk. Lasereffekten er på 200W.



Figur 4.1: Tegning av kanal for strømmingstest



Figur 4.2: Snitt av kanal for strømmingstest

Blokken ble bygd på tynn støttestruktur for enklest mulig fjerning fra baseplate. Før fjerning ble M5-hullene boret og gjenget opp. Etter fjerning ble BSP $1/4$ "-hullene boret og gjenget opp.

4.1.2 Forsøk med vann

Vannet ble hentet direkte fra en spring, hvor maksimalt trykk har vært målt til omtrent 7 bar. Temperaturen til vannet ble målt til 16°C. Videre ledes vannet gjennom en slange med indre diameter på 10 mm inn til en trykkregulator. Fra trykkregulatoren går vannet gjennom en slange med indre diameter på 8 mm, via en kuleventil, til kanalen hvor trykkfallet ble målt. Trykkfallet ble målt med en digital differensialtrykkmåler.

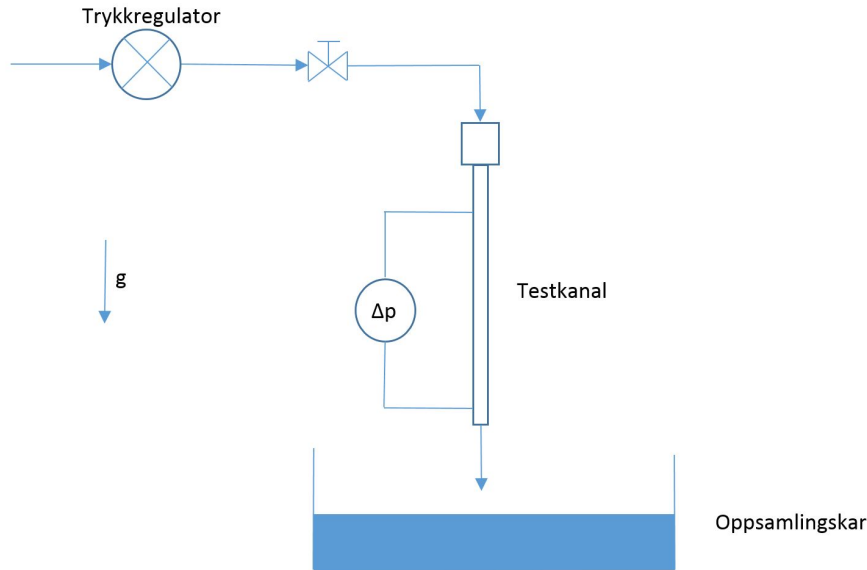
Tabell 4.1 viser utstyret som ble brukt under forsøkene. Det ble i tillegg brukt en stoppeklokke for å holde tiden og et kar for oppsamling av væske. Målinger ble gjennomført på kanaler med diameter Ø2 til Ø8. Figur 4.3 viser en skisse av oppsettet som ble brukt.

| Enhet | Modell | Kommentar |
|----------------|----------------|------------------------------------|
| Trykkregulator | Honeywell D06F | Reguleringsområde: 1,5 til 6,0 bar |
| Trykkmåler | Digitron 2023P | Måleområde: 0-7 bar |
| Vekt | Biltema | Måleområde: 2-5000g |

Tabell 4.1: Utstyr for måling av trykkfall med vann

Forsøkene ble gjennomført i følgende sekvens:

1. Ventilen ble åpnet, og vannet fikk strømme fritt inntil trykkmålingen ble stabil.
2. Stoppeklokken ble startet.
3. Etter 5 sekunder ble kanalen flyttet slik at vannstrålen ble rettet ned i oppsamlingskaret.



Figur 4.3: Testoppsett for måling av trykkfall med vann

4. Vannet fikk strømme med i karet i 60 sekunder, før kranen ble stengt.

For de ulike kanalene ble det gjennomført forsøk med omtrent 5 ulike trykkfall, og 3 forsøk for hvert trykkfall. Følgende data ble registrert for hvert forsøk:

1. Største målte trykk.
2. Minste målte trykk.
3. Gjennomsnittlig trykk. Fordi måleren ikke hadde utgang for logging av data, ble gjennomsnittlig trykk vurdert etter skjønn basert på manuell overvåking av trykkmåleren.
4. Tiden vannet strømmet ned i bøtten.
5. Massen til vannet.

Datareduksjon

Analyser av dataene er basert på energibevaring for kompressibel strømning, ligning 2.2 uten h_t og h_p . Ved å kombinere denne med ligning 2.4 samt og snu på ligningen får vi:

$$\left(\frac{p_1 - p_2}{\rho g}\right) + \left(\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}\right) + (z_1 - z_2) = \Delta h_{dp} + \Delta h_u + \Delta h_z = f \frac{l}{d} \frac{u^2}{2g} \quad (4.1)$$

I denne ligningen introduseres endring av trykkhøyde, Δh_{dp} , endring av fartshøyde, Δh_u og endring av fallhøyde, Δh_z . Trykkhøyden regnes ut direkte fra trykkendringen mellom de to målepunktene. Fallhøyden vil være en funksjon av forskjellen på vannsøylen opp til målepunkt 1 og opp til målepunkt 2. Dette vil dermed være en funksjon av vannmengden i slangene mel-

lom måleinstrument og uttakene på kanalene.

For å beregne fartshøyden må først den gjennomsnittlige strømningshastigheten gjennom tverrsnittene ved målepunktene beregnes. Dette gjøres utfra målinger av masse per tidsenhet, og målinger av tverrsnittet til kanalen. På grunn av ovalitet av tverrsnittet beregnes dette som arealet av en ellipse. Dette gir da følgende hastighet:

$$u = \frac{4m}{\pi t d_{min} d_{max} \rho} \quad (4.2)$$

På høyre side av ligning 4.1 finnes også en hastighet, videre kalt gjennomsnittlig strømningshastighet. Også denne hastigheten kan finnes med bakgrunn av ligning 4.2. Forøvrig vil tverrsnittet variere langs kanalen, og det må derfor velges en diameter som kan brukes i beregningen. Valget kan være for eksempel største, minste eller gjennomsnittlige tverrsnittsdiameter.

Vi ender opp med følgende ligning for friksjonsfaktor:

$$f = \frac{d}{l} \frac{2g}{u^2} (\Delta h_{dp} + \Delta h_u + \Delta h_z) \quad (4.3)$$

Parameteren forsøket er gjennomført for å undersøke er ruhetsverdien til kanalene. Denne fås ved å inverttere Haalands ligning, ligning 2.8:

$$\epsilon = 3,7d \left[10^{\frac{-1}{1,8\sqrt{f}}} - \frac{6,9}{Re} \right]^{\frac{1}{1,11}} \quad (4.4)$$

4.1.3 Forsøk med trykkluft

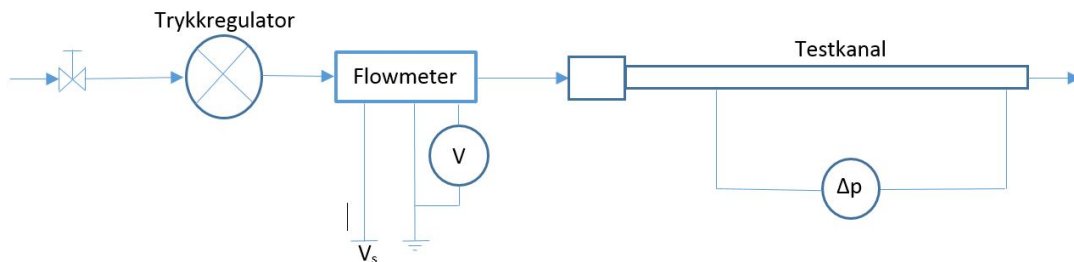
Det ble gjennomført målinger av trykkfall med trykkluft med Ø2 og Ø3 kanaler.

Trykkluft for måling av trykkfall ble hentet fra et trykkluftanlegg med maksimalt trykk på 8 bar. Luften ble ført gjennom slanger fra tilførselspunkt, via en kuleventil, til en trykkregulator. Fra trykkregulatoren ble luften ført til en strømningsmåler og videre til testkanalen. Videre ble luften ført gjennom en in-line strømningsmåler, og til testkanalene. Strømningsmåleren var tilkoblet en justerbar strømforsyning, og et multimeter ble brukt til å måle utgangsspenningen til strømningsmåleren. Trykkfallet ble målt med en digital differensialtrykkmåler. Figur 4.4 viser en skisse av forsøksoppsettet.

| Enhet | Modell | Kommentar |
|------------------|----------------|---|
| Trykkregulator | Aignep T020 | Reguleringsområde: 0 til 12,0 bar |
| Trykkmåler | Digitron 2023P | Måleområde: 0-7 bar |
| Massestrømsmåler | Omron D6F | Måleområde: 0 - 50 standard liter per min |

Tabell 4.2: Utstyr for måling av trykkfall med vann

For hver av kanalene ble det gjennomført målinger av trykkfall ved 5 ulike nivå av av massesstrømmer. Det ble målt differensialtrykk mellom de to målepunktene på kanalene, og differensialtrykk mellom siste målepunkt og atmosfærisk trykk.



Figur 4.4: Testoppsett for måling av trykkfall med luft

Datareduksjon

Analyser av dataene er basert på beregningen av trykkfall ved isoterme forhold, ligning 2.20. Ved å snu på ligningen, og sette $G = \frac{\dot{m}}{A}$ fås sammenhengen:

$$f = \frac{d}{l} \left(2 \ln \frac{p_2}{p_1} + \frac{p_1^2 - p_2^2}{\left(\frac{\dot{m}}{\frac{1}{4}\pi d^2} \right)^2 RT} \right) \quad (4.5)$$

Friksjonsfaktorene fra denne ligningen kan så settes inn i ligning 4.4 for å estimere ruheten.

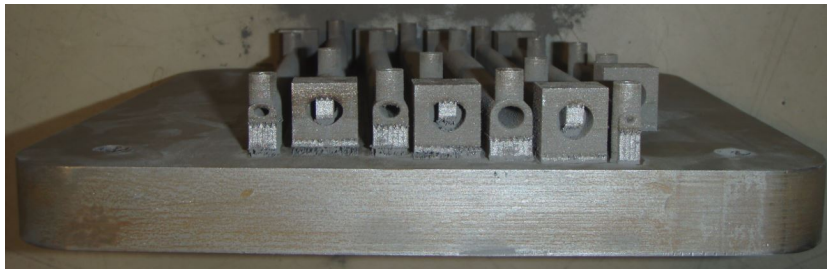
4.2 Resultat

4.2.1 Byggeresultat

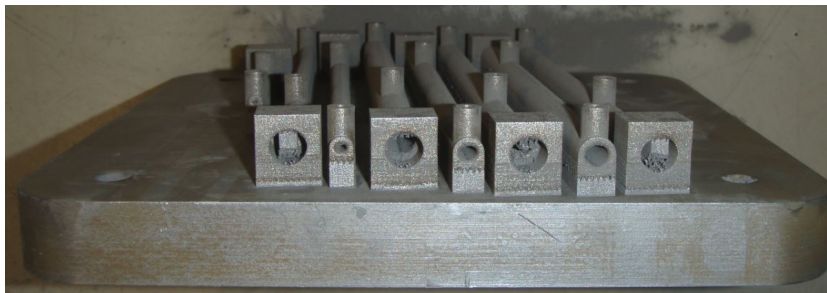
Figur 4.5 og figur 4.6 viser de additivt bygde kanalene på byggeplaten. På den første figuren er det tydelig at ved byggingen av de 4 kanalene til venstre har støttestrukturen løsnet av platen. Dette har ført til en tydelig ovalitet av hulltverrsnittene. Den andre figuren viser at på den andre enden er støttestrukturen fortsatt festet til platen, og hullene er vesentlig rundere.

Figur 4.7 viser kanalen med 2 mm indre designet diameter. Det er en tydelig bueform på kanalen. Dette er sannsynligvis en konsekvens av indre spenninger etter byggeprosessen, i tillegg til deformasjon påført kanalen da den ble fjernet fra byggeplaten. Mot venstre ende av kanalen er det mulig å se at den er litt sammentrykt, på grunn av at støttestrukturen løsnet fra byggeplaten. Den sammentrykte lengden er omtrent 20 mm.

Mål av diametere i tverrsnittene hvor trykkmåleren er koblet til finnes i vedlegg C.



Figur 4.5: Byggeresultat fra strømningstest sett fra ende 1



Figur 4.6: Byggeresultat fra strømningstest sett fra ende 2



Figur 4.7: Ø2 testrør sett fra siden

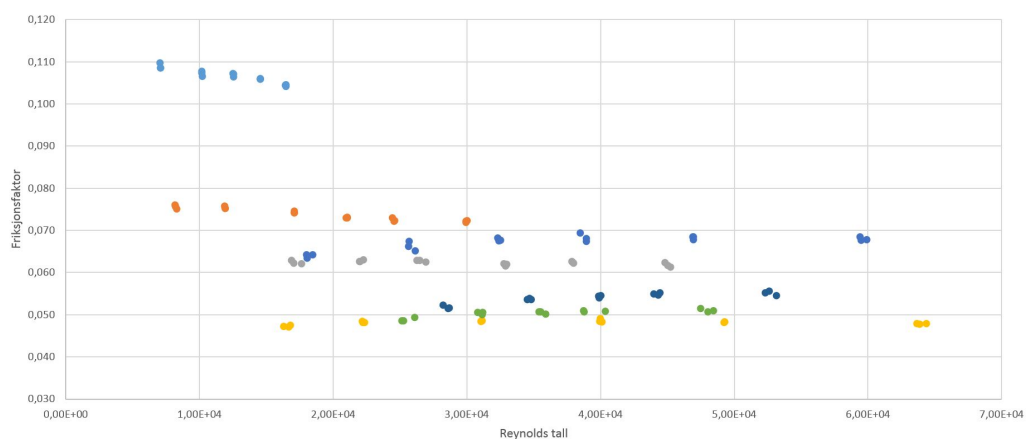
4.2.2 Forsøk med vann

Det er gjennomført totalt 157 målinger av massestrøm ved ulike trykkfall for ulike diametere. Rådata fra testene kan finnes i vedlegg C.

I figur 4.8 viser beregnet friksjonsfaktor de ulike kanalene som funksjon av Reynolds tall. Det er ikke tatt hensyn til fallhøyde, Δh_z , ved beregning av friksjonsfaktorene. I tillegg er den største målte diameteren valgt som gjennomsnittlig strømningsdiameter.

Ø2 kanalen viser en vesentlig høyere friksjonsfaktor enn de øvrige kanalene. Lenger ned er det mindre forskjell mellom de ulike kanalene. Rekkefølgen fra størst til minst beregnet friksjon er: 2 - 3 - 6 - 4 - 8 - 7 - 5. Dette stemmer dårlig overens med hypotesen om at ruheten er den samme for alle kanalene.

Det er forholdsvis liten variasjon av friksjonsfaktoren for de enkelte kanalene. Dette tyder på at ruheten er så stor at den dominerer over Reynolds tall som den avgjørende faktoren i beregning av friksjonsfaktor. De litt større kanalene viser forøvrig en tendens til økende friksjonsfaktor ved økende Reynolds tall. Denne tendensen stemmer dårlig overens med 2.8, da denne er monotont synkende ved økende Reynolds tall. Dette tyder på at resultatene trenger en korrigering.

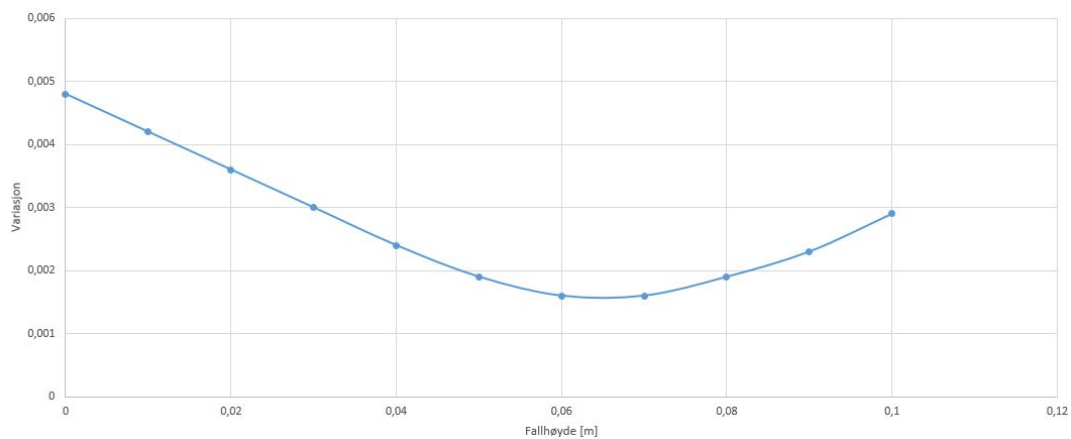


Figur 4.8: Ukorrigerte verdier for friksjonsfaktor

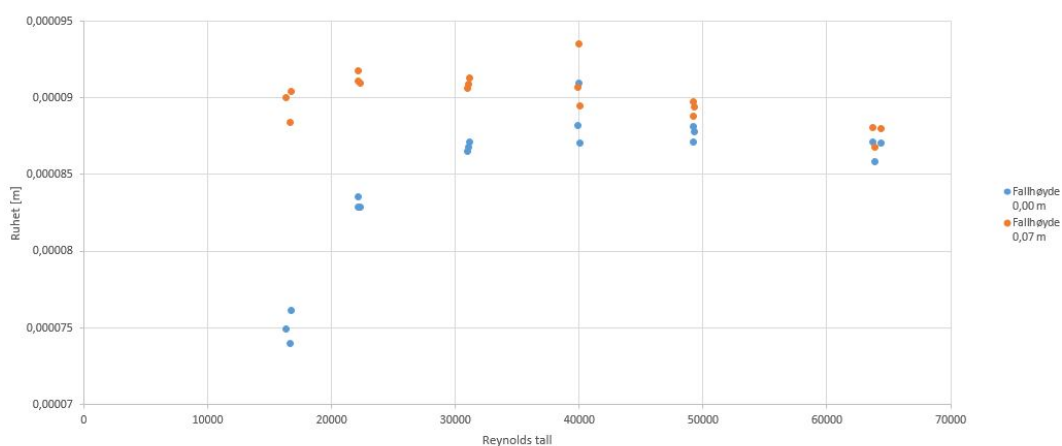
Valg av fallhøyde

Fordi det ikke er kjent hvor mye vann som er i slangene mellom trykkmåleren og kanalene, er det gjennomført en eksperimentell analyse av beste antagelse om fallhøyde. Analysen er gjennomført på data for kanalen med nominell diameter $\text{Ø}5$. Figur 4.9 viser variasjon av beregnede ruhetsverdier gitt ulike antagelser om fallhøyder. Det er valgt å bruke standardavviket som indikator for variasjon. Analysen viser at variasjonen er monotont synkende inntil fallhøyden beregnes som 0,07 m. Dette vurderes derfor som den mest riktige antagelsen, og tas med videre i gjennomgangen av resultatene.

Figur 4.10 viser de enkelte beregnede verdiene for ruhet ved ulike Reynolds tall og med fallhøyder på 0 og 0,07 m. Resultatet ser ut til å være vesentlig mer stabilt når det korrigeres for fallhøyde.



Figur 4.9: Variasjon av ruhetsverdi som funksjon av fallhøyde



Figur 4.10: Variasjon av ruhetsverdi for ulike Reynolds tall

Valg av gjennomsnittlig strømningsdiameter

På grunn av variasjonen av diameter langs kanalen for de ulike forsøkskanalene, er det vanskelig å ha en klar definisjon av den gjennomsnittlige strømningsdiameteren. En naturlig antagelse vil forøvrigt være at den ligger en plass mellom største og minste målte diameter. En målt diameter er i dette tilfellet definert som gjennomsnittet av høyde og bredde i et gitt tverrsnitt.

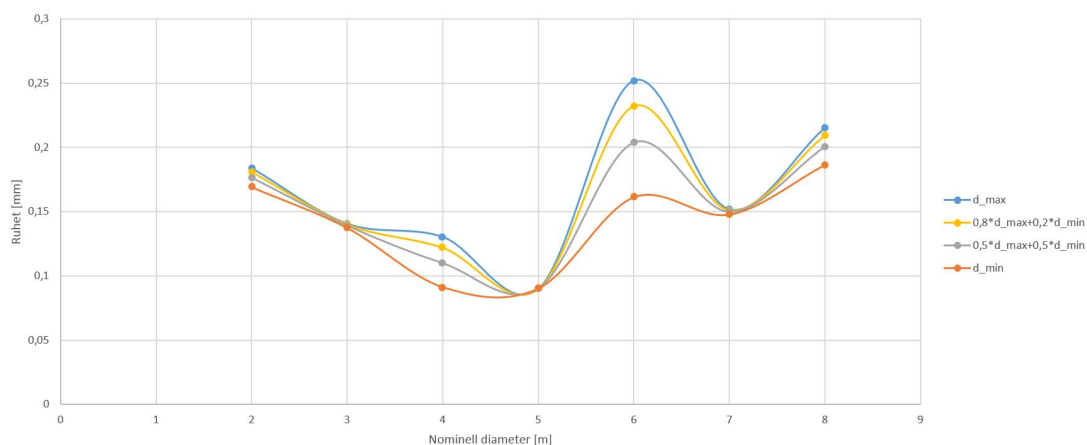
Figur 4.11 viser gjennomsnittlig beregnet ruhetsverdi for de ulike kanalene, som funksjon av valg av gjennomsnittlig strømningsdiameter. Det er foreslått 4 alternative valg, der ekstremitetene er største og minste målte diameter. Det beste resultatet, basert på hypotesen om at ruheten skal være lik for alle kanalene, ser ut til å være når den minste diameteren velges. Dette bekreftes av dataene i tabell 4.3, hvor vi ser at den minste spredningen av ruhetsverdier fås ved denne diameteren.

Det kan forøvrig virke noe usannsynlig at dette er et riktig valg. I seksjonen om byggeresultat ble det påpekt at lengden av det sammenpressede området på kanalene så ut til å være omtrent 20 mm. Dette er lite sammenlignet med den totale lengden på 150 mm som det måles over.

Som kompromiss velges alternativ 3, gjennomsnittet av største og minste diameter, som referanse for videre arbeid.

| Diametervalg | Gjennomsnittlig ruhetsverdi | Spredning |
|---------------------------|-----------------------------|-----------|
| $1.0d_{max} + 0,0d_{min}$ | 170 | 160 |
| $0.8d_{max} + 0,2d_{min}$ | 160 | 140 |
| $0.5d_{max} + 0,5d_{min}$ | 150 | 110 |
| $0.0d_{max} + 1,0d_{min}$ | 140 | 100 |

Tabell 4.3: Gjennomsnittlig ruhetsverdi ved ulike valg av gjennomsnittlig strømningsdiameter



Figur 4.11: Variasjon av ruhetsverdi for ulike valg av strømningsdiameter

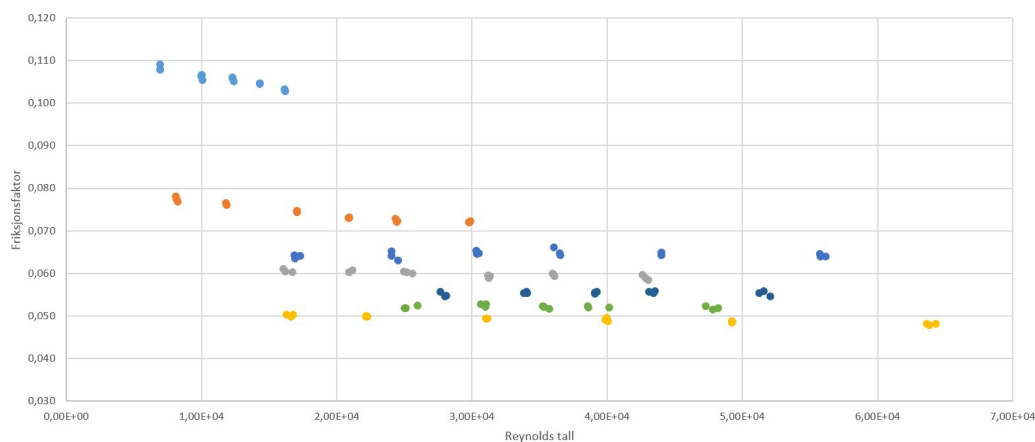
Korrigerte friksjonsfaktorer

Figur 4.12 viser friksjonsfaktorer for de ulike kanalene med ulike Reynolds tall, korrigert basert på antagelsene i seksjonene over.

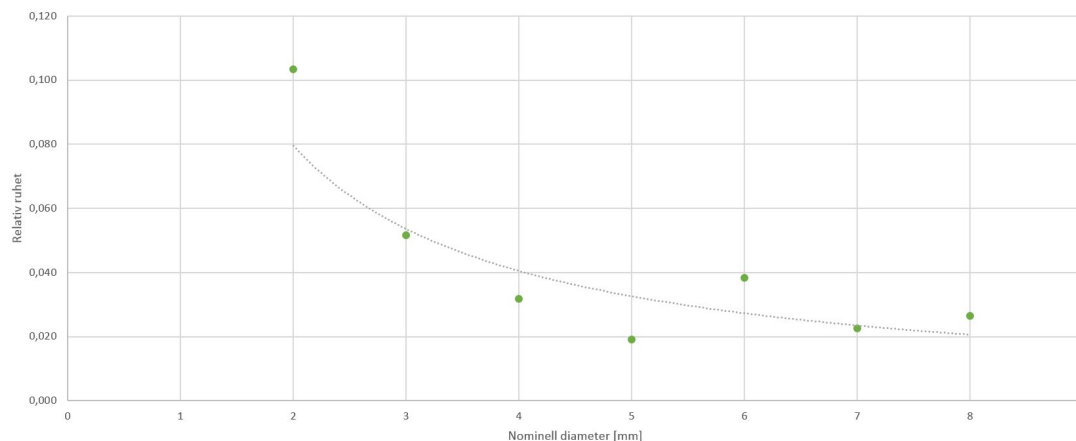
Sammenlignet med det tilsvarende diagrammet i figur 4.8 kan det ses at tendensen til økende friksjonsfaktor ved økende Reynolds tall har forsvunnet. Dette var den forventede konsekvensen av å legge inn korreksjon for fallhøyde.

Rekkefølgen av kanaldiametere, fra liten til stor friksjonsfaktor, er fortsatt ikke monotont synkende. Dette kan forklares fra dataene i figur 4.11, som viser at spesielt Ø6 og Ø8-kanalene får en stor beregnet ruhet. Tilsvarende vises i figur 4.13.

Diagrammet i figur 4.13 her viser den relative ruheten, som i henhold til ligning 2.8 er det som er avgjørende for friksjonsfaktoren. Her er det også tegnet inn en Excel-basert trendlinje for dataene. Uttrykket for denne kurven er $y = 0,1563x^{-0,97}$. Til sammenligning ga målingen av hullverrsnitt i kapittelet over en relativ ruhet gitt av $y = 0,1763x^{-0,94}$. Dette kan tyde på at måling av største ujevnhet i hullverrsnittene gir en relativt god indikator på hva som er riktig relativ ruhet, men at det blir noe overestimert. Dataene i figur 4.13 viser forøvrig relativt store avvik fra trendlinjen, så det bør utvises forsiktighet med å dra konklusjoner basert på denne.



Figur 4.12: Korrigerte verdier for friksjonsfaktor

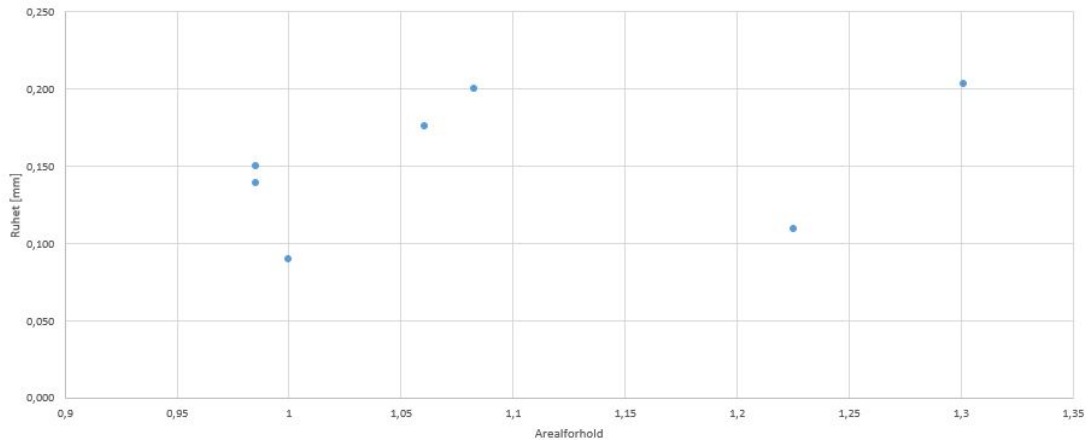


Figur 4.13: Relativ ruhet for strømningsstest med vann.

Figurene 4.11, 4.12 og 4.13 viser en variasjon av beregnet ruhetsverdi som ikke umiddelbart lar seg forklare basert på teorien som er gjennomgått her. Det foreslås følgende forklaringer på hva som kan ligge bak variasjonene:

- **Innløpseffekt.** Ved innløpet til kanaler vil strømmingen bruke en vis lengde på å bli fullt utviklet. I denne lengden faller trykket noe raskere enn for fullt utviklet strøming. Forsøk på å korrigere for dette har ikke gitt noen vesentlig forbedring av dataene.
- **Kurvatur på kanalen.** Dette gir noe ekstra strømningsmotstand. Det er forøvrig antatt at denne er neglisjerbar, da krumningsradien er mye større enn kanaldiameteren.
- **Det kan tenkes at endring av kanaldiameter gir noe større trykkfall enn det som er beregnet (kun akselerasjon).** Figur 4.14 viser et diagram over sammenhengen mellom beregnet ruhet og forholdet mellom innløpsareal og utløpsareal. Det vurderes slik at det ikke er noen klar sammenheng.
- **Variasjon av ruhet rundt kanaltverrsnittet.** Som det er vist i kapittel 3 er ujevnheterne i øvre del av tverrsnittet vesentlig større enn i nedre del. Forsøkene som ligger til grunn for den empiriske sammenhengen mellom friksjonsfaktor og ruhet er basert på jevn ruhet rundt tverrsnittet, og det er dermed usikkert om sammenhengen er gyldig i dette tilfellet.
- **Det kan være en reell forskjell av overflaten for de ulike kanalene.**
- **Unøyaktighet av målinger, se neste seksjon.**

Det er vanskelig å gi en sikker forklaring på hva som er kilden til variasjonen. Punktene over dekker noen muligheter, men det er ingen som gir en direkte og entydig forklaring på variasjonen.



Figur 4.14: Sammenheng mellom arealforhold og beregnet ruhet for strømningstest

Vurdering av usikkerhet

Det er 4 målte parametere i eksperimentet: trykkfall, massen til gjennomstrømmet vann, tid og diameter. For å gjøre en vurdering av usikkerheten som er knyttet til beregningen av friksjonsfaktor, gjøres en forenkling hvor det antas at kanalene har konstant tverrsnitt. Det blir da mulig å formulere ligning 4.1 slik:

$$f = \frac{(\Delta p + \rho g \Delta z) d^5 \pi^2 t^2 \rho}{8 l m^2} \quad (4.6)$$

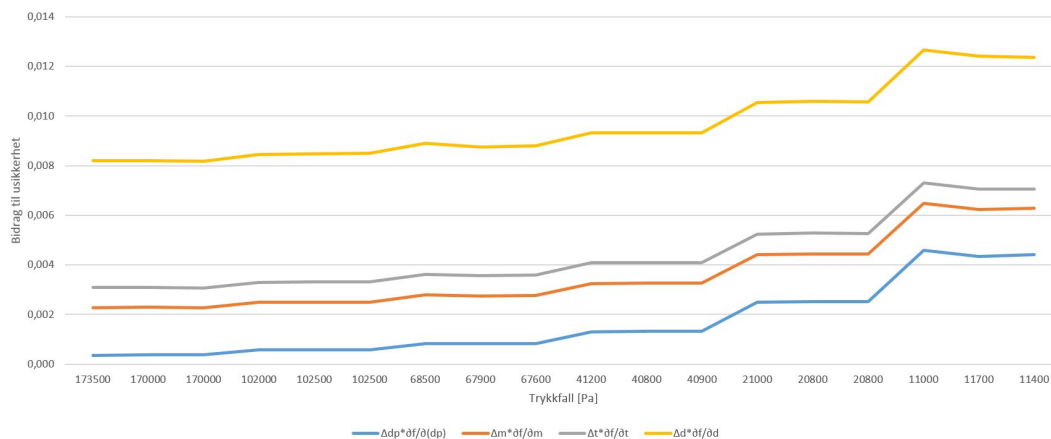
Ved å partialderivere denne ligningen med hensyn på de 4 målte parametrene får vi følgende sammenheng for total usikkerhet:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\Delta(\Delta p) \frac{\partial f}{\partial(\Delta p)}\right)^2 + \left(\Delta m \frac{\partial f}{\partial m}\right)^2 + \left(\Delta t \frac{\partial f}{\partial t}\right)^2 + \left(\Delta d \frac{\partial f}{\partial d}\right)^2} \quad (4.7)$$

Tabell 4.4 summerer opp usikkerhetene som er estimert for de ulike målte parametrene.

| Parameter | Usikkerhet | Grunnlag for usikkerhet |
|-----------|--|-------------------------------------|
| Trykkfall | $\pm(0,0015 * 700000 + 0,0015\Delta p)$ [Pa] | Manual for trykkmåler [23] |
| Masse | $\pm 0,02m$ [kg] | Sammenligning med mer nøyaktig vekt |
| Tid | $\pm 0,5$ [s] | Kvalifisert gjetning |
| Diameter | $\pm 0,1$ [mm] | Kvalifisert gjetning |

Tabell 4.4: Data for usikkerhetsanalyse for strømningstest



Figur 4.15: Bidrag til usikkerhet for friksjonsfaktor i strømningsstest

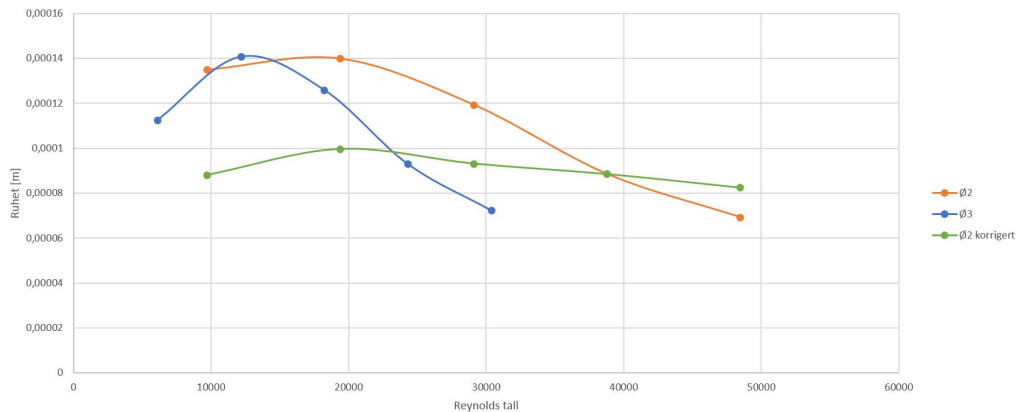
De ulike bidragene til usikkerhet for forsøkene med Ø5-kanalen er vist i figur 4.15. Denne viser at det er spesielt stor følsomhet for måling av diameter. Dette kommer av at friksjonsfaktoren i henhold til ligning 4.6 er avhengig av diameteren i 5. potens. I tillegg er det tydelig at ved lave trykkfall blir gir dette et markant bidrag til usikkerheten. Dette er en konsekvens av at måleinstrumentet har et usikkerhetsbidrag som er uavhengig av størrelsen på målingen.

Størrelsesordenen til kvadratavviket for denne kanalen er på omtrent 0,006, eller 12% av beregnet friksjonsfaktor. Friksjonsfaktoren ligger på omtrent 0,05, slik at den med usikkerheten kan uttrykkes som $f = 0,05 \pm 0,006$. Dette gir en variasjon av ekvivalent ruhet på mellom 0,062 og 0,123 mm, eller $\epsilon = (0,092 \pm 0,030)mm$.

Usikkerheten for ruheten er vesentlig mindre enn forskjellen på største (0,2 mm) og minste (0,09 mm) beregnede ruhet i eksperimentet. Dette er forøvrig igjen svært følsomt for vurderingen av hvor nøyaktig diameteren kan måles. Dersom usikkerheten for måling av diameter settes til 0,2 mm dobles usikkerheten av friksjonsfaktoren, noe som videre gir en markant økning av variasjonen for ruhet.

Basert på dette kan det tenkes at den store variasjonen av beregnes ruhet er en konsekvens av usikkerhet knyttet til geometrien av testeksemplarene.

4.2.3 Forsøk med luft



Figur 4.16: Ruhet ved strømningsstest med luft

Det er gjennomført totalt 10 målinger av trykkfall ved ulike massestrømmer og kanaldiametere (Ø2 og Ø3). Rådata fra testene kan finnes i vedlegg C.

Figur 4.16 viser beregnet ruhet for de ulike forsøkene. For kanalene med diameter Ø2 og Ø3 er ruheten gitt av henholdsvis $(0,110 \pm 0,35)$ mm og $(0,109 \pm 0,29)$ mm. Forskjellen på største og minste verdi ligger dermed på omtrent 60-70% av gjennomsnittsverdiene. Til sammenligning ligger den tilsvarende variasjonen for målinger med vann på 10%.

Sammenlignet med resultatene fra målinger med vann viser resultatene lavere ruhetsverdier. Ø2-kanalen hadde gjennomsnittlig beregnet ruhetsverdi på 0,176 mm, og Ø3-kanalen hadde gjennomsnittlig ruhet på 0.139 mm. Dette betyr at resultatene med luft ligger på henholdsvis 62% og 78% av resultatene med vann.

En markant forskjell på resultatene for luft og vann er at beregningen for luft ga ingen forskjell mellom gjennomsnittsverdiene for ruhet, mens beregningen for luft ga en forskjell i størrelsesorden 30%. Målingene med luft taler dermed for hypotesen om at det er samme ruhet for de ulike kanaldimensjonene.

Formen på kurvene på figur 4.16 er omtrent helt lik for de to kanalstørrelsene. I utgangspunktet skulle kurven vært flat. En nærliggende forklaring på dette er at ligningen for beregning av friksjonsfaktor, ligning 4.5, blir for enkel. Denne tar utgangspunkt i at tverrsnittet i kanalen er konstant. Variasjonene av tverrsnittareal som finnes i langs kanalen er det dermed ikke tatt hensyn til. I henhold til [13] er sammenhengen forøvrig slik at trykkfallet ved en gitt diameterreduksjon øker ved økende strømningshastighet. Dette har dermed motsatt virkning.

En annen forklaring kan være unøyaktighet av måleinstrumentet. Massestrømsmåleren har en oppgitt nøyaktighet på 3% av måleområdet [24]. Kurven "Ø2 korrigert" i figur 4.16 viser en

korreksjon av datagrunnlaget ved å variere massestrømmen innenfor nøyaktigheten til måleren. Dette gir en beregnet ruhet på $(0,09 \pm 0,008)$ mm. Det er dermed mulig at det er kalibreringen av måleren som fører til variasjonen av resultaene. Resulterende ruhet ligger i tilfelle på omtrent 50% av ruheten som ble målt for vann.

4.3 Oppsummering

Det er gjennomført henholdsvis 157 og 10 forsøk med strømming av vann og luft gjennom kanaler. For de ulike forsøkene er det beregnet friksjonsfaktor og ekvivalent ruhet. Beregninger er gjort med forsøk på å korrigere for unøyaktigheter i forsøksoppsettet.

Testene med vann resulterte i en beregnet gjennomsnittlig ruhet på $(0,150 \pm 0,55)$ mm for de ulike kanalene. Det er ikke funnet noe mønster i variasjonen. For enkeltkanalene var forskjell på største og minste ruhet i størrelsesorden 0,01 mm. Det ble ikke funnet noen entydig årsak til den store variasjonen mellom kanalene, men forslått flere årsaksmuligheter. Basert på en usikkerhetsanalyse er det sannsynliggjort at unøyaktighet av anslått gjennomstrømningsdiameter er en viktig faktor for variasjonen.

Forsøk med luft resulterte i en beregnet ruhet på $(0,110 \pm 0,35)$ mm for enkeltkanalene, mens gjennomsnittlig ruhet var lik for begge kanalene. Det er vist at det innenfor måleinstrumentets usikkerhet er mulig å tilpasse dataene til $(0,090 \pm 0,008)$ mm for Ø2-kanalen, slik at resultatet stemmer bedre med den grunnleggende teorien.

Resultatene fra tester med vann underbygger i svært liten grad hypotesen om at ruheten er uavhengig av kanaldiameteren. Resultatene fra tester med luft antyder at hypotesen stemmer. Begge tilfellene er forøvrig beheftet med markant usikkerhet, og datagrunnlaget vurderes som for svakt til å dra en konklusjon.

Kapittel 5

Verktøydesign

I det følgende kapittelet beskrives arbeidet som er gjort knyttet til design av additivt bygd dortupp. Det er presentert modeller, gjennomført analyser, og på grunnlag av dette kommet fram til konklusjoner rundt hvordan kanalene bør utformes.

5.1 Tidligere arbeid

Kjøling av ekstruderingsverktøy med nitrogen er ikke et nytt konsept. T. J. Ward et. al. gjorde i 1984 et relativt stort studie av effekten av kjøling med nitrogen [25]. Denne studien tok for seg nitrogen både i gass- og væskeform. For en hule profilen i AA6063 var resultatet at hastigheten kunne økes med 3,5%. Grensebetingelsene var da $70 \frac{m^3}{h}$, og kjøling kun på utsiden av profilen. Det blir i studien påpekt at resultatet sannsynligvis ville vært bedre med både innvendig og utvendig kjøling.

Effekten av å integrere innvendig kjøling i et ekstruderingsverktøy ble begynt utforsket av R. Hölker et. al. i [26]. Her gjøres det blant annet en 2D FEM-analyse av ekstruderingsprosessen med kjøling med luft. Her er det fastslått at kjølekanalene bør plasseres nærmest mulig verktøyets bæreflate. Bakgrunnen for dette er at varme da kan fjernes gjennom bæreflaten samtidig som den i minst mulig grad påvirker temperaturfordelingen i deformasjonssonen før bæreflaten. Det er dermed mulig å redusere temperaturen på profilen uten å få en kraftig økning av ekstruderingskraften. En svakhet med denne studien er at den ikke tar høyde for at ulike kanaldimensjoner vil ha ulike trykkfall, noe som setter grenser for hvor liten kanal det kan benyttes dersom det skal settes krav om en gitt gassgjennomstrømning.

Dette arbeidet ble tatt videre gjennom et forsøk hvor det ble bygd en kjerne med kjølekanaler ved hjelp av additiv tilvirkning [27]. I dette tilfellet ble hele kjernen additivt bygd. Luften som ble brukt til kjøling gikk inn gjennom en av broene, og ut gjennom en annen bro. Resultatet av forsøket var en reduksjon av temperaturen på den ekstruderte profilen på mellom 4 og 20°C. Den største kjøleeffekten ble oppnådd ved en ekstruderingshastighet på $6 \frac{m}{min}$, som er en relativt lav hastighet. Den minste kjøleeffekten ble oppnådd ved hastighet på 18 og $24 \frac{m}{min}$. Effekten av kjølingen ser dermed ut til å avta forholdsvis raskt som funksjon av ekstruderingshastigheten. I forsøket lyktes det også å vise at kjølingen kan forhindre riving.

5.2 Valg av optimaliseringsstrategi

For å sikre et best mulig design er det først nødvendig å fastslå hva som er et best mulig design. Dette krever at det gjøres noen overordnede vurderinger.

Bakgrunnen for ønsket om kjøling er som tidligere nevnt ønsket om å kunne øke ekstruderings hastigheten uten at profilen blir for varm når den glir mellom bæreflatene. Som det er diskutert i teoridelen har pressbolten en forvarmingstemperatur før ekstruderingsprosessen starter. Forvarmingen gjøres for å senke materialets flytgrense tilstrekkelig til at det blir praktisk mulig å gjennomføre ekstruderingsprosessen. Gjennom prosessen øker pressboltens temperatur på grunn av friksjonsvarme og energi brukt til deformasjon. Denne økningen er avhengig av ekstruderings hastigheten, da en høyere hastighet vil øke nødvendig deformasjonsenergi, samtidig som varmen får mindre tid til å ledes bort gjennom verktøyet.

På bakgrunn av dette finnes det to motstridende hensyn. Vi ønsker å ha så høy temperatur som mulig der materialet deformeres, for å redusere kraftbehov og belastning på verktøyet. Samtidig ønsker vi at temperaturen ikke skal bli for høy idet materialet passerer bæreflatene, for å unngå produksjonsfeil. Konklusjonen i [26] er å plassere av kjølekanalene nærmest mulig bæreflatene for å fjerne varme der og samtidig påvirke materialet i deformasjonszonen minst mulig. Dette virker fornuftig i denne sammenhengen.

I en reell situasjon må det i tillegg til varmebalanser i verktøyet tas hensyn til kapasiteten på tilførselsanlegget for kjølemediet. I dette tilfellet er begrensningen, ifølge BASN, et tilførselstrykk på omtrent 6 bar og en massestrøm på $30 \frac{kg}{h}$. Ved å ta utgangspunkt i dette, kan det settes opp en enkel stasjonær energibalanse for kjøleprosessen:

$$(\dot{m}c_p\Delta T)_{gass} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{profil} \quad (5.1)$$

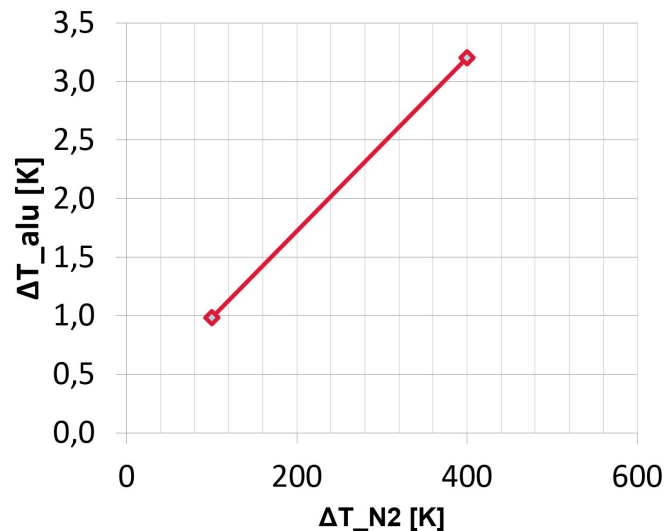
Massestrømmene på venstre side er nitrogengassen, og på høyre side aluminiumet som strømmer mellom bæreflatene på ekstruderingsverktøyet. Konsekvensen av denne balansen er at dersom massestrømmene holdes konstant så vil temperaturendringen i aluminiumet være proporsjonal med temperaturendringen i nitrogengassen. Figur 5.1 viser sammenhengen mellom temperaturendring av gassen og temperaturendringen i ekstrudert aluminium. Det er her tatt utgangspunkt i en ekstruderings hastighet på $0,5 \frac{m}{s}$, tverrsnittsareal på 730 mm^2 , og materialdata fra tabell 5.1.

Figuren viser at det er forholdsvis moderate temperaturendringer som er realistiske ved kjøling av dortuppen med nitrogengass. En økning av gasstemperaturen på 400°C forventes å gi en reduksjon av temperaturen på aluminiumen på i overkant av 3°C . Det kan være naturlig å vurdere det slik at dersom temperaturfallet på grunn av kjølingen er mindre enn temperaturøkningen på grunn av friksjon og deformasjon, så vil kjølingen uansett ikke påvirke maksimalbelastningen av verktøyet. I dette tilfellet vil det være naturlig å tilstrebe en maksimering av temperaturøkningen til gassen, uavhengig av om varmen tas ut mellom bæreflater eller fra deformasjonssonen.

Basert på denne diskusjonen foreslås det 2 ulike kriterier for optimalisering av design:

1. Maksimering av varmestrøm gjennom bæreflate.
2. Maksimering av energiopptak i nitrogengass.

Hvilket kriterium som velges som styrende vil være avhengig av den transiente temperaturutviklingen i ekstruderingsprosessen. En analyse av dette vil forutsette enten en transient FEM-analyse av ekstruderingsprosessen koblet med CFD-analyse av strømmingen (tilsvarende arbeidet i [28]), fullskala eksperimentell testing, eller mer detaljerte kunnskaper om temperaturutviklingen enn det forfatteren har. Det er derfor gjennomført analyser av design basert på begge kriteriene.



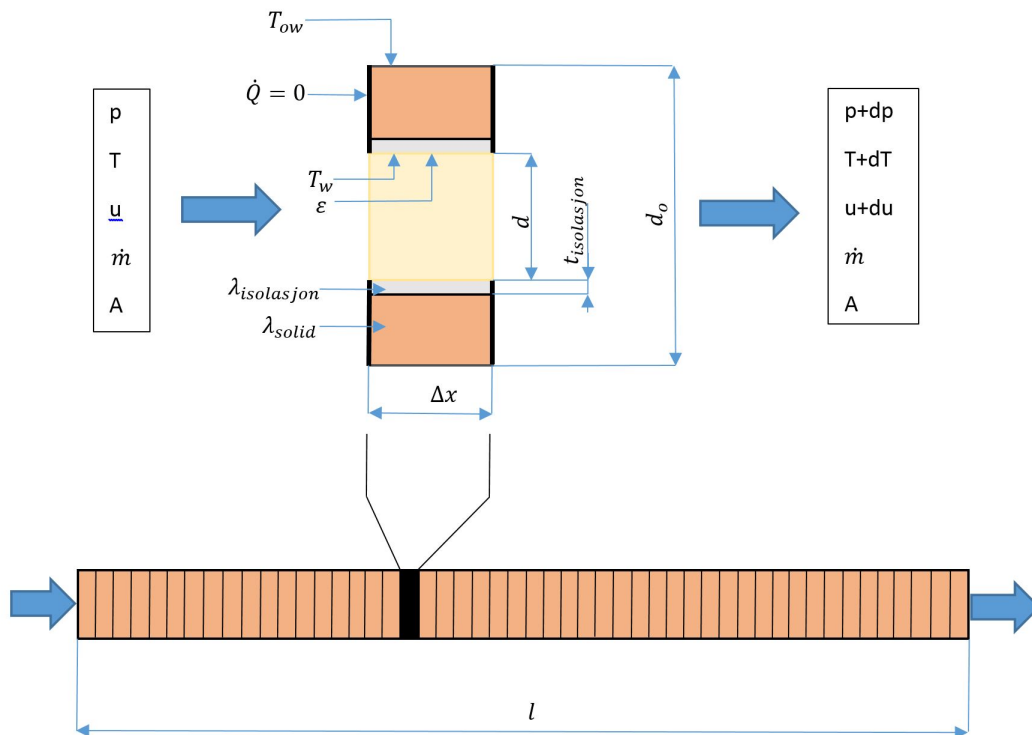
Figur 5.1: Varmebalanse for kjøling av dortupp

5.3 Modellering turbulent strømning med varmeveksling

Det er fra før vist at det er mulig å bruke nitrogengass i dortuppen for kjøling av ekstruderingsprosessen. Spørsmålet blir da hvordan kjølekanalene bør være for å få en mest mulig gunstig kjøleeffekt. For å kunne ta stilling til dette er det nødvendig å ha en modell for kvantifisering av kjøleeffekten. Under følger en beskrivelse av en slik modell.

For å kunne gjøre beregninger som tar hensyn til varmeledning i fast stoff, tvunget konveksjon og friksjon for strømning er det satt opp en beregningsmodell i MATLAB. Figur 5.2 viser hvordan modellen er bygd opp. Utgangspunktet er et rør med lengde l , hvor det strømmer en gass gjennom. Det defineres både indre og ytre diameter for røret, i tillegg til en eventuell isolasjonsfilm som ligger mellom røret og den strømmende gassen. Røret deles opp i n element med lengde Δx . Det gjøres så sekvensielt beregninger for hvert enkelt element, hvor gassens tilstand ved innløpet til element m er det samme som ved utløpet av element $m - 1$.

For analysen gjelder de samme forutsetningene som i avsnittene om kompressibel strømning. I tillegg gjelder en antagelse om at den langsgående varmeledningen i røret er liten sammenlignet med den radielle. Basert på denne antagelsen er det satt opp at det ikke er noen varmeledning mellom de ulike elementene.



Figur 5.2: Skisse av beregningsmodell for kombinert konduksjon og konveksjon

Modellen fungerer ved å løse følgende ligninger i oppgitt rekkefølge:

1. Ideell gasslov, ligning 2.9.
2. *Power-law* for variasjon av viskositet, ligning A.7.
3. Reynolds tall, ligning 2.3.
4. Haalands approksimasjon av friksjonsfaktor for sirkulære kanaler, ligning 2.8.
5. Gnielinskys beregning av Nusselt tall, ligning 2.24.
6. Sammenhengen mellom varmeovergangstall og Nusselt tall, ligning 2.23.
7. Endring av stagnasjonstemperatur i sirkulær kanal ved tvungen konveksjon, ligning 2.27.
8. Approksimasjon av endring av Mach-tall, ligning 2.15.
9. Ligninger for endring av tilstandsvariable, ligninger A.3 til A.6
10. Varmeledning gjennom rørvegg, ligning 2.31.

I tillegg til ligningene er det benyttet et sett av materialegenskaper i beregningene:

| Egenskap | Verdi |
|---|---|
| Universell gasskonstant ($R_{universell}$) | $8,314 \frac{\text{J}}{\text{molK}}$ [30] |
| Molar vekt for N_2 (M) | $0,028 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}$ [30] |
| Spesifikk gasskonstant for N_2 ($R = \frac{R_{universell}}{M}$) | $297 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ |
| Varmekapasitet for N_2 (c_p) | $1040 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ [30] |
| Varmeledningsevne for N_2 (λ_{gass}) | $0,0026 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ (ved 20°C) [30] |
| Viskositet for N_2 (μ_0) | $1,8 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{sm}}$ (luft ved 20°C) [12] |
| Varmeledningsevne for Marlok (λ_{solid}) | $34 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ (ved 600°C) [31] |
| Varmekapasitet for AA6063 | $900 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}$ |
| Tetthet for AA6063 | $2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ |

Tabell 5.1: Materialegenskaper brukt i beregningsmodell

Ved å kjøre beregningsscriptet vil output være utviklingen av de ulike tilstandene til gassen, varmefluks gjennom røret og temperatur på rørets innervegg som funksjon av posisjon. I vedlegg B ligger MATLAB-koden til modellen. Funksjonen *beregn_flow()* gjennomfører beregningene i modellen. Ved å definere flere rørsesjoner med ulike egenskaper, og sekvensielt kalle opp *beregn_flow()*, vil tilstanden ved utløpet av seksjon $m - 1$ være tilstanden ved innløpet til seksjon m . Det er dermed mulig å effektivt simulere strømningen gjennom en sekvens av ulike rørdeler.

5.3.1 Sammenligning med ekstruderingsfors k

For å få en vurdering av hvor velfungerende modellen er i forhold til et virkelig case tas det utgangspunkt i forsøket som er beskrevet i [27]. I caset ekstruderes en hul firkantet aluminiumsprofil med målene 18x18x1 mm. Kjølingen av dortuppen blir her gjort av luft gjennom kanaler med diameter på 1,6 mm. Da det ikke foreligger nøyaktige mål tas det utgangspunkt i omtrentlige lengder av kanalene. Det forutsettes en kanal med lengde 80 mm fram til dortuppen, og tilsvarende fra dortuppen. I dortuppen strømmer gassen gjennom to kanaler som hver er omtrent 30 mm lange. Det antas også en ruhetsverdi på 110 μm .

Som grensebetingelser forutsettes det at innløpstrykket er på 6 bar overtrykk, og at temperaturen rundt kanalene er 500 C. I tillegg settes det som begrensning av maksimal hastighet gjennom kanalene er på 200 $\frac{\text{m}}{\text{s}}$. Dette gir en maksimal massestrøm på 3 $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$, og en endring av stagnasjonstemperatur på 455 C.

Ved å se kun på energibalanse, bruke parametere fra tabell 5.1, og å anta at all varmestrøm er fra aluminium til gass, f r vi resultatene som er summert opp i tabell 5.2. Resultatet viser et avvik på mellom 20% og 125%. Dette tyder på at prediksjonene i modellen ligger i noenlunde riktig område. Det største avviket opptrer i tilfellet med hastighet på 300 $\frac{\text{mm}}{\text{s}}$. Her er forøvrig resultatet i artikkelen noe overraskende, da det stemmer dårlig overens med trenden i de øvrige resultatene. Det kan derfor stilles spørsmålstegn ved om det var en parameter i dette enkeltfors ket som var feil. Den generelle trenden med at prediksjonene ligger over målt verdi kan være en konsekvens av at noe av varmeoverføringen til luften kan inntreffe i innf rselskanaler inn mot kanalene som er inkludert i beregningen, samt kjøling av verktøyet.

Det er mange og store feilkilder knyttet til denne beregningen, som blant annet lengden på kjølekanalene, temperaturen til luften ved innløpet til verktøyet og temperaturfordelingen gjennom veggen i profilen ved målepunktet. Av mangel en bedre benchmark tas det likevel utgangspunkt i at antagelser og resultat stemmer akseptabelt med de virkelige forholdene. Det understrekes forøvrig at usikkerheten er stor.

| Hastighet [$\frac{\text{mm}}{\text{s}}$] | Beregnet temperaturendring [ C] | Målt temperaturendring [ C] |
|--|---------------------------------|-----------------------------|
| 100 | 24 | 20 |
| 200 | 12 | 10 |
| 300 | 9 | 4 |
| 400 | 6 | 4 |

Tabell 5.2: Resultat fra sammenligning av beregningsmodell med ekstruderingsfors k

5.4 Tilførsel av gass til dortupp

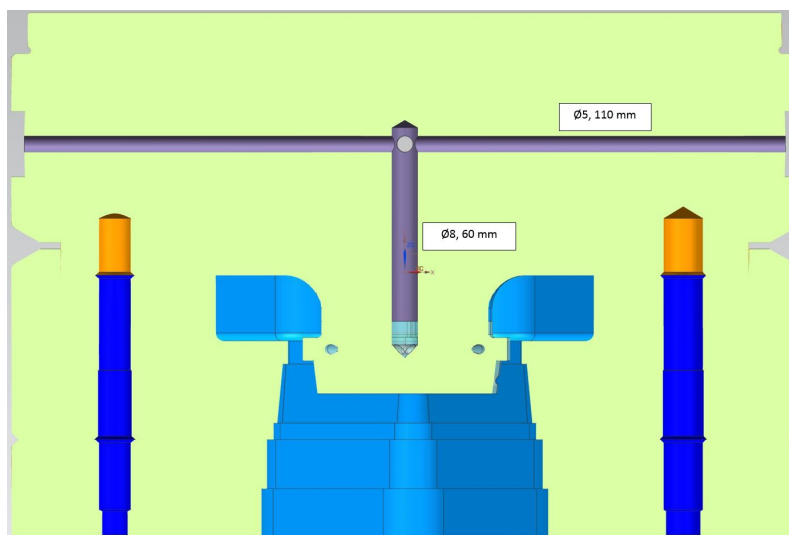
Med tilførselskanalene menes kanalene som leder fra forsyningstanken med nitrogengass og helt fram til dortuppen. En mest mulig effektiv varmeveksling gjennom dortuppens bæreflate forutsetter at nitrogengassen når fram med lavest mulig temperatur. Samtidig vil en maksimering av total varmeoverføring til nitrogengassen forutsette at den har høyest mulig temperatur når den når fram til dortuppen.

Som grense for denne analysen settes innløpet til kanalene gjennom broene. Det antas at det er fra dette punktet og fram mot dortuppen som er mest kritisk, da det er dette området som er nærmest varmekilden i systemet (pressbolten). Figur 5.3 viser et snitt av verktøyet, med de aktuelle kanalene merket i lilla. Forslaget fra BASN er 4 stk 110 mm lange radielle kanaler med diameter på 5 mm gjennom broene. Disse møtes midt i doren, og videreføres som en 60 mm lang kanal med diameter på 8 mm fram mot dortuppen.

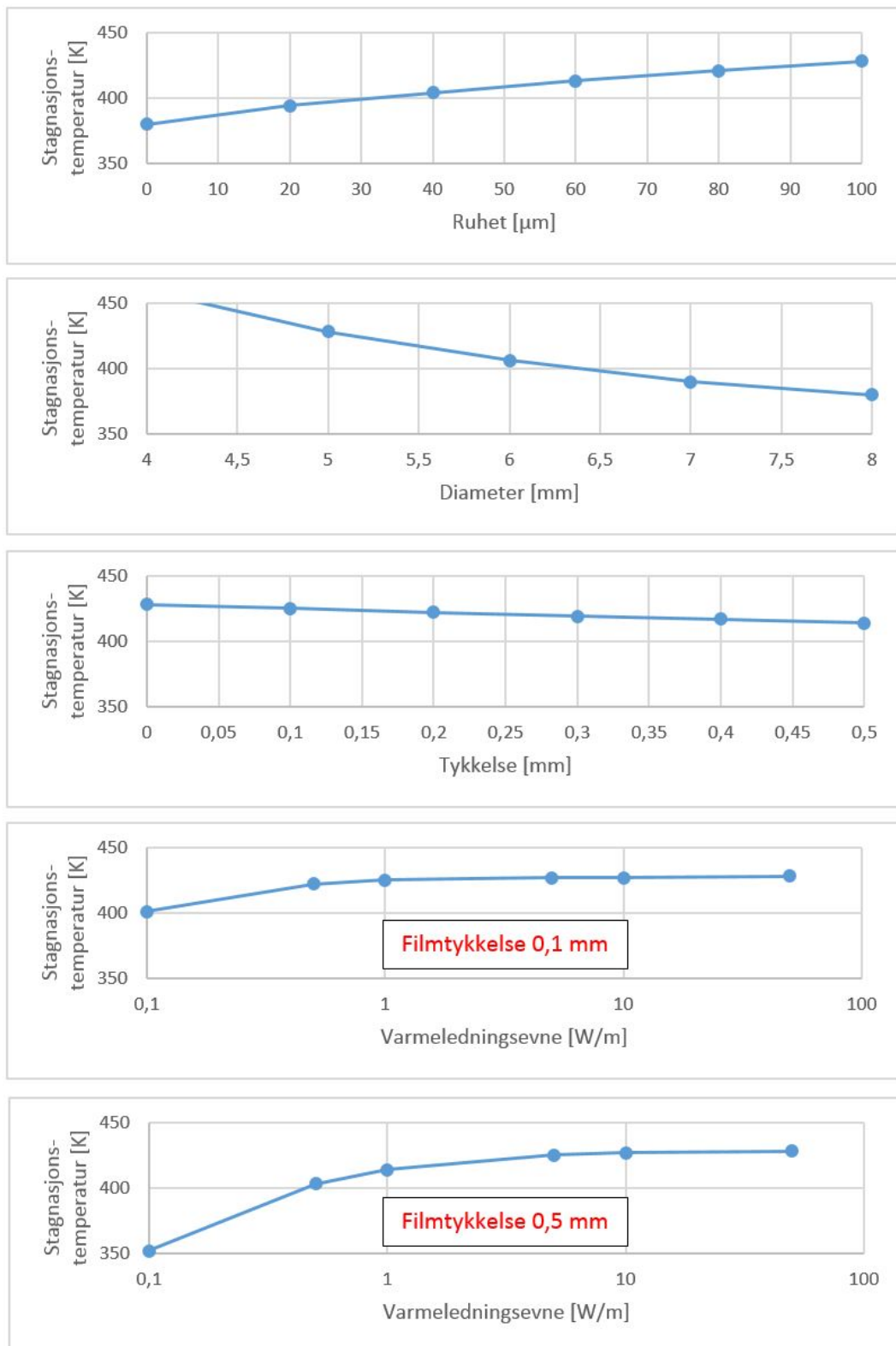
For å redusere varmeovergangen gjennom tilførselskanalene foreslås følgende alternativer:

- Endre diameteren på kanalene.
- Endre overflaten på kanalene.
- Benytte et termisk isolasjonsbelegg i kanalens overflate.

Modellen i seksjon 5.3 er benyttet for å systematisk få en oversikt over effekten av å variere de ulike parameterene for de radielle kanalene. For det termiske isolasjonsbelegget kan både tykkelsen og varmeledningsevnen varieres. Resultatet av variasjon av de ulike parameterene vises i diagrammene i figur 5.4.



Figur 5.3: Kanaler for tilførsel av gass til dortupp



Figur 5.4: Effekten av å endre ulike parametere for tilførselskanaler

| Variabel | Variasjonsområde for variabel | Variasjonsområde for T_0 |
|--|---------------------------------------|----------------------------|
| Diameter | 4 - 8 mm | 380 - 460 K |
| Ruhet | 0 - 100 μm | 380 - 428 K |
| Tykkelse på isolasjonsfilm | 0 - 0,5 mm | 414 - 428 K |
| Vameledningsevne for isolasjonsfilm (t=0,1 mm) | 0,1 - 50 $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$ | 401 - 428 K |
| Vameledningsevne for isolasjonsfilm (t=0,5 mm) | 0,1 - 50 $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$ | 352 - 428 K |

Tabell 5.3: Oppsummering av effekt av å endre ulike parametere for tilførselskanaler

Resultatene i figur 5.4 er oppsummert i tabell 5.3. For en minimering av varmeovergangen i kanalene kan følgende observasjoner gjøres basert på dataene:

- Større diameter gir lavere temperatur. Hulldiameteren vil i praksis være begrenset av at den representerer en svekking av verktøyets struktur. Dersom denne svekkingen er for stor vil det være risiko for verktøybrudd.
- Større ruhet gir høyere temperatur. Forbedring av overflaten kan gjennomføres ved hjelp av teknikker som brotsjing og polering. Da det er snakk om forholdvis korte lengder burde det være mulig å oppnå en tilnærmet hydraulisk glatt overflate ved hjelp av polering. Alternativt er det mulig at bruk av senkerosjon som produksjonsmetode vil gi en bedre overflate enn boring.
- En tykk isolasjonsfilm med lav varmeledningsevne gir lavere temperatur. Her må det bemerkes at en isolasjonsfilm ikke vil kunne regnes som et strukturelt element. Dette betyr at dersom det skal benyttes en isolasjonsfilm på 0,5 mm, så vil svekkelsen av verktøystrukturen tilsvare en diameter på 1 mm større enn strømningsdiameteren. For at isolasjonsfilmen skal være nyttig må derfor varmeledningsevnen være så lav at reduksjonen temperatur blir større enn den tilsvarende reduksjonen som oppnås ved å øke hulldiameteren. I praksis betyr dette at varmeledningsevnen må være ned mot 0,1 $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$, samt at overflaten må være glatt. Varmeledningsevnen er realistisk ved bruk av isolasjonssrør i porøs aluminiumsoksid [29], men realistisk overflatebeskaffenhet på slike rør er noe ukjent. Det påpekes forøvrig at aluminiumsoksid og stål har stor forskjell i temperaturutvidelseskoeffisient, slik at isolasjonssrøret vil utvide seg omtrent halvparten så mye som verktøyet.

Tilsvarende for maksimering av varmeovergang i innløpskanalene forutsette størst mulig ruhet, og minst mulig diameter. Minst mulig diameter vil her være begrenset av hvor liten diameteren kan være før trykkfallet blir markant.

Basert på dette foreslås følgende parametere for de radielle innførselskanalene, for hhv. minste og største varmeovergang:

- Hydraulisk glatt kanal med diameter $\text{Ø}5$ og 0,5 mm tykk isolasjon med varmeledningstall på 0,1 $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$. Dette gir en temperatur ved utløpet på 67°C.
- Kanal med boret overflate (anslått ruhet 50 μm) og diameter $\text{Ø}4$, uten isolasjon. Dette gir en temperatur i utløpet på 183°C.

5.5 Design av kanaler i dortupp

For analyse av design av kanaler i dortupp tas det utgangspunkt i et sett av modeller:

1. Sammenheng mellom trykk og massestrøm av nitrogengass ved innløpet til de radielle kjølekanalene.
2. Modell for strømming med varmeveksling i kjølekanalene.
3. Forenklet varmfordeling i pressbolt.
4. 2D FEM-modell av varmeledning gjennom verktøyet.
5. 2D FEM-modell av spenninger i verktøyet.

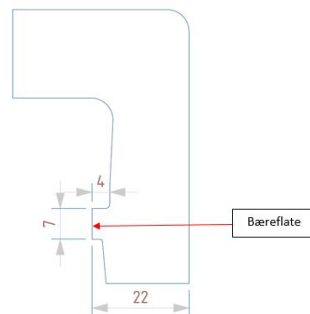
Modellen for sammenheng mellom trykk og massestrøm er basert på informasjon fra BASN om kapasitet på kjøleanlegget. Det er opplyst om at tilgjengelig trykk er omtrent 6 bar, og tilgjengelig massestrøm er $30 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$. Det antas at det maksimale trykket er målt ved 0 massestrøm, og tilsvarende motsatt. Videre antas det en andreordens sammenheng mellom trykkfallet fra nitrogentank og fram til verktøyet. Trykkfallet som funksjon av massestrøm blir da gitt som:

$$\Delta p = 644\dot{m}^2 \quad (5.2)$$

Modellen for varmeveksling i kjølekanalene er beskrevet i seksjon 5.3. For beregning av innløpstrykk benyttes ligning 5.2

Varmefordelingen i pressbolten settes til konstant lik 500°C , med uttak av området mellom bæreflatene. I dette området forutsettes det en temperaturøkning i overflaten mellom verktøy og profil på 10°C . Dette er i samme størrelsesorden som temperaturstigningen som ble målt langs bæreflaten i [4].

For beregning av varmeledning og spenninger i verktøyet er det satt opp en 2D FEM-modell i COMSOL. Modellen tar utgangspunkt i et plan av verktøyet som ligger parallellt mellom 2 bæreflater, se figur 5.5. Det er tatt utgangspunkt i en halv modell, slik at den høyre linjen på figuren er en symmetrilinje. Den øvre delen av figuren representerer en bro. Pressbolten ligger på venstre side av figuren, og ekstruderingsretningen er nedover.

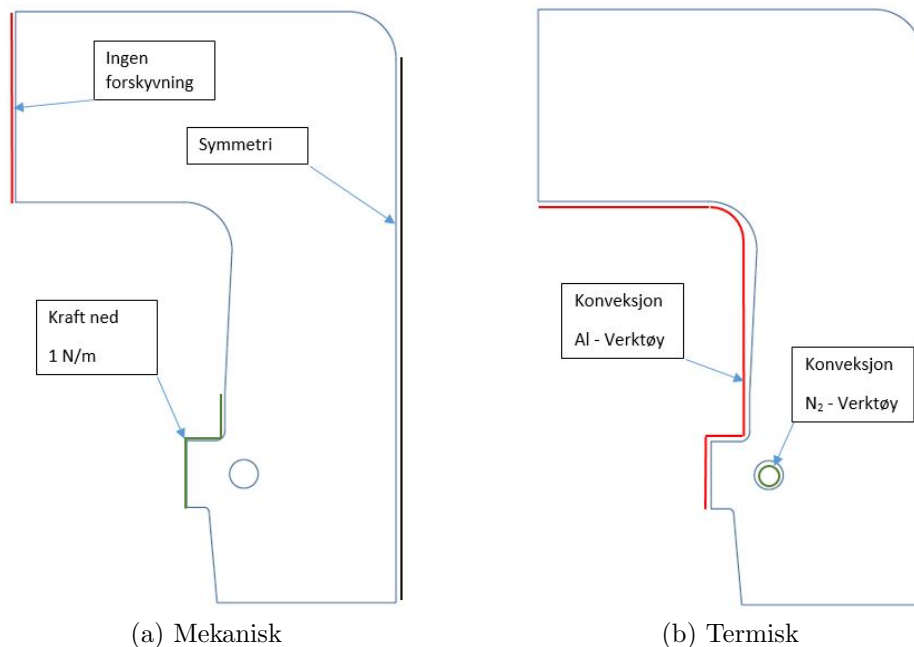


Figur 5.5: Tverrsnitt brukt for 2D FEM-analyser i COMSOL

Figur 5.6 viser de ulike grensebetingelsene som er benyttet i den mekaniske og den termiske analysen av tverrsnittet. De termiske grensebetingelsene vises på figuren til høyre. Her er det satt opp konveksjon i området fra broen og ned til enden av dortuppen (merket med rød strek). Det er valgt å benytte et varmeovergangstall mellom aluminium og verktøy på $4000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$, tilsvarende det som er benyttet i [6]. Temperaturen til aluminiumet er gitt av modellen tidligere i avsnittet (500°C og økning på 10°C langs bæreflate). Den andre grensebetingelsen er konveksjon mellom nitrogengass og verktøyet (grønn sirkel). Her hentes varmeovergangstall og temperatur på gassen fra MATLAB-modellen for beregning av varmeveksling i kjølekanalene. I tillegg er det satt at det ikke skal være noen varmeveksling ved øvrige grenseflater.

Til venstre vises grensebetingelsene for den mekaniske analysen. Her blir det bare sett kvalitativt på effekten hullene har på spenningsforholdene, det gjøres altså ingen forsøk på å kvantifisere den faktiske spenningen. Det er valgt å ikke tillate noen forskyvning i overgangen mellom bro og den ytre ringen på verktøyet (merket med rød strek). I tillegg er det valgt å benytte en symmetri-begrensning langs høyre kant (merket med svart strek), slik at doren ikke kan bøye av til siden. Kraft er satt på som $1 \frac{\text{N}}{\text{m}}$, rettet i ekstruderingsretningen, fordelt langs området som er merket grønt.

Som begrensende faktor er det valgt å ikke tillate design som enten øker absoluttverdien av minste hovedspenning med 15% eller største hovedspenning med 10%, sammenlignet med tverrsnittet uten kjølekanaler. Det er dermed mulig å benytte de 4 første modellene i sekvens for å vurdere hvor godt et design er fra et termisk synspunkt, og deretter den mekaniske modellen for å vurdere om det er tilstrekkelig sterkt.



Figur 5.6: Grensebetingelser for 2D FEM-analyser i COMSOL

5.5.1 Maksimering av varmetransport gjennom bæreflate

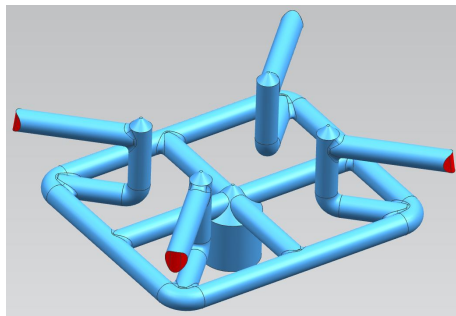
For maksimering av varmetransport gjennom bæreflaten er det tatt utgangspunkt i en modell av kjølekanalene som er foreslått av Sigmund Røe hos BASN. Figur 5.7a viser utformingen av kanalene. Det blå området er grenseflatene mellom kanalene og verktøyet, og de røde flatene er utløpene fra dortuppen. Figur 5.7b viser et snitt av dortuppen normalt på senteraksen til verktøyet. Den blå linjen i figuren illustrerer hvordan strømmingen går i kanalene. Gassen fordeles først på 4 kanaler, som er 15 mm lange. Deretter fordeles gassen på 8 kanaler som er 15 mm lange. Til slutt samles gassen på 4 kanaler som er 35 mm lange, og fører fram til utløpet. I tillegg er utformingene av tilførselskanalene gitt slik de er beskrevet i seksjon 5.4.

For optimalisering er det valgt 3 uavhengige variabler: diameter på kanalene i dortuppen (d), og posisjonen til kanalen (x og y) målt fra øvre venstre hjørne av bæreflaten (se figur 5.6). Modellene beskrevet i seksjonen over benyttes for å finne den kombinasjonen av variablene som gir størst varmetransport gjennom bæreflaten. Denne kvantifiseres i COMSOL-modellen ved å integrere varmetransporten ved konveksjon gjennom bæreflaten. Som input til modellen hentes gjennomsnittlig varmeovergangstall og stagnasjonstemperatur på nitrogengassen i delen av kjølekanalene som går langs bæreflatene ut fra strømningsberegningen.

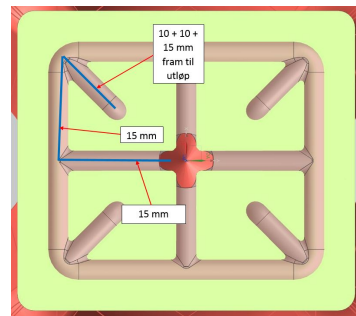
Oppsettet som ble byttet i strømningsberegningen er summert opp i tabell 5.4. Det er i tillegg satt som begrensning at strømningshastigheten ved utløpet ikke får overstige $200 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

| Seksjon | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|---|-----|-----|-----|-----|-----|
| Antall kanaler | 4 | 1 | 4 | 8 | 4 |
| Lengde [mm] | 110 | 60 | 15 | 15 | 35 |
| Diameter [mm] | 5 | 8 | d | d | d |
| Ruhet [μm] | 0 | 0 | 100 | 100 | 100 |
| Tykkelse isolasjon [mm] | 0,5 | 0,5 | 0 | 0 | 0 |
| Varmeledning isolasjon [$\frac{\text{W}}{\text{mK}}$] | 0,1 | 0,1 | | | |

Tabell 5.4: Inputdata for strømningsberegning



(a) Massivmodell av kanalene



(b) Snitt av dortupp med kanaler

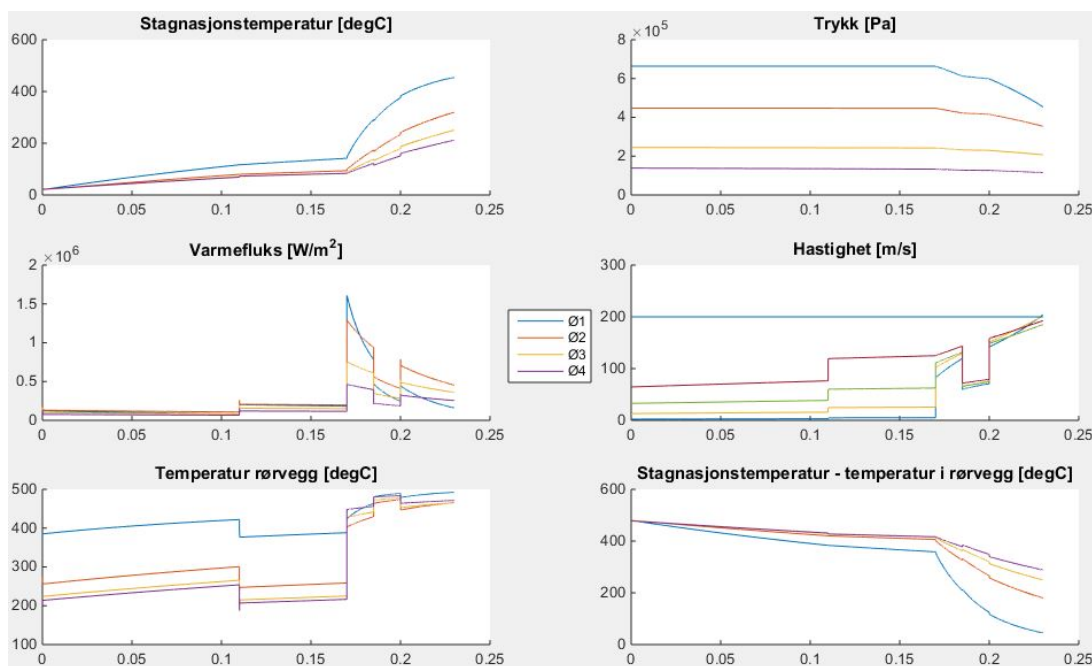
Figur 5.7: Kanaler analysert ved maksimering av varmetransport gjennom bæreflate

Figur 5.8 viser utviklingen til blant annet gassens temperatur og trykk langs kanalene. Temperaturen viser en moderat økning fram til 0,17 m, dvs langs tilførselskanalene. Kanalene i dortuppen viser, som ønsket, en raskere temperaturøkning. Det er også mulig å se at temperaturen øker raskere for mindre diametere enn for større diametere.

Tabell 5.5 summerer opp noen nøkkeltall fra strømningsberegningen. Av spesiell interesse er gjennomsnittstemperaturen og gjennomsnittlig varmeovergangstall, som er benyttet videre i COMSOL-modellen. En annen interessant observasjon er at det er kanalen med diameter på 3 mm som gir den største totale varmeovergangen.

| Diameter [mm] | 1 | 2 | 3 | 4 |
|--|------|------|------|------|
| Massestrøm [$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$] | 5 | 19 | 26 | 29 |
| Gjennomsnittstemperatur i langsgående seksjon [K] | 604 | 474 | 429 | 406 |
| Gjennomsnittlig varmeovergangstall i langsgående seksjon [K] | 2294 | 1822 | 994 | 585 |
| Total varmeovergang [W] | 628 | 1645 | 1726 | 1589 |
| Total økning av stagnasjonstemperatur [K] | 435 | 300 | 230 | 190 |

Tabell 5.5: Resultat fra strømningsberegning for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate



Figur 5.8: Resultatkurver for strømningsberegning for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate. Posisjon langs horisontal akse.

| Diameter [mm] | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|------|------|------|------|
| Avstand til bæreflate (x) [mm] | 1 | 3,5 | 4,5 | 5,5 |
| Avstand til start av bæreflate (y) [mm] | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Varmefluks bæreflate [$\frac{W}{m}$] | 559 | 1076 | 977 | 802 |
| Total varmekraft [$\frac{W}{m}$] | 1058 | 2791 | 2742 | 2380 |
| Økning av første hovedspenning [%] | 3,8 | 9,7 | 9,9 | 8,4 |
| Økning av tredje hovedspenning [%] | 10,7 | 10,9 | 10 | 9,6 |

Tabell 5.6: Resultat fra COMSOL-analyse for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate.

Tabell 5.6 summerer opp resultatene fra analysene i COMSOL. I denne modellen er det eksperimentert med å endre posisjonen til kanalen i forhold til bæreflaten (x og y), slik at varmekraften gjennom bæreflaten ble så stor som mulig uten at spenningene ble for store. Det viste seg at justering av y -koordinaten hadde liten effekt på resultatet, og det er derfor endt opp slik at kanalen ligger omtrent midtveis langs bæreflaten.

For kanalen med diameter på 1 mm viste det seg at spenningene ikke ble for store nesten uavhengig av posisjonen til kanalen. Det var derfor mulig å legge den nesten helt inntil bæreflaten. Forøvrig var den største mulige massestrømmen gjennom denne kanalen liten, slik at varmetransporten likevel blir forholdsvis liten.

Kanalen med diameter på 2 mm ga den største varmetransporten gjennom bæreflaten, på tross av at den måtte plasseres lenger inne på dortuppen. Det er dermed denne kanalen som er den beste i henhold til kriteriet om maksimal varmetransport gjennom bæreflaten.

I det aktuelle snittet vil forskjellen på total varmetransport og varmetransporten gjennom bæreflaten være varme som krysser andre flater. Dette vil i praksis bety at det representerer kjøling av deformasjonssonen. Utgangspunktet for optimaliseringen var å i størst mulig grad unngå kjøling av denne. Basert på tallene over går 53% av kjøleeffekten til Ø1-kanalen til bæreflaten, mens det tilsvarende tallet for Ø2-kanalen er 38%. Basert på dette kan det vurderes slik at Ø1-kanalen presterer bedre enn Ø2-kanalen, på tross av at Ø2-kanalen er bedre i henhold til optimaliseringskriteriet.

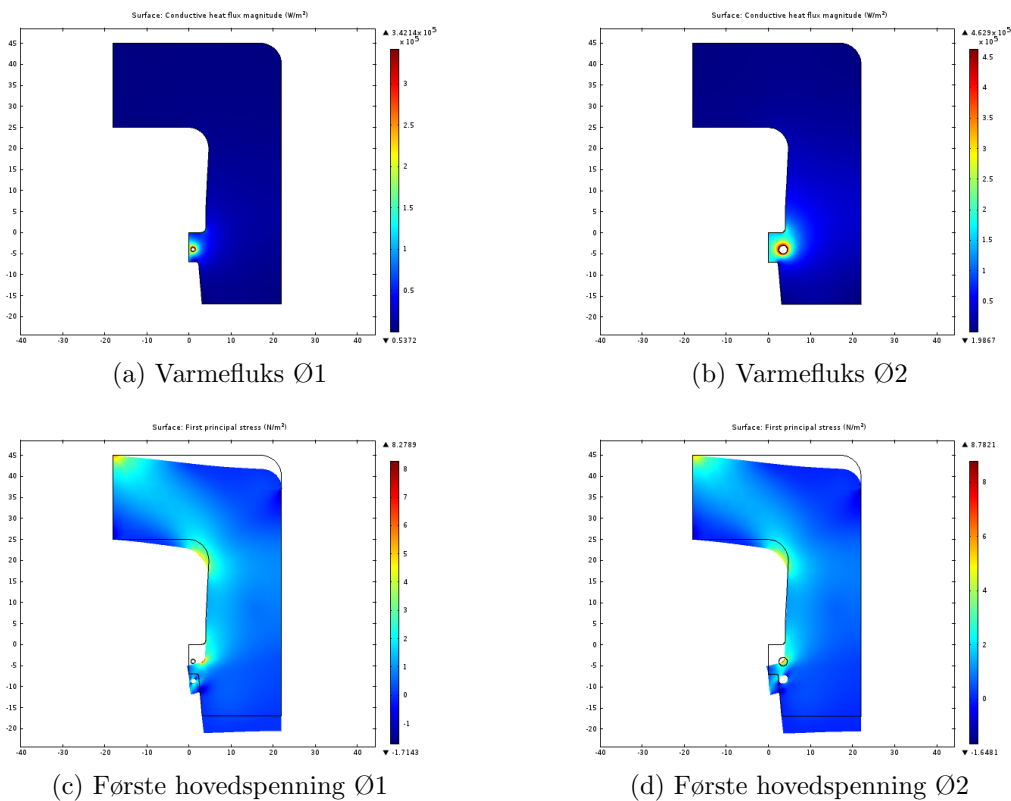
Figur 5.9 viser 2D-plot hentet ut fra analysen av dortuppene med kanaldiameter på 1 og 2 mm. Flere plot og med bedre oppløsning kan finnes i vedlegg D.

Figurene 5.9a og 5.9b viser fordeling av varmeledning i de to dortuppene. For dortuppen med kanaldiameter på Ø1 er det en tydelig konsentrasjon av varmeledning i området mellom kanalen og bæreflaten. Dette tyder på at en stor del av varmen transporteres gjennom bæreflaten, noe som stemmer overens med diskusjonen over. For dortuppen med kanaldiameter på 2 mm er varmeledningen gjennom området før bæreflaten mer markant. Varmefluksen ser ut til å være omtrent like stor langs bæreflaten som inn mot radiusen over kanalen. Dette er en konsekvens av at kanalen måtte plasseres noen millimeter fra bæreflaten for å unngå for stor spenningskon-

stentrasjon. Avstanden fra dortuppen til kanalen er dermed omtrent like stor som fra flatene normalt på dortuppen og inn til kanalen. Dette forklarer hvorfor bare 38% av kjøleeffekten går til dortuppen.

Figurene 5.9c og 5.9d viser fordelingen av første hovedspenning i de to dortuppene. I begge tilfeller ser vi en spenningskonsentrasjon i radiusen som leder inn mot bærflaten. Dette er en forventet spenningskonsentrasjon, og er en konsekvens av et moment som oppstår hovedsaklig på grunn av skjærkreftene som er påsatt langs bæreflaten. Det er denne spenningen som kan forventes å føre til brudd i dortuppen. I tilfellet med kanaldiameter på 1 mm ligger kanalen helt borte fra denne spenningskonsentrasjonen, og påvirker dermed ikke maksimalspenningen. For dortuppen med kanaldiameter på 2 mm kan det ses en "bro" mellom spenningskonsentrasjonen ved radiusen og inn mot kanalen. Dette tyder på at spenningskonsentrasjonen påvirkes av kanalen, noe som forklarer hvorfor det er nødvendig å øke avstanden fra dortupp til kanal til 3,5 mm.

Oppsummert så tyder resultatene fra analysen på at den optimale kanaldiameteren er 2 mm dersom det isolert ses på maksimal varmetransport gjennom bæreflaten, eller 1 mm dersom det ses på andelen av kjøleeffekten som tas ut gjennom bæreflaten.



Figur 5.9: 2D-plot av restultater fra FEM-analyse for maksimering av varmetransport gjennom bæreflate

5.5.2 Maksimering av total varmetransport

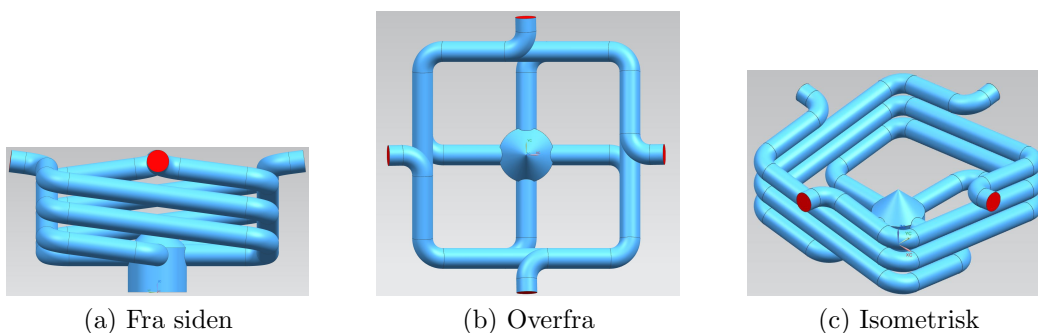
For maksimering av total varmetransport er det tatt utgangspunkt i at dette kan manipuleres gjennom valg av lengde og diameter på kanalene. En lengre kanal vil gi mer varmeovergang, men også mer friksjonsmotstand. Basert på dette foreslås det å bruke kanaler utformet som firkantede spiraler, se figur 5.10. Også for dette designet tas gassen ut fra senter av dortuppen. Det går deretter ut mot kanten av dortuppen, hvor kanalane beveger seg skrått oppover, og ender med åpninger ut midt i dortuppen, sett ovenfra.

Det er valgt 2 uavhengige variabler for optimaliseringen: diameter på kanalene (d) og antall hull gjennom et tverrsnitt. For lengden av kanalene langs bæreflaten (l) tilnærmes denne som 30 mm ganger antall hull gjennom et tverrsnitt. I tillegg regnes det 15 mm fra senter og ut til kanalene. Forøvrig er analysen gjennomført på tilsvarende måte som analysen ved maksimering av varmetransport gjennom bæreflate.

Oppsettet som ble byttet i strømningsberegningen er summert opp i tabell 5.7. Det er i tillegg satt som begrensning at strømningshastigheten ved utløpet ikke får overstige $200 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.

| Seksjon | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------------------|-----|----|-----|-----|
| Antall kanaler | 4 | 1 | 4 | 4 |
| Lengde [mm] | 110 | 60 | 15 | l |
| Diameter [mm] | 4 | 8 | d | d |
| Ruhet [μm] | 50 | 50 | 100 | 100 |
| Tykkelse isolasjon [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 |

Tabell 5.7: Inputdata for strømningsberegning for maksimering av total varmetransport



Figur 5.10: Kanaler analysert ved maksimering av total varmetransport

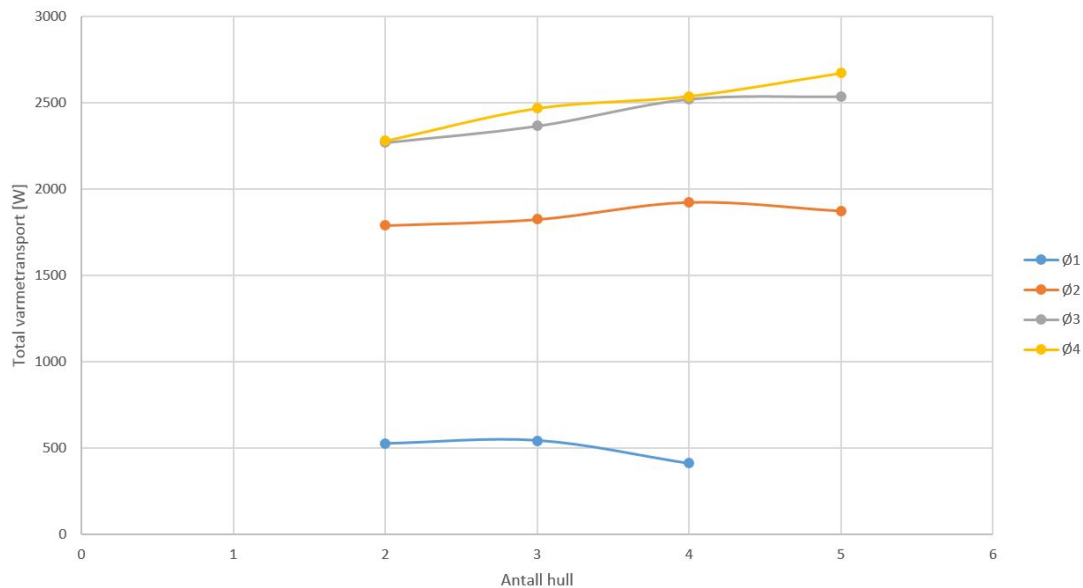
Figur 5.11 viser et plot av den totale varmen som tas opp av gassen for ulike diameter og antall hull. Figuren dataen tyder på at for å få en mest uilig effektiv kjøling bør det benyttes kanaler med diameter på 3 eller 4 mm. Generelt ser lengre kanaler ut til å forbedre varmeovergangen, men for 1 og 2 mm kanalene nås det et toppunkt. Dette er en konsekvens av den reduserte massestrømmen på grunn av total friksjonsmotstand langs kanalen.

Tabell 5.8 summerer opp de beste resultatene for de ulike kanaldiameterene. For kanalen med diameter på 3 mm er den totale varmeovergangen omtrent lik for 3 eller 4 hull. For kanalen med diameter på 4 mm er det en noe større økning av den overførte varmen.

Det beste resultatet ser ut til å være med kanaldiameter på 4 mm og 5 hull gjennom tverrsnittet. Det har forøvrig ikke lyktes å sette opp en analyse med dette alternativet i COMSOL uten at spenningene ble større enn tillatt. Etter dette kommer Ø3 med 3 eller 4 hull, samt kanaldiameter Ø4 med 4 hull, omtrent likt ut. De 3 siste alternativene er analysert videre i COMSOL-modellen.

| Kanaldiameter [mm] | 1 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 |
|--|------|------|------|------|------|------|
| Antall hull | 3 | 4 | 4 | 5 | 4 | 5 |
| Tillatt massestrøm [$\frac{\text{kg}}{\text{h}}$] | 4 | 16 | 24 | 23 | 27 | 27 |
| Snittemperatur [K] | 685 | 627 | 590 | 599 | 566 | 574 |
| Varmeovergangstall [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$] | 3279 | 2349 | 1332 | 1246 | 760 | 744 |
| Overført varme [W] | 542 | 1926 | 2519 | 2534 | 2538 | 2672 |
| Endring av temperatur [K] | 469 | 417 | 363 | 381 | 325 | 343 |

Tabell 5.8: Resultat fra strømningsberegning for maksimering av total varmetransport.



Figur 5.11: Plot av resultat fra strømningsberegning for maksimering av varmetransport

For analyse av de ulike alternativene i COMSOL-modellen er hullene forsøkt plassert i dortuppen slik at de kommer nærmest mulig bæreflaten uten at spenningene blir for store. Det er også tatt hensyn til at de ikke kan plasseres lenger opp på dortuppen enn det som skal bygges additivt.

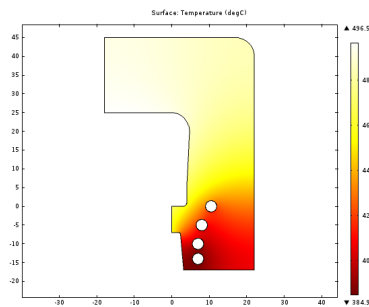
Figur 5.12 viser temperaturfordelingen for alternativet med kanaldiameter på 3 mm og med 4 hull gjennom tverrsnittet. Her vises det tydelig at området nederst i dortuppen oppnår en forholdsvis lav temperatur. I dette området vil dermed kjøleeffekten bli liten, på grunn av liten temperaturforskjell mellom kjølegassen og verktøyet. Dette demonstrerer en tydelig svakhet i strømningsmodellen i MATLAB, da denne ikke tar høyde for at kjølingen fra en kanal påvirker temperaturen rundt nabokanalene.

Tabell 5.9 summerer opp resultatene fra COMSOL-analysene. Resultatene tyder på at det er alternativet med 3 mm kanaldiameter og 4 hull som presterer best, til tross for at denne hadde de svakeste resultatene i strømningsberegningen. Det foreslås to årsaker til dette: For det første påvirkes temperaturen rundt de ulike kanalene av kjølingen fra nabokanalene, som beskrevet over. Konsekvensen av dette er at kanalene som ligger ytterst på dortuppen gir svært liten kjøleeffekt. I tillegg må kanaler avstanden til bæreflaten økes når kanaldiameteren eller antall kanaler økes, for å unngå for store spenninger. Varmeledningen gjennom verktøyet vil dermed bli tregere, og kjøleeffekten dårligere.

Resultatene tyder på at en kanal med diameter på 3 mm og med 4 hull gjennom tverrsnittet er alternativet som gir størst total varmetransport.

| Kanaldiameter [mm] | 3 | 3 | 4 |
|--|-------|------|------|
| Antall hull | 4 | 5 | 4 |
| Varmefluks bæreflate [$\frac{W}{m}$] | 1254 | 1145 | 1171 |
| Total varmekraft [$\frac{W}{m}$] | 4471 | 4265 | 4376 |
| Økning første hovedspenning (%) | 9,92 | 9,52 | 9,44 |
| Økning tredje hovedspenning (%) | -0,52 | 1,46 | 2,81 |

Tabell 5.9: Resultat fra COMSOL-analyse for maksimering av total varmetransport.



Figur 5.12: 2D-plot av temperaturfordeling ved maksimering av total varmeovergang

5.6 Estimering av hastighetsøkning

En estimering av potensiell økning av ekstruderingshastigheten som funksjon av kjølingen har en høy grad av kompleksitet, og mange tidsavhengige variabler. I tillegg har ikke forfatteren hatt tilgang på data om sammenhengen mellom temperatur og ekstruderingshastighet for den aktuelle profilen. Den følgende analysen er derfor svært grov, og kun et forsøk på å gi en indikasjon om hva som kan være en sannsynlig størrelsesorden.

Sammenhengen mellom temperaturøkning og ekstruderingshastighet baseres på arbeidet i [32]. Det bemerkes at denne artikkelen handler om ekstrudering av en massiv profil i 7075-legering, som er vesentlig vanskeligere å ekstrudere enn AA6063. Det er derfor mulig at dataene er vesentlig annerledes enn det som er tilfelle for profilen som er grunnlaget for denne oppgaven. På slutten av ekstruderingen ble temperaturøkningen fra forvarmingstemperatur til temperatur på ferdig profil gitt som:

$$\Delta T = 20,202 \ln(v) + 39,55 \quad (5.3)$$

Hastigheten v referer her til stempelhastigheten. Denne ligningen kan snus på ved å sette konstantleddet alene på den ene siden av ligningen. Ved å deretter se på 2 sett av hastigheter og temperaturøkninger får vi:

$$\Delta T_1 - 20,202 \ln(v_1) = \Delta T_2 - 20,202 \ln(v_2) \quad (5.4)$$

Ved å snu på denne ligningen kan vi få hastigheten v_2 som avhengig variabel:

$$\frac{v_2}{v_1} = \exp \left[\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{20,202} \right] \quad (5.5)$$

Ligning 5.5 gir et estimat for den relative hastighetsøkningen som funksjon av to temperaturendringer. Forskjellen på de to temperaturendringene vil være hvor mye mer profilen varmes opp dersom hastigheten økes fra v_1 til v_2 . Gitt at denne forskjellen hovedsakelig kommer av at varmen får kortere tid til å ledes bort når ekstruderingshastigheten øker, kan det antas at ved å fjerne varmen tilsvarende raskere så vil temperaturen ved v_2 kunne senkes til tilsvarende v_1 .

Det kan nå tas utgangspunkt i varmen som fjernes ved hjelp av nitrogengass i kjølekanalene. Varmebalansen i systemet er gitt av ligning 5.6.

$$(\dot{m}c_p\Delta T)_{gass} = (\dot{m}c_p\Delta T)_{profil} \quad (5.6)$$

Videre hentes data for massestrøm og temperaturendring fra seksjon 5.5. I denne seksjonen ble det foreslått 3 ulike alternativer for kanaldesign:

- Alternativ 1: Alternativet hvor en størst mulig andel av varmen gikk gjennom bæreflaten.
- Alternativ 2: Alternativet basert på design fra BASN som ga størst mulig varmetransport gjennom bæreflaten.
- Alternativ 3: Den spiralformede kanalen som ga maksimal varmetransport til nitrogen-gassen.

I tabell 5.10 er varmetransport og temperaturendringer for de ulike alternativene oppsummert. For temperaturreduksjon for profil er dataene gitt for gjennomsnittet av materialet. I realiteten er det mulig at temperaturendringen i godset som ligger nærmest den indre flaten av profilen kan være noe større enn gjennomsnittet, siden forholdsvis mye av varmen fjernes herfra. Den beregnede temperaturendringen er mellom 0,7 og 2,8°C, noe som anses som forholdsvis beskjedent.

Basert på disse dataene er det også beregnet en hastighetsøkning, gitt i prosent av nåværende hastighet. Alternativ 1 gir et forholdsvis lite potensial for hastighetsøkning, med 3,5%. Alternativene 2 og 3 er vesentlig bedre, med hhv. 10 og 15% estimert økning av hastigheten. Dersom det kun ses på estimert potensiale for hastighetsøkning vil alternativ 3 være det beste alternativet.

Dersom det skal tas hensyn til at det fortrinnsvis bør fjernes minst mulig varme fra deformasjonssonen er det mulig at alternativene 2 og 3 ikke er akseptable. I dette tilfellet kan alternativ 1 være det eneste alternativet, og den potensielle økningen av ekstruderingshastighet er på 3,5%. Dette må som nevnt tidligere i oppgaven vurderes opp mot den transiente varmeutviklingen under prosessen, samt kraftøkningen som kreves ved senking av temperaturen.

| Kanaldesign | Alternativ 1 | Alternativ 2 | Alternativ 3 |
|--------------------------------------|--------------|--------------|--------------|
| Total varmetransport [W] | 628 | 1645 | 2519 |
| Temperaturøkning gass [K] | 435 | 300 | 363 |
| Temperaturreduksjon profil [K] | 0,7 | 1,9 | 2,8 |
| Økning av ekstruderingshastighet [%] | 3,5 | 9,9 | 14,9 |

Tabell 5.10: Estimert hastighetsøkning på grunn av kjøling av dortupp

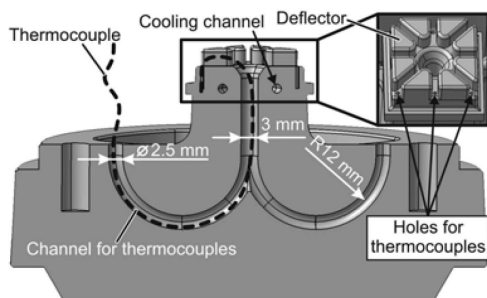
5.7 Måling av temperatur

En ekstra mulighet som kan benyttes ved additiv bygging av dortupp er integrering av temperatursensor i dortuppen. Ved å lese av data fra sensoren kan det være mulig å regulere prosessen for å få en jevnere ekstruderingsstemperatur. Det er ved flere anledninger benyttet temperatursensorer i dortupp i forskningssammenheng [4, 27]. Til industrielt bruk er det uklart om det er benyttet. Det er også usikker nytteverdi i en slik integrasjon. Alternativet til å benytte temperatursensorer basert på berøring er å benytte et pyrometer. Ifølge [1] er det vist at det er mulig å benytte pyrometer for å måle temperatur av varmt aluminium med nøyaktighet på omtrent 1%. Det er likevel foreslått et design som kan benyttes.

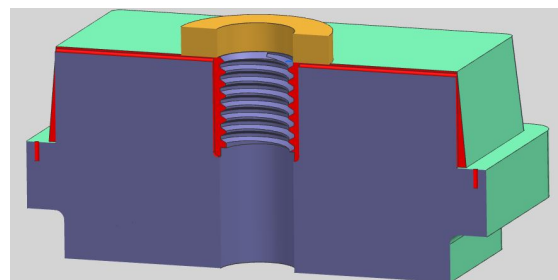
Designet som er foreslått i [27] kan brukes som utgangspunkt. Her er ledninger til sensorene tredd opp gjennom et hull i senter av kjernen og dortuppen. Sensorene er deretter tredd tilbake i små hull nært bæreflaten, men parallelt med hullet i senter. Figur 5.13a illustrerer konseptet som ble benyttet.

For å kunne integrere et slikt design i designet med kjølekanaler i dortuppen vil det være nødvendig å benytte kjølekanalene til innføring av ledninger til sensoren. Videre kan kanalen som går på langs inn i dortuppen forlenges til å gå gjennom hele dortuppen, slik at ledningene kan tas ut på enden. For å unngå at all gassen strømmer ut gjennom dette hullet må det også plugges igjen. Figur 5.13b illustrerer forslaget til modifiseringen av dortuppen. De røde flatene er utskjæringer for banen til ledningene. De må lages så små at når den gule ringen strammes ned mot ledningene, så vil utskjæringene bli tilnærmet lufttette.

Et uløst spørsmål er hvordan ledningene kan føres videre fra tilførselskanalene og helt ut av verktøyet. Det er ikke gjort noe forsøk på å løse dette, da denne problemstillingen ligger noe utenfor kjernen av oppgaven.



(a) Konsept for integrering av temperatursensor benyttet av Hölker [27]



(b) Forslag til modifisert konsept

Figur 5.13: Konsept for integrering av temperatursensor i verktøy

5.8 Oppsummering

I dette kapittelet er arbeidet som er gjennomført med design av dortupper beskrevet. Arbeidet har i all hovedsak dreiet seg om optimalisering av design av kjølekanaler. Basert på tidligere presentert teori er det foreslått 2 mulige kriterier for optimalisering:

- Kriterium 1: Maksimer varmetransporten gjennom bæreflaten.
- Kriterium 2: Maksimer den totale varmetransporten inn til kjølegassen

Det er presentert et sett av modeller som er benyttet for optimalisering. Det er en modell for temperaturfordeling for pressbolt, trykktap i tilførselssystem for gass, en modell i MATLAB for endimensjonal kompressibel strømming med varmeveksling, og en 2D FEM-modell i COMSOL for stasjonær termisk og mekanisk analyse.

Optimaliseringen har startet ved innløpskanalene for nitrogen fram mot dortuppen. Det er gitt et forslag for minimal oppvarming av gassen i tilførselkanalene, som er knyttet til kriterium 1. Dette forslaget er basert på stort tverrsnitt, fin overflate og effektiv isolasjon. Deretter er det gitt et forslag for maksimal oppvarming i tilførselkanalene, som er knyttet til kriterium 2. Dette kriteriet er basert på et mindre tverrsnitt, grov overflate og ingen isolasjon.

Videre er et design av kjølekanaler, foreslått av BASN, optimalisert i henhold til kriterium 1. Basert på optimaliseringen er det anbefalt å benytte diameter på 2 mm for kjølekanalene (*Alternativ 1*). I diskusjonen er det også poengtert at utgangspunktet for optimaliseringen var ønsket om å få mest mulig kjøling av bæreflatene, og minst mulig av øvrige flater. Med dette utgangspunktet presterer en kanal med diameter på 1 mm bedre (*Alternativ 2*).

For optimalisering i henhold til kriterium 2 er det foreslått et design hvor kjølekanalene gjøres lengst mulig for å kunne ta opp mest mulig varme. Designet kan beskrives som en firkantet spiral med 4 armer som går oppover dortuppen. Resultatet fra optimaliseringen er at kanaltverrsnittet bør ha diameter på 3 mm, og gå så langt rundt at det er 4 hull over hverandre i hvert tverrsnitt (*Alternativ 3*).

Basert på beregnet varme som overføres fra pressbolt og profil og til kjølegassen for de ulike alternativene er det gjort et estimat for hvor mye temperaturen i profilen reduseres. For de 3 alternativene endte den estimerte reduksjonen på hhv. 1,9, 0,7 og 2,8°C %.

I tillegg til design av kjølekanaler er det foreslått et mulig design for integrering av temperatursensor i dortuppen. Designet er basert på et design som tidligere er benyttet i forskningssammenheng. Det stilles spørsmålstegn til verdien av å integrerer en sensor, da alternativet med måling av temperatur på profil med pyrometer anses som vesentlig enklere.

Kapittel 6

Test av kjøleeffekt

De foregående delene av denne rapporten beskriver arbeidet som er gjort med analyse av dortuppdesign, og tester som er gjort for å finne parametere som kan benyttes i analysene. Dette kapittel beskriver et forsøk hvor 3 ulike dortupper ble nedkjølt med trykkluft mens de ble filmet av et IR-kamera. Det ble gjennomført sammen med post.doc. Vegard Brøtan hos NTNU.

Forsøket ble gjennomført for å få et empirisk sammenligningsgrunnlag mellom ulike design. I tillegg er resultatet av testen sammenlignet med beregningsresultat fra modellene som er benyttet i kapittel 5. Resultatene indikerer at integrering av en diffusor kan gi en markant forbedring av kjøleeffekten. Det stemmer også godt overens med resultat fra modellen.

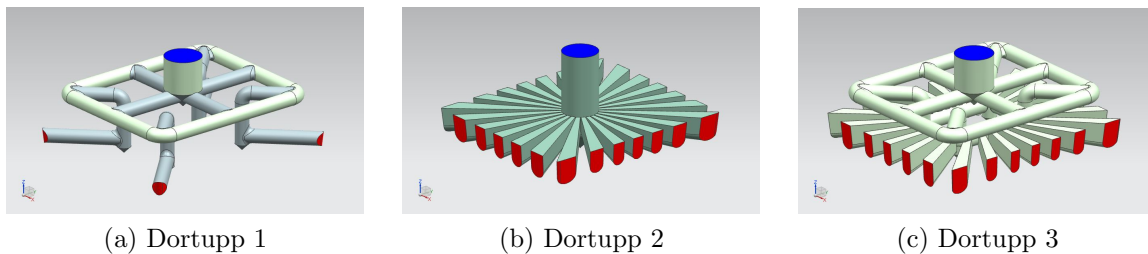
6.1 Metode

6.1.1 Forberedelse av testeksemplarer

For gjennomføring av testene ble det tatt utgangspunkt i 3 vesentlig ulike kanaldesign:

1. Design foreslått av Sigmund Røe i BASN, som er benyttet i analysen i kapittel 5, se figur 6.1a.
2. Design foreslått av Olav Åsebø Berg i SRM, se figur 6.1b. Denne består av kun en vifteformet diffusor, som er plassert over bæreflaten.
3. En kombinasjon av de to overstående designene, se figur 6.1c.

Dortuppene ble bygd i en EOS additivmaskin hos Tronrud Engineering.



Figur 6.1: Kanaldesign i de ulike dortuppene



Figur 6.2: Bilder av dortupper for testing

Følgende steg ble gjennomført i produksjonsprosessen:

1. Additiv bygging.
2. Avspenningsgløding.
3. Saging av bygde deler fra baseplate.
4. Planfresing av avsagd flate.
5. Gjenging av innløpshullet.

Steg 1 til 3 ble gjennomført av Tronrud Engineering, mens steg 4 og 5 ble gjennomført av BASN.

Under den additive byggingen ble det benyttet en massiv støttestruktur i området under bæreflatten. Da denne ikke er en del av det endelige designet av dortuppene ble denne forsøkt maskinert bort av verkstedet til NTNU IPK. På grunn av maskineringsproblemer ble denne forøvrig kun fjernet fra dortupp 2. Figur 6.2b viser dortuppen med maskinert støttestruktur, mens figur 6.2c viser dortupp 3 uten fjerning av denne støtten.

Innløpshullet til dortuppene ble gjenget opp med BSP $1/4$ " gjenger for tilkobling av trykkluft. Det ble montert på skjøtekobling i messing med koniske gjenger, albue i messing med innvendige gjenger, og hurtigkobling i rustfritt stål med koniske gjenger for overgang mellom dortupp og trykkluft. Figur 6.2a viser en ferdig montert dortupp. Messingalbuen ble også benyttet til innspenning av dortuppen under kjøleprosessen.

6.1.2 Gjennomføring av forsøk

Forsøkene ble gjennomført i "Realiseringslab" hos NTNU IPM. Utstyret som ble benyttet er listet opp i tabell 6.1. Dortuppene stod innspent i en skrustikke under kjølingen, og avstanden fra dortupp til kamera var på omtrent 0,5 m. Forsøket ble utført med en dortupp av gangen.

Følgende steg ble gjennomført i forsøket:

1. Oppvarming i herdeovn. Herdeovnen ble stilt inn på 200°C, og delene var i ovnen mellom 2,5 og 3 timer før kjølingen.
2. Dortuppen ble tatt ut av ovnen. Samtidig ble filmingen og en stoppeklokke startet.
3. Dortuppen ble festet i en skrustikke.
4. Etter 45 sekunder ble trykkluften tilkoblet.
5. Filmingen fortsatte til dortuppen var omtrent 30°C.

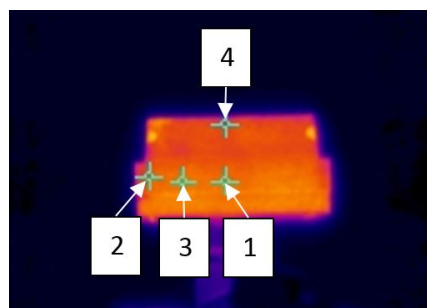
Tilførselstrykket for trykkluften ble satt til 1100 mbar målt på uttak fra regulator, før dortupper ble tilkoblet (dvs ved null strømning).

| Enhet | Modell | Kommentar |
|----------------|------------------------------------|------------------------------------|
| Trykkregulator | Honeywell D06F | Reguleringsområde: 1,5 til 6,0 bar |
| Trykkmåler | Digitron 2023P | Måleområde: 0-7 bar |
| IR-kamera | FLIR Inframetrics ThermoCAM SC1000 | Måleområde: -60 - 5000°C |
| Herdeovn | Naber | |

Tabell 6.1: Utstyr for test av kjøleeffekt.

6.1.3 Analyse

For postprosessering av rådata fra kameraet ble det benyttet dedikert software fra FLIR. På hver dortupp ble det merket av 4 punkter, se figur 6.3. De utvalgte punktene er (1) midt på bæreflaten, (2) ute mot et hjørne, (3) midt mellom de to foregående, og (4) på toppen i senter. Temperaturen til de ulike punktene gjennom testforløpet ble logget, og lastet ut i en datafil. Dataene ble deretter lastet over til MATLAB for videre analyse og tegning av grafer.



Figur 6.3: Plassering av punkter for temperaturmåling på dortupp

Oppsett av modell for sammenligning

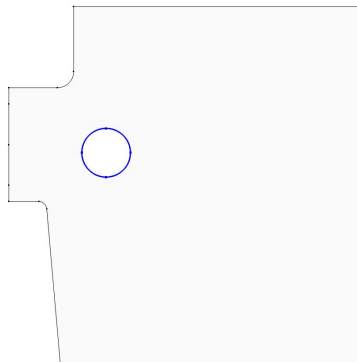
Den samme modellen som er benyttet i kapittel 5 er her satt opp for å simulere varmeovergangen under forholdene i forsøket. Målet er å få kunnskap om i hvilken grad modellen stemmer med virkeligheten.

For analysen er innløpstrykket satt fast til 0,7 bar overtrykk. Inputdata til strømningsmodellen i MATLAB er oppsummert i tabell 6.2. Varmeovergangstall og gjennomsnittstemperatur i den langsgående seksjonen (seksjon 3) hentes ut fra denne modellen.

COMSOL-modellen som er benyttet er noe modifisert i forhold til den som ble benyttet i kapittel 5. Endringene er at geometrien kun er satt opp for selve dortuppen. I tillegg er det benyttet en transient analyse. Figur 6.4 viser geometrien til modellen. Grensebetingelsen er konvektiv kjøling i hullet, som er merket med blå streker. Temperaturen ble hentet ut i et punkt som ligger midt på bæreflaten.

| Seksjon | 1 | 2 | 3 | 4 |
|-------------------------|----|-----|-----|-----|
| Antall kanaler | 1 | 4 | 8 | 4 |
| Lengde [mm] | 80 | 15 | 15 | 35 |
| Diameter [mm] | 8 | 3 | 3 | 3 |
| Ruhet [μm] | 20 | 100 | 100 | 100 |
| Tykkelse isolasjon [mm] | 0 | 0 | 0 | 0 |

Tabell 6.2: Inputdata for strømningsberegning for kjøletest



Figur 6.4: COMSOL-modell for kjøletest

6.2 Resultat

I de følgende seksjonene finnes en gjennomgang og analyse av måleresultatene fra forsøkene.

6.2.1 Temperaturutvikling

Figur 6.5 viser termografibilder av dortuppene under testing. Emissiviteitsstillingen til programvaren er satt til 0,8, og avstanden mellom objekt og kamera er satt til 0,5 m. Venstre kolonne viser bilder av dortuppene før avkjølingen er startet, mens høyre kolonne viser dortuppene en tid ute i kjøleprosessen. Bildene er ikke hentet ut for samme tidspunkt for de ulike dortuppene.

Det kan ses fra bildene at dortupp 2 var kaldere enn de to andre før kjølingen startet. Årsaken til dette er usikker, men det kan ha en sammenheng med den store overflaten inne i diffuseren. Bildene viser også at messingkoblingene er kaldere enn dortuppene. Dette kan til en viss grad være en konsekvens av forskjellig emissivitet på dortupp og kobling. En annen forklaring som kan være mer sannsynlig er at dette er en konsekvens av varmeledning til skrustikken.

Kjøleeffekten ser ut til å være forholdsvis jevn over hele dortuppen for dortupp 1 og 3, mens dortupp 2 ser ut til å ha en markant kraftigere kjøling av enden med diffuseren. Dette kan forklares av at det ikke finnes noen indre kjølekanaler som går langs bæreflaten, slik at varmen her må ledes opp til diffuseren.

Figur 6.6 viser plot av temperaturutviklingen for de ulike dortuppene. Tiden fra start av plot og til kjølingen ble startet er ikke lik for dortuppene. Store variasjoner i starten av målingen kommer av at noe har kommet mellom kamera og dortupp under montering i skrustikke.

Dortuppene ble varmet til 200°C, men kurvene viser at temperaturen i starten av kjøleprosessen var på omtrent 140°C. Årsaken til dette avviket er usikker, men følgende årsaker foreslås:

- Unøyaktighet i ovnsens temperaturinnstilling, slik at temperaturen ikke virkelig var 200°C.
- For kort oppvarmingstid, slik at dortuppene ikke ble gjennomvarmet.
- Nedkjøling på grunn av utstråling, konduksjon til verktøy/skrustikke og fri konveksjon før den aktive nedkjølingen startet.
- Unøyaktig kalibrering av kamera, med tanke på valg av emissivitet og avstand mellom kamera og

Det er sannsynlig at nedkjøling før aktiv nedkjøling med trykkluft ble startet er en viktig årsak til temperaturforskjellen. Hvor stor effekten av denne nedkjølingen er er ukjent, men det anses som sikkert at det har vært en grad av nedkjøling. Det er også sannsynlig at det på grunn av denne nedkjølingen er introdusert noen varmegradienter innover i dortuppen.

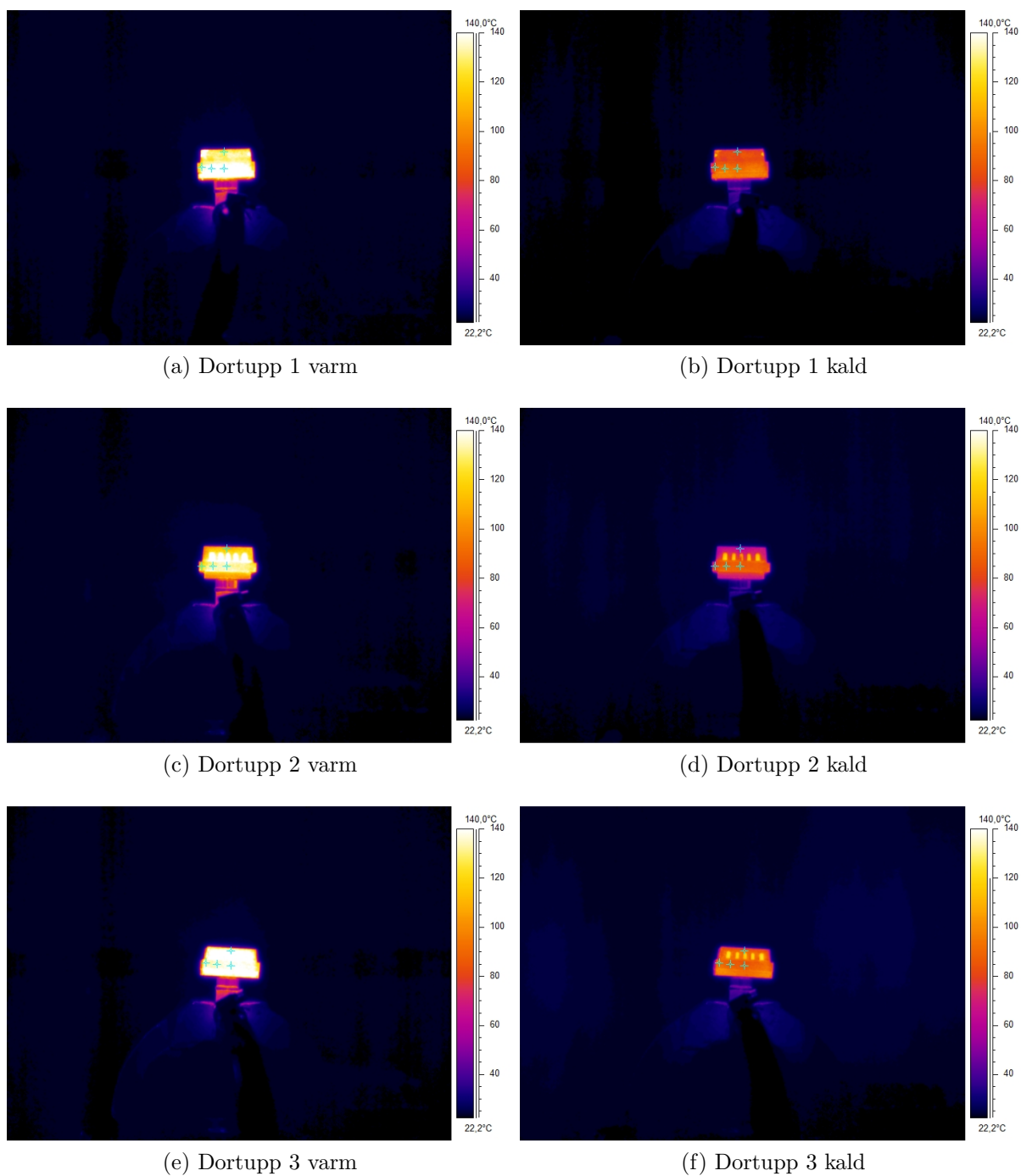
Temperaturutviklingen i de ulike dortuppene er noe ulik. For å få et bilde av tidsperspektivet til kjølingen kan det noteres at det tok omkring 50 sekund å kjøle dortuppene til 80°C . Det tok omkring 100 sekund å kjøle dortuppene ned til 40°C .

Dortupp 2 viser et skarpere temperaturfall for punkt 4 enn for de øvrige punktene. Dette stemmer overens med observasjonen som var gjort knyttet til figur 6.5.

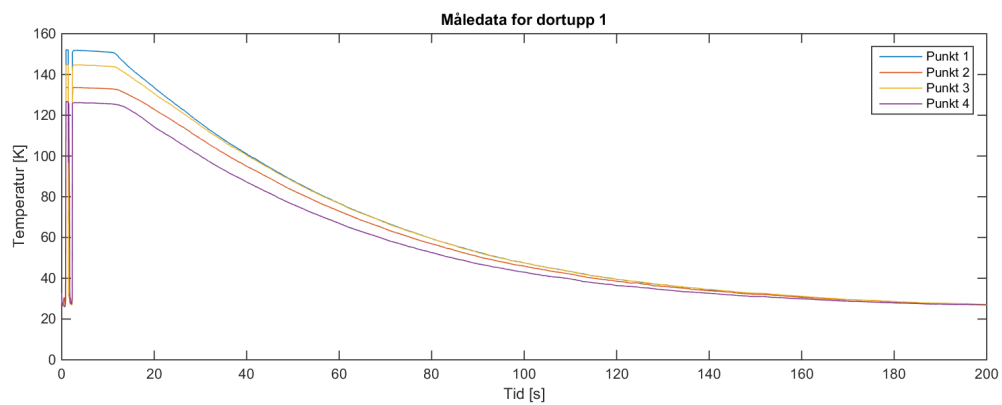
Dortupp 1 viser et temperaturfall som er vesentlig likere fordelt mellom de ulike punktene. Temperaturfallet i punkt 1 er noe skarpere enn de øvrige, men temperaturen i dette punktet er også målt som mellom 10 og 30°C varmere enn de øvrige punktene. Det framstår da som naturlig at temperaturfallet skjer raskest i dette punktet.

Dortupp 3 viser den minste temperaturvariasjonen mellom de ulike punktene. Punkt 2 skiller seg forøvrig litt ut, da dette punktet ser ut til å ha vesentlig tregere temperaturfall i starten av kjølingen. Det er vanskelig å gi noe god forklaring på hvorfor denne effekten ser ut til å være mer framtrædende for denne dortuppen enn for dortupp 1.

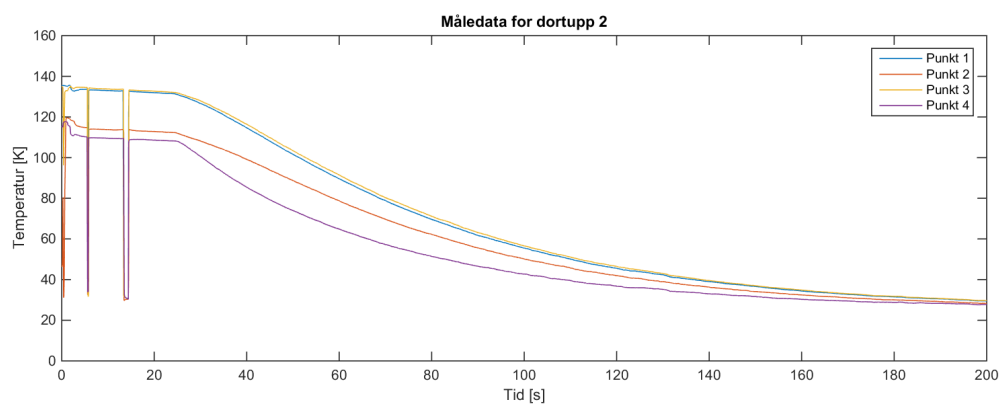
Når temperaturene har kommet ned mot 30°C er temperaturendringen svært liten. Dette tyder på at temperaturredifferansen mellom gass og metall er så liten at det ikke lenger tas ut noen vesentlig varme fra delen.



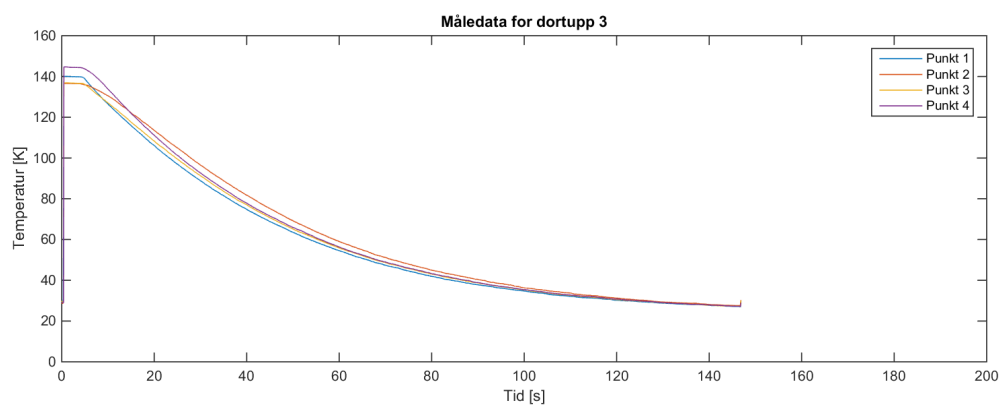
Figur 6.5: Termografibilder av dortupper



(a) Dortupp 1



(b) Dortupp 2



(c) Dortupp 3

Figur 6.6: Temperaturutvikling i de ulike dortuppene

6.2.2 Sammenligning av ulike design

Figur 6.7 viser plot hvor temperaturmålingene i de ulike målepunktene er sammenstilt for de forskjellige dortuppene. Tidsaksene er noe justert i forhold til figur 6.6, for at det skal være enklere å sammenligne kurvene.

For punkt 1, midt på bæreflaten, har dortupp 3 det raskeste temperaturfallet. Dette er til tross for at temperaturen til dortupp 1 i utgangspunktet var høyere. Denne situasjonen kan forklares av at massestrømmen gjennom kanalene er noe høyere for dortupp 3. Et annet alternativ er at det er en effekt av varmeovergang i diffuseren. Dortupp 2 presterer dårligere enn de to andre. Det er tilsvarende for punktene 2 og 3.

For punkt 4 gir dortupp 2 et omtrent like raskt temperaturfall som dortupp 3, til tross for at starttemperaturen er nesten 40°C lavere. Dette kan være en konsekvens av at gassen varmes opp i kjølekanalene i dortupp 3, mens i dortupp 2 ledes gassen direkte til diffuseren.

Figurene 6.8a, 6.8b og 6.8c viser resultatet av kurvetilpasning til dataene gjennomført i MATLAB. Kurvene er tilpasset til data fra målepunkt 3. Det er benyttet dobbel eksponensiell tilpasning av typen $f(t) = ae^{bt} + ce^{dt}$. Koeffisientene er summert opp i tabell 6.3.

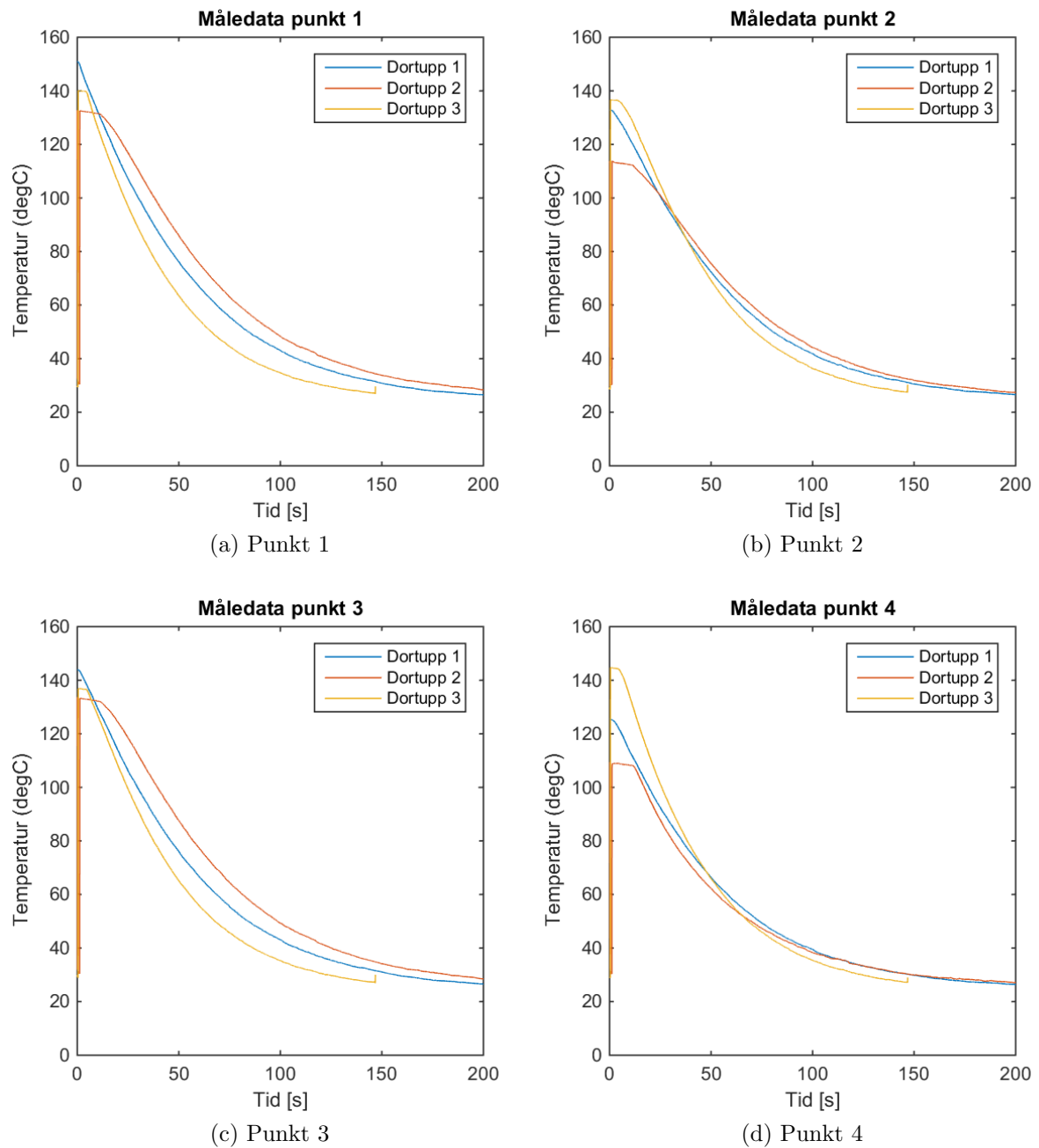
Inspeksjon av de tilpassede kurvene viser at de stemmer godt overens med datasettet. Det største avviket inntreffer i starten av kjøleprosessen. Her ligger de tilpassede kurvene noe over måldataene for alle dortuppene. Det er sannsynlig at dette er en konsekvens av at det tar noe tid fra kjølingen av kanalene startes til en temperaturgradienten har spredd seg ut til bæreflaten.

Figur 6.8d viser kurver for temperaturendringen til bæreflaten, gitt som den deriverte av de tilpassede kurvene. Termperaturfallet i starten av prosessen er på hhv. 1,7, 2,1 og 2,5 $\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{s}}$ for dortupp 1, 2 og 3. Videre er temperaturfallet raskest for dortupp 3 fram til omtrent 50 sekund. Etter dette er temperaturfallet til dortupp 1 raskere. Denne endringen kan være en konsekvens av at temperaturforskjellen mellom gass og dortupp for dortupp 3 etterhvert blir vesentlig mindre enn for dortupp 1.

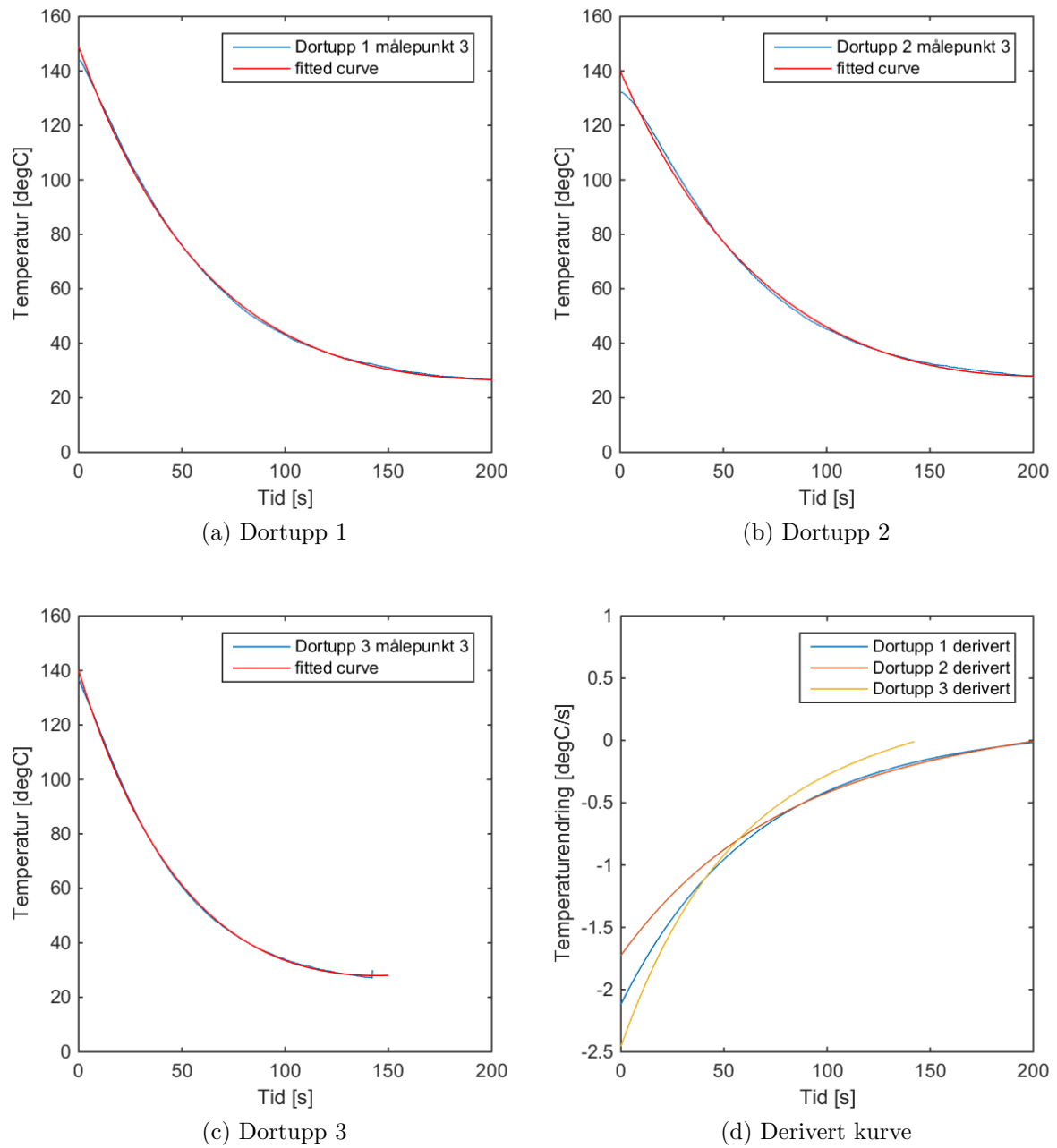
For å få en relativ indikator for hvor gode de ulike dortuppene er, forslås det å ta utgangspunkt i temperaturfall i starten av kjøleprosessen. I dette tilfellet vil dortupp 3 være omtrent 20% bedre enn dortupp 1. Dortupp 2 vil tilsvarende være omtrent 20% dårligere enn dortupp 1.

| | a | b | c | d |
|-----------|-------|--------|-----|-------|
| Dortupp 1 | 140,2 | -0,015 | 8,8 | 0,004 |
| Dortupp 2 | 135,8 | -0,013 | 4,3 | 0,007 |
| Dortupp 3 | 135,1 | -0,019 | 4,9 | 0,009 |

Tabell 6.3: Koeffisienter for kurvetilpasning for kjøletester



Figur 6.7: Temperaturutvikling i de ulike målepunktene



Figur 6.8: Kurvetilpasning til temperaturvikling i målepunkt 3

6.2.3 Sammenligning med modell

Figur 6.9 viser en sammenligning av temperaturutvikling for dortupp 1 og data hentet ut fra COMSOL-modellen, slik den er beskrevet i seksjon 6.1.3. Modellen er sammenlignet med dortupp 1 fordi denne er tilsvarende designet som ble benyttet til optimaliseringen i kapittel 5. Målepunkt 3 er valgt fordi det ligger midt mellom innløp og utløp for den langsgående kanalen.

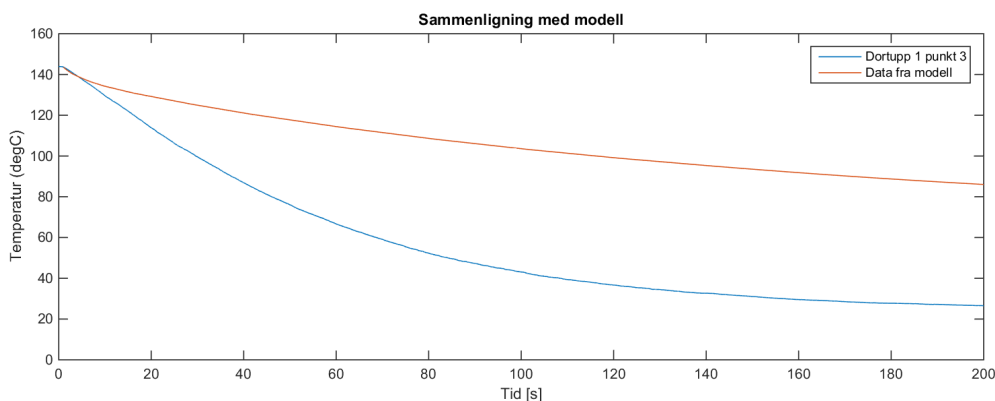
Temperatur på kjølegassen og varmeovergangstall ble hentet ut fra modellen for strømningsberegning i MATLAB. Temperaturen var 69°C og varmeovergangstallet $1400\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$. Initialtemperaturen til dortuppen ble satt til 145°C .

De første 5-10 sekundene ser kurvene ut til å sammenfalle bra. Dette tyder på at varmeovergangen til kjølegassen er i god overenstemmelse med modellen. En tolkning av dette kan være at dataene som ble hentet ut fra strømningsberegningen i MATLAB ligger i riktig størrelsesorden.

Etter de første sekundene starter kurvene å divergere raskt. Kurven for måldataene viser en fortsatt rask reduksjon av temperatur, med en gradvis utflating. Kurven for modelldataene får en forholdsvis rask utflating, og ender opp med en nesten lineær reduksjon av temperaturen fram til 200 sekund. Etter 120 sekund er stigningstallet til de to kurvene omtrent likt.

Den viktigste grunnen til forskjellene kan finnes i underliggende antagelser for modellen. Den ble i utgangspunktet satt opp for stasjonær beregning, og varmetilførsel til utvendige flater. I dette tilfellet vil ikke temperaturen inne i senter av dortuppen påvirke varmeovergangen.

Når simuleringen endres til transient uten ekstern varmetilførsel vil forøvrig store deler av kjøleeffekten til kanalen gå med til å redusere temperaturen i senter av dortuppen. Effekten av å ikke ta med varmeovergang til tilførselskanalen og øvrige kanaler i dortuppen blir dermed stor.



Figur 6.9: Sammenligning av måldata med modell

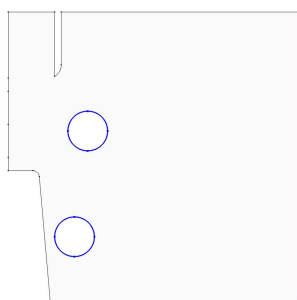
Modifisering av modell

For å få en simulering med grensebetingelser som i større grad tilsvare testoppsettet er det satt opp en modifisert modell i COMSOL, se figur 6.10. Følgende endringer er gjort for å tilpasse modellen:

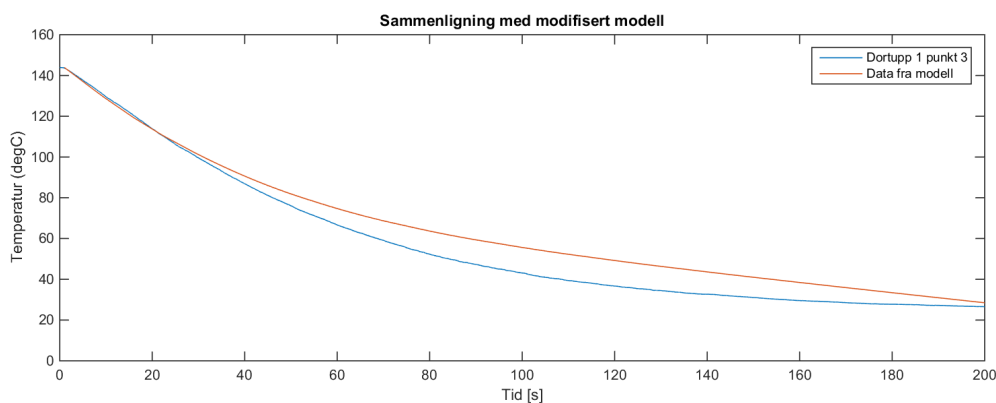
- Den massive støttestrukturen som ikke ble maskinert bort er tegnet inn i geometrien.
- Det er lagt til et hull i tuppen til doruppen (nede til venstre) for å få med effekten av kjøling av denne delen.
- Varme fjernes gjennom flatene som er merket med blå streker.

I tillegg er det satt en lineær reduksjon av temperaturen til kjølegassen fra 69 til 20°C gjennom forløpet av simuleringen.

Figur 6.11 viser en sammenligning mellom måledata fra dortupp 3 og modelldata. Kurvene viser vesentlig bedre samsvar for denne modellen. Dette tyder på at dette oppsettet av modellen er mer riktig for å simulere transient temperaturutvikling i dortuppen uten varmetilførsel.



Figur 6.10: Modifisert COMSOL-modell for kjøletest



Figur 6.11: Sammenligning av måledata med modifisert modell

Det bør utvises forsiktighet rundt det å dra noen klare konklusjoner rundt kvaliteten av modellene basert på disse forsøkene. Det er mange variabler som det ikke er god kontroll på. Dette gjelder alt fra massestrøm og ruhet av kanalene til temperaturfordelingen i dortuppen før kjølingen startet. I tillegg er modellen en 2-dimensjonal forenkling av en 3-dimensjonal geometri.

På bakgrunn av den modifiserte modellen for transient er det ikke grunnlag for å konkludere med at modellen er feil. Det kan forøvrig stilles spørsmål til om transiente effekter burde vært inkludert i optimaliseringsarbeidet i kapittel 5.

6.3 Oppsummering

Får å få empirisk kunnskap om temperaturutviklingen ved nedkjøling av dortupper med ulike design er det gjennomført et praktisk forsøk. Forsøket er gjennomført ved å varme 3 ulike dortupper, og kjøle de med trykkluft mens de ble filmet med et IR-kamera. Dortuppene hadde ulike design: Dortupp 1 hadde kjølekanaler som er analysert tidligere i rapporten, dortupp 2 hadde en diffuser i tuppen, og dortupp 3 hadde en kombinasjon av kjølekanaler og diffuser.

Dortuppene ble varmet til 200°C, men i starten av forsøket ble temperaturen målt til omtrent 140°C. Åraken til denne forskjellen er usikker, men kan komme av for kort oppvarmingstid, unøyaktighet i ovnsens temperaturinnstilling, nedkjøling aktiv kjøling ble startet eller unøyaktig kalibrering av kamera. Det tok omkring 100 sekund å kjøle dortuppene ned til 40°C.

Data fra forsøkene viser at dortupp 1 og 3 hadde en forholdsvis jevn temperaturfordeling. Dortupp 2 hadde noe større varmeforskjeller, som ble forklart utifra at den kun hadde kjøling i enden med diffuser.

Varmegradienten i tidsplanet til de ulike dortuppene ble sammenlignet, på bakgrunn av dobbelt eksponensiell kurvetilpasning. Ved å sammenligne varmegradienten i starten av kjøleprosessen ble det funnet at dortupp 3 var 20% bedre enn dortupp 1, og dortupp 2 var 20% dårligere.

Modellene som ble benyttet i kapittel 5 ble satt opp med transient simulering og uten utvendig varmeveksling. Sammenligning av temperaturdata ga stor divergens. En tilpasning av grensebetingelser og geometri i modellen ga god kurvetilpasning for det transiente tilfellet. Det vurderes slik at det ikke er grunnlag for å konkludere med at modellen er feil.

Kapittel 7

Konklusjon

Det er gjennomført et arbeid rundt analyse av kjølekanaler i en dortupp for et ekstruderingsverktøy, og 3 forsøk for å skaffe relevante empiriske data. Dortuppen er delen av verktøyet som former den ekstruderte profilens indre geometri.

Sirkulære kanaler med diameter på mellom 0,5 og 9 mm ble produsert i materialet Marlok i en additiv tilvirkningsmaskin. Kanalene ble produsert med horisontal orientering, og skiver ble skjært ut ved trådnisting for oppmåling av tverrsnittene. Kanalen på 0,5 mm viste store geometriske formfeil, og kunne ikke karakteriseres som en sirkulær kanal. For øvrige kanaler var gjennomsnittlig negativt breddeavvik på 0,27 mm, og negativt høydeavvik på 0,45 mm. Dette bør kompenseres for i CAD-modell for å få ønsket geometri. Størrelsen på de største ujevnheten i tverrsnittene var i gjennomsnitt 174 μm .

Det ble gjennomført henholdsvis 157 og 10 forsøk med strømming av vann og luft gjennom kanaler. Målsetningen med forsøket var å finne ut om alle kanalene hadde lik ruhetsverdi, og størrelsen av ruhetsverdien. Kanalene var additivt bygde av Marlok, med horisontal orientering, og hadde diameter på 2 til 8 mm. Forsøkene med vann ga en gjennomsnittlig beregnet ruhet på $150 \pm 55 \mu\text{m}$, mens forsøkene med luft ga gjennomsnittlig beregnet ruhet på $110 \pm 35 \mu\text{m}$. Forsøkene er beheftet med stor usikkerhet, spesielt knyttet til geometrien av kanalene. Datagrunnlaget vurderes derfor for svakt til å fastslå om kanalene har lik ruhetsverdi.

En analyse ble gjennomført for å forsøke å optimalisere design av kjølekanaler i dortuppen. Det ble foreslått to kriterier for optimalisering: maksimal varmetransport gjennom dortuppens bæreflate, og maksimal varmetransport til kjølegass. Optimaliseringen ble gjort på grunnlag av et sett av modeller. I henhold til kriterium 1 ble det foreslått å benytte et design med kjølekanaler som går langs dortuppens bæreflate, med diameter på 1 eller 2 mm. Det ble også foreslått tiltak for minimering av varmeovergang i tilførselskanaler. I henhold til kriterium 2 ble det foreslått å benytte et design av kjølekanaler formet som en firkantet spiral. Det ble også foreslått tiltak for maksimering av varmeovergang i tilførselskanaler. For de 3 forslagene er estimert temperaturfall for ekstrudert profil på hhv. 0,7, 1,9 og 2,8°C.

Det ble gjennomført et forsøk hvor 3 ulike design av dortupper ble kjølt ned mens de ble filmet med et IR-kamera. Målsetningen var å få kunnskap om temperaturutviklingen ved kjøling for

ulike design. De ulike designene var med (1) langsgående kanaler langs bæreflaten, (2) med diffuser i enden, og (3) en kominasjon av disse. Resultatene tyder på at dortupp 3 hadde 20% bedre kjøleeffekt enn dortupp 1, og dortupp 2 hadde 20% dårligere kjøleeffekt. En sammenligning av måledataene med simuleringer for en modifisert versjon av modellene som ble brukt til analyse av design ga godt samsvar. Målingene gir derfor ikke grunnlag for å konkludere med at modellene er feil.

7.1 Videre arbeid

Det er mange parametere innenfor systemet det er arbeidet med i denne rapporten. Dette gjelder både for ekstruderingsprosessen, strømningsforhold, mekaniske og termiske forhold. Det er i det foregående arbeidet forsøkt i gi en fornuftig analyse, men på grunn av de mange parameterene er det også knyttet stor usikkerhet til resultatene. For å øke presisjonen til resultatene forslås det følgende tiltak:

- Forsøkene med måling av trykkfall hadde økt usikkerhet på grunn av uregulær kanalgeometri. Nye forsøk med en eller to ulike størrelser og bedre kontroll på geometri kan gjøres og sammenstilles med det eksisterende datasettet.
- Forsøket med kjøling av dortupp kan gjennomføres med måling av massestrøm, for å få et bedre grunnlag for sammenligning med modell. Det kan også være fordelaktig å gjøre forsøket med en enklere geometri som er lettere å sammenligne med modell, for eksempel en tykkvegget sylinder.
- Utvide FEM-analysen til 3D, for å få en med komplett modell av temperaturforholdene.

Som neste steg i arbeidet forslås 2 tiltak:

- Termomekanisk FEM-analyse av ekstruderingsprosessen koblet med CFD-analyse av kompressibel strømming med varmeveksling.
- Ekstruderings tester med og uten kjøling. Her bør temperaturen logges, enten ved hjelp av spektrometer eller temperatursensor montert i verktøyet. Alternativt kan det gjennomføres tester hvor hastigheten økes inntil det oppstår riving av profilet.

Referanser

- [1] Saha, P. (2000). *Aluminium extrusion technology*. ASM International, Materials Park, OH.
- [2] Saha, P. (1998). *Thermodynamics and tribology in aluminium extrusion*. WEAR, 218:179-190
- [3] Clode, M. P., Sheppard, T. (1990). *Formation of die lines during extrusion of AA 6063*. Materials Science and Technology, 6:755-763
- [4] Lefstad, L., Reiso, O. (1996). *Temperature measurements in extrusion dies*. Materials Science Forums, 217-221:409-414
- [5] Reiso, O. (2004). *Extrusion of AlMgSi alloys*. Materials Forum, 287:32-46
- [6] Chanda, T., Zhou, J., Duszczuk, J. (2001). *A comparative study on iso-speed extrusion and isothermal extrusion of 6061 Al alloy using 3D FEM simulation*. Journal of Materials Processing Technology, 114:145-153
- [7] Gibson, I., Rosen, D. W., Stucker, B. (2010). *Additive manufacturing technologies*. Springer, New York, NY.
- [8] Kodama, H. (1981). *Automatic method for fabricating a three-dimensional plastic model with photo-hardening polymer*. Review of Scientific Instruments 52.
- [9] ISO 17296-2 (2015). *Additive manufacturing - General principles - Part 2: Overview of process categories and feedstock*. International Standards Organization, Geneva, Sveits.
- [10] Brøtan, V. (2015). *Additive manufacturing for high value metal production in an optimized hybrid manufacturing cell*. PhD avhandling, NTNU.
- [11] Boivie, K., Karlsen, R., Ystgaard, P. (2011). *The concept of hybrid manufacturing for high performance parts*. South African Journal of Industrial Engineering, 23:106-115.
- [12] White, F. (2009). *Fluid mechanics, 6th edition*. McGraw-Hill, New York, NY.
- [13] Shapiro, A. H. (1953). *The dynamics and thermodynamics of compressible fluid flow - Vol 1*. Wiley, New York, NY.
- [14] Baehr, H. D, Stephan, K (2011). *Heat and Mass Transfer, 3rd edition*. Springer, New York, NY.
- [15] Colebrook, C. F. (1939). *Turbulent flow in pipes, with particular reference to the transition between the smooth and rough pipe laws*. Journal of the ICE, 11:133-156
- [16] Moody, L. F. (1944). *Friction factors for pipe flow*. Transactions of ASME, 66:671-684

- [17] Haaland, S. E. (1983). *Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow*. Journal of Fluids Engineering, 105:89-90
- [18] Nikuradse, J. (1937) *Laws of flow in rough pipes*. NACA Technocal Memorandum 1292
- [19] Kandlikar, S. G., Schmidt, D., Carrano, A. L. Taylor, J. B. (2005). *Characterization of surface roughness effects on pressure drop in single-phase flow in minichannels*. Physics of Fluids, 17
- [20] Adams, T., Grant, C., Watson, H. (2012). *A simple algorithm to relate measured surface roughness to equivalent sand-grain roughness*. International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics, 1:66-71
- [21] Gnielinski, V. (1975). *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*. International Chemical Engineering, 16:359-368
- [22] Gnielinski, V. (2013). *On heat transfer in tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 63:134:140
- [23] Elektron Technology. *Digitron Operating Instructions*. Hentet fra: <http://www.digitron.com>
- [24] Omron Electronic Components LLC. *Omron D6F MEMS Airflow sensor*. Hentet fra: <http://components.omron.com>
- [25] Ward, T. J., Kelly, R. M., Jones, G. A., Heffron, J. F.(1984). *Effects of nitrogen - liquid and gaseous - on aluminium extrusion productivity*. Journal of Metals 1984, pp.29-33
- [26] Hölker, R., Jäger, A., Khalifa, B. K., Tekkaya, A. E. (2011) *New concepts for cooling of extrusion dies manufactured by rapid tooling*. Key Engineering Materials, 491:223-232.
- [27] Hölker, R., Jäger, A., Khalifa, B. K., Tekkaya, A. E. (2013) *Controlling heat balance in aluminium extrusion by additive manufactured extrusion dies with conformal cooling channels*. International Journal of Precision Engineering and Manufacturing.
- [28] Ko, D.-H., Kang, B.-H., Ko, D.-C. Kim, B.-M. (2013) *Improvement of mechanical properties of Al6061 extrudate by die cooling with N2 gas during hot extrusion*. Journal of Mechanical Science and Technology, 27:153-161.
- [29] Zircar Ceramics. *Alumina Insulation Type AL-30AAH*. Hentet fra: <http://www.zirkarceramics.com>
- [30] Aylward, G., Findlay, T. (2011). *SI Chemical Data, 6th edition*. Wiley, New York, NY.
- [31] Metso Materials Technology. *Marlok brochure*. Hentet fra: <http://www.metsomaterialstechnology.com>
- [32] Li, L., Zhou, J., Duszcyk, J. (2004) *Prediction of temperature evolution during the extrusion of 7075 aluminium alloy at various ram speeds by means of 3D FEM simulation*. Journal of Materials Processing Technology, 145:360-370.

Tillegg A

Noen ligninger for kompressibel strømming

Under følger ligninger som er brukt for beregninger av tilstander ved kompressibel strømming. Ligningene er hentet direkte fra [13], hvor også utledning finnes.

Differensiell sammenheng mellom stagnasjonstemperatur, posisjon og Mach-tall:

$$dMa^2 = \frac{Ma^2 (1 + kMa^2) (1 + \frac{k-1}{2}Ma^2)}{1 - Ma^2} \frac{dT_0}{T_0} + \frac{kMa^4 (1 + \frac{k-1}{2}Ma^2)}{1 - Ma^2} f \frac{dx}{d} \quad (\text{A.1})$$

Sammenheng mellom tilført varme og stagnasjonstemperatur i innløp og utløp:

$$Q = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (\text{A.2})$$

Sammenheng mellom inngående og utgående temperatur:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_0 2 \left(1 + \frac{k-1}{2}Ma_1^2\right)}{T_0 1 \left(1 + \frac{k-1}{2}Ma_2^2\right)} \quad (\text{A.3})$$

Sammenheng mellom inngående og utgående trykk:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{Ma_1}{Ma_2} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (\text{A.4})$$

Sammenheng mellom inngående og utgående hastighet:

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{Ma_2}{Ma_1} \sqrt{\frac{T_2}{T_1}} \quad (\text{A.5})$$

Sammenheng mellom inngående og utgående tetthet:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{p_2}{p_1} \frac{T_1}{T_2} \quad (\text{A.6})$$

Viskositet for gass ved ulike temperaturer. Merk at subskriptet 0 i dette tilfellet indikerer at det er en referanseverdi.

$$\mu = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n \quad (\text{A.7})$$

Tillegg B

Beregningsscript

```

1
2 function [ ] = beregn_flow( )
3
4 global m p_1 T_ow T_w T_b d d_o l t_isolasjon my_0 lambda_gass
   kanaler
5 global lambda_solid lambda_isolasjon eps R cp k Pr n T_1 T_ender
6 global p T v q_arr Q_arr Ma_arr alpha_arr Nu_arr fluks T_w_arr
   Re_arr pos
7
8 %Beregning av steglengde
9 dl = l/n;
10
11 m_lokal = m/kanaler;
12
13
14 T_b = T_1 + 50;
15
16 for i = 1:1:n
17
18     %=====Beregninger av varmetilførsel=====
19
20     %Beregning av innløpshastighet
21     rho_1 = p_1 / (R * T_1);
22     A = pi * d^2 / 4;
23     v_1 = m_lokal / (A*rho_1);
24
25
26     %Beregning av viskositet
27     my_1 = my_0 * (T_1/273)^0.7;
28
29     %Beregning av Reynolds tall
30     rho_1 = p_1 / (R * T_1);
31     Re = rho_1 * v_1 * d / my_1;
32

```

```

33 %Beregning av friksjonsfaktor
34 f = ( -1.8 * log10( (eps/(3.7*d) )^(1.11) + 6.9 / Re) )^(-2);
35
36 %Beregning av Nusselt tall
37 Nu = (1/8*f*(Re - 1000)*Pr)/(1 + 12.7*(1/8*f)^0.5 * (Pr^0.667 -
38     1)) * ...
39     (1 + (d/l)^0.667) * (T_b / T_w)^0.45;
40
41 %=====Beregninger av tilstandsvariabler=====
42
43 %Beregning av stagnasjonstemperaturer
44 T_01 = T_1 + v_1^2/(2*cp);
45 alpha = Nu * lambda_gass / d;
46 T_02 = T_w - (T_w - T_01)/(exp(4*alpha*d/(rho_1*v_1*cp*d)));
47
48 %Beregning av Mach-tall
49 Ma_1 = v_1 / (k*R*T_1)^0.5;
50 T_0 = T_01 * (((k-1)*Ma_1^2*(2+(k-1)*Ma_1^2))/(1 + k*Ma_1^2))^2
51     ^(-1);
52
53 F_T0 = Ma_1^2 * (1+k*Ma_1^2)*(1+0.5*(k-1)*Ma_1^2)/(1-Ma_1^2);
54 F_f = k*Ma_1^4 * (1+0.5*(k-1)*Ma_1^2)/(1-Ma_1^2);
55
56 Ma_2 = ( F_T0*(T_02-T_01)/(0.5*(T_01+T_02)) + F_f * f * dl/d +
57     Ma_1^2 )^0.5;
58
59 %Beregning av tilstander ved enden av elementet
60 T_2 = T_1 * T_02/T_01 * (1 + (0.5*(k-1)*Ma_1^2) / (1 + (0.5*(k
61     -1)*Ma_2^2));
62 p_2 = p_1 * Ma_1/Ma_2 * (T_2/T_1)^0.5;
63 v_2 = v_1 * Ma_2/Ma_1 * (T_2/T_1)^0.5;
64
65 %Ny beregning av varmeovergangstall
66 q = cp*(T_02 - T_01);
67 Q = q*m_lokal;
68
69 %Beregning av temperatur på innsiden av rørveggen
70 T_w1 = T_ow - Q * log(d_o/(d+2*t_isolasjon))/(2*pi*d*l*
71     lambda_solid);
72 T_w2 = T_w1 - Q * log((d+2*t_isolasjon)/d)/(2*pi*d*l*
73     lambda_isolasjon);
74 T_w = 0.5 * (T_w + T_w2);
75 %T_w = T_w2;

```

```
73     %Lagring av variabler
74     p_temp(i) = p_2;
75     T_temp(i) = T_02;
76     v_temp(i) = v_2;
77     q_arr_temp(i) = q;
78     Q_arr_temp(i) = Q/dl;
79     Ma_arr_temp(i) = Ma_2;
80     alpha_arr_temp(i) = alpha;
81     Nu_arr_temp(i) = Nu;
82     fluks_temp(i) = alpha*(T_w - T_01);
83     T_w_arr_temp(i) = T_w;
84     Re_arr_temp(i) = Re;
85     pos_temp(i) = i/n * l;
86
87     %Resetting av variabler
88     p_1 = p_2;
89     T_1 = T_2;
90     T_01 = T_02;
91     v_1 = v_2;
92 end
93
94 T_ender(1) = T_ender(2);
95 T_ender(2) = T_01;
96
97 if length(pos) ~= 0
98     pos_temp = pos(length(pos)) + pos_temp;
99 end
100 p = [p p_temp];
101 T = [T T_temp];
102 v = [v v_temp];
103 q_arr = [q_arr q_arr_temp];
104 Q_arr = [Q_arr Q_arr_temp];
105 Ma_arr = [Ma_arr Ma_arr_temp];
106 alpha_arr = [alpha_arr alpha_arr_temp];
107 Nu_arr = [Nu_arr Nu_arr_temp];
108 fluks = [fluks fluks_temp];
109 T_w_arr = [T_w_arr T_w_arr_temp];
110 Re_arr = [Re_arr Re_arr_temp];
111 pos = [pos pos_temp];
112
113 end
1
1 %Script som setter opp variabler og brukes til å sekvensielt kalle
1     opp beregn_flow()
2
3 close all
4 clear all
```

```

5
6 %=====Initialisering av globale variabler=====
7 global m p_1 T_low T_w T_b d d_o l t_isolasjon my_0 lambda_gass
   kanaler
8 global lambda_solid lambda_isolasjon eps R cp k Pr n T_1 T_ender
9 global p T v q_arr Q_arr Ma_arr alpha_arr Nu_arr fluks T_w_arr
   Re_arr pos
10
11
12 %=====Justerbare globale variabler=====
13 m = 30/3600; %Gassens massestrøm [kg/s]
14 T_gass = 20; %Initialtemperatur gass [degC]
15 T_aluminium = 500; %Initialtemperatur alu [degC]
16 p_1 = 650000; %Gassens innløpstrykk (absolutt) [
   Pa]
17 lambda_isolasjon = 50; %Varmeledningsevne for termisk
   isolasjon
18 %[W/ms]
19
20 %=====Variabeldefinisjoner=====
21 %Initialverdier:
22 T_1 = 273 + T_gass; %Gassens innløpstemperatur [K]
23 T_low = 273 + T_aluminium; %Ytterttemperatur på rørvegg [K]
24 T_w = T_low - 100; %Innertemperatur på rørvegg [K]
25 T_b = 273 + 20; %Omtrentlig snittemperatur i røret
   [K]
26
27 %Konstanter
28 my_0 = 1.625e-5; %Viskositet ved 273K [kg/ms](?)
29 lambda_gass = 0.024; %Varmeledningsevne for nitrogen [W/
   /ms]
30 lambda_solid = 24; %Varmeledningsevne for Marlok [W/
   ms]
31 R = 297; %Gasskonstanten
32 cp = 1040; %Varmekapasitet for nitrogen [J/kg
   ]
33 k = 1.4; %k = cp/cv?
34 Pr = 0.7; %Prandtlnummer for nitrogen
35 n = 1000; %Antall elementer
36 T_ender = [0 0];
37
38 %=====Seksjon 1=====
39
40 kanaler = 4; %Antall kanaler [1]
41 d = 0.005; %Strømningsdiameter [m]
42 d_o = 0.026; %Ytterdiameter på rør [m]

```

```
43 l = 0.11; %Strømningslengde [m]
44 t_isolasjon = 0.000; %Tykkelse på termisk isolasjonslag
    [m]
45 eps = 0e-6; %Ruhet i rør [m]
46
47 beregn_flow();
48
49 %=====Seksjon 2=====
50
51 kanaler = 1; %Antall kanaler [1]
52 d = 0.008; %Strømningsdiameter [m]
53 d_o = 0.04; %Ytterdiameter på rør [m]
54 l = 0.06; %Strømningslengde [m]
55 t_isolasjon = 0.000; %Tykkelse på termisk isolasjonslag
    [m]
56 eps = 50e-6; %Ruhet i rør [m]
57
58 beregn_flow();
59
60 %=====Seksjon 2=====
61
62 kanaler = 4; %Antall kanaler [1]
63 d = 0.002; %Strømningsdiameter [m]
64 d_o = 0.01; %Ytterdiameter på rør [m]
65 l = 0.05; %Strømningslengde [m]
66 t_isolasjon = 0.000; %Tykkelse på termisk isolasjonslag
    [m]
67 eps = 100e-6; %Ruhet i rør [m]
68
69 beregn_flow();
70
71 %=====Skriv ut plot=====
72 figure(1)
73 subplot(3,2,1);
74 hold on
75 plot(pos', (T'-273));
76 title('Stagnasjonstemperatur [degC]');
77 subplot(3,2,2);
78 hold on
79 plot(pos', p')
80 title('Trykk [Pa]');
81 subplot(3,2,3);
82 hold on
83 plot(pos', Q_arr'/(pi*d))
84 title('Varmefluks [W/m^2]');
85 subplot(3,2,4);
```



```
86 hold on
87 plot(pos', v')
88 title('Hastighet [m/s]');
89 subplot(3,2,5);
90 hold on
91 plot(pos', (T_w_arr'-273))
92 title('Temperatur rørvegg [degC]');
93 subplot(3,2,6);
94 hold on
95 plot(pos', (T_ow-T)');
96 title('Stagnasjonstemperatur - temperatur i rørvegg [degC]');
97
98 fprintf('Gjennomsnittlig varmefluks i siste seksjon: %.0f\n', m/
        kanaler*cp*(T_ender(2) - T_ender(1))/1);
```

Tillegg C

Måleresultat

På de neste sidene finnes rådata fra strømningsstestene med væske, og resultater fra oppmåling av kanaltverrsnittene.

| | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Testnr | # | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Trykk | dp [Pa] | 355000 | 355000 | 356000 | 356000 | 354000 | 355000 | 355000 | 354000 | 355000 | 354000 |
| Masse | m [kg] | 0,607 | 0,613 | 0,622 | 0,615 | 0,614 | 1,23 | 1,227 | 1,229 | 1,229 | 1,232 |
| Tid | t [s] | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|
| Testnr | # | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Trykk | dp [Pa] | 500000 | 502000 | 502000 | 400000 | 399000 | 398000 | 297000 | 298000 | 298000 | 198000 | 198000 | 197000 | 97000 | 97000 | 96500 |
| Masse | m [kg] | 1,472 | 1,477 | 1,474 | 1,307 | 1,306 | 1,304 | 1,12 | 1,126 | 1,122 | 0,917 | 0,912 | 0,911 | 0,636 | 0,636 | 0,631 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Testnr | # | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Trykk | dp [Pa] | 298000 | 296000 | 295000 | 199000 | 200000 | 199000 | 148000 | 148000 | 147000 |
| Masse | m [kg] | 4,139 | 4,127 | 4,125 | 3,385 | 3,39 | 3,367 | 2,9 | 2,903 | 2,893 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Testnr | # | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 | 41 | 42 | 43 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Trykk | dp [Pa] | 100000 | 99500 | 99500 | 49000 | 49000 | 49000 | 23700 | 23300 | 23100 |
| Masse | m [kg] | 2,36 | 2,36 | 2,36 | 1,644 | 1,638 | 1,644 | 1,145 | 1,131 | 1,123 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Testnr | # | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Trykk | dp [Pa] | 78800 | 78600 | 78000 | 64300 | 64000 | 64100 | 48900 | 48800 | 48700 | 40100 | 40200 | 40000 | 28400 | 28400 | 28600 |
| Masse | m [kg] | 3,955 | 3,968 | 3,977 | 3,634 | 3,603 | 3,589 | 4,682 | 4,697 | 4,669 | 4,288 | 4,25 | 4,305 | 3,597 | 3,634 | 3,611 |
| Tid | t [s] | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 20 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 | 30 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|-------|
| Testnr | # | 59 | 60 | 61 | 62 | 63 | 64 | 65 | 66 | 67 | 68 | 69 | 70 | 71 | 72 | 73 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Trykk | dp [Pa] | 19700 | 19700 | 19800 | 14400 | 14100 | 14200 | 10100 | 10100 | 10000 | 5600 | 5400 | 5600 | 5000 | 4900 | 4600 |
| Masse | m [kg] | 4,013 | 4,021 | 4,011 | 3,43 | 3,42 | 3,434 | 4,358 | 4,367 | 4,324 | 3,14 | 3,129 | 3,238 | 3,17 | 3,133 | 3,106 |
| Tid | t [s] | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 40 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|------|-------|
| Testnr | # | 74 | 75 | 76 | 77 | 78 | 79 | 80 | 81 | 82 | 83 | 84 | 85 | 86 | 87 | 88 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 | 7 |
| Trykk | dp [Pa] | 36000 | 35200 | 34900 | 24900 | 22900 | 23000 | 19400 | 19100 | 19200 | 14800 | 14600 | 14400 | 10100 | 9300 | 9200 |
| Masse | m [kg] | 17,817 | 16,308 | 16,125 | 13,931 | 13,162 | 13,145 | 12,18 | 12,022 | 12,056 | 10,593 | 10,571 | 12,199 | 9,602 | 8,57 | 8,531 |
| Tid | t [s] | 65 | 60 | 60 | 61 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 70 | 65 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Testnr | # | 89 | 90 | 91 | 92 | 93 | 94 | 95 | 96 | 97 | 98 | 99 | 100 | 101 | 102 | 103 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| Trykk | dp [Pa] | 35600 | 35500 | 34800 | 25100 | 24800 | 24500 | 19900 | 20000 | 20200 | 14800 | 15000 | 15000 | 9700 | 9800 | 9900 |
| Masse | m [kg] | 21,22 | 21,002 | 20,872 | 17,725 | 17,689 | 17,557 | 15,921 | 15,916 | 15,977 | 13,78 | 13,883 | 13,851 | 11,268 | 11,405 | 11,452 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Testnr | # | 104 | 105 | 106 | 107 | 108 | 109 | 110 | 111 | 112 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Trykk | dp [Pa] | 285000 | 286000 | 285000 | 204000 | 204000 | 204000 | 153500 | 152000 | 151500 |
| Masse | m [kg] | 8,462 | 8,501 | 8,417 | 7,111 | 7,134 | 7,118 | 6,195 | 6,161 | 6,175 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Testnr | # | 113 | 114 | 115 | 116 | 117 | 118 | 119 | 120 | 121 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| Trykk | dp [Pa] | 103000 | 100000 | 98500 | 70900 | 69000 | 68800 | 44000 | 41200 | 40800 |
| Masse | m [kg] | 5,059 | 4,971 | 4,932 | 4,181 | 4,137 | 4,131 | 3,314 | 3,204 | 3,176 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Testnr | # | 122 | 123 | 124 | 125 | 126 | 127 | 128 | 129 | 130 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Trykk | dp [Pa] | 173500 | 170000 | 170000 | 102000 | 102500 | 102500 | 68500 | 67900 | 67600 |
| Masse | m [kg] | 15,677 | 15,515 | 15,556 | 11,994 | 12,008 | 11,999 | 9,735 | 9,77 | 9,725 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| | | | | | | | | | | |
| Testnr | # | 131 | 132 | 133 | 134 | 135 | 136 | 137 | 138 | 139 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Trykk | dp [Pa] | 41200 | 40800 | 40900 | 21000 | 20800 | 20800 | 11000 | 11700 | 11400 |
| Masse | m [kg] | 7,587 | 7,56 | 7,565 | 5,437 | 5,403 | 5,41 | 3,974 | 4,091 | 4,394 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 65 |
| | | | | | | | | | | |
| Testnr | # | 140 | 141 | 142 | 143 | 144 | 145 | 146 | 147 | 148 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Trykk | dp [Pa] | 167500 | 166000 | 165000 | 103700 | 103500 | 103000 | 70900 | 70400 | 70600 |
| Masse | m [kg] | 17,623 | 18,937 | 17,499 | 13,814 | 13,8 | 13,814 | 11,451 | 11,323 | 11,457 |
| Tid | t [s] | 60 | 65 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |
| | | | | | | | | | | |
| Testnr | # | 149 | 150 | 151 | 152 | 153 | 154 | 155 | 156 | 157 |
| Nominell diameter | D_n [m] | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Trykk | dp [Pa] | 49300 | 48900 | 49000 | 31000 | 30200 | 30600 | 15300 | 14500 | 14500 |
| Masse | m [kg] | 9,568 | 9,532 | 9,507 | 7,688 | 7,544 | 7,549 | 5,429 | 5,31 | 5,288 |
| Tid | t [s] | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 | 60 |

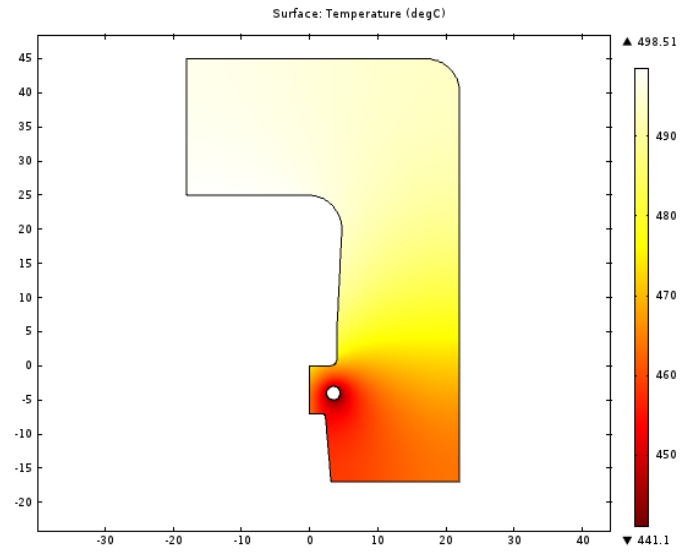
| Nominell diameter | [mm] | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--------------------------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Bredde innløp | [mm] | 1,95 | 2,80 | 3,95 | 4,90 | 5,95 | 6,80 | 8,00 |
| Høyde innløp | [mm] | 1,50 | 2,55 | 3,30 | 4,50 | 5,40 | 6,40 | 7,40 |
| Bredde utløp | [mm] | 1,90 | 3,00 | 3,75 | 5,00 | 5,75 | 7,00 | 7,80 |
| Høyde utløp | [mm] | 1,45 | 2,40 | 2,80 | 4,40 | 4,20 | 6,30 | 7,00 |
| Målelengde | [mm] | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 | 0,15 |
| Snittdiameter innløp | [mm] | 1,73 | 2,68 | 3,63 | 4,70 | 5,68 | 6,60 | 7,70 |
| Snittdiameter utløp | [mm] | 1,68 | 2,70 | 3,28 | 4,70 | 4,98 | 6,65 | 7,40 |
| Areal innløp | [mm] | 2,30 | 5,61 | 10,24 | 17,32 | 25,23 | 34,18 | 46,50 |
| Areal utløp | [mm] | 2,16 | 5,65 | 8,25 | 17,28 | 18,97 | 34,64 | 42,88 |

Tillegg D

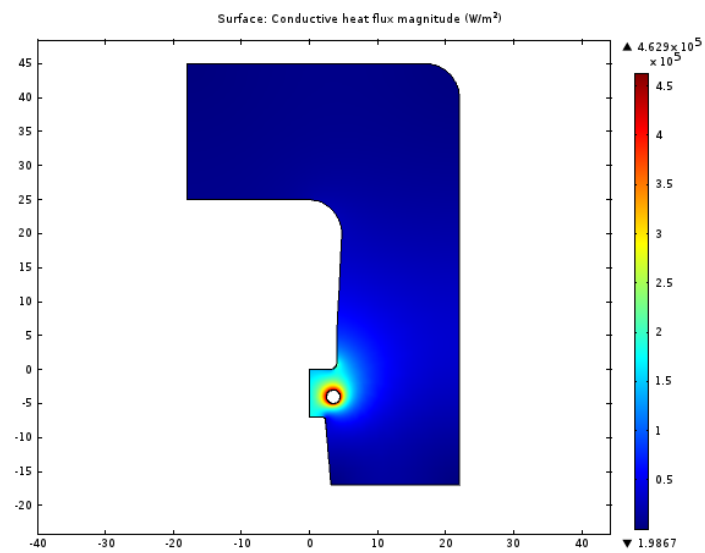
FEM resultateter

På de følgende sidene finnes plot fra FEM analyser i COMSOL for de 3 designalternativene som ble foreslått i oppgaven. Plot som er vedlagt for de ulike alternativene er:

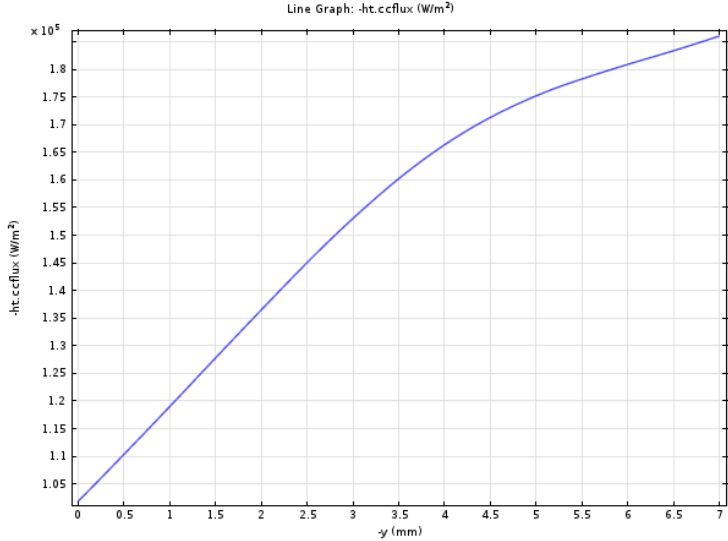
1. Temperaturfordeling.
2. Konvektiv varmeledning.
3. Varmeledning gjennom dortupp ($y=0$ er starten på dortuppen).
4. Spenningsfordeling.



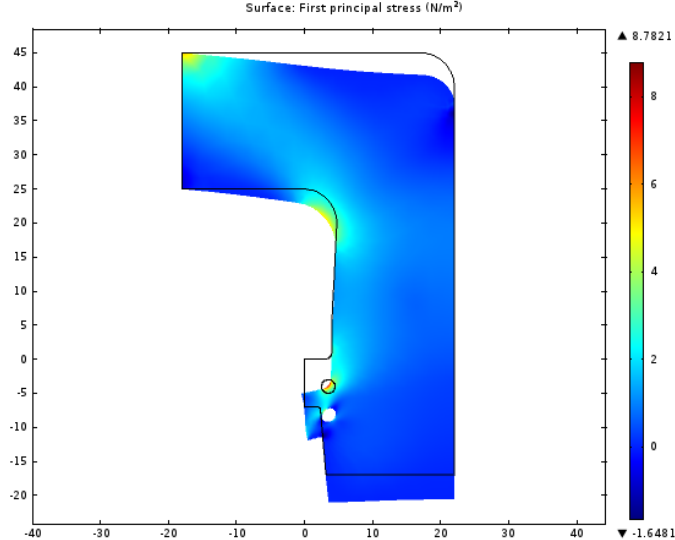
Figur D.1: Temperaturfordeling for alternativ 1



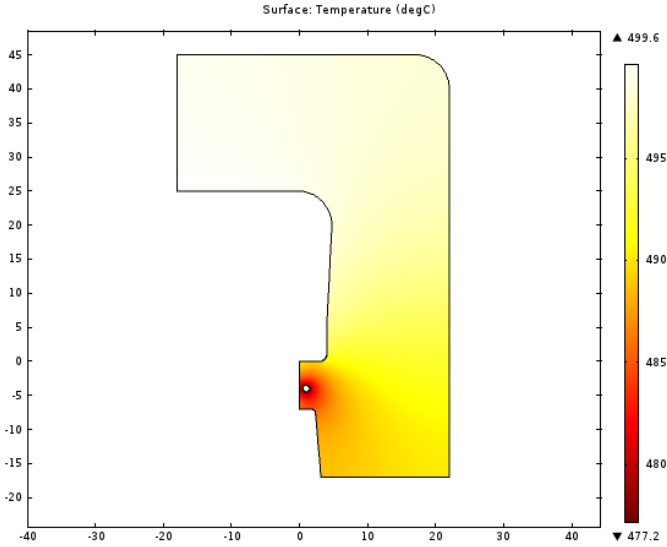
Figur D.2: Varmeledning for alternativ 1



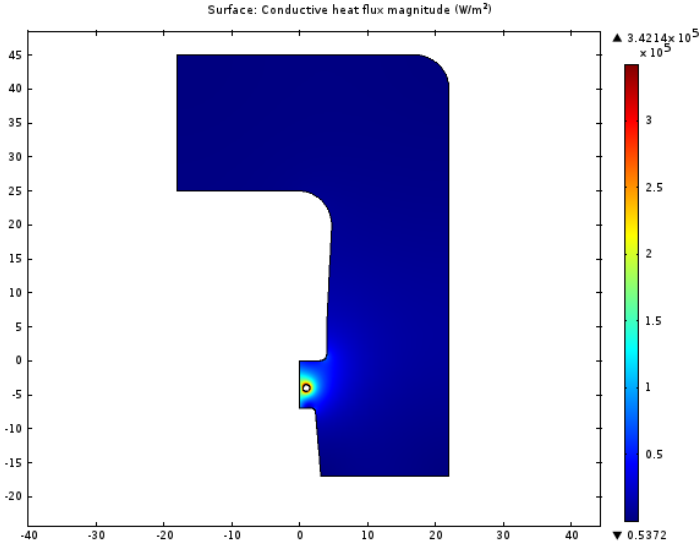
Figur D.3: Varmeledning gjennom bæreflate for alternativ 1



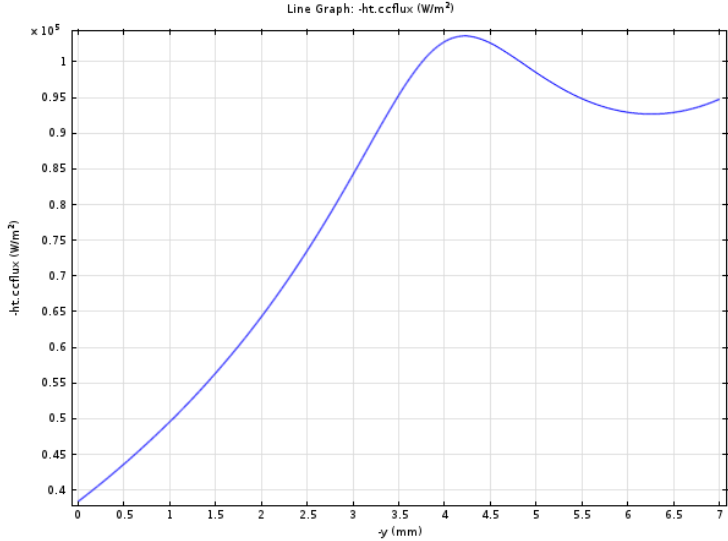
Figur D.4: Spenningsfordeling for alternativ 1



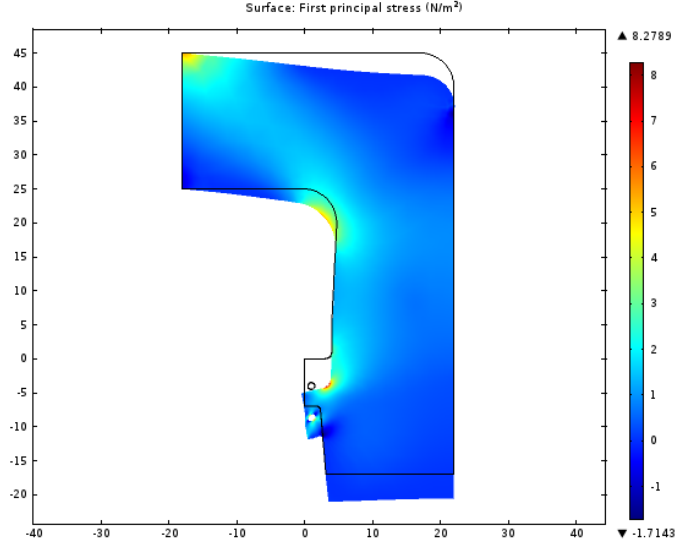
Figur D.5: Temperaturfordeling for alternativ 2



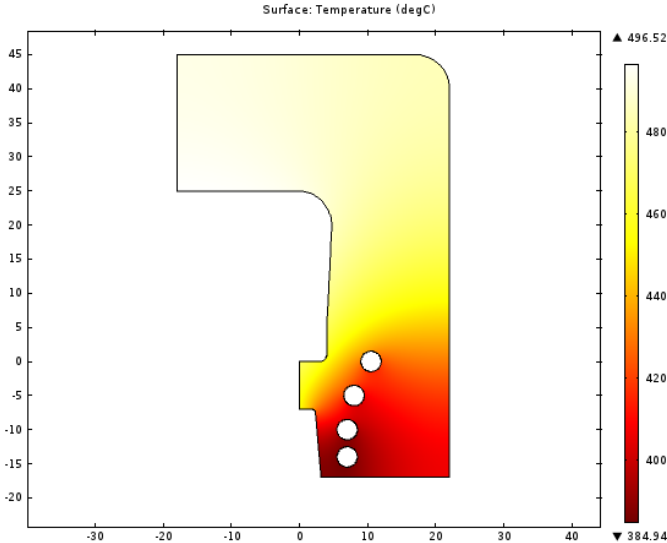
Figur D.6: Varmeledning for alternativ 2



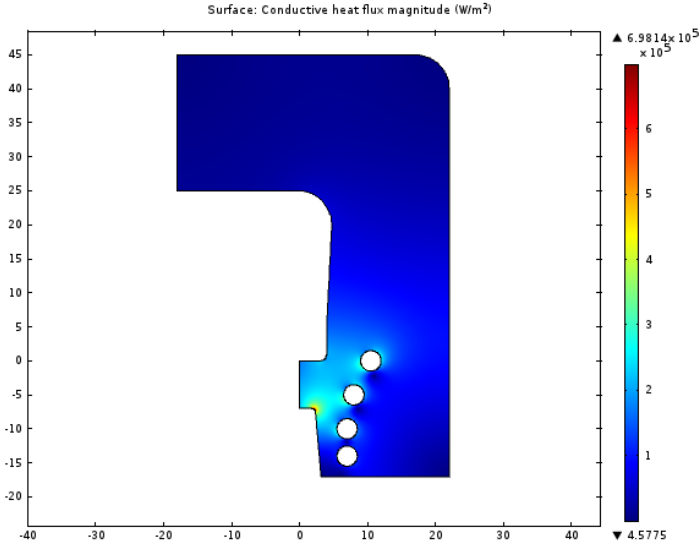
Figur D.7: Varmeledning gjennom bæreflate for alternativ 2



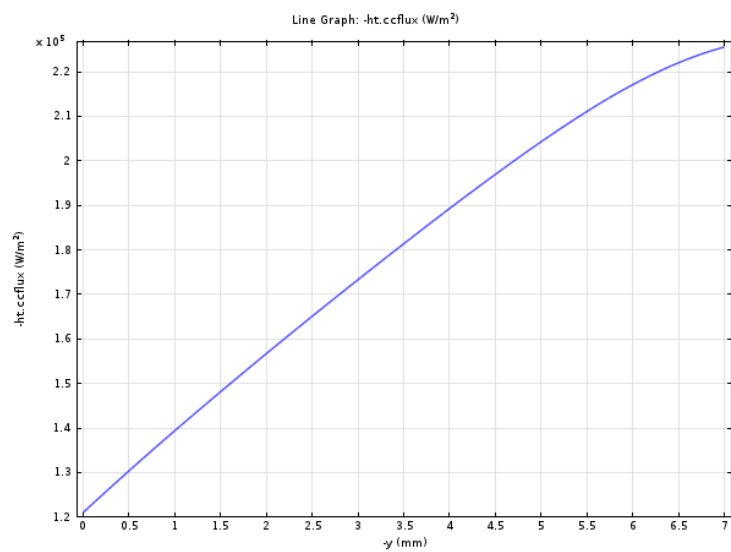
Figur D.8: Spenningsfordeling for alternativ 2



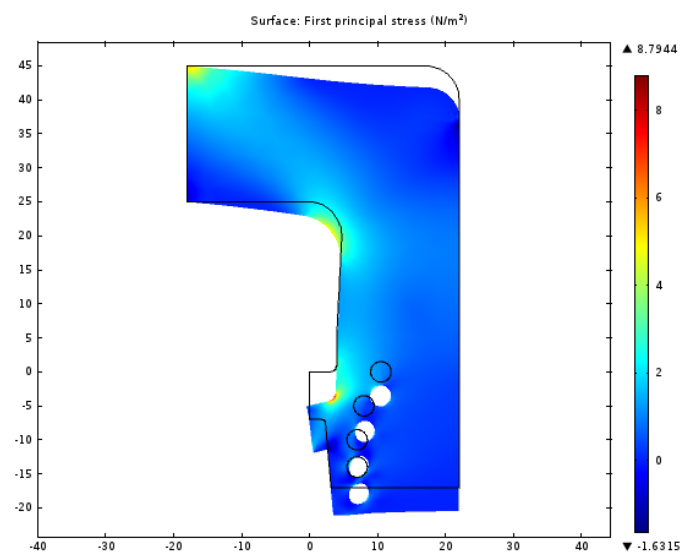
Figur D.9: Temperaturfordeling for alternativ 3



Figur D.10: Varmeledning for alternativ 3



Figur D.11: Varmeledning gjennom bæreflate for alternativ 3



Figur D.12: Spenningsfordeling for alternativ 3