



**JERNKONTORET**

DEN SVENSKA STÅLINDUSTRINS  
BRANSCHORGANISATION

# Kylning av stål med Impinging Jet

Slutrapport

*Klas Ekelöw, Linköpings universitet*  
*Mohammad Jahedi, Högskolan i Gävle*  
*Ulf Holmberg, Linköpings universitet*  
*Bahram Moshfegh, Linköpings universitet*

Mars 2018  
LiU - Research report



## Sammanfattning

Projektet kylning av stål med Impinging Jet består av två delar.

I del I utreds tillsammans med Höganäs AB användningen av impinging jet-teknik i kylzonen av en tunnelugn för produktion av järnsvamp. Syftet var att öka kyleffekten i ugnens kylzon, uppnå jämnare kylning av kapslar med olika placering, effektivare användning av kylluft, minskad energianvändning, ökad produktion i ugnen och återvinning av restvärme från kapslar som lämnat ugnens kylzon.

Tre huvudsakliga metoder har använts för analys av potentialen att öka värmeavgivning från kapslarna med järnsvamp: experimentella mätningar i nedskalad vindtunnel i laboratoriemiljö, numeriska simuleringar i form av Computational Fluid Dynamics (CFD) och simuleringar av värmeledning, samt mätningar i fullskalig prototypanläggning placerad i anslutning till produktionsanläggningen. I generella termer har alla tre metoder visat på enhetliga och samstämmiga resultat, vilket stärker resultatens trovärdighet.

Resultaten från del I har visat att kylning av centralt placerade kapslar i dagsläget är den begränsande faktorn för kylprocessen. Fokus för en förändrad utformning av kylflödesinblåsen bör alltså vara att öka avkylningen av centralt placerade kapslar.

Numeriska simuleringar har visat på stora möjligheter att öka värmeövergångstalet på kapslarnas yta genom att modifiera utformningen av nuvarande kylflödesinblås. Enligt de numeriska beräkningarna kommer dessa förändringar öka värmeövergångstalet för centralt placerade kapslar med i genomsnitt mellan 40 – 65% beroende på temperaturnivåer hos kapslar och omgivande luft. Även för kapslar på vagnens ytterkanter ökar värmeavgivningen något. Utöver ovanstående har simuleringar visat på att by-passflöden kring tunnelns väggar och tak i dagsläget minskar värmeavgivning från kapselytan med upp mot 20%.

Mätningar i prototypanläggningen visade att med ovanstående förändringar av kylflödesinblåsen kunde avsvälningstiden hos järnsvampen kortas med i genomsnitt mellan 12 – 29%. Av praktiska skäl är dessa värden uppmätta när knappt halva tiden (47%) utgörs av aktiv kylning. Kan tiden med aktiv kylning ökas, förväntas än större förbättringspotential.

En kortad avsvälningstid hos järnsvampen, och därmed kortad kylsträcka på mellan 15 – 20%, ger en årlig energibesparing på ca 6,6 GWh i form av minskad naturgasanvändning i Höganäs AB tre tunnelugnar vid en produktionstakt på ca 120 000 ton/år.

Vid lägre produktionstakt kan ovanstående förändringar utnyttjas för en ökad återvinning av restvärme från kapslarna. Föreslagna förändringar har en potential att öka värmeavgivningen från varje vagn med i storleksordningen 0.15 – 0.25 MWh. För Höganäs ABs totala produktion innebär detta en potential för ökad utvinning av restvärme på 7 till 11 GWh/år varav drygt hälften bör gå att finna avsättning för i det lokala fjärrvärmenätet.

I del II undersöks tillsammans med Ovako AB användningen av impinging jet teknik för snabbkylning av stålrörsprodukter med hög temperatur med syfte att i första hand påverka stålets struktur och därmed egenskaper, eliminera ett värmebehandlingssteg och kapa produktionstiden, samt i andra hand att återvinna restvärme från stålrörsprodukter.

Fyra huvudsakliga metoder har använts för analys av rörkylningen. Dessa är följande:

- Experimentella mätningar i en välutrustad testrigg som gör det möjligt att undersöka effekten av olika impinging jetkonfigurationer vid kylning av rör med olika dimensioner,
- Numeriska beräkningar med en egen utvecklat kod för att, utifrån temperaturmätningar i en varm kropp, uppskatta kylningseffekten och kylhastigheten. Denna kod kan användas också för att ge information om teknikens kylprestanda på andra rörstorlekar.
- Temperaturmätningar i anslutning till fullskalig produktionsanläggningen för att utvärdera dagens kylningsmetod.
- Parameterstudier för att optimera impinging jettekniken.

Utifrån experimentella djup- och parameterstudier har ett flertal möjliga förbättringar erhållits. Dessa parametrar inkluderar bland annat förändrad storlek och position samt vinkel av impinging jetstrålar, antal impinging jetstrålar med tätare eller glesare placering, köldmediets temperatur och kylhastighet samt objektets starttemperatur. Denna detaljerade studie över samspelet mellan de olika parametrarna gav korrelationer på hur önskad kylprestanda kan uppnås och hur en impinging jetanläggningen ska utformas.

De hittills genomförda mätningarna på två valda rördimensioner har visat bra resultat, men däremot har det i grova rör ej varit möjligt att nå önskad hårdhet. Detta kan uttryckas som att det grova röret inte blivit genomhärdat. Men det begränsade härdjupet förklaras av att värmeledningen i materialet, vilken är en naturkonstant, utgör hinder. Testerna visar dock att impinging jet kylningen kan nå härdjup som är större än man kan nå med konventionella metoder. För gods som kan kylas från två sidor kan genomhärdning erhållas på mycket grövre gods.

Slutligen, är det värt att nämna att de kyleffekter som uppnåtts med impinging jet tekniken, så vitt vi vet, enligt en litteraturundersökning som gjordes inom ramen för projektet, är unika. Den huvudsakliga slutsatsen av hittills genomförda studier i laboriemiljö är att impinging jettekniken, som fortfarande är under utveckling, kan ge en jämn och mycket effektiv kylning.

## Summary

The project cooling of steel with Impinging Jet consists of two parts.

In Part *I*, together with Höganäs AB, the use of impinging jet technology in the cooling zone of a tunnel furnace for the production of iron sponge is investigated. The sponge iron process is energy intensive and the energy use is strongly dependent on production rate. Hence, increasing the length of the reduction zone makes it possible not only to increase production capacity but also to reduce energy use. This could be accomplished in existing kilns if the cooling could be improved sufficiently to reduce the length of the cooling zones. This report describes the results of a joint research project regarding improved cooling zone efficiency in tunnel kilns conducted with Linköping University, University of Gävle, and Jernkontoret. The project was part of the research program JoSEn (“Järn- och stålindustrins energianvändning”).

The report summarizes extensive experimental and numerical work regarding tunnel kiln fluid flow and heat transfer phenomena. Based on tunnel kiln geometry tests have been made in a large wind tunnel at University of Gävle and in a smaller specially designed wind tunnel at Linköping University. The tests have provided basic information regarding pressure drop and heat transfer for saggars in different locations in the kiln as well as the effect of various impinging jet configurations. Furthermore, the tests have provided input for CFD-model verification. Based on comparison with wind tunnel data both code and turbulence models have been fine tuned to describe cooling in the tunnel kiln. Using the verified model, different options to improve cooling was simulated and evaluated. Finally, tests were conducted in the sponge iron plant (“svaltunneln”) to verify both wind tunnel and CFD code results.

The results show that saggars located in the centre of the kiln cars limit the cooling. By improving cooling of these centrally placed saggars, the cooling process can be made more efficient. Numerical simulation shows that the heat transfer coefficient for the central saggars can be increased by 40-65 % while at the same time slightly increasing the heat transfer at edge saggars. Simulations and experiments indicate that a conservative estimation would be that the cooling zone can be shortened at least 15-20 %. This would correspond to 6 % natural gas saving in the kiln AND an increased maximum capacity by 5500 ton/year. At the same time, the improved cooling will allow for increased delivery of waste heat to the district heating network. The same technology can be used in “svaltunneln”. All the effects fit well into a sustainable and responsible development of the sponge iron plant.

The results can be used to redesign the cooling zones (and reduction zones) for the necessary replacement of boilers on all kilns expected within 1-3 years. A pre-study should be initiated as soon as possible given the available time frame before the first boiler replacement.

In Part *II*, together with Ovako AB, the use of impinging jet technology for the rapid cooling of high temperature steel pipes with the aim of primarily influencing steel structure and properties, eliminating a heat treatment step and cutting production time, and, in turn, recovering residual heat from steel pipe products is investigated.

Four main methods have been used for analysis of pipe cooling. These are as follows:

- Experimental measurements in a well-equipped test rig that allows to investigate the impact of various impinging jet configurations when cooling tubes of different dimensions.
- Numerical calculations with in-house developed code that based on temperature measurements in a hot body, estimate the cooling effect and cooling rate. This code can also be used to provide information about the cooling performance of the proposed cooling technology on other pipe sizes.
- Temperature measurements in connection with the full scale production facility to evaluate the current cooling method.
- Parameter studies to optimize impinging jet technology.

Based on experimental depth and parameter studies, a number of possible improvements have been obtained. These parameters include, among other things, the different size and position, as well as the angle of impinging jet, the number of impinging jets with denser or sparse locations, the temperature of the refrigerant and the cooling velocity and the object's starting temperature. This detailed study of the interaction between the various parameters provides correlations on how to achieve desired cooling performance and how to design an impinging jet equipment.

The measurements made so far on two selected pipe dimensions have shown good results, but in rough pipes it has not been possible to achieve the desired hardness. This can be expressed as the coarse pipe has not been cured. But the limited depth of field is explained by the fact that the thermal conduction of the material, which is a natural constituent, constitutes an obstacle. However, the tests show that the impinging jet cooling can reach the depth of field that is larger than can be achieved by conventional methods. For goods that can be cooled from two sides, hardening can be obtained on much heavier goods.

Finally, it is worth mentioning that the cooling effects achieved by impinging jet technology, as far as the authors know, according to a literature survey conducted within the framework of the project, are unique. The main conclusion of laboratory studies conducted so far is that the proposed impinging jet technology, which is still under development, can provide even and highly efficient cooling.

## Förord

Denna rapport har skrivits av Klas Ekelöw, Ulf Holmberg och Bahram Moshfegh verksamma vid Avdelningen för energisystem (Linköpings universitet), Mohammad Jahedi verksam vid Avdelningen bygg-, energi och miljöteknik (Högskolan i Gävle), för mer information om vem som författat vad, se stycket ”*Författare av olika delar av rapporten*”.

Arbetet har bedrivits med finansiering från Energimyndigheten, via dess industriprogram, samt av Linköpings universitet, Högskolan i Gävle, Höganäs AB, Ovako, SSAB och MK3D. Projektet startades 2014 och avslutas 2018, och pågick i sammanlagt cirka 4 år. Under denna tid har ett flertal personer varit delaktiga i projektet, såväl personer som omnämns i rapporten som andra vilka inte omnämns. Författarna av denna rapport vill härmed tacka alla dem som bidragit till att genomföra rapporten, både finansiärerna och de som arbetat med det praktiska arbetet.





# Innehållsförteckning

<b>1</b>	<b>INLEDNING .....</b>	<b>1</b>
1.1	BAKGRUND .....	1
1.2	FÖRETAGSBESKRIVNING .....	1
1.2.1	Höganäs AB.....	1
1.2.2	Ovako.....	2
1.2.3	SSAB.....	2
1.2.4	MK3D.....	2
1.3	SYFTE .....	2
1.4	GENOMFÖRANDE .....	3
1.5	REFERENSINFORMATION.....	4
1.6	DISPOSITION OCH LÄSANVISNING.....	4
1.7	FÖRFATTARE AV OLIKA DELAR AV RAPPORTEN.....	5
<b>2</b>	<b>KYLNING AV STÅL MED IMPINGING JET – DELPROJEKT HÖGANÄS .....</b>	<b>7</b>
2.1	INTRODUKTION .....	7
2.1.1	Bakgrund .....	7
2.1.2	Tillverkning av svampjärn hos Höganäs AB.....	7
2.1.3	Produktionsprocess.....	7
2.1.4	Befintlig kylprocess.....	9
2.2	MÅL FÖR DELPROJEKTET .....	9
2.3	METOD.....	10
2.3.1	Experimentella mätningar i befintlig vindtunnel.....	11
2.3.1.1	Anpassning av befintlig vindtunnel, Högskolan i Gävle .....	11
2.3.1.2	Mätningar av kylluftsinblåsens inloppsprofiler med varmfilmsanemometer.....	13
2.3.1.3	Mätningar av inloppsprofil för vindtunnel med Laser Doppler Anemometri (LDA) .....	13
2.3.1.4	Mätningar av hastighetsprofiler mellan cylindrar med LDA.....	14
2.3.2	Experimentella mätningar i specialanpassad vindtunnel .....	15
2.3.2.1	Konstruktion av specialanpassad vindtunnel.....	15
2.3.2.2	Mätningar av hastighet med varmtrådsanemometer (HWA) .....	19
2.3.2.3	Mätningar av värmeövergångstal .....	20
2.3.2.4	Mätningar av tryckfall .....	25
2.3.3	Datorsimuleringar med Computational fluid dynamics (CFD).....	25
2.3.3.1	Modellbeskrivning .....	26
2.3.3.2	Turbulensmodeller .....	26
2.3.3.3	Numeriska aspekter och mesh .....	27
2.3.3.4	Validering av numeriska modeller .....	28
2.3.3.5	Parameterstudie .....	28
2.3.4	Experimentella mätningar i prototypanläggning hos Höganäs AB .....	29
2.3.4.1	Ombyggnation av svalttunnel hos Höganäs AB .....	29
2.3.4.2	Temperaturmätningar i svalttunnel.....	32
2.3.4.3	Analys av mätresultat .....	34
2.4	RESULTAT.....	35
2.4.1	Experimentella mätningar i befintlig vindtunnel .....	35
2.4.1.1	Kylluftsinblåsens inloppsprofiler .....	35
2.4.1.2	Inloppsprofil för vindtunnel .....	36
2.4.1.3	Mätningar av hastighetsprofiler mellan cylindrar.....	36
2.4.2	Experimentella mätningar i specialanpassad vindtunnel .....	39
2.4.2.1	Inloppsprofiler för hastighet och turbulens.....	39
2.4.2.2	Tryckfall.....	41
2.4.2.3	Värmeövergångstal .....	42
2.4.2.4	Värmeövergångstal vid kylning mellan vagnar .....	42
2.4.3	Numeriska simuleringar av befintlig kylning.....	44
2.4.3.1	Jämförelse med mätdata .....	44
2.4.3.2	Val av turbulensmodell .....	48
2.4.4	CFD-simuleringar över förbättrad kylprestanda .....	48
2.4.4.1	Minskad kylning mellan vagnar .....	48
2.4.4.2	Minskad by-passeffekt .....	49
2.4.4.3	Kylning med luftspalt.....	51
2.4.4.4	Utformning hos kylluftsinblåsen .....	51

2.4.4.5	Sammanfattning av förbättringspotential .....	54
2.4.5	<i>Experimentella mätningar i prototypanläggning hos Höganäs AB</i> .....	56
2.4.6	<i>Värmeledning i kapseln</i> .....	58
2.4.7	<i>Energibesparing och processeffektivisering</i> .....	60
2.5	SLUTSATSER .....	63
2.6	FORTSATT ARBETE .....	64
2.7	REFERENSER .....	64
<b>3</b>	<b>QUENCHING OVAKO TUBES BY WATER IMPINGING JETS.....</b>	<b>65</b>
3.1	BACKGROUND.....	65
3.2	METHODOLOGY .....	66
3.2.1	<i>Experimental study in the laboratory</i> .....	66
3.2.1.1	Details of test rig design .....	66
3.2.1.2	Experimental processes .....	68
3.2.2	<i>Measurement at Ovako AB site</i> .....	70
3.2.2.1	Details of measurements setup .....	70
3.2.3	<i>Development of inverse heat conduction solution</i> .....	73
3.3	RESULTS .....	75
3.3.1	<i>The developed Inverse solution</i> .....	75
3.3.2	<i>Experimental study in the laboratory</i> .....	77
3.3.2.1	Jet to jet spacing ( <i>S</i> ).....	79
3.3.2.2	Jets Reynolds number ( <i>Re</i> ).....	80
3.3.2.3	Sub-cooling temperature ( $\Delta T_{sub}$ ) .....	81
3.3.2.4	Jet-to-wall spacing ( <i>H</i> ) .....	83
3.3.2.5	Angular position of nozzles ( $\theta$ ).....	83
3.3.2.6	Rotation speed ( $\omega$ ) .....	84
3.3.2.7	Initial wall superheat temperature .....	85
3.3.2.8	Number of rows.....	86
3.3.3	<i>Measurement at Ovako AB site</i> .....	87
3.3.3.1	Straightening process .....	87
3.3.3.2	Cooling bed process .....	91
3.3.3.3	Production time measurement .....	95
3.4	CONCLUSIONS .....	95
3.5	FUTURE WORK .....	96
3.6	REFERENCES .....	96

# 1 Inledning

## 1.1 Bakgrund

Effektivare kylning, som är möjlig att kontrollera och styra med hög precision, är den enskilda teknik som har störst potential för utveckling av stål och andra metaller med förhöjda prestanda. Detta skapar möjligheter att framställa metaller som ger lättare konstruktioner, minskat underhållsbehov, och längre livslängd i alla de produkter där metaller ingår. Konsekvensen är minskad användning av råvaror, energi och kostnader både under tillverkningsprocessen, och under produkternas hela livscykel. Dessutom sparas råvaror, energi, vatten och legeringsämnen under tillverkningsprocessen, samtidigt som möjligheten att återvinna restvärme ökar. Inom verkstadsindustrin kan bättre kylprocesser i samband med värmebehandling ge höjda prestanda för snart sagt alla metalliska komponenter som används i samhället. Därmed bidrar kyltekniken till ekonomisk och miljömässig hållbarhet och bättre konkurrenskraft hos verkstadsindustrin. Kylteknik baserat på impinging jets kan åstadkomma en snabbkylning av stålprodukter med hög temperatur och samtidigt kan man, tack vare en kontrollbar kylning, påverka stålets struktur och därmed egenskaper, eliminera ett värmebehandlingssteg och kapa produktionstiden, samt återvinna restvärme från stålprodukter.

Tunnelugnar är en vanligt förekommande konstruktion inom industrin. En tunnelugn innebär att material som genomgår exempelvis värmebehandling, torkning eller härdning antingen taktas eller kontinuerligt förflyttas genom en ugn. Processteg liknande detta återfinns dels inom metallurgisk industri men även vid produktion av exempelvis tegel, klinker, kakel, porslin, sanitetsgoods eller vid anläggningar för pulverlackering. I denna typ av ugnar är det av stort intresse att kunna styra och optimera värmeöverföringen mellan ugnens atmosfär och produkterna i ugnen. Dels med tanke på produktkvalitet men även i syfte att åstadkomma en energieffektiv produktionsprocess. Kylteknik baserat på impinging jets kan åstadkomma en effektiv och samtidigt styrbar värmeöverföring och är därför en teknik med stor potential att åstadkomma produktivitets- och energiprestandaförbättringar i industriella tunnelugnar.

## 1.2 Företagsbeskrivning

Inom projektet har tre företag varit delaktiga, Höganäs AB, Ovako AB, MK3D, samt ett företag, SSAB, deltagit som observant. Projektet har letts av Jernkontoret. En kort presentation av företagen följer nedan.

### 1.2.1 Höganäs AB

Höganäs är i dag världens ledande tillverkare och leverantör av metallpulver. Affärsidén är att på en global marknad utveckla, producera och marknadsföra metallpulver. De viktigaste kunderna finns inom pulvermetallurgisk, svets-, kemisk och metallurgisk industri. Cirka 60% av marknaden finns inom fordonsindustrin. Höganäs har globalt cirka 1800 medarbetare varav cirka hälften finns i Sverige. Huvudkontor och den största produktionsenheten finns i skånska Höganäs. I Höganäs tillverkas bland annat så kallad

järnsvamp som är en kemisk process där finmald magnetitlig med hjälp av koksblandning reduceras till en porös massa av rent järn den så kallade ”Höganäsprocessen”. Detta görs i tre stora energiintensiva tunnelugnar som alla är uppförda på 70-talet. Höganäs har ett behov av att modernisera och effektivisera dessa ugnar.

### **1.2.2 Ovako**

Ovako är en ledande europeisk producent av komponentstål inom kullager, transport och tillverkningsindustri. Inom koncernen tillverkas huvudsakligen låglegerat stål baserat på återvunnet skrot i form av stänger, rör, ringar och förkomponenter. Marknaden för Ovacos produkter är huvudsakligen Europa men områden där Ovako är som starkast globalt är kullager och komponenter med motsvarande krav på utmattningshållfasthet. Produktionsanläggningar finns i Hofors, Hällefors, Smedjebacken, Boxholm i Sverige och Imatra i Finland varav det finns stålverk i Hofors, Smedjebacken och Imatra. Rörtillverkningen inom Ovako finns endast i Hofors.

### **1.2.3 SSAB**

SSAB är Sveriges största ståltillverkare. Företaget har produktionsanläggningar i Sverige, Finland och USA. I Sverige och Finland är produktionen malmbaserad, medan den i USA är skrotbaserad. Den totala produktionskapaciteten är ca 8,8 miljoner ton. Globalt är företaget representerat i 50 länder och har 15.000 anställda. SSAB är en ledande producent på den globala marknaden för avancerade höghållfasta stål (AHSS) och seghärdade stål (Q&T), tunnplåt, grovplåt och rörprodukter samt konstruktionslösningar inom byggsektorn. Viktiga marknader är fordons-, konstruktions- och byggindustrin. SSABs höghållfasta stål och bidrar till lägre vikt hos slutprodukten och ökar även produktens styrka och livslängd. Centralt i företagets forskning är en fortsatt utveckling av höghållfasta stål i vilka en avancerad kylning är ett mycket viktigt tillverkningsmoment.

### **1.2.4 MK3D**

Mk3d arbetar med konstruktion, tillverkning och ombyggnader av maskiner, företrädesvis för tung industri. Företaget har 11 anställda och finns i Sandvikens kommun. Mk3d har haft huvudansvaret för konstruktion och byggande av de testriggar som använts i projektets båda delar. Företaget kommer att vara centralt i ambitionen att skapa en regional resurs för konstruktion, byggande och installation av kommersiella impingering jet utrustningar för kylning av metaller.

## **1.3 Syfte**

Syftet med forskningsprojektet var i del I att med Höganäs AB anläggning som fallstudie, utreda användningen av impingering jet-tekniken i en kylzon av tunnelugnar med syftet att öka kyleffekten i ugnens kylzon, uppnå jämnare kylning av kapslar med olika placering,

effektivare användning av kyl Luften, minska energianvändningen, öka produktion i befintliga tunnelugnar, och återvinna restvärme från kapslar som lämnat ugnens kylzon

I projektets del *II* undersöktes tillsammans med Ovako användningen av impinging jet-teknik för snabbkylning av olika stålrör från hög temperatur med syftet att i första hand påverka stålets struktur och därmed egenskaper, eliminera ett värmebehandlingssteg och kapa produktionstiden och i andra hand återvinna restvärme från rören.

## 1.4 Genomförande

Projektets genomförande består av två huvuddelar.

I del *I* utreds tillsammans med Höganäs AB användningen av impinging jet-teknik i kylzonen av en tunnelugn i syfte att öka kyleffekten i ugnens kylzon, uppnå jämnare kylning av kapslar med olika placering, erhåll en effektivare användning av kyl Luften, minska energianvändningen, öka produktion i befintliga ugnar, samt återvinna restvärme från kapslar som lämnat ugnens kylzon.

Tre huvudsakliga metoder har använts för analys av förbättringspotentialen vad gäller ökad värmeavgivning från kapslarna med järnsvamp:

Experimentella mätningar i nedskalad vindtunnel i laboratoriemiljö, numeriska simuleringar i form av Computational Fluid Dynamics (CFD), simuleringar av värmeledning, och mätningar i fullskalig prototypanläggning placerad i anslutning till produktionsanläggningen. I generella termer har alla tre metoder visat på enhetliga och samstämmiga resultat, vilket stärker resultatens trovärdighet.

I del *II* undersöks tillsammans med Ovako användningen av impinging jet-tekniken för snabbkylning av stålrör från hög temperatur med syftet att i första hand styra stålets struktur och därmed egenskaper, eliminera ett värmebehandlingssteg, kapa produktionstiden och i andra hand återvinna restvärme från stålrören.

Fyra huvudsakliga metoder har använts för analys av rörkylningen:

- Experimentella mätningar i en välutrustad testrigg som gjort det möjligt att undersöka effekten av olika impinging jet-konfigurationer vid kylning av rör med olika dimensioner.
- Numeriska beräkningar med en egen utvecklad kod för att, utifrån temperaturmätningar i varmt gods, uppskatta kylningseffekten och kylhastigheten. Denna kod kan användas också för att ge information om teknikens kylprestanda på andra rördimensioner.
- Temperaturmätningar i anslutning till fullskalig produktionsanläggningen för att utvärdera dagens kylningsmetod.
- Parameterstudier för att optimera impinging-jettekniken.

Företaget MK3D var delaktig i utformning och konstruktion av de nya testriggar i båda delprojekten.

## 1.5 Referensinformation

Eftersom projektet pågått under nästan fyra år har olika personer ingått i projektet, men alla som deltagit anges inte här. I ledningsgruppen har följande personer deltagit under senaste åren:

Stellan Nyberg (Ordförande), Höganäs  
Robert Eriksson, Jernkontoret (projektledare)  
Charlotta Backman, Ovako  
Magnus Pettersson, Höganäs  
Bengt Brolund, SSAB  
Ulf Holmberg, Linköpings Universitet  
Bahram Moshfegh, Linköpings Universitet

Bahram Moshfegh vid Linköpings universitet har haft ansvar för att ekonomi, tidplaner, kvalitet, rapportering m.m. levererats till Jernkontoret och till ledningsgruppen så att projektets resultat följer kravbeskrivningen. Ulf Holmberg vid Linköpings universitet har varit sammankallande till ledningsgruppens möten.

Bahram Moshfegh har också haft det vetenskapliga ansvaret för projektet och varit länken mellan företagen och de medverkande lärosätena. Denna arbetsuppgift har bland annat inneburit rapportering till ledningsgruppen rörande vad som genomförts i projektet och planer för kommande aktiviteter, samt avstämning av nedlagda och planerade resurser. Ansvaret för lägesrapporterna och slutrapporten samt ekonomiska redovisningar till Energimyndigheten har legat på Robert Eriksson.

Vid Höganäs AB och Ovako har ett flertal personer varit involverade för att ta fram underlag till de analyser som gjorts av personer från Högskolan i Gävle och Linköpings universitet och för att göra egna analyser.

Från Linköpings universitet och Högskolan i Gävle har Klas Ekelöv och Mohammad Jahedi deltagit. Klas Ekelöv har ansvarat för delprojekt Höganäs, och Mohammad Jahedi för delprojekt Ovako.

## 1.6 Disposition och läsanvisning

Denna slutrapport är en sammanfattning av det projektarbete som pågått under ca fyra år. En allmän beskrivning av företagen som ingår i projektet finns i Kapitel 1 under avsnittet ”Företagsbeskrivning”. Därefter beskrivs syfte med projektet (”Syfte”) och en beskrivning av hur vi gått tillväga redovisas i stycket ”Genomförande”. Avsnittet ”Författare av olika delar av rapporten”, beskriver vem som haft ansvaret för, och författat, de olika delarna av rapporten.

Kapitel 2 och 3 redovisar resultat från delprojekt *I* och *II*. De metoder som använts som grund för analyserna beskrivs kortfattat i Kapitel 2 och 3. Dessa korta beskrivningar är till för att läsaren ska få en inblick i hur data samlats in, modellerats och analyserats. Kapitel 2 och 3 redovisar resultat från genomförd analys av, experimentella mätningar i en kontrollerad labbmiljö, numeriska beräkningar, fältmätningar och parameterstudier.

## **1.7 Författare av olika delar av rapporten**

Nedan följer en sammanställning över vilka delar var och en har haft ansvaret för och författat, där Bahram Moshfegh har haft huvudansvaret för sammanställningen av rapporten med stöd av Ulf Holmberg.

Kapitel 2 ”Kylning av stål med impinging jet – delprojekt Höganäs” har skrivits av Klas Ekelöw med undantag till avsnitt 2.1.2 och 2.1.3 samt 2.4.7. Magnus Pettersson vid Höganäs AB har varit medförfattare till avsnitt 2.1.2 och 2.1.3 samt har skrivit nästa hela 2.4.7.

Kapitel 3 ”Quenching Ovako tubes by water impinging jets” har skrivits av Mohammad Jahedi.





## 2 Kylning av stål med impinging jet – delprojekt Höganäs

### 2.1 Introduktion

#### 2.1.1 Bakgrund

Tunnelugnar är en vanligt förekommande konstruktion inom industrin. En tunnelugn innebär att material som genomgår exempelvis värmebehandling, torkning eller härdning antingen taktas eller kontinuerligt förflyttas genom en ugn. Processteg liknande detta återfinns dels inom metallurgisk industri men även vid produktion av exempelvis tegel, klinker, kakel, porslin, sanitetsgoods eller vid anläggningar för pulverlackering.

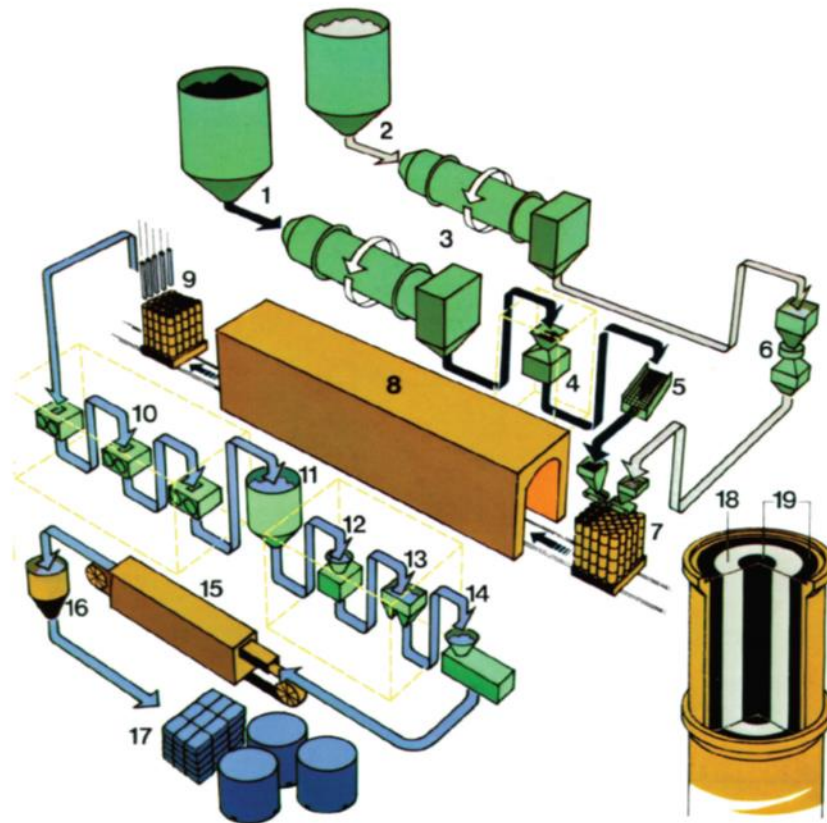
I denna typ av ugnar är det av stort intresse att kunna styra och optimera värmeöverföringen mellan ugnens atmosfär och produkterna i ugnen. Dels med tanke på produktkvalitet men även i syfte att åstadkomma en energieffektiv produktionsprocess. Kylteknik baserat på impinging jets kan åstadkomma en effektiv och samtidigt styrbar värmeöverföring och är därför en teknik med stor potential att åstadkomma produktivitet- och energiprestandaförbättringar i industriella tunnelugnar.

#### 2.1.2 Tillverkning av svampjärn hos Höganäs AB

Höganäsprocessen utvecklades i början av 1900-talet och är en kemisk process där finmald magnetitlig (anrikad malm) med hjälp av koksblandning reduceras till en porös massa av rent järn som sedan finfördelas och säljs i pulverform. Pulvret används främst som råvara i tillverkningsindustrin, bland annat inom bilindustrin, där pulvret pressas där samman till önskade geometrier. Andra användningsområden för järnpulver inkluderar svetselktroder, kosttillskott och bromsbelägg. Höganäs AB är idag en av världens största tillverkare av metallpulver.

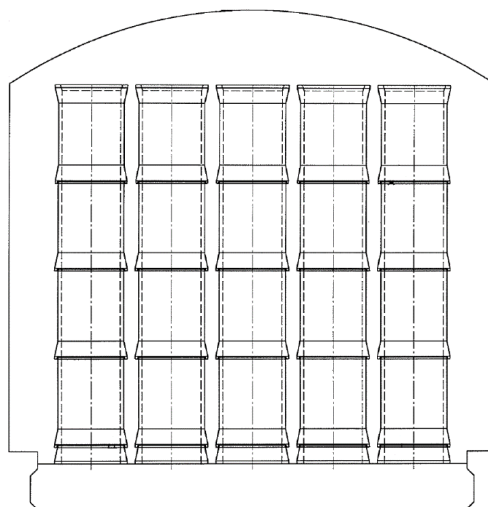
#### 2.1.3 Produktionsprocess

I Figur 1 finns en schematisk bild över produktionsprocessen för järnpulvertillverkning hos Höganäs AB. Processen startar med råmaterial i form av *slig* och *reduktionsblandning*. Dessa två råvaror torkas, mals och siktas var för sig innan de efter genomgången förbehandling fylls på i keramiska behållare. Dessa keramiska behållare är staplade i 4 enheter på höjden och placerade i grupper av 5×5 staplar på en vagn. Denna vagn skjuts sedan in i en tunnelugn där materialet värms upp till ca 1200°C, vilket startar reduktionsprocessen. Figur 2 ger en översikt över geometrin på tunnelugnens tvärsnitt och staplarna med materialbehållarna. I dagsläget använder sig Höganäs AB av tre tunnelugnar med likartad geometri. Under reduktionsprocessen färdas vagnarna med material långsamt genom ugnen. I slutet av tunnelugnens, efter fullbordad reduktionsprocess, kyls behållarna med material ned till ca 250 - 300°C innan vagnarna lämnar ugnen. Detta för att förhindra återoxidation. Behållarna töms sedan på material och den järnsvamp som bildats separeras från reduktionsaskan. Järnsvampen krossas sedan till ett pulver och genomgår ett antal efterbehandlingssteg innan den färdiga produkten säljs i pulverform. En mer detaljerad processbeskrivning återfinns i [1].



- |  |   |
|--|---|
| 1. Reduction Mix of Coke Breeze and Limestone      | 10. Coarse Crushing                                     |
| 2. Iron Ore  | 11. Storage in Silos                                    |
| 3. Drying  | 12. Churning  |
| 4. Crushing  | 13. Magnetic Separation                                 |
| 5. Screening                                       | 14. Grinding and Screening                              |
| 6. Magnetic Separation                             | 15. Annealing in Belt Furnace, Approximately 800-900° C |
| 7. Charging in Ceramic Tubes                       | 16. Equalising  |
| 8. Reduction in Tunnel Kilns, Approximately 1200°C | 17. Automatic Packing                                   |
| 9. Discharging                                     | 18. Iron Ore  |
|  | 19. Reduction Mix                                       |

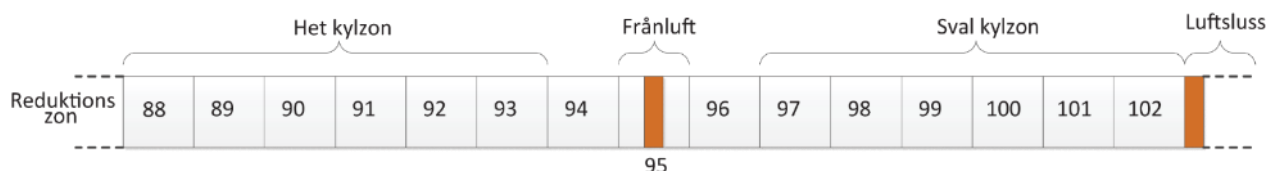
Figur 1 Schematisk bild över järnpulvertillverkning med Höganäsprocessen [1].



Figur 2 Tvärsnitt av tunnelugn och keramiska behållare för material.

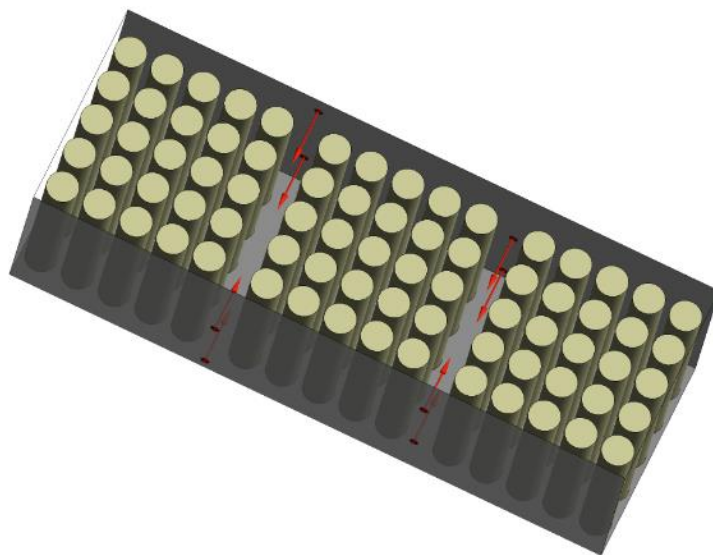
## 2.1.4 Befintlig kylprocess

Tunnelugnens kylsträcka har i dagsläget en längd på ca 40 m och består av 15 zoner med en vagn á 25 staplar i varje zon. Kylzonen har två delar med vardera 6 zoner med aktiv kylning, placerade på var sin sida av ett gemensamt luftutsug. Figur 3 ger en schematisk överblick av kylsträckan i zoner med aktiv kylning finns totalt fyra kyluftsinblås, två på varje sida av tunnelugnen. Inblåsen har ett cirkulärt tvärsnitt med en diameter på 100 mm. Kylinblåsens placering i höjddled har fyra olika nivåer, vilket innebär att kyl luften fördelas i höjddled längs med staplarna.



Figur 3 Kylsträcka i tunnelugn 2. Siffrorna anger zonnnummer, där en vagn är placerad i varje zon.

Det totala kyluftsfloendet är ca  $10 \text{ m}^3/\text{s}$ , eller i genomsnitt  $0,83 \text{ m}^3/\text{s}$  för varje zon. Detta motsvarar en inloppshastighet på ca  $25 \text{ m/s}$  för de befintliga dysorna. Korsfloendet, det vill säga luftfloendet längs med tunneln, kommer att variera mellan  $0 - 5 \text{ m}^3/\text{s}$ , beroende på zon. Vagnarna taktas in i ugnen, under ca  $50 - 70\%$  av tiden står vagnarna stilla i ugnen medan de under resterande tid sakta skjuts fram till nästa zon. Under tiden som vagnen står stilla så är kyl luften i dagsläget riktad mellan vagnar, där utrymmet är bredare än mellan staplar inne på vagnen. Detta illustreras i Figur 4 som utgör en skalenlig bild över tre zoner.



Figur 4 Placering av kyluftsinblås (röda pilar) när vagnarna står stilla i tunnelugn.

## 2.2 Mål för delprojektet

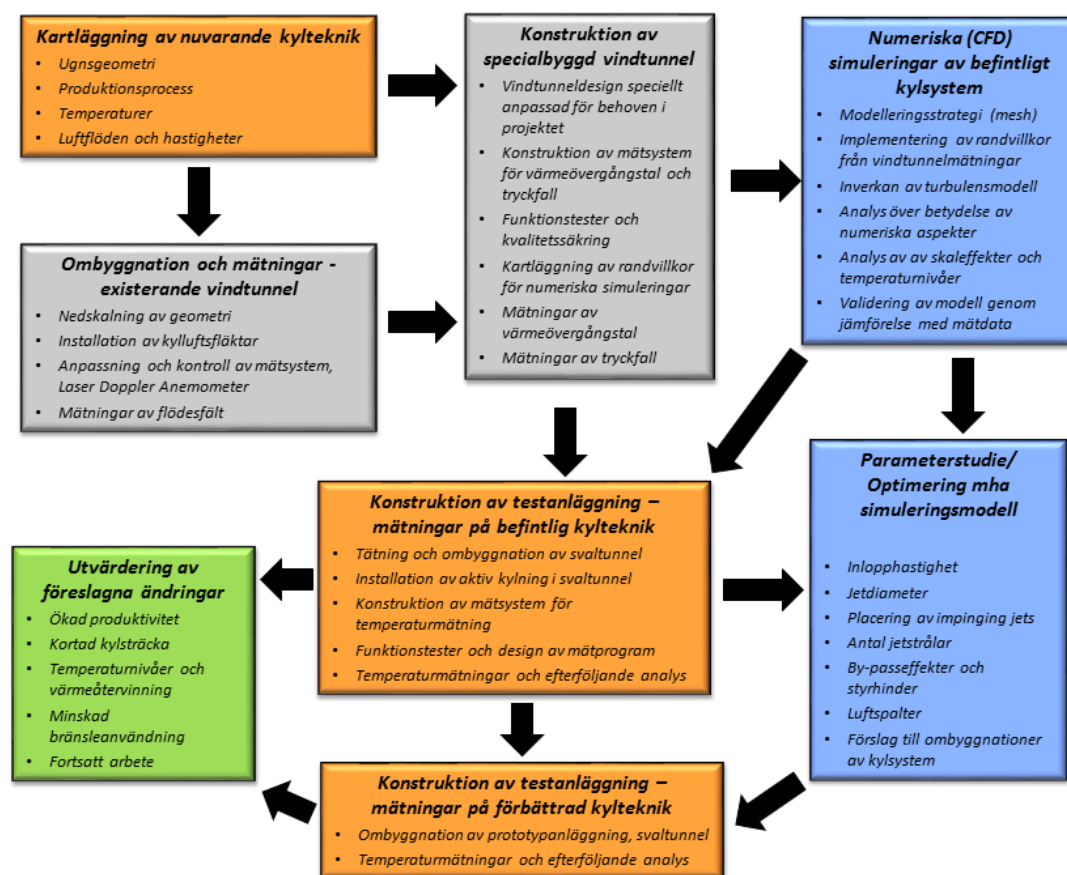
Tunnelugnarna har bränsleanvändning på ca  $100-140 \text{ GWh}/\text{år}$ . En betydande andel av värmen återanvänds vid torkning av råmaterial och som fjärrvärme. Då vagnarna lämnar kylsträckan idag har de en temperatur på ca  $250 - 300^\circ\text{C}$ , vilket innebär att det finns ett betydande återstående värmeinnehåll i vagnar och kapslar. Avkylningen av kapslarna med material sker olika fort beroende på placering på vagnarna. Eftersom produktionen måste

anpassas till de kapslar som kyls långsammast är detta ett problem. Samma problematik med ojämna förhållanden gäller även i uppvärmningsfasen innan reduktionen startar.

Målet med detta delprojekt är att genom en effektivare och jämnare kylning kunna korta tunnelugnens kylsträcka med 20%, vilket motsvarar en kapacitetsökning med 5%, eller en energibesparing på 5%. Genom en ökad effektivitet under avkylningen är målet också att möjliggöra för ökad återvinning av restvärme genom att kapslarna kan lämna tunnelugnen med en lägre temperatur.

## 2.3 Metod

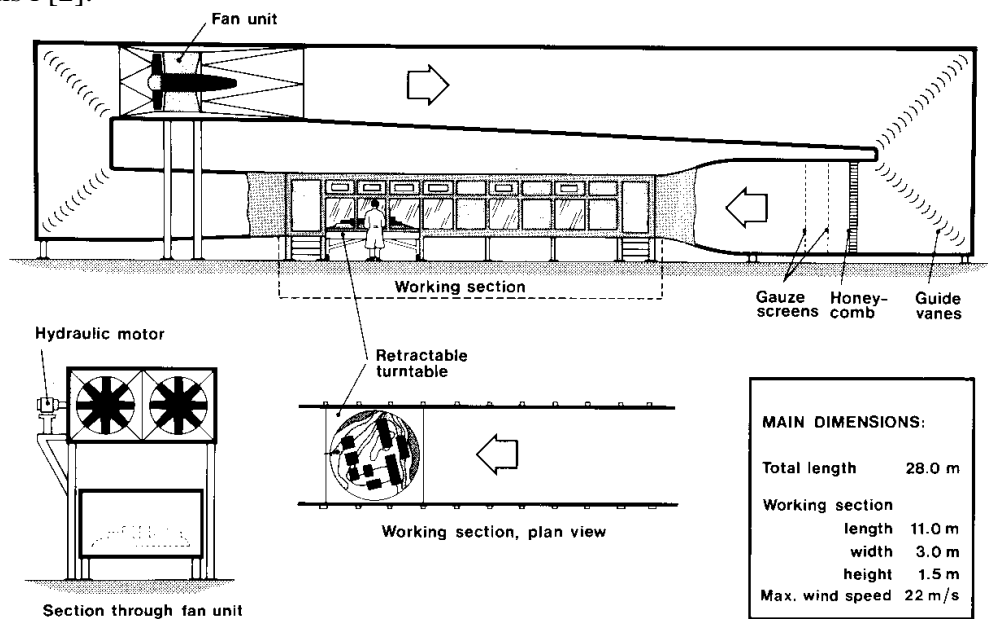
På grund av de höga temperaturer som råder i produktionsanläggningen och det faktum att kylsträckan är en integrerad del av tunnelugnarna har det varit nödvändigt att utveckla en speciell metodik inom detta delprojekt där ett antal olika verktyg kombineras för att säkerställa tillförlitliga resultat. Tillvägagångssättet kan illustreras i enlighet med Figur 5. Tre övergripande metoder har använts, mätningar i vindtunnel (gråa block), numeriska simuleringar (blå block), samt mätningar och analyser i anslutning till produktionsanläggning (orangea block). Två specialkonstruerade testriggar har byggts inom detta delprojekt, en vindtunnelanläggning för mätningar i laboriemiljö, samt en prototypanläggning i anslutning till befintlig tunnelugn.



Figur 5 Översiktbild över arbetsprocess och arbetsflöde

### 2.3.1 Experimentella mätningar i befintlig vindtunnel

Högskolan i Gävle tillhandahåller en befintlig vindtunnel. Vindtunneln är av en sluten, recirkulerande typ. En principskiss på vindtunneln återfinns i Figur 6. Vindtunnelns stora tvärsnitt gjorde det möjligt att genom en begränsad nedskalning av geometrin och en samtidig kompensering av detta med ökade hastigheter bibehålla samma Reynolds tal som i befintlig tunnelugn. Huvudsyftet med mätningarna i vindtunneln var att erhålla experimentella data för validering av numeriska (CFD) modeller samt ge en inblick i hur luftflödet sprider sig genom paketet av cylindrar. En komplett beskrivning av ombyggnation och anpassning av vindtunneln, utformning av mätsystem och resultat återfinns i [2].



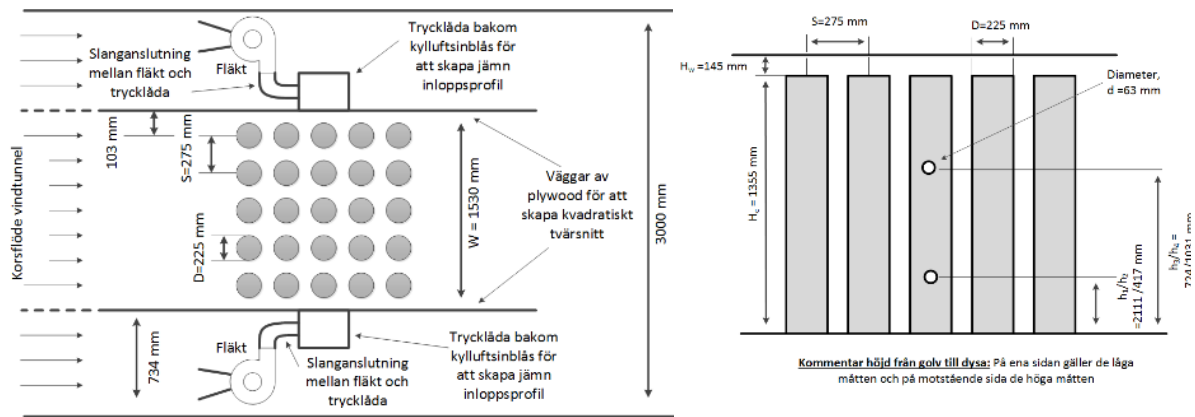
Figur 6 Principskiss över vindtunnel, Högskolan i Gävle.

#### 2.3.1.1 Anpassning av befintlig vindtunnel, Högskolan i Gävle

Tunnelugnarna hos Höganäs AB har samtliga ett kupat tak. Då vindtunneln har ett rektangulärt tvärsnitt och det av strömningstekniska skäl är att fördrå att ha en relativt enkel geometri har det kupade taket förenklats till ett plant tak i vindtunnelmätningar och efterföljande CFD-simuleringar. Höjden på tunneln har då anpassats så att tunnels tvärsnittsarea i relation till kapslarnas storlek är oförändrad jämfört med tunnelugnen. Detta för att påverka eventuell by-passeffekt av luftflöde ovan kapslarna så lite som möjligt.

Den befintliga vindtunneln har ett tvärsnitt på 3×1.5 meter. Då tunnelugnen har ett relativt kvadratisk tvärsnitt så innebär detta att bredden på vindtunneln måste begränsas. Detta gjordes genom att montera blockeringar (skärmväggar) i tunnelns längsriktning. På själva mätsträckan monterades 25 (5×5) cylindrar i mattsvart lackerad plåt för att representera en vagn med kapslar. Då detta representerar en zon i tunnelugnens kylsträcka utrustade sidoväggarna med fyra kylluftsinblås, två på varje sida. Fläktar för matning av luft till kylluftsinblåsen samt tryckklådor för reducering av turbulens placerades i de utrymmen som skapats mellan vindtunnelns ytterväggar och skärmväggarna i tunneln.

Figur 7 visar en principskiss över konstruktionen.



Figur 7 Konstruktion av testrigg i befintlig vindtunnel, toppvy (vänster) och sidovy (höger).

Genom att reducera geometrin i vindtunneln med en enhetlig skalfaktor och samtidigt öka hastigheten hos både korsströmning och kylfluftsinsblås är Reynoldstalen för både inblåsen och korsströmningen samma i både tunneln och vindtunnel.

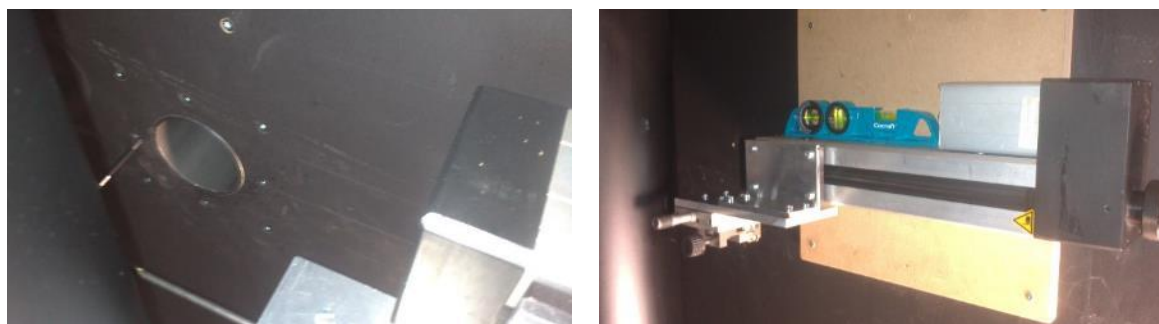
Flödet till kylfluftsfläktarna kontrolleras under mätningar med var sin strypfläns kopplade till två manometrar. Genom att frekvenstyra fläktarna kunde önskat kylfluftsflöde erhållas. Fläktarna kopplades till var sin trycklåda. Trycklådorna hade en symmetrisk uppbyggnad kring kylfluftsinsblåsen med två identiska rör monterade i lådorna uppströms inloppen till själva mätsträckan. Detta för att säkerställa att flödet genom samtliga kylfluftsinsblås är likartat. Flödet längs med vindtunneln styrdes med vindtunnelns ordinarie styrsystem. Dock saknas möjlighet att mäta flödet direkt. Därför installerades ett Pitot-rör i tunnelns centrum uppströms mätsträckan. Tunnelns centrumhastighet övervakades sedan under körning och justerades vid behov. Figur 8 visar paketet av cylindrar monterade i vindtunnel, Pitot-röret för mätningar av centrumhastighet samt montage av fläkt och trycklåda på utsidan av mätsträckans skärmväggar.



Figur 8 Paket med cylindrar (5×5) monterade i vindtunnel (vänster). Fläkt och tillhörande trycklåda för kylfluftsinsblås (höger) [2].

### 2.3.1.2 Mätningar av kyluftsinblåsens inloppsprofiler med varmfilmsanemometer

Horisontella hastighetsprofiler har uppmätts för samtliga fyra kyluftsinblås. Mätningarna är utförda med varmfilmsanemometer ca 1-2 mm från inloppet. Möjligheten att göra mätningar mycket nära väggen är den huvudsakliga anledningen till att använda varmfilmsanemometer för dessa mätningar. De resulterande profilerna för medelhastighet och RMS är tänkta att användas som inloppsvillkor för CFD-simuleringar samt för att kontrollera att samtliga fyra inblås har ett likvärdigt luftflöde. En mindre traverseringsutrustning som fästs på tunnelns sidovägg användes vid mätningarna, se Figur 9. Varmfilmsensorerna var från TSI (modell 1201) och mätsystemet var ett Dantec 56C01 anemometersystem. Ett LabView-program användes för mätdatahanteringen och styrning av traverseringssystemet. Mätosäkerheten har uppskattats till mindre än  $\pm 5\%$ .

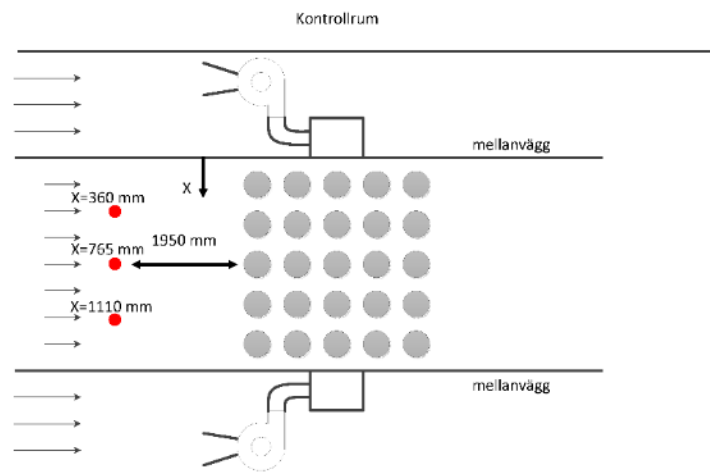


Figur 9 Positionering av varmfilmsprobe nära kyluftsinblåsens inlopp (vänster). Vägghävt traverseringssystem (höger) [2].

### 2.3.1.3 Mätningar av inloppsprofil för vindtunnel med Laser Doppler Anometri (LDA)

För att kunna beräkna luftflödet längs med tunneln och korrelera detta med den hastighet som mäts upp med Pitot-röret i centrum av vindtunnels tvärsnitt utfördes en serie mätningar med laser Doppler anemometer (LDA) uppströms paketet av cylindrar. Mätningarna bestod av vertikala profiler mellan vindtunnelns golv och tak, placerade ca 1950 mm uppströms av första cylindern (se Figur 10). Mätningarna utfördes genom att en vertikal travseringutrustning placeras mellan vindtunnelns tak och golv. En horisontell arm och hållare till LDA-proben används sedan för att minska eventuella störningar från traverseringen. Uppställningen återfinns i Figur 11. Samtliga LDA-mätningar utförs som två delprofiler med olika orientering hos mätproben (riktad uppåt eller nedåt). Dessa profiler överlappas sedan i centrum av tunneln och bildar en gemensam hastighets- och turbulensprofil. Mätningar har utförts vid följande tre olika horisontella positioner (se Figur 10). Det LDA-system som användes kommer från Dantec (Modell: BSA F60). Datan analyserades i Dantecs programvara BSA Flow Software©.

I den ursprungliga mätplanen ingick mätningar med en centrumhastighet på 1.5 samt 2.5 m/s. Mätningar vid 1.5 m/s uppvisade dock ett relativt sett tjock gränsskikt samt något skrev inloppsprofil. Därför justerades hastigheterna till 2.5 m/s samt 3.5 m/s. Detta innebär att Reynoldstalet sett till korsströmningen är något högre än i tunnelugnen.



Figur 10 Placering av LDA-mätningar, inloppsprofiler för vindtunnel.



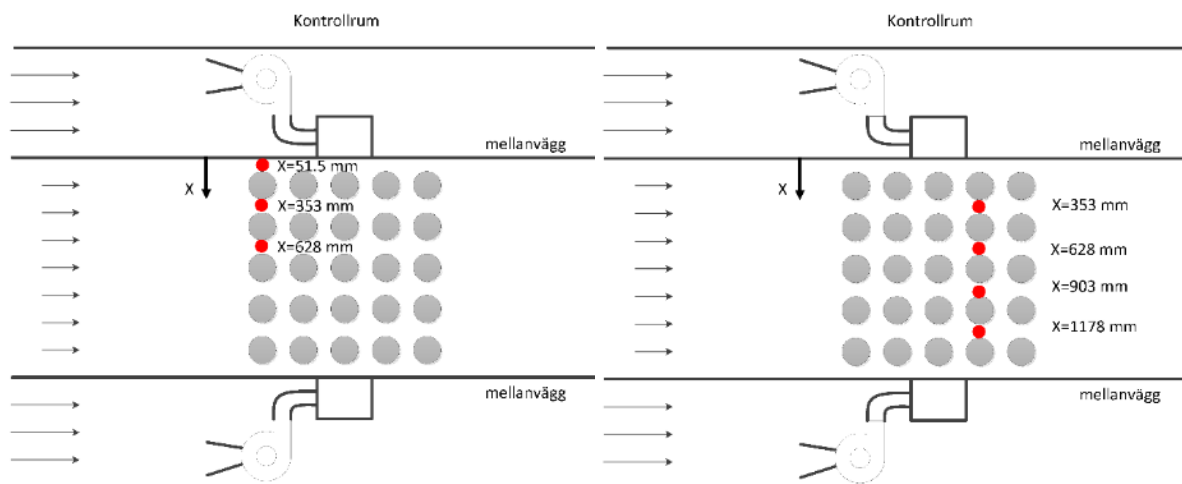
Figur 11 Montage av mätprobe och traverseringsanordning vid LDA-mätningar [2].

### 2.3.1.4 Mätningar av hastighetsprofiler mellan cylindrar med LDA

LDA har även använts för att mäta upp vertikala hastighetsprofiler i utrymmen mellan cylindrar. Del har mätningar utförts vid cylinderraden längst uppströms. Dessa mätningar ger information om flödet av luft in mellan olika cylindrar, vilket är av betydelse för uppskattningar av by-passeffekten. Positioner för mätningar framgår av Figur 12. Mätningarna utförs med samma traverseringsutrustning som vid mätningar av inloppsprofilen för tunneln.

Utöver mätningarna vid rad 1 har LDA-mätningar också utförts mellan cylindrar i den fjärde raden för två olika positioner hos kyluftsinblåsen. Vid position 1: kallad ”mot cylinder” är kyluftsinblåsen riktade direkt mot cylindern i rad 3. I position 2, kallad ”mellan cylindrar”, är kyluftsinblåsen placerade längre uppströms och riktade in i öppningen mellan cylindrar i rad 2 och 3. Cylinderrad 1 representerar cylindrarna längst uppströms i tunneln. Positionerna för mätningarna är illustrerade i Figur 12.





Figur 12 Positioner för LDA mätningar i paketet av cylindrar. Mätning av inflödet av kylflöde mellan olika cylindrar (vänster) och mätningar av hastighetsprofiler vid olika placeringar av kylflödesinblås (höger).

### 2.3.2 Experimentella mätningar i specialanpassad vindtunnel

Mätningar över hastighetsfält i den existerande vindtunneln visade att punktmätningar av hastighet är mycket störningskänsliga och svåra att reproducera (se sektion 2.4.1). För att öka tillförlitligheten behöver experimentell data för modellvalidering istället fokusera på integrala storheter, såsom genomsnittligt värmeövergångstal och tryckfall över cylinderpaketet. Samtidigt påvisade inledande CFD-simuleringar på att kylning mellan vagnar, respektive inne mellan cylinderrader på vagnarna, är en viktig aspekt att undersöka vad gäller kylflödesinblåsens effektivitet. Detta innebär att det är önskvärt att kunna placera mer än ett cylinderpaket (25 cylindrar) i vindtunneln, vilket av praktiska skäl inte var möjligt i befintlig vindtunnel. Avsaknaden av flödesmätning i den befintliga anläggningen var ytterligare en aspekt som försvårade mätningar i denna anläggning. Sammantaget ledde ovanstående resonemang fram till beslutet att konstruera en mindre testrigg, speciellt anpassad för detta projekt. Detaljerad information om denna testrigg och mätresultat återfinns i [3, 4].

#### 2.3.2.1 Konstruktion av specialanpassad vindtunnel

En schematisk översikt av testriggen kan ses i Figur 13. Översiktsskisser på testriggen återfinns i Figur 14 och Figur 15. Testriggens huvudtunnel är av sugtyp där en frekvensstyrd radialfläkt (1) placerad nedströms mätsträckan suger luft genom en kvadratisk kanal. Volymflödet genom tunneln mäts med hjälp av en strypfläns efter fläkten (2) som är kopplad till en manometer (Furness Control FC012). Mätsträckan i kanalen (3) är tillverkad i plexiglas. Vid kanalens inlopp sitter en rundad kontraktion samt ett finmaskigt nät (4) för att säkerställa ett stabilt och jämt luftflöde in i tunneln.

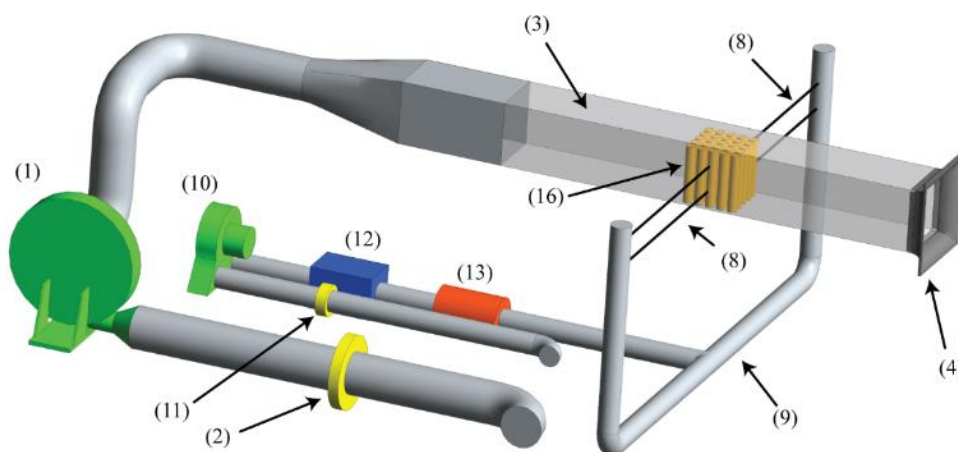
Strax nedströms inloppet till tunneln finns en slits i taket (5) där en varmtrådsprobe kan föras ned i tunneln för mätningar av hastighet och turbulens. Varmtrådsprobens position styrs i både höjd- och sidled av en motoriserad travers (se Figur 14). I båda ändar av plexiglasdelen finns tryckuttag i tunnelns botten (6), vilket möjliggör mätning av tryckfall

över mätsträckan. Åtkomst till mätsträckan finns genom fem olika förslutningsbara luckor i vindtunnelns sidor och tak (7).

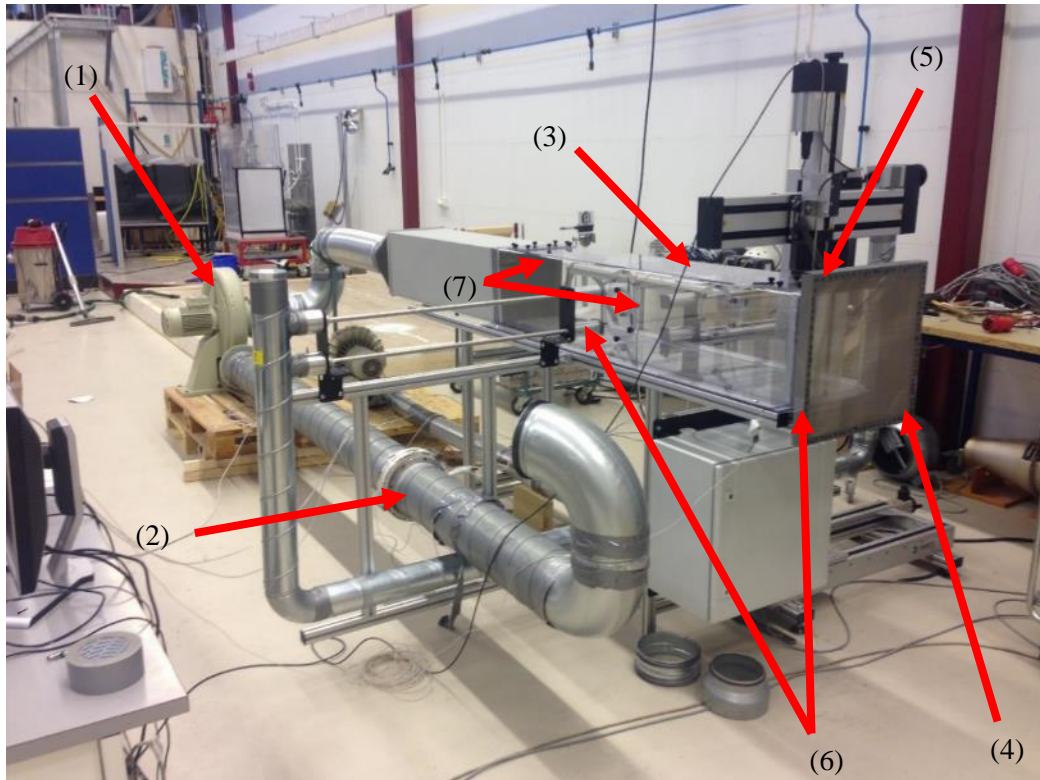
Båda sidor av vindtunneln är utrustade med två rör (8) för tillförsel av kylluft. Dessa är placerade på olika höjder från golvet för att efterlikna befintlig tunnelugn. Uppströms rören finns en kontraktion från ett större tillförselrör (9). Luftflödet till kylluftsinblåsen matas med en frekvensstyrd högstryckfläkt (10). En strypfläns uppströms högtrycksfläkten (11) som kopplas till en manometer (Furness Control PPC500) används för mätning av kylluftsföde. Högtrycksfläkten orsakar en temperaturökning hos kyl luften. Efter fläkten sitter därför ett vattendrivet kylbatteri (12) och en eldriven kanalvärmare (13) monterad. Kylbatteriet regleras manuellt att sänka kyl luftstemperaturen till strax under rumstemperaturen i lokalen. Elvärmaren, som styrs automatiskt via en PID-regulator, värmer sedan kyl luften till önskad temperatur baserat på ett termoelement placerat i kyl luftskanalen. Hela testriggen är placerad i en temperaturkontrollerad labbhall med stabil temperatur. Detta möjliggjorde att temperatur på inkommande luft, både via kyl luftsinblåsen och genom vindtunnelns huvudintag varierade mindre  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  under mätningar.

De smalare rören som ansluter kyl luftsinblåsen till huvudtunneln har identisk längd och är så pass långa att de helt dominerar tryckfallet nedströms högtrycksfläkten. Denna konstruktion säkerställer ett likvärdigt volymflöde till samtliga fyra kyl luftsinblås. För att verifiera att så är fallet under mätningar finns även tryckuttag monterade i anslutning till rören inlopp (15) och innan rören utlopp till tunneln (16). Dessa uttag är kopplade till var sin trycksensor vilket möjliggör kontinuerlig kontroll av tryckfall i rören under mätning.

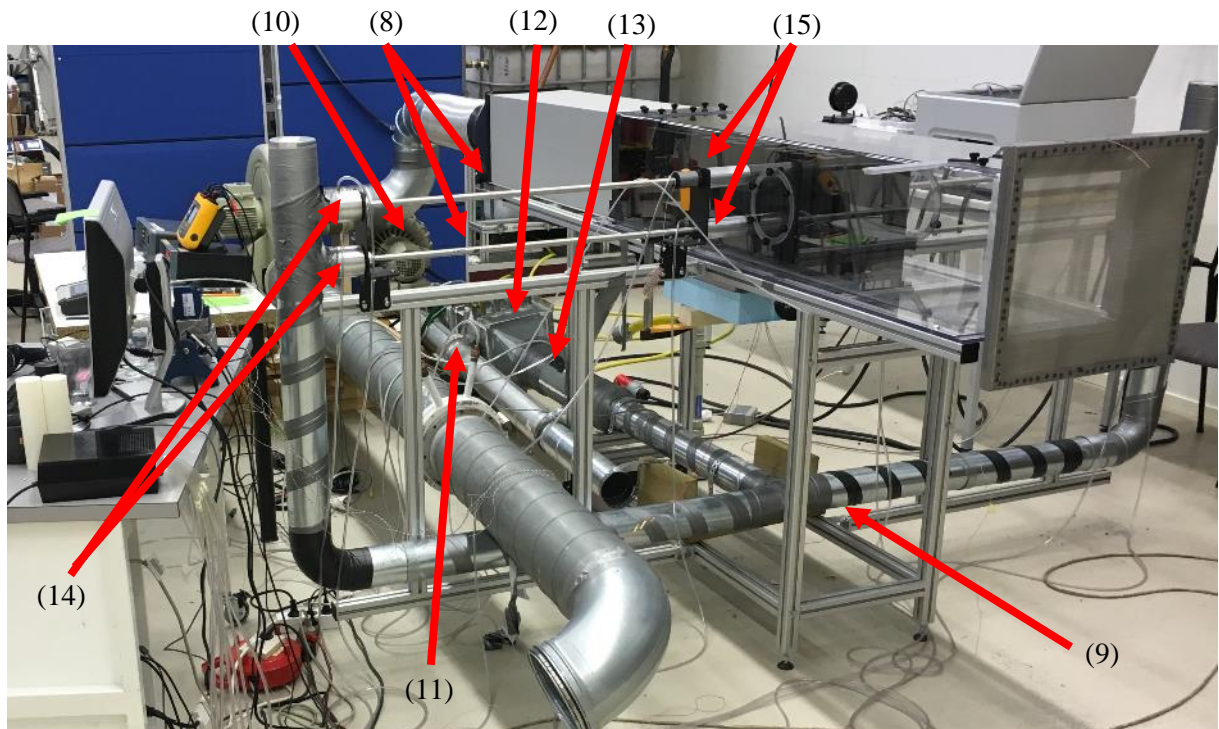
Mätsträckans botten består av ett palettsystem vilket gör att paket av cylindrar (16) kan flyttas fram och tillbaka i vindtunneln. Som mest kan tre paket, med 25 cylindrar i varje, placeras i mätsträckan. Cylindrarna är tillverkade i svart hårdplast (polyoximetylen) som svarvats till rätt dimensioner. Figur 16 visar tre paket av cylindrar monterade i tunneln.



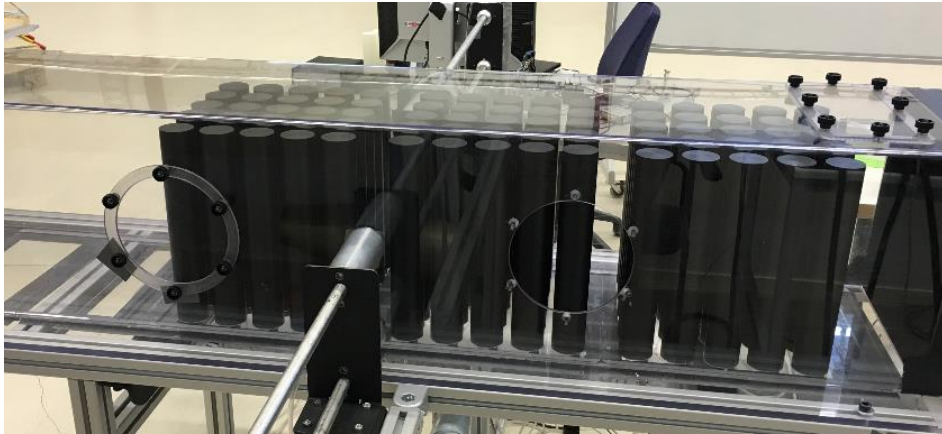
Figur 13 Schematisk översikt på testriggen. (1) frekvensstyrd radialfläkt för huvudkanal, (2) strypfläns för flödesmätning i huvudkanal, (3) mätsträcka i plexiglas, (4) inloppskontraktion med finmaskigt nät, (8) rör till kyl luftsinblås, (9) större rör för matning av kyl luft, (10) frekvensstyrd högtrycksfläkt för kyl luftsinblås, (11) strypfläns för flödesmätning av kyl luft, (12) vätskekopplat kylbatteri, (13) eldriven kanalvärmare, (16) cylinderpaket.



Figur 14 Översiktbild I på testrigg. (1) frekvensstyrd radialfläkt för huvudkanal, (2) strypfläns för flödesmätning i huvudkanal, (3) mätsträcka i plexiglas, (4) inloppscontraktion med finmaskigt nät, (5) motoriserad travers och slits för mätningar av inloppsprofil, (6) tryckuttag i tunnelns botten, (7) luckor för åtkomst till tunneln. Temperaturreglering till kylloftsinsblåsen ej monterat på bilden.

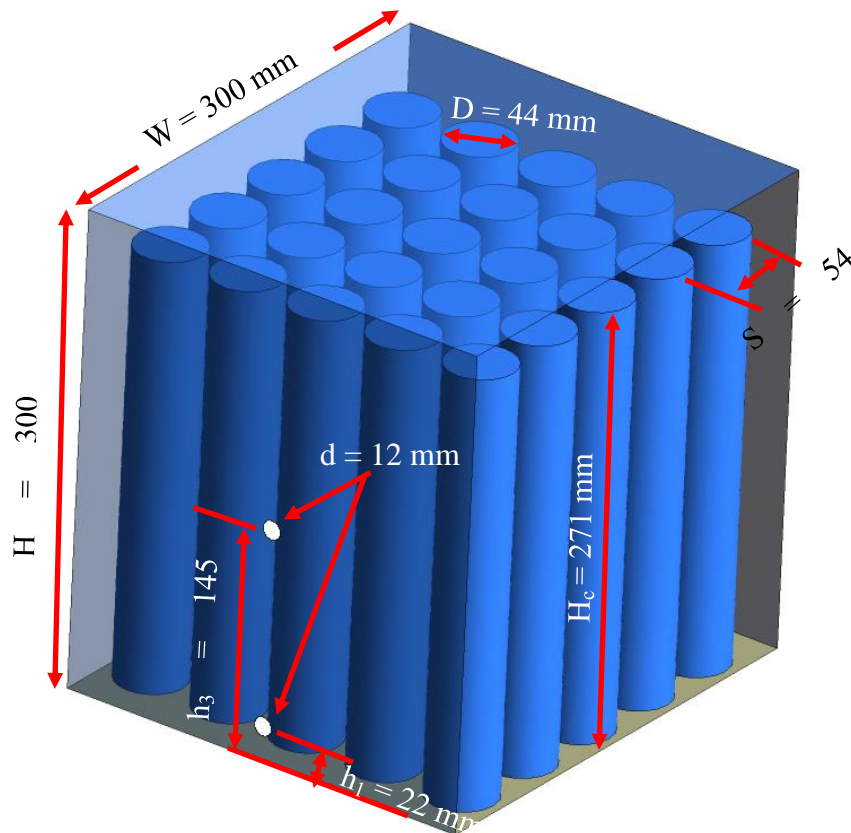


Figur 15 Översiktbild II på vindtunneln. (8) rör till kylloftsinsblås, (9) större rör för matning av kylloft, (10) frekvensstyrd högtrycksfläkt för kylloftsinsblås, (11) strypfläns för flödesmätning av kylloft, (12) vätskekopplat kylbatteri, (13) eldriven kanalvärmare, (14) tryckuttag vid inlopp till kylloftsroren, (15) tryckuttag innan kylloftsinsblåsen.



Figur 16 Tre paket med 25 cylindrar i varje monterat i vindtunneln.

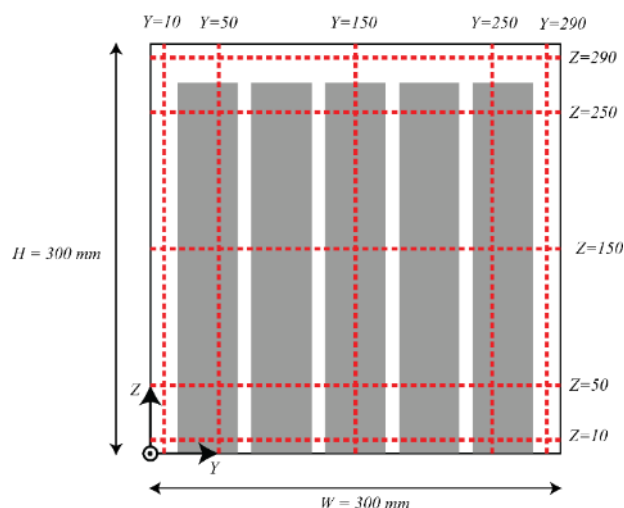
I Figur 17 redovisas mått på vindtunnelns tvärsnitt, ett paket av cylindrar och placeringen av kylflötsinblåsen. Notera att ytterligare två kylflötsinblås med placering  $h_2 = 83$  mm och  $h_4 = 206$  mm (ovan tunnelgolvet) finns placerade på tunnelväggen mitt emot de synliga inblåsen i figuren. Testtriggen har en geometri som är betydligt mindre tunnelugnen. Den mindre geometrin i testtriggen kan till viss del kompenseras med hjälp av högre hastigheter men Reynoldstalet kommer ändå att vara en faktor 5 lägre i testtriggen än i tunnelugnen. Möjligheten att göra tillförlitliga mätningar över värmeövergångstal och använda flera cylinderpaket bedöms viktigare än denna nackdel. Effekter av uppskalning undersöks genom numeriska simuleringar och med hjälp av mätningar i den fullskaliga prototypanläggningen.



Figur 17 Geometri hos ett cylinderpaket placerat i vindtunneln. OBS: ej synligt i bild är kylflötsinblåsen på väggen mitt emot synliga inblås (vita). Höjden på ej synliga inblås är  $h_2 = 83$  mm och  $h_4 = 206$  mm från tunnelgolvet.

### 2.3.2.2 Mätningar av hastighet med varmtrådsanemometer (HWA)

Inloppsprofiler för hastighet och turbulens är viktiga indata till CFD-simuleringarna. Mätningar av hastighet och turbulensintensitet skett längs både horisontella och vertikala linjer direkt nedströms vindtunnelns huvudinlopp. Totalt har mätningar skett i 10 linjer med drygt 30 mätpunkter längs varje linje, där avståndet mellan mätpunkterna är tätare närmast väggarna för att fånga upp hastighetsgradienter. Figur 18 visar placeringen av de olika mätlinjerna i vindtunnelns tvärsnitt.



Figur 18 Placering av mätningar av hastighet och turbulensintensitet vid vindtunnelns inlopp. Gråa rektanglar representerar positionen hos cylindrar när dessa monteras in (längre nedströms) i vindtunneln.

Mätningar utfördes vid tre olika volymflöden, vilka motsvarar en snitthastighet (bulk hastighet) i tunneln på 0.75, 1.5 och 7.5 m/s. Varmtrådsmätningarna utfördes med en 5  $\mu$ m tjock platinabelagd volframsensor och ett Dantec 56C01 anemometersystem. Varmtrådssensorn kalibrerades för hastigheter i mätområdet och datan kurvanpassades mot ett fjärdegradspolynom. Kalibreringen utfördes vid två olika temperaturer vilket medger temperaturkompensering av mätdatan. Under mätningarna mättes lufttemperaturen med hjälp av en liten termistor placerad nära anemometerens mätsensor. Placeringen av varmtrådssensorn gjordes med hjälp ett motoriserat traverseringssystem från Dantec. Noggrannhet för temperaturmätningar är  $\pm 0,2^{\circ}\text{C}$  och mät noggrannheten för hastighetsmätningar uppskattas till  $\pm 5\%$ .

Varmtrådsmätningar har även utförts vid utloppen från rören tillhörande kylflödesinblåsen. Även detta utgör viktig indata till CFD-simuleringar. Mätningarna har utförts i både vertikala och horisontella centrumlinjen för samtliga fyra inblås. Varje profil bestod av ca 42 punkter, med en tätare placering kring jetstrålens gränsskikt för att fånga upp hastighetsgradienter på ett korrekt sätt. Samma mätsystem som för huvudinloppet har använts även för dessa mätningar. Varmtrådssensorn placerades så nära inloppen som möjligt utan att riskera att skada sensorn. Detta resulterade i ett avstånd på ca 1 - 2 mm mellan inlopp och varmtrådssensor. Luftflödet till inblåsen reglerades så att det motsvarade en genomsnittlig hastighet i rören ( $U_{jet}$ ) på 40 m/s.

### 2.3.2.3 Mätningar av värmeövergångstal

Mätningar av värmeövergångstal skedde med hjälp av en uppvärmd metallcylinder. Placeringen av den uppvärmda cylindern kunde varieras i cylinderpaketet vilket möjliggjorde mätningar av värmeövergångstal i olika cylinderpositioner i paketet.

En första version av mätcylinder tillverkades i aluminium. Denna cylinder användes för funktionstester av vindtunneln, framtagning av ett preliminärt dataset och för mätningar med flera cylinderpaket. Samtliga funktionstester och mätresultat utförda med aluminiumcylindern finns presenterade i [3].

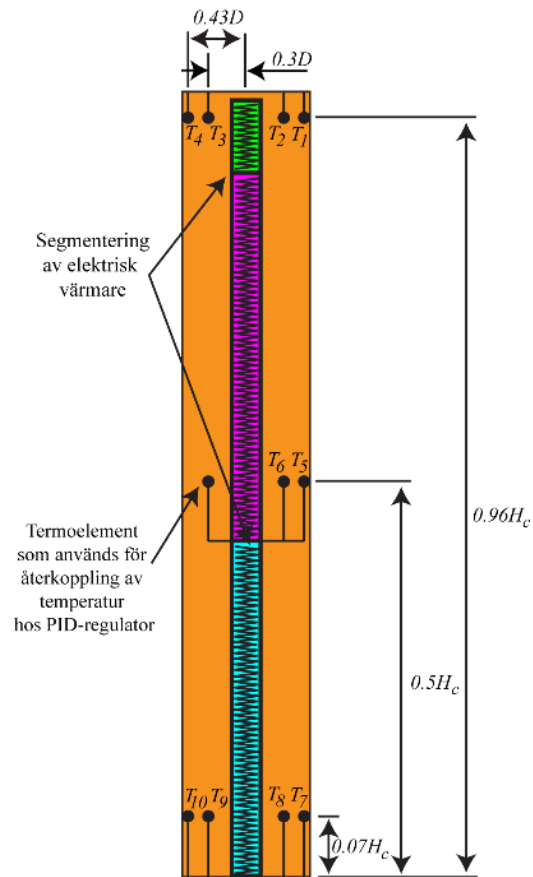
Utfallet från dessa mätningar ledde till konstruktionen av en andra version av mätcylinder. Denna cylinder tillverkade i koppar och hade ett mer avancerat reglersystem för uppvärmning. Denna cylinder används för att ta fram det slutgiltiga dataset som används för validering av numeriska modeller. Resultaten från dessa mätningar har publicerats i [4].

Figur 19 visar en skiss på kopparcylindern i genomskärning. Under mätningar värmdes kopparcylindern upp till 70 °C med hjälp av en elektrisk värmare placerad längs centrumaxeln inuti cylindern. Den totala elektriska effekten till värmaren styrdes med en PID-regulator som använder ett termoelement placerat inuti cylindern som variabel för återkoppling (se Figur 19). I Figur 20 återfinns bilder på kopparcylindern monterad i cylinderpaketet.

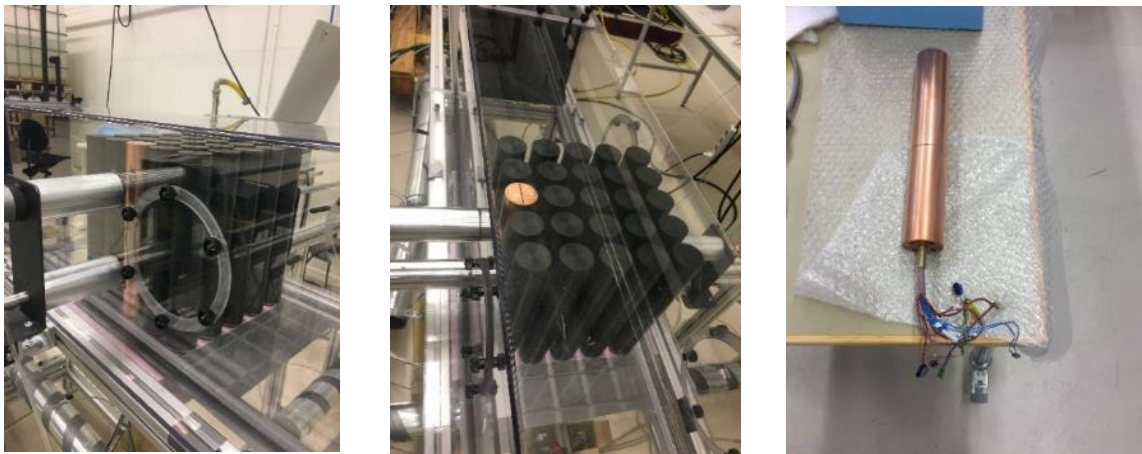
Då koppar har hög värmeledningsförmåga har cylindern små temperaturgradienter i den radiella riktningen. Dock kan något större temperaturgradienter utvecklas i axiell led på grund av den längre sträckan i denna riktning och det faktum att värme även avges från cylinderns toppyta. För att minska temperaturgradienter i den axiella riktning segmenterades den elektriska värmaren i tre delar, vilket gjorde det möjligt att styra fördelningen av värmeeffekt i cylinderns axiella riktning.

I kopparcylindern finns 10 termoelement ( $T_1, \dots, T_{10}$ ) placerade, utöver det termoelement som används för temperaturturregleringen. Dessa 10 termoelement används för att uppskatta kopparcylinders medeltemperatur. Termoelementens placering återfinns i Figur 19. Efter kalibrering har termoelementen en mät noggrannhet på ca  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ . På grund av kopparcylinderns höga värmeledningsförmåga och den segmenterade värmaren kan temperaturen hos alla samtliga 10 termoelement hållas inom  $70 \pm 0.5^\circ\text{C}$  under mätningar.

En National Instruments NI-9214 termoelementmodul användes för datainsamling från termoelement placerade i kopparcylindern. Utöver cylindertemperaturerna fanns termoelement också placerade vid huvudtunnelns inlopp ( $T_{tunnel}$ ) och kylluftsinblåsen ( $T_{jet}$ ), för att representera temperaturen hos inkommande luft till testriggen. Termoelementmodulens (NI-9214) mät noggrannhet var ca  $\pm 0,37^\circ\text{C}$  under förhållandena i mätningarna. Spänningsfallet över var och en av de tre värmarsegmenten loggades med hjälp av en National Instrument NI-9207 logger. En National Instrument Compact DAQ i kombination med ett LabVIEW-program användes sedan för att styra mätsystem och logga mätdata .



Figur 19 Genomsnitt av kopparcynder för mätningar av värmeövergångstal.



Figur 20 Kopparcynder för mätningar av värmeövergångstal

Mätningar startade först efter att cylindertemperaturer, lufttemperaturer, elvärmeeffekter och luftflöden varit stabila i flera minuter. När detta skett startades mätningarna, under vilka samtliga temperaturer och spänningssignaler loggades med 1 Hz under 10 minuter. I den efterföljande databehandlingen, vilken genomfördes med ett automatiserat Matlab-script, beräknades ett genomsnittligt konvektivt värmeövergångstal enligt den beräkningsprocedur som presenteras i Figur 21.

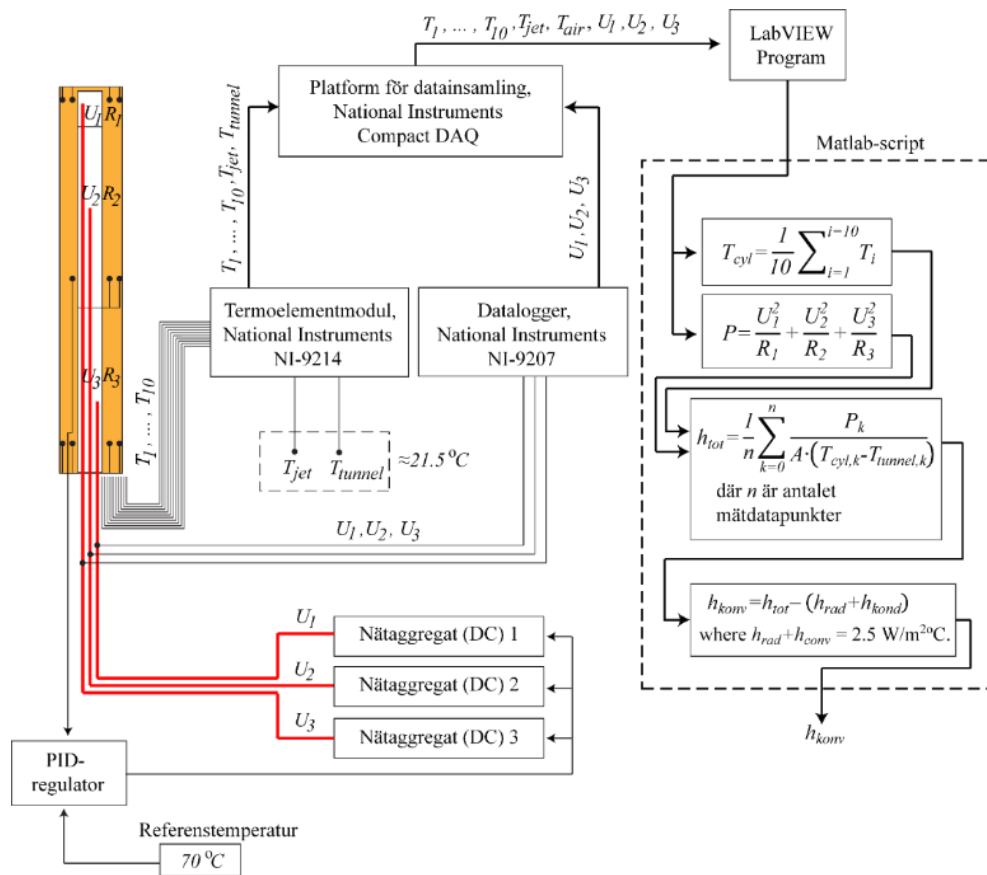
Eleffekt till värmaren ( $P$ ) beräknades genom att mäta spänningsfallet över Ni-Cu-tråden i värmarsektionerna ( $U_1, U_2, U_3$ ) och information om den elektriska resistansen hos de tre värmarsektionerna ( $R_1, R_2, R_3$ ), som uppmätts före mätningarna av värmeövergångstal. Medelvärde på kopparcylinderns temperatur ( $T_{cyl}$ ) uppskattades som den genomsnittliga temperaturen hos termoelementen placerade inuti cylindern ( $T_1, \dots, T_{10}$ ). Luftens inkommande temperatur baserades på termoelementet placerat vid vindtunnelns ( $T_{tunnel}$ ) huvudinlopp. Kylluftens inkommande temperatur ( $T_{jet}$ ) övervakades kontinuerligt under mätningar för att säkerställa att den inte avviker från temperaturen hos korsflödet längs med tunneln. Temperaturen på inkommande luft, både via kyluftsinblåsen och genom vindtunnelns huvudintag kunde hållas konstant inom  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  under mätningar.

Enligt den beräkningsprocedur som illustreras i Figur 21 beräknades först det totala genomsnittliga värmeövergångstalet ( $h_{tot}$ ). Som area ( $A$ ) användes den totala ytan av cylindern som utsätts för luftflödet, det vill säga cylinderns mantelarea och toppyta. Det totala värmeövergångstalet från mätningar kommer emellertid även att inkludera bidrag från strålning och värmeförluster genom ledning till vindtunnelgolvet och kablagen till cylindern. För att minimera strålningsbidraget polerades kopparcylindern med jämna mellanrum så att ytan hölls fri från oxidation. Emissiviteten hos kopparcylindern uppmättes till ca 0.08 genom att värma upp kopparcylindern till en känd temperatur ( $70^\circ\text{C}$ ) och filma cylindern med en Flir 6580SC IR-kamera. Under mätförhållandena i testriggen motsvarar detta ett radiativt värmeövergångstal ( $h_{rad}$ ) på cirka  $0.6 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

För att minska värmeläcket från cylinderns undersida placerades cylindern på en packning av kork, vilket skapar en luftspalt under cylinderns botten. Utöver detta monteras under mätningar ett större block cellplast under plexiglasskivan (vindhunnelgolvet). Andelen återstående värmeledning uppskattades sedan genom att placera ett stort isoleringsblock runt kopparcylindern och mäta eleffekten som krävs för att hålla kopparcylindern vid  $70^\circ\text{C}$  när den placerats i isoleringsblocket. Detta motsvarade ett värmeövergångstal på grund av ledning ( $h_{kond}$ ) på ungefär  $1.9 \text{ W/m}^2\text{C}$ .

Såsom illustreras i Figur 21 subtraherades bidrag från strålning och ledning från det totala värmeövergångstalet ( $h_{tot}$ ), vilket resulterade i ett konvektivt värmeövergångstal ( $h_{konv}$ ). Bidragen från strålning och ledning är relativt små jämfört med den konvektiva delen. Tillsammans representerar de endast mellan 1 och 8% av det totala värmeöverstalet. Den totala mätnoggrannheten för mätningar av värmeövergångstal har beräknats till ca 5%. Den största enskilda faktorn är osäkerheten i lufttemperaturen. Reproducerbarhet, som ibland används som ett mått på mätnoggrannhet, var vanligtvis i storleksordningen 2 - 3%.





Figur 21 Mätssystem och databehandling vid mätningar över värmeövergångstal.

Den första versionen av mätcylinder har en likande uppbyggnad som ovan men en något enklare konstruktion. Skillnaderna i konstruktion är följande:

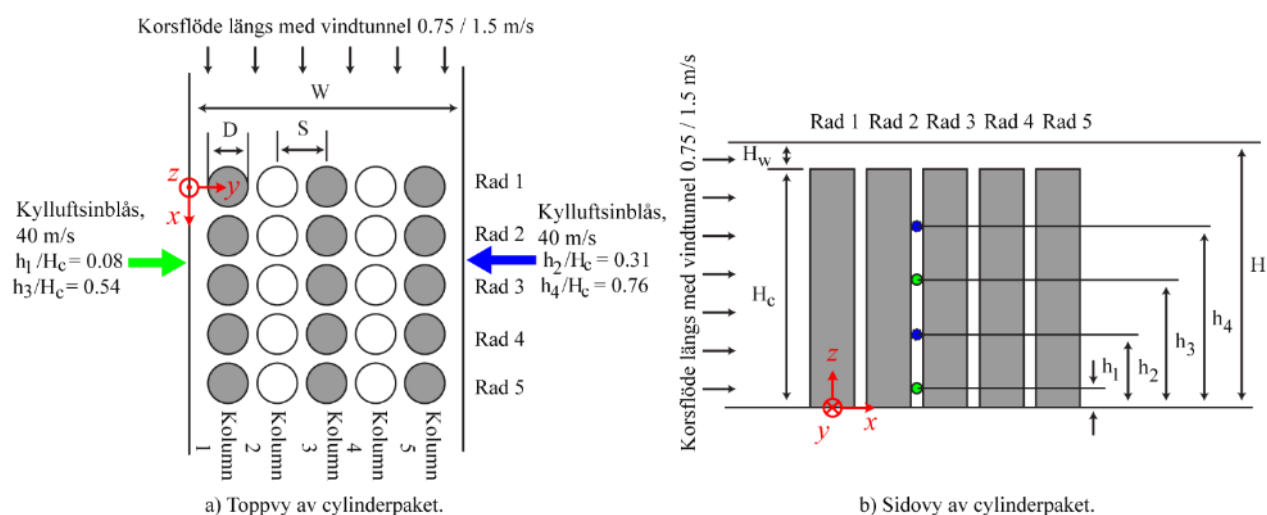
- Materialet är aluminium istället för koppar.
- Den elektriska värmaren är inte segmenterad utan har bara en del.
- Den elektriska värmaren går inte lika nära cylinderns toppyta som i kopparcylindern
- Antalet termoelement för mätning av cylindertemperatur är endast 5 i aluminiumcylindern.
- Aluminiumcylindern är inte polerad utan täckt av en tunn tejp med känd emissivitet.

De huvudsakliga bristen med den första aluminiumcylindern var att mindre temperaturgradienter kunde observeras under mätningar, vilket ökade osäkerheten rörande cylinderns genomsnittstemperatur. Dess fördel var dock att värmetrögheten hos aluminiumcylindern var betydligt lägre än hos kopparcylindern, vilket dels minskade tiden som krävdes till dess att temperaturer och värmeeffekt stabiliserats, samt möjliggjorde mätningar av avsvälningstider vilket var mycket tidskrävande med kopparcylindern. På så sätt kompletterade de två cylindrarna varandra. Dock bör det påpekas att båda cylindrarna gav liknande resultat vad gäller värmeövergångstal. Den första mätserien med aluminiumcylindern presenteras endast kortfattat i resultatdelen för fall där mätningar inte upprepats med kopparcylindern.

Mätningar över värmeövergångstal har genomförts vid två olika hastigheter hos korsflödet längs med vindtunneln,  $0.75 \text{ m/s}$  och  $1.5 \text{ m/s}$ . Detta representerar en zon i tunneln

kylsträcka med högt respektive lägre luftflöde längs med tunneln. För dessa två hastigheter hos korsströmningen har tre fall av kylflödesinblås utvärderats. Dessa fall är; inga kylflödesinblås aktiverade, kylflödesinblås riktade mellan andra och tredje cylinderraderna och kylflödesinblås riktade mot cylindrar i cylinderpaketets tredje rad. En beskrivning över koordinatsystem och indexering av cylindrars position i form av rader och kolumner återfinns i Figur 22.

I varje av de ovan beskrivna fallen har mätningar av värmeövergångstal skett i 15 av de 25 positionerna i ett cylinderpaket, vilket resulterat i totalt 60 mätningar. Utöver detta tillkommer mätningar för kylning mellan två cylinderpaket. Mätningarna har skett i de två kolumnerna som ligger närmast tunnelväggarna (kolumn 1 och 5) och för den kolumn av cylindrar som ligger centralt i tunneln (kolumn 3). Cylinderpositioner där mätningar genomförts är markerade i grått i Figur 22. Valet av dessa cylindrar innebär en bra spridning i cylinderpaketets olika delar och möjlighet att utvärdera om kyleffekten fördelas symmetriskt i tunneln. En sammanställning över de sex flödeskonfigurationerna återfinns i Tabell 11 1.



Figur 22 Koordinatsystem och indexering av cylindrar i cylinderpaketet. Grå cylindrar indikerar positioner där mätningar av värmeövergångstal skett.

Tabell 1 Sammanställning av flödeskonfigurationer för mätningar av värmeövergångstal.

Fall	Medelhastighet tunnelinlopp $U_{\text{tunnel}}$ [m/s]	Luftflöde tunnelinlopp $Q_{\text{tunnel}}$ [m <sup>3</sup> /s]	Placering av kylflödesinblås	Medelhastighet kylflödesinblås $U_{\text{jet}}$ [m/s]	Luftflöde kylflödesinblås $Q_{\text{jet}}$ [m <sup>3</sup> /s]
I	0.75	0.0675	Inga kylflödesinblås	-	-
II	1.5	0.135	Inga kylflödesinblås	-	-
III	0.75	0.0675	Inblås mellan rad 2 och 3	40	0.0181
IV	1.5	0.135	Inblås mellan rad 2 och 3	40	0.0181
V	0.75	0.0675	Inblås mot rad 3	40	0.0181
VI	1.5	0.135	Inblås mot rad 3	40	0.0181

#### 2.3.2.4 Mätningar av tryckfall

Med hjälp av tryckuttag i vindtunnelgolvet mättes det statiska tryckfallet över cylinderpaketet. De statiska tryckportarna var belägna längs med tunnelns centrumlinje, strax nedströms tunnelinloppet och i slutet av mätsträckan. Mätningarna genomfördes med en Furness Control PPC500 manometer, vars mätosäkerhet var mindre än 0,2% av det uppmätta tryckfallet. Mätningar av tryckfall över cylinderpaketet har skett vid samtliga sex flödeskonfigurationer som beskrivs i föregående avsnitt (se Tabell 1).

#### 2.3.3 Datorsimuleringar med Computational fluid dynamics (CFD)

Beräkningar och parameterstudier med syfte att identifiera möjliga lösningar för att öka prestandan hos kylsystemet har genomförts med hjälp av numeriska simuleringar utförda med Computational Fluid Dynamic (CFD). Dessa numeriska beräkningar ger kompletta 3-D representationer över exempelvis luft rörelser och temperaturer i paketen av cylindrar. Med numeriska CFD-simuleringar är det dessutom möjligt att göra simuleringar vid de mycket höga temperaturer som råder i kylsträckans början, där mätningar är svåra att genomföra.

CFD-simuleringar kan i korta drag sägas numeriskt lösa balansekvationer för massa, momentum och energi i den modellerade volymen genom att dela in volymen i ett stort antal små subvolym (celler). Inom detta projekt har den kommersiella programvaran ANSYS Fluent™ 18.0 använts för CFD-simuleringarna.

Numeriska simuleringar över kylning av varma kroppar med hjälp av impinging jets, liknande situationen hos Höganäs AB, ställer mycket höga krav på resurser i form av beräkningskapacitet. Detta eftersom det förekommer stora variationer i både hastighet och temperatur, vilket ställer höga krav på upplösningen (meshen) i form av antalet celler hos beräkningarna. Geometrin där varje enskild vagn innehåller 25 cylindrar ökar kraven på beräkningskapacitet ytterligare.

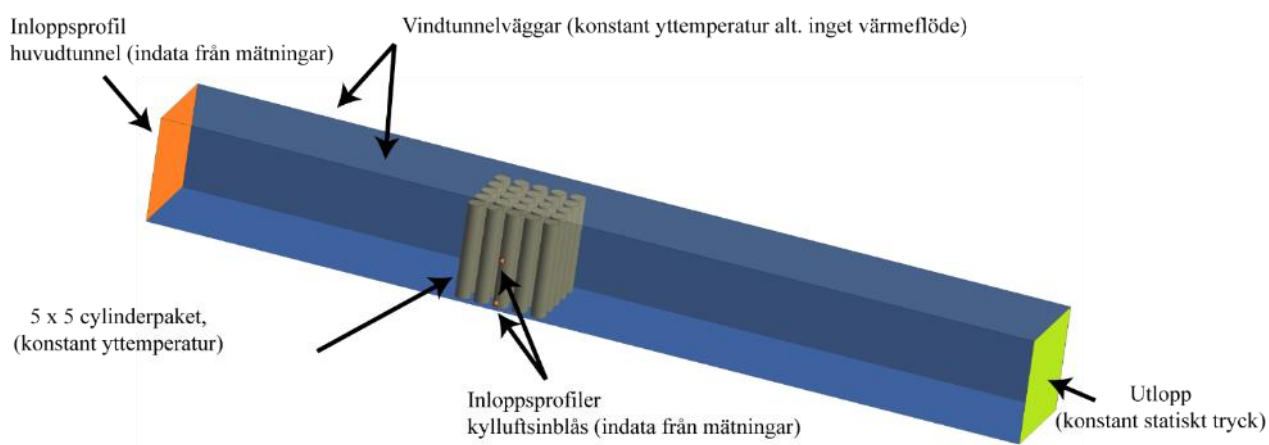
Inom detta projekt har omfattande CFD-beräkningar möjliggjorts genom ett samarbete med Nationellt Superdatorcentrum (NSC) vid Linköpings universitet. Trots detta har vissa förenklingar gjorts för att möjliggöra ett större antal CFD-simuleringar i parameterstudien inom ramen för detta projekt. Dessa består främst av följande två förenklingar:

- Normalt sett modelleras endast en vagn (25 cylindrar). I vissa fall har detta utökats till att inkludera ytterligare en rad av cylindrar upp- och nedströms den aktuella vagnen.
- Endast stationära CFD-simuleringar som ej är tidsberoende genomförs. Det innebär att yttemperaturen hos kapslarna hålls konstant och värmeövergångstalet från kapslarna representerar effektivitetsmättet hos kylningen. Avsvalningen hos kapslarna tar flera timmar och en samtidig simulering av värmeledning inuit kapslarna och luft rörelser kring dessa bedöms vara extremt resurskrävande vad gäller beräkningskapacitet.

### 2.3.3.1 Modellbeskrivning

CFD-simuleringarna har utförts vid olika geometriskalor (fullskaletester och nedskalade modeller) och vid olika temperaturer. Modelluppbyggnaden och principerna för modelleringen är dock likartade. Geometrin i de numeriska modellerna är i det närmaste identisk med testanläggningarna, det vill säga vindtunnlarna eller prototypanläggningen hos Höganäs AB. Samtliga testanläggningar har ett rektangulärt tvärsnitt, vilket också de numeriska simuleringarna har. En generell översiktbild över en typisk numerisk modell och dess randvillkor återfinns i Figur 23.

Vindtunnelns huvudinlopp liksom inloppen från kyluftsinblåsen modelleras med profiler över medelhastighet och turbulens baserade på mätningar. Samtliga väggar och cylinderytor modelleras med så kallade no-slipvillkor och en ansatt yttemperatur. I vissa simuleringar har även adiabatiska randvillkor använts för tunnelväggarna, vilka då får en varierande temperatur som överensstämmer med omgivande lufttemperatur. Utloppet modelleras med ett konstant statiskt tryck. Luften har modellerats som en inkompressibel gas med varierande densitet på grund av temperaturskillnaderna. Genom att inkludera påverkan från gravitation tas även hänsyn till termiska stigningskrafter i modelleringen.



Figur 23 Översiktbild på numerisk modell och randvillkor.

### 2.3.3.2 Turbulensmodeller

Val av turbulensmodell är av yttersta vikt för att erhålla tillförlitliga numeriska resultat. Vid val av turbulensmodell är tillgången till tillförlitlig experimentell data nödvändigt för en korrekt utvärdering. Inom detta delprojekt har tre turbulensmodeller med principiellt sett olika uppbyggnad studerats i detalj. Dessa tre modeller är  $k-\epsilon$  standard,  $k-\omega$  SST och RSM- $\omega$ . Dessa tre modeller har olika egenskaper och olika grad av komplexitet.

$k-\epsilon$  standard är den enklaste modellen, känd för sin stabilitet men också för att ha flertalet tillkortakommanden, bland annat vad gäller värmeöverföring i vissa situationer. Denna modell är en av de allra mest spridda och har använts inom en rad olika industriella tillämpningsområden. RSM- $\omega$  är den mest komplexa modellen av de tre, med en betydligt mer sofistikerad beskrivning av turbulens än övriga två modeller. Denna kategori av modell är dock känd för att vara numeriskt instabil och kräver mer datorresurser än övriga modeller. I många fall presterar modellen också bättre än t.ex.  $k-\epsilon$  standard. Ibland är dock

prestandaförbättringen liten eller obefintlig, vilket gör att den ökade komplexiteten och numeriska instabiliteten inte alltid kan motiveras med bättre modellprestanda.

$k-\omega$  SST är ett mellanting mellan ovanstående. Genom ett antal modifikationer syftar modellen till att komma tillrätta med viss kända brister i  $k-\epsilon$  standard, särskilt vad gäller hanteringen av väggnära flöden. Samtidigt är  $k-\omega$  SST inte lika komplex och numeriskt instabil som RSM- $\omega$ . Denna modell har visat sig prestera bra i många situationer där  $k-\epsilon$  standard misslyckas. Bedömningen är att dessa tre modeller med principiellt olika formuleringar kan visa på möjligheterna med numeriska simuleringar vid den kombination av geometri och luftflöden som förekommer i projektet. Olika varianter på dessa tre modeller och snarlika modeller har också utvärderats inom projektet men dessa resultat ligger i linje med vad som kan åstadkommas med ovanstående tre modeller och diskuteras därför inte vidare i rapporten. För mer detaljerad information om dessa tre turbulensmodeller hänvisas läsaren till följande tre publikationer, där modellerna lanserats:  $k-\epsilon$  standard [5],  $k-\omega$  SST [6] och RSM- $\omega$  [7].

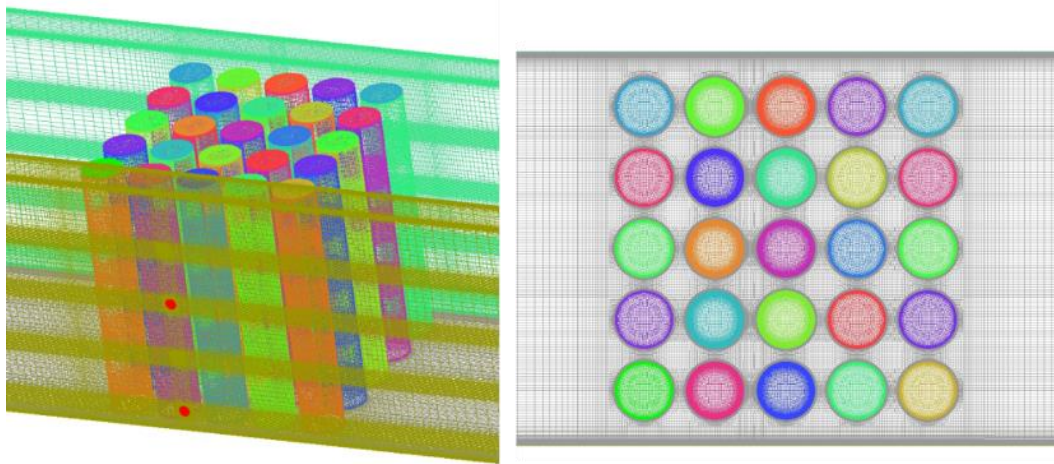
### 2.3.3.3 Numeriska aspekter och mesh

Vid numeriska simuleringar är val av lösningsteknik och konvergenskriterier viktiga för att nå korrekta och tillförlitliga simuleringsresultat. Inledande simuleringar och jämförelser med experimentella mätdata ledde fram de numeriska inställningar och konvergenskriterier som redovisas i Tabell 2 nedan.

Tabell 2 Sammanställning av numeriska modellparametrar och konvergenskriterier för CFD-simuleringar.

Gravitation	Ja ( $z$ -led)
Tidsupplösning	Steady state, RANS
Lösningsalgoritm, tryck-hastighetskoppling	SIMPLE
Konvergenskriterium, residualer energi	$< 10^{-6}$
Konvergenskriterium, residualer övriga variabler	$< 10^{-3}$
Diskretisering, konvektionsterm	2nd order upwind
Diskretisering, viskösa termer	2nd order central differencing

Utöver dessa numeriska parametrar är val och layout av mesh, det vill säga indelningen av beräkningsvolymen i mindre celler, mycket viktigt för att nå korrekta simuleringsresultat. Inom detta projekt används en strukturerad mesh med hexagonala celler som skapats med hjälp av mjukvaran ANSYS ICEM 18.0. En strukturerad meshutformning uppfyller höga kvar på meshkvalitet samtidigt som den möjliggör en effektiv utformning hos meshen genom gradvisa förfiningar nära väggar och inloppen för kylflödesinblåsen, där behoven av en tät mesh är större. En översikt över typisk utformning hos meshen återfinns i Figur 24.



Figur 24 Översikt av mesh kring ett cylinderpaket.

Behovet av meshupplösning har undersökts genom en studie där meshupplösningen gradvis förfinats. Resultaten visade att för ett cylinderpaket och fyra kylflödesinblås krävs ca 12 miljoner celler (subvolym) för att erhålla simuleringsresultat som inte uppvisar ett signifikant beroende av meshutformningen. En ytterligare dubblering av antalet celler förändrade endast simuleringsresultaten med någon enstaka procent. Ett ökat antal cylindrar eller ett ökat antal kylflödesinblås kräver ett större antal celler, vid vissa simuleringar upp mot ca 25 miljoner celler.

#### 2.3.3.4 Validering av numeriska modeller

Jämförelse med experimentella data är centralt för att säkerställa validiteten hos numeriska modeller. Inom detta projekt har validering skett mot data som erhållits i de två olika vindtunnlarna i vilka mätningar utförts. Då det tidigt stod klart att mätningar av hastighetsfält i den befintliga vindtunneln var svåra att reproducera har merparten av valideringen skett jämfört med mätdata som erhållits i den specialtillverkade vindtunneln. Valideringen har skett i den skala och vid de temperaturer som råder i testriggen. Effekter av uppskalning och högre temperaturer har undersökts genom numeriska simuleringar vid olika förhållanden.

Fokus för en omfattande validering av numeriska modeller har varit att kunna prediktera spridningen av kylflöde och effekter på värmeövergångstal när jetstrålarnas luftflöde sprids in mellan cylindrar. Detta innebär att fallen utan kylflödesinblås, samt med kylflödesinblås riktade mellan cylinderrader (se fallbeskrivning i sektion 0) är de situationer som studerats i detalj. Situationen med kylflödesinblås riktade mot cylindrar har också undersökts översiktligt för att bekräfta att de numeriska modellerna kan hantera även denna situation.

#### 2.3.3.5 Parameterstudie

I syfte att optimera utformningen hos kylflödesinblåsen har omfattande CFD-simuleringar av ett stort antal konfigurationer hos kylflödesinblåsen genomförts. Fokus har legat på att förbättra prestandan när kylflödesinblåsen är riktade in mellan olika cylinderrader. Detta då kylning av centralt placerade kapslar anses vara den kritiska punkten för att åstadkomma

en effektivare kylning med kortare kylsträcka och mätningar visar att denna placering har störst potential att nå höga värmeövergångstal för centrala cylindrar.

Aspekter som undersökts i parameterstudien är följande:

- Inblåsens diameter
- Inblåsens inloppshastighet
- Antalet inblås
- Inblåsens placering i tunnelns längsriktning
- Inblåsens placering i höjddled
- Inverkan av styrhinder ovan kapslar
- Inverkan av styrhinder utmed tunnelväggarna
- Kylning med luftspalter
- Kylning mellan vagnar eller mellan rader inne på cylinderpaketet

Det är ett stort antal simuleringar som utförts inom ramen för detta projekt. Resultatdelen innehåller därför ett urval av de mest betydelsefulla aspekterna som identifierats under parameterstudien. Utifrån parameterstudien valdes ett fåtal fall ut i samråd med Höganäs AB. För dessa fall modifierades den numeriska modellen med de mått och temperaturnivåer som finns i prototypanläggningen hos Höganäs AB. Resultaten från dessa numeriska simuleringar utgjorde sedan underlag för tester i prototypanläggningen.

### **2.3.4 Experimentella mätningar i prototypanläggning hos Höganäs AB**

De numeriska simuleringarna såväl som de experimentella mätningarna innehåller ett antal förenklingar och är utfärda i en idealiserad miljö. För att säkerställa att predikterade förbättringspotentialer kan realiseras i produktionsanläggningen konstruerades en prototypanläggning för fältmätningar hos Höganäs AB. Denna anläggning är placerad i svaltunneln som finns efter den befintliga tunnelugnen. Svaltunnelns funktion är i dagsläget att skärma av vagnarna, som fortfarande är relativt varma, från omgivande lokaler och föra ut den värme som avges. Svampjärnet har en temperatur på ca 200 – 300 C när det når svaltunneln.

#### **2.3.4.1 Ombyggnation av svaltunnel hos Höganäs AB**

I Figur 25 visas inloppet till svaltunneln. Tunneln är i dagsläget öppen nedtill där luft sugas in från omgivande lokal. Ovanpå tunnelns tak finns två utsugsfläktar som blåser ut luft från tunneln över tak. Kåpan till en av fläktarna kan anas ovan tunneltaket i Figur 25. I likhet med tunnelugnen finns större utrymmen kring väggar och tak (se röda rektanglar i Figur 25), vilket innebär att ett by-passflöde kommer att uppstå även i svaltunneln. Geometrin i svaltunneln är likartad den i tunnelugnen med undantag för att svaltunneln har ett plant tak. För att efterlikna tunnelugnen tätades svaltunneln mot härden av keramik som finns mellan vagnchassiet och kapslarna. Detta avskiljer området i den gröna rektangeln från själva tunnelutrymmet (den större röda rektangeln). En av takfläktarna är placerade ovan svaltunnelns centrum och denna fläkt utrustade med frekvensreglering för att kunna styra luftflödet. Den andra av takfläktarna stängdes av. Före mätningarna startade genomfördes korsmätningar i kanalen till utsugsfläkten. Från dessa togs ett samband mellan luftflöde och centrumhastighet i kanalen fram. Genom övervakning av

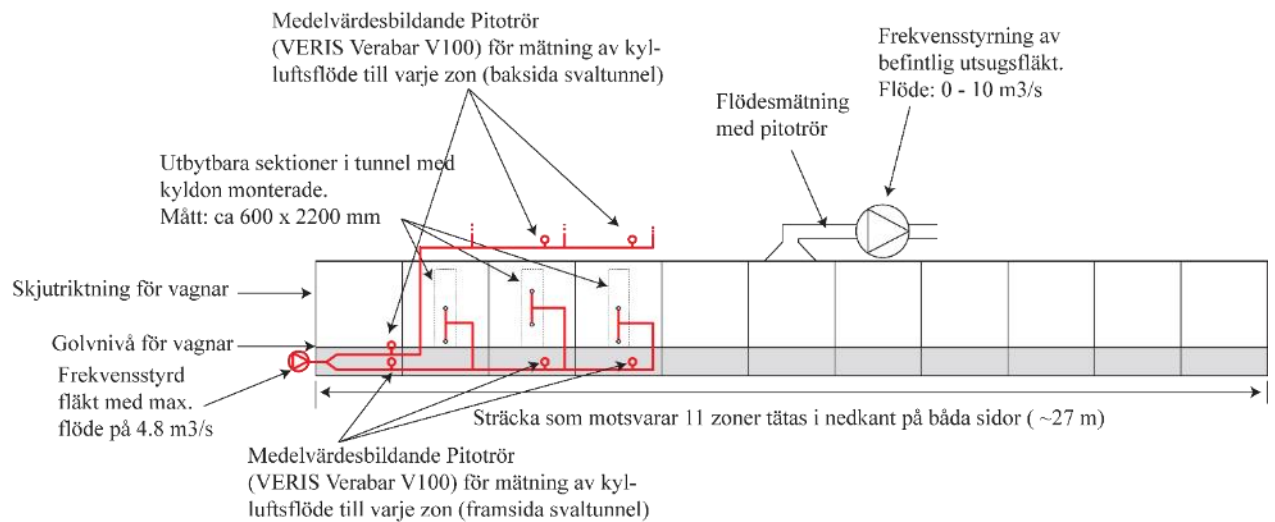
centrumhastigheten under mätningar och frekvensstyrning av utsugsfläkten kunde önskat luftflöde erhållas.



Figur 25 Bild som visar inlopp till svaltunneln, vilken har modifierats för fungera som prototypanläggning.

En del av svaltunneln utrustas med aktiva kylflödesinblås från tunnelns sidor. Den aktiva kylningen motsvarar tre zoner. Figur 26 visar en principskiss av svaltunneln och det kylsystem, med vilket svaltunneln kompletterats. Figur 27 och Figur 28 visar bilder över anläggningen. En fläkt (F.lli Ferrari FG 901 N4) försörjer systemet med kylflöde. Från fläkten går två parallella kanaler vilka försörjer kylflödesinblåsen på var sin sida av svaltunneln (se Figur 27). Till varje zon finns avsticksrör som är utrustade med strypspjäll för injustering av luftflödet (se Figur 28). Mellan varje zon har huvudkanalerna en flödesmätare (VERIS Verabar V100) så att luftflödet till varje sida och zon kan kontrolleras under mätning. Själva dysorna med anslutningar till svaltunneln har en symmetrisk utformning för att luftflödet skall bli likartat genom alla inlopp. Totala flödet av kylflöde regleras genom frekvensstyrning av kylflödesfläkten.

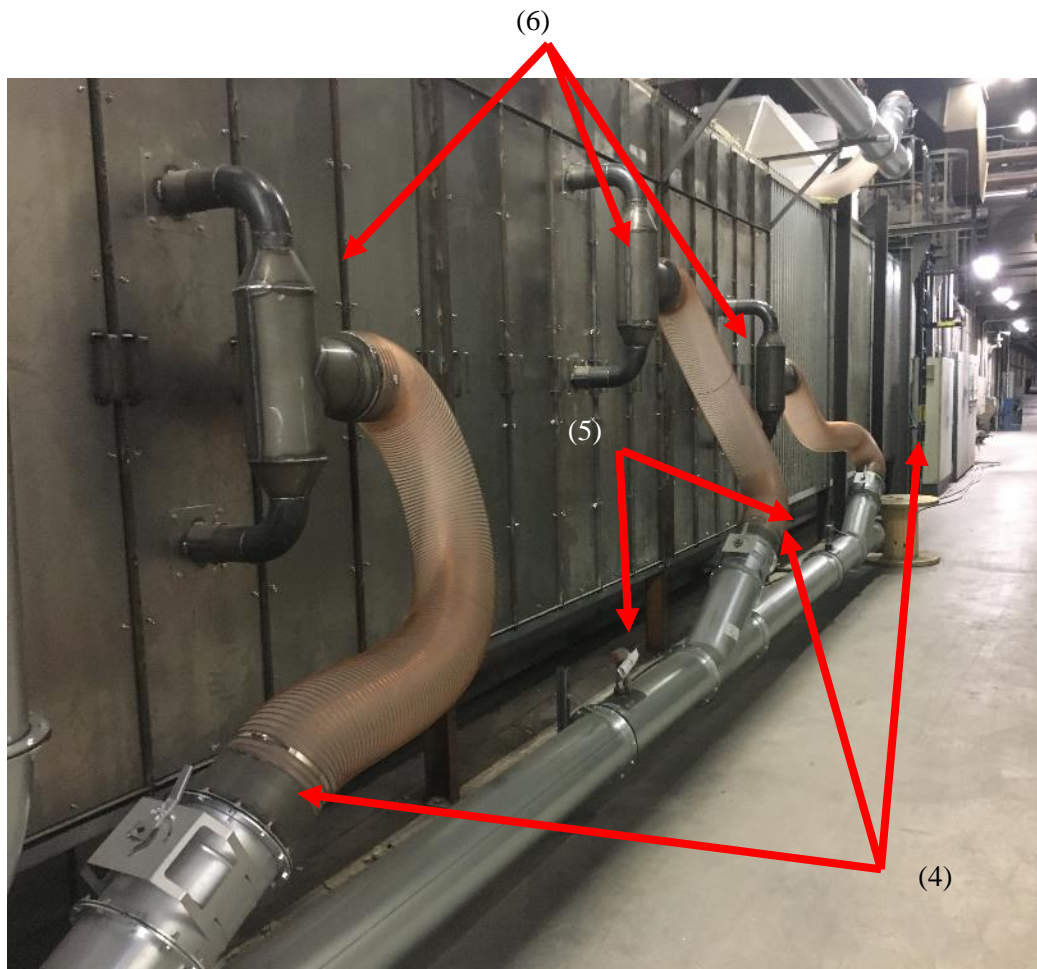




Figur 26 Principskiss för prototypanläggning i svaltunnel.



Figur 27 Bild över prototypanläggningens kylsystem: (1) Fläkt för matning av kylluft, (2) Kanaler till svaltunnels fram och baksida, (3) frekvensreglering av kylfläkten och utsugsfläkten på taket.



Figur 28 Bild över prototypanläggningens kylsystem: (4) avsticksrör med strypspjäll, (5) Flödesmätning mellan varje zon, (3) anslutningar till svalttunneln, symmetriskt utformade.

#### 2.3.4.2 Temperaturmätningar i svalttunnel

Temperaturmätningar genomfördes genom att termoelement som var i kontakt med järnsvampen fördes ner ca 1,5 m i kapslarna innan vagnen matades in i svalttunneln. Efter ca 50 min från det att termoelementen monterats matades vagnen in i första zonen med aktiv kylning. Tiden tills att mätningarna påbörjades hölls konstant under samtliga mätningar. Detta för att ha så lika förhållanden och temperaturfördelningar som möjligt i kapslarna i olika mätningar. Under det efterföljande kylförloppet stod vagnen stilla 25 min i varje zon med aktiv kylning. Efter att den passerat samtliga tre zoner taktades mätvagnen vidare genom svalttunneln. Vid slutet av svalttunneln plockades termoelementen bort från vagnen. Den totala tid som det tar för en vagn att passera genom svalttunneln under mätningar var ca 200 minuter, men den tiden varierade en del på grund av produktionsförhållanden.

Utöver loggningen av temperatur hos termoelementen kontrollerades följande parametrar under mätningarna med jämna mellanrum.

- Temperatur på inkommande kylluft till kylluftsinblåsen
- Frånluftstemperatur vid utsugsfläkten
- Flöden i kylluftskanalen
- Luftflöde (centrumhastighet) i utsugskanalen

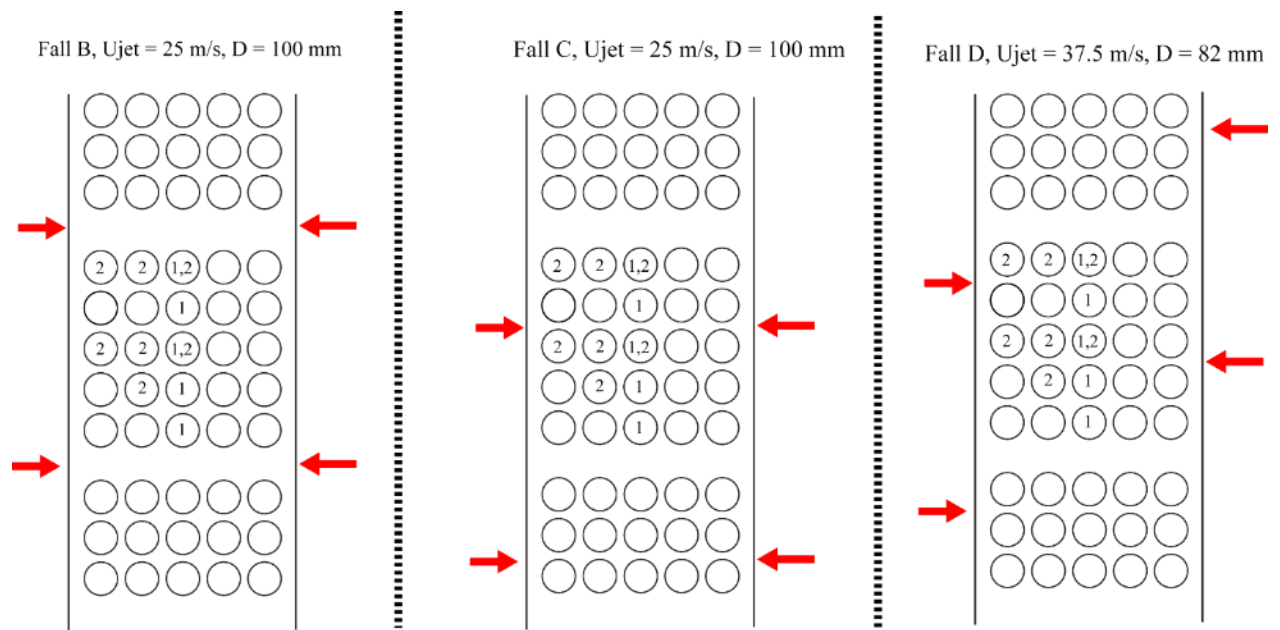
Höljet till termoelementen specialtillverkades av Höganäs AB. För att kunna hantera de temperaturer som förekommer i svalttunneln placerades loggern i en termolåda, speciellt konstruerad för att tåla höga temperaturer. Denna inneslutning, datalogger och termoelement levererades av METiX.

Mätserier genomfördes i två olika varianter, vilka illustreras av Figur 29. De huvudsakliga mätningarna bestod av mätningar hos samtliga cylindrar i kolumn 3, det vill säga vagnarnas centrala kolumn. Några kompletterande mätningar genomfördes sedan för sju cylindrar med en annan placering, vilket framgår av ”alternativ placering av termoelement” i Figur 29.

Totalt fyra olika placeringar och utformningar av kylluftsinblåsen har utvärderas i prototypanläggningen. Dessa är:

- A. Inga kylluftsinblås.
- B. Kylluftsinblås med befintlig utformning riktade i utrymmet mellan vagnar.
- C. Kylluftsinblås med befintlig utformning riktade i utrymmet mellan rad 2 och 3 på vagnen.
- D. Kylluftsinblås med minskad diameter (58 mm) och högre hastighet (37.5 m/s) vars position har förskjutits mellan tunnelsidorna.

I Figur 29 illustreras fall med aktiva kylluftsinblås (B – D). Fall A används för att kvantifiera den grundkylning som finns på grund av korsströmningen längs med tunneln utan kylluftsinblåsen. Fall B är ett referensfall som liknar dagens kylning. Fall C utgör ett fall med en mindre modifikation av kylluftsinblåsens placering, medan i Fall D görs större förändringar av kylluftskonfigurationen.



Figur 29 Testfall i prototypanläggning. Röda pilar markerar position för kylluftsinblås. Siffrorna 1 och 2 markerar positioner för termoelement i ursprunglig respektive alternativ placering av termoelement.

### 2.3.4.3 Analys av mätresultat

Även om experimenten utformats så att förhållandena skall vara så likartade som möjligt mellan olika mätningar förekommer ändå variationer. Främst observerades att järnsvampens temperatur varierar mellan olika vagnar. En direkt jämförelse mellan avsvlningshastigheten i olika mätningar blir därmed missvisande då en vagn med lägre temperatur kommer att svalna långsammare även om värmeövergångstalet är samma. För att komma runt detta användes tidskonstanten för järnsvampens kylkurvor som mått på avsvlningshastigheten. Tidskonstant och avsvlningstid är proportionella mot varandra och en minskning på t.ex. 5% i tidskonstant motsvarar 5% kortare kyltid. Tidskonstanten ( $\tau$ ) är definierad enligt ekv. (1).

$$T(t) = T_{slut} + (T_{start} - T_{slut}) \cdot e^{-t/\tau} \quad (1)$$

där  $T_{start}$  är den initiala temperaturen,  $T_{slut}$  är måltemperaturen,  $T(t)$  är järnsvampens temperatur under kylförloppet.

Innan beräkningar av avsvlningshastighet medelvärdesbildades temperaturen hos kapslarna i tidsperioder om 12.5 min, vilket motsvarar  $\frac{1}{2}$  taktid i svaltunneln för att reducera mätbrus. Tidskonstanter beräknas för måltemperaturer som motsvarar medeltemperaturen uppmätt i frånluftskanalen. Denna temperatur anses vara en bra representant för omgivningstemperaturen i svaltunneln och tar även hänsyn till att denna kan skilja sig lite åt mellan olika mätningar.

## 2.4 Resultat

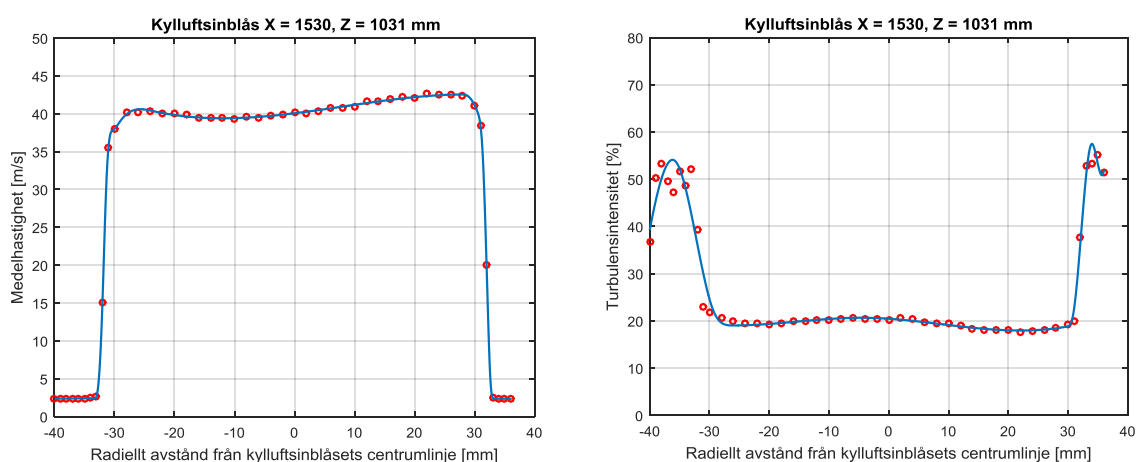
I nedanstående avsnitt presenteras en resultatsammanställning från samtliga projektdelar, vilka beskrivits i föregående kapitel. Då både experimentella och numeriska delar innehåller omfattande mängder mätningar och simuleringar presenteras endast ett urval av de mest betydelsefulla resultaten nedan.

### 2.4.1 Experimentella mätningar i befintlig vindtunnel

Nedan presenteras en sammanfattning av mätningar utförda i befintlig vindtunnel. Dessa utgjorde de första experimentella mätningarna inom forskningsprojektet. Dessa inledande mätningar visade på en del brister och behov av förbättringar inför framtida mätningar. Resultaten från denna delstudie utgör därför främst underlag till konstruktion av en testrigg som är bättre anpassad för rådande förutsättningar.

#### 2.4.1.1 Kylluftsinblåsens inloppsprofiler

I Figur 30 visas mätningar över medelhastighet och turbulensintensitet för inloppet till ett av kylluftsinblåsen. Profilen för medelhastighet uppvisar viss skevhet, vilket var återkommande för samtliga kylluftsinblås. Troligen skapas ojämnheten av att luften äntrar trycklådan från sidan och att rören monterade från inloppet i vindtunneln och in i centrala delen av trycklådan av utrymmesskäl är relativt korta. Om profilerna för medelhastighet integreras för att få en approximation av luftflödet fås en genomsnittlig inloppshastighet som avviker som mest ca 3% från önskat medelvärde (40 m/s). Detta anses vara acceptabelt.

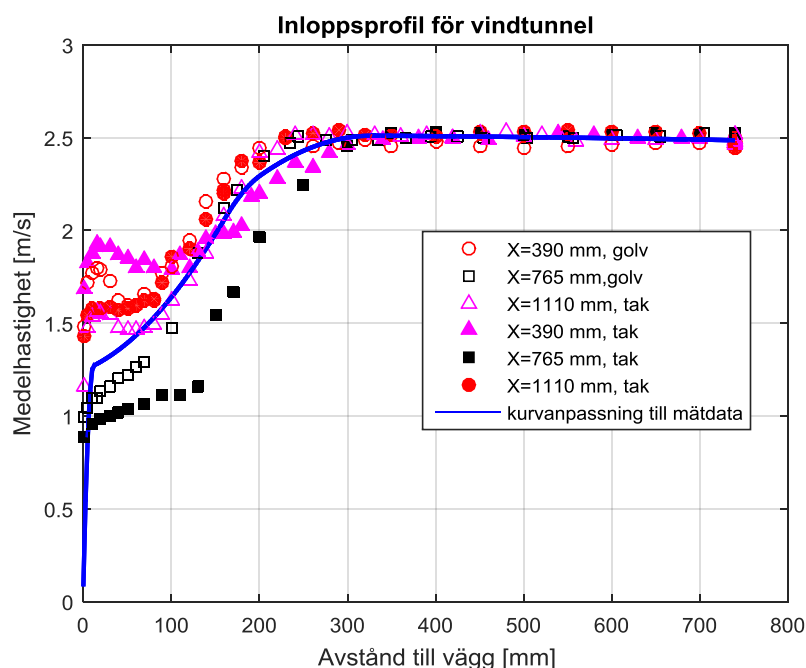


Figur 30 Inloppsprofil för ett av kylluftsinblåsen. Medelhastighet (vänster) och turbulensintensitet (höger).

Turbulensintensiteten är hög med tanke på medelhastigheten. Detta är av större betydelse än de något skeva inloppsprofilerna. I strålens centrum är turbulensintensiteten i storleksordningen 15-25 %, med viss variation mellan kylluftsinblåsen. Den höga turbulensens i jetstrålarna genererar ett mycket turbulent flöde i närheten jetstrålarna, vilket gör tillförlitliga mätningar svårt i dessa regioner (se avsnitt 2.4.1.3). En uppdaterad testanläggning bör därför ha en annan konstruktion av tillförselsystemet för kyl Luft.

### 2.4.1.2 Inloppsprofil för vindtunnel

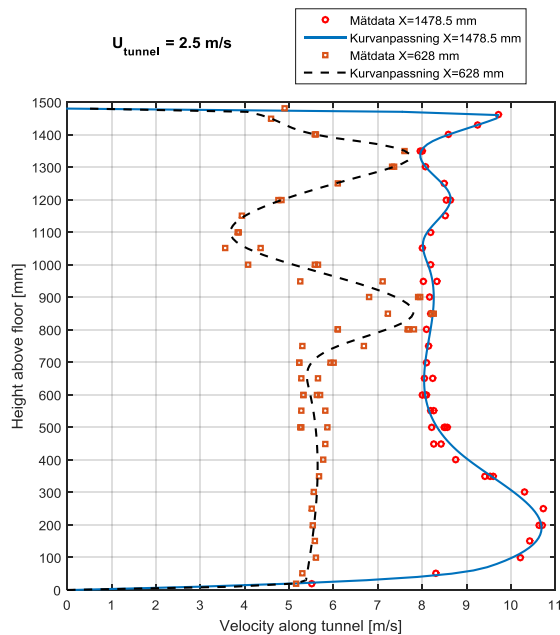
I Figur 31 redovisas medelhastigheten i samtliga mätningar av vindtunnelns inloppsprofil när centrumhastigheten i tunneln hålls på 2.5 m/s. Mätningarna visar tydligt att i vindtunnelns centrum är medelhastigheten relativt konstant, vilket gör att centrumhastigheten är representativ för hastigheten i en stor del av vindtunnelns tvärsnitt. Det är dock också tydligt att gränsskiktet kring golv och tak är relativt tjockt, ca 200 mm vid golv och 300 mm vid taket. Då direkt mätning av totalt luftflöde inte är möjligt behöver luftflödet längs med tunneln baseras på centrumhastigheten. Detta leder till osäkerheter i totalt luftflöde när ovanstående resultat implementeras som randvillkor i CFD-simuleringar. Vid konstruktion av en specialbyggd testrigg är möjlighet att mäta totalt luftflöde direkt ett viktigt område för förbättring.



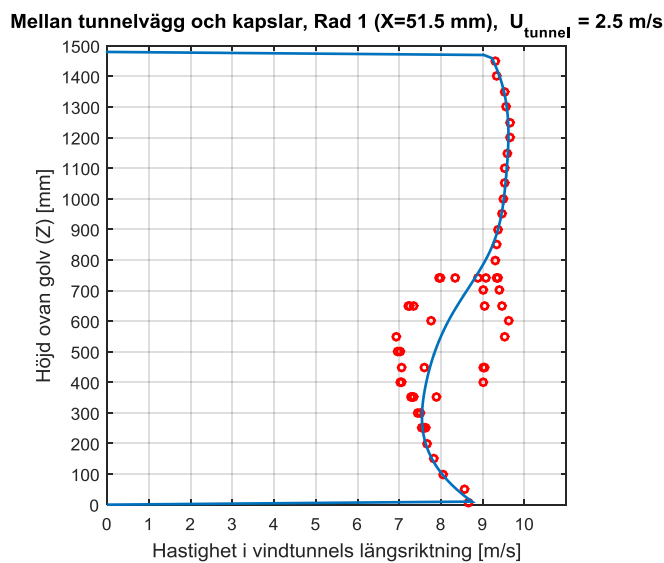
Figur 31. Samtlig mätdata från LDA (2.5 m/s i centrumhastighet) och kurvanpassning till mätdata som funktion av avstånd till tunnelkant (tak eller golv).

### 2.4.1.3 Mätningar av hastighetsprofiler mellan cylindrar

Vid mätningar mellan cylindrar och mellan cylindrar och väggar stod det snabbt klart att hastighetsprofilen inte är stabil utan kan innehålla höga och låga värden i ett komplext mönster. Ett exempel på detta visas i Figur 32 där vertikala hastighetsprofiler vid fjärde raden av cylindrar utan kylflödesinblås presenterats för två olika positioner. I synnerlighet inne mellan cylindrar ( $X = 628$  mm) uppvisar hastighetsprofilen stora variationer i höjddled. Likaså utvisade resultaten att trots att LDA är en beröringsfri mätteknik så inverkar mätprobens närvaro resultaten. Ett exempel på detta återfinns i Figur 33 som visar mätningar mellan yttercylinder och tunnelvägg ( $X = 51.5$  mm) vid första raden av cylindrar (se placering i Figur 12). Beroende på om mätproben placeras under eller över mätpunkten fås en spridning i mätresultaten i regionen  $Z = 300 - 800$  mm.

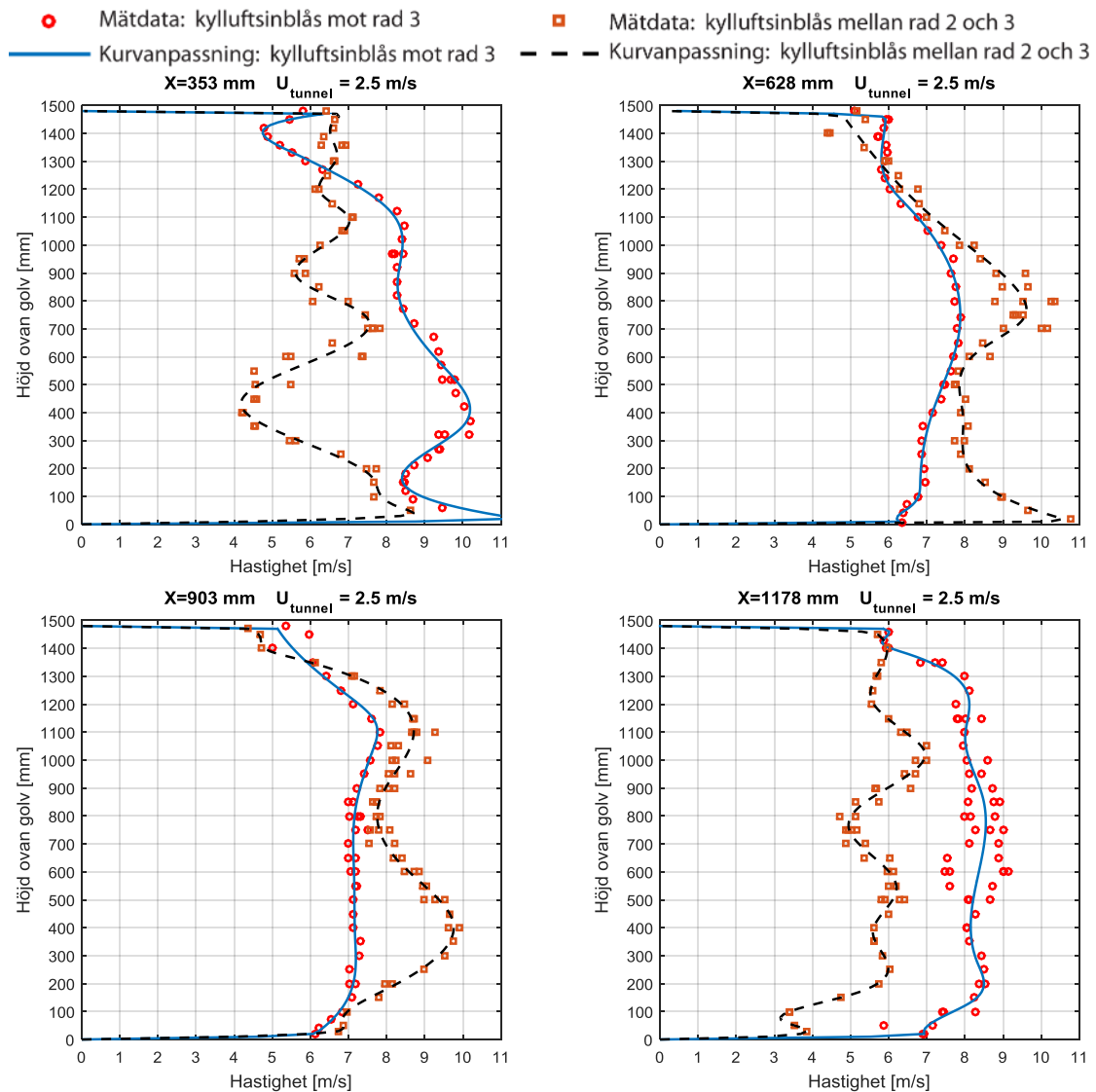


Figur 32 Vertikal hastighetsprofil mellan sidovägg och cylinder ( $X = 1478.5$  mm) och mellan centrala cylindrar ( $X = 628$  mm) vid fjärde cylinderraden, kylflödesinblås avslagna. Vindtunnelhastighet på 2.5 m/s.



Figur 33 Vertikal hastighetsprofil mellan sidovägg och cylinder, vid en vindtunnelhastighet ( $U_{tunnel}$ ) på 2.5 m/s.

Trots ovanstående osäkerheter är det från mätningarna klart att jetstrålarnas placering relativt cylindrarna har stor påverkan på hur kylflödet sprids in mellan olika cylindrar. Detta framgår från Figur 34 där hastighetsprofiler vid fjärde raden av cylindrar, med kylflödesinblås riktade antingen mot cylinderrad 3 eller mellan rad 2 och 3, presenteras.



Figur 34 Vertikal hastighetsprofil mellan olika cylindrar vid fjärde cylinderraden, kyluftsinblås i två olika positioner: mot cylinderrad 3 eller mellan cylinderrad 2 och 3. Vindtunnelhastighet på 2.5 m/s.

Vid de mest centrala positionerna ( $X=628$  mm och  $X=903$  mm) så ökar hastigheten när kyluftsinblåsen riktas in mellan cylindrar. Positionen (höjden) av jetstrålarna syns också tydligt i mätresultaten. Mellan cylindrar närmre väggarna ( $X = 353$  mm och  $X = 1178$  mm) är effekten av kyluftsinblåsens placering motsatt. Hastigheten är lägre när kyluftsinblåsen riktas in mellan cylindrar.

Sammanfattningsvis så har hastighetsmätningar i befintlig vindtunnel visat på att kyluftsinblåsen har en stor påverkan på flödet av kyluft genom tubpaketet och har också förmågan att tränga in till de mest centrala cylindrarna. Dock tycks hastighetsprofilen vara störningskänslig. Detta tillsammans med svårigheter att erhålla tillförlitliga och lämpliga inloppsvillkor visade på behovet av en testrigg mer anpassad för mätning av integrala storheter, så som genomsnittligt värmeövergångstal.



## 2.4.2 Experimentella mätningar i specialanpassad vindtunnel

Nedan presenteras huvudsakliga resultat från experimentella mätningar i den för fallstudien specialbyggda testriggen. I denna testrigg har flertalet av de begränsningar som identifieras under mätningar i befintlig vindtunnel åtgärdats. En beskrivning över mätsystem och procedur vid mätningarna återfinns i sektion 2.3.2. Totalt har sex olika fall analyserats i detalj. Dessa finns beskrivna i Tabell 1. En beskrivning över mätningarna och resultaten från dessa finns även publicerade i [4].

### 2.4.2.1 Inloppsprofiler för hastighet och turbulens

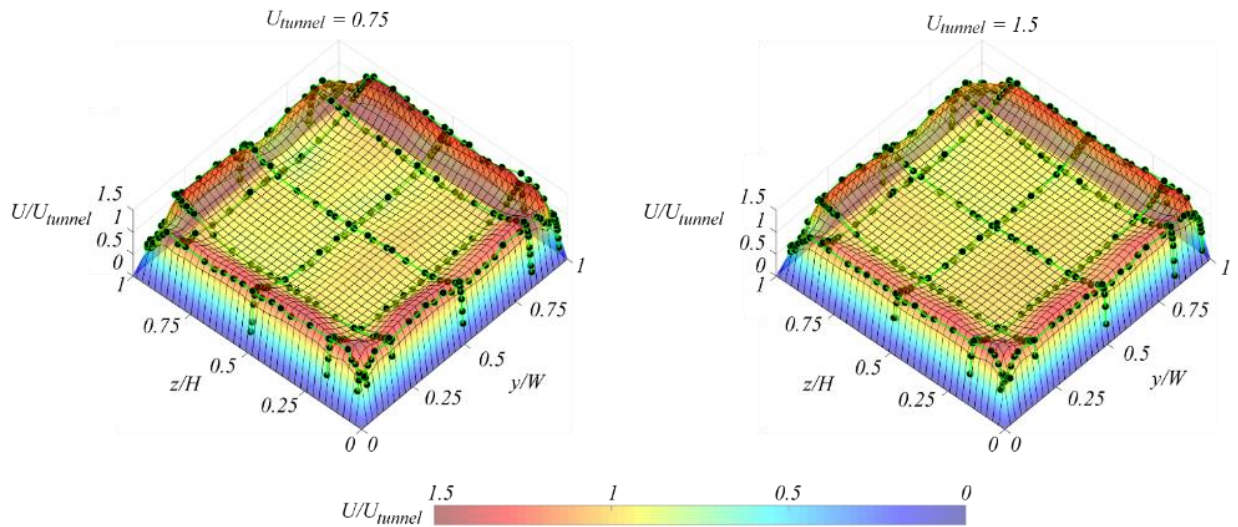
I Figur 35 presenteras inloppsprofiler för medelhastighet uppmätt med varmtrådsanemometer strax nedströms vindtunnelns huvudinlopp vid bulkhastigheter ( $U_{\text{tunnel}}$ ) på 0.75 respektive 1.5 m/s. I figuren har hastighetsprofilerna normaliserats med bulkhastigheten. Figur 35 innehåller även tvådimensionella kurvanpassningar av mätdata, vilket ger en komplett hastighetsprofil som täcker hela vindtunnelns tvärsnitt. Denna kurvanpassning används som randvillkor hos numeriska modeller. En viss grad av utjämnande brusreducering har applicerats på kurvanpassningarna för att minska påverkan från mätbrus.

Som framgår av Figur 35 är inloppsprofilerna relativt lika för båda bulkhastigheter. På grund av den så kallade vena contracta-effekten, som uppträder vid alla någorlunda skarpa kontraktioner, är medelhastigheten nära tunnelväggarna klart högre än bulkhastigheten och når värden runt  $U/U_{\text{tunnel}} \approx 1,3$ . I centrala delar av vindtunnelns tvärsnitt, vilket också utgör merparten av tvärsnittsytan är hastigheten relativt konstant, med ett värde på  $U/U_{\text{tunnel}} \approx 0,95$ .

Genom att integrera den framtagna kurvanpassningen över tvärsnittsytan enligt ekv. (2) utvärderades huruvida varmtrådsmätningarna överensstämmer med det uppmätta luftflödet vid vindtunnelns strypfläns efter huvudfläkten (se Figur 13). Resultaten visar en maximal skillnad i uppmätt luftflöde på 2,5 %, väl inom mätnoggrannheten för varmtråds-mätningarna.

$$Q = \int_0^{z=H, y=W} U(y,z) \cdot dydz \quad (2)$$

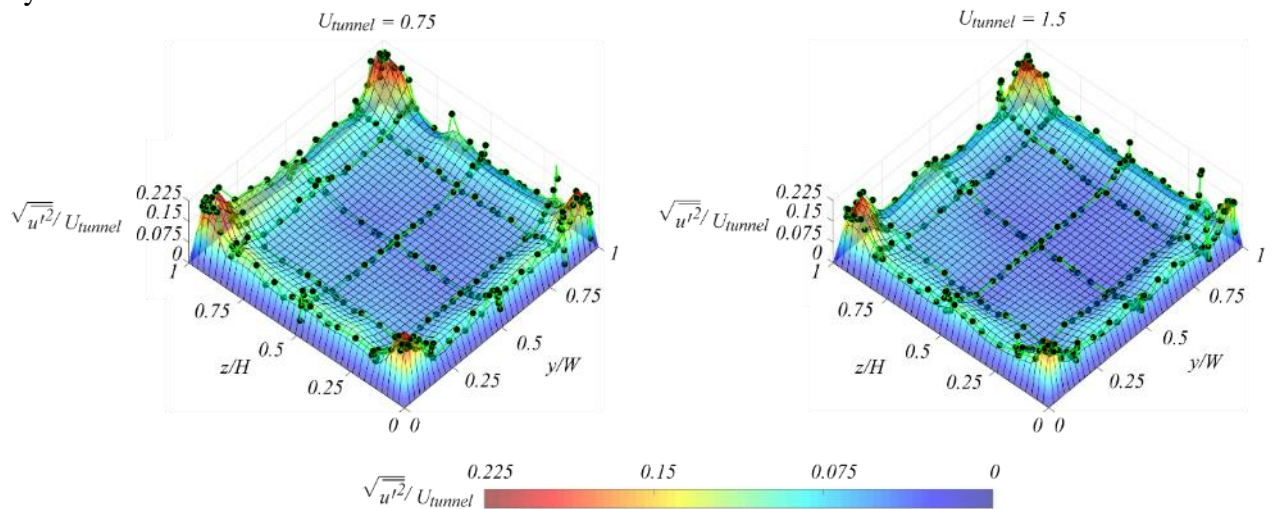
där  $Q$  är luftflödet ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) vid vindtunnelns huvudinlopp.



Figur 35 Profil för medelhastighet uppmätt med varmtråd vid vindtunnelns huvudinlopp. Mätdata (svarta cirklar) och kurvanpassning till data (färgad yta).

I Figur 36 presenteras RMS-värden för inloppsprofilen, som representation över turbulensintensiteten. Precis som för medelhastigheten har en tvådimensionell kurvanpassning genererats för RMS-värden baserat på mätdatan, för att kunna implementeras som inloppsvillkor i numeriska modeller. Profilen för turbulensintensitet kännetecknas av tre regioner. I mitten av vindtunnelns tvärsnitt finns en region med relativt konstant och låg turbulens, ungefär lika med  $\sqrt{u'^2}/U_{tunnel} = 0.05$ . I vindtunnelns hörn uppstår mindre regioner med skarpa toppar av hög turbulensintensitet som når värden i storleksordningen av  $\sqrt{u'^2}/U_b = 0.2$ . Längs vindtunnelnsidorna uppvisar  $\sqrt{u'^2}/U_b$  tydligt förhöjda nivåer jämfört med centrala delar i vindtunnelns tvärsnitt, men fortfarande betydligt lägre jämfört med vindtunnelns hörn.

Precis som för medelhastighet är resultaten likartade för de två olika bulkhastigheterna. Från figuren går det att utläsas att en del avvikande mätvärden förekommer i RMS-datan. Detta beror sannolikt på osäkerheter i mätprobens placeringen, i synnerhet nära väggarna där skarpa hastighetsgradienter förekommer. I allmänhet är det dock god konsistens och symmetri i erhållna mätdata.



Figur 36 Turbulensintensitet (RMS) uppmätt med varmtråd vid vindtunnelns huvudinlopp. Mätdata (svarta cirklar) och kurvanpassning till data (färgad yta)

### 2.4.2.2 Tryckfall

I Tabell 3 nedan återfinns uppmätt tryckfall över cylinderpaketet för samtliga sex flödeskonfigurationer (fall) som undersökts i vindtunneln. Som förväntat leder ökat luftflöde till ökat tryckfall, men det framgår också att kylluftsinblåsens position har en stor inverkan på resulterande tryckfall. En placering mot en cylinderrad (fall V och VI) ger ett högre tryckfall jämfört med en placering mellan rader (fall III och IV). Detta trots att injektionen av kylluft sker längre nedströms i fall V och VI.

Tabell 3 Sammanställning av flödeskonfigurationer och uppmätt tryckfall.

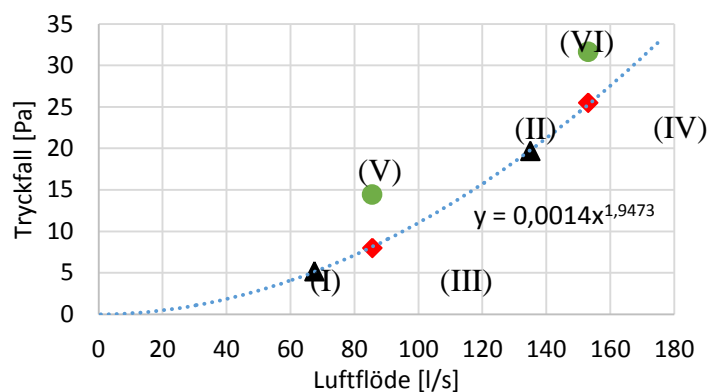
Fall	Placering av kylluftsinblås	Medelhastighet tunnelinlopp $U_{\text{tunnel}}$ [m/s]	Totalt luftflöde [l/s]	Tryckfall [Pa]
I	Inga kylluftsinblås	0.75	67,5	5.2
II	Inga kylluftsinblås	1.5	135	19.7
III	Inblås mellan rad 2 och 3	0.75	85,6	8.0
IV	Inblås mellan rad 2 och 3	1.5	153,1	25.5
V	Inblås mot rad 3	0.75	85,6	14.4
VI	Inblås mot rad 3	1.5	153,1	31.6

Vid ett fullt utvecklat turbulent flöde gäller följande samband (ekv. (3)) mellan flöde och tryckfall.

$$\Delta P \sim k \cdot q^2 \quad (3)$$

där  $k$  är en konstant,  $\Delta P$  tryckfallet och  $q$  är luftflödet.

I Figur 37 plottas relationen mellan tryckfall och totalt luftflöde samtliga fall. Från figuren går det att se att fallen utan jetstrålar (I och II) och fallen med jetstrålar mellan cylindrar (III och IV) approximativt följer detta samband med en exponent på 1.95. Fall V och VI leder till högre tryckfall. Slutsatsen är att introduktion av kylluft mellan cylindrar påverkar tryckfallet i samma utsträckning som ökad korsströmning. En direkt impingementeffekt på yttercylindrar riskerar däremot att ganska så betydligt öka tryckfallet i tunneln.



Figur 37 Samband mellan totalt luftflöde och tryckfall över cylinderpaketet vid samtliga sex flödeskonfigurationer (fall I – VI).

### 2.4.2.3 Värmeövergångstal

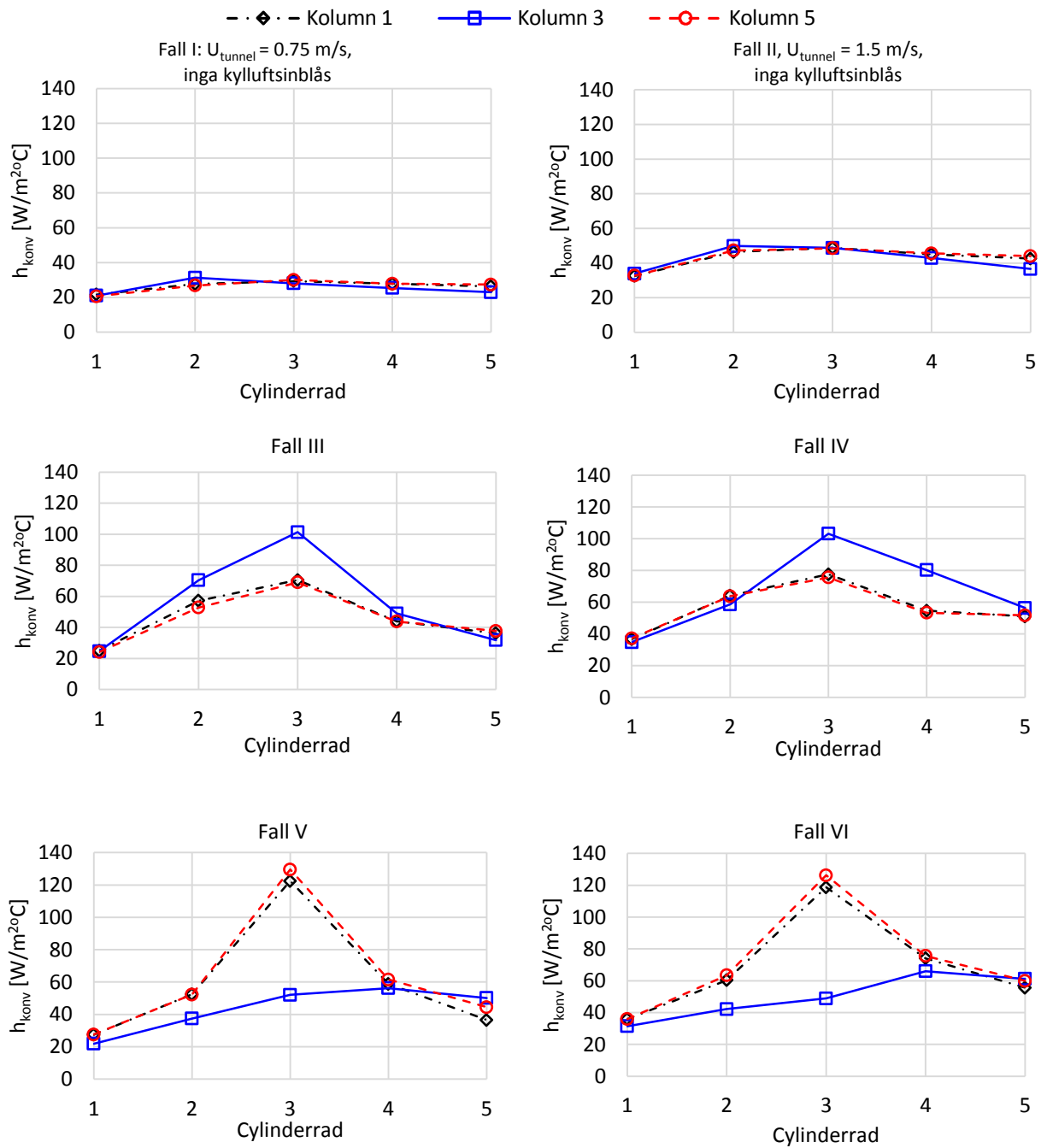
I Figur 38 presenteras uppmätt värmeövergångstal för samtliga cylindrar och konfigurationer av värmeövergångstal som presenterats i Tabell 1, avsnitt 0. Utan kylflödesinblåsen (fall I och II) har cylinderkolumnerna närmast tunnelväggarna (kolumn 1 och 5) symmetriska randvillkor. Resultaten i Figur 38 bekräftar att dessa cylindrar har i stort sett samma värmeövergångstal vilket innebär att symmetrin bevaras i testriggen, vilket i sin tur är en viktig kvalitetskontroll. Från mätningarna utan kylflödesinblås aktiverade går det också att observera att för nedströms rader i cylinderpaketet (rad 4 och 5) är värmeövergångstalet lägre för den centrala cylinderkolumnen (kolumn 3). Detta visar på existensen av by-passeffekter där en större andel av luftflödet längs med tunneln gradvis kommer att passera i det större utrymmet mellan tunnelväggar och ytterkapslar, vilket minskar effektiviteten hos kylningen.

Från fall III – VI där kylflödesinblåsen är aktiverade går det att utläsa att dessa har mycket stor inverkan på cylindrar placerade i omgivningen kring kylflödesinblåsen och värmeövergångstalet flerfaldigas för vissa cylindrar. Detta leder till en stor spridning i värmeövergångstal mellan olika cylindrar. Positionen hos kylflödesinblåsen har också stor betydelse där kylflödesinblås som riktas in mellan cylindrar har betydligt större påverkan centralt i cylinderpaketet. Samtidigt som inblåsen har stor påverkan på ett antal cylindrar i paketet är flertalet cylindrar i det närmast opåverkade av inblåsen. Befintliga kylflödesinblås påverkar alltså inte samtliga cylindrar. Vad gäller möjligheterna att öka värmeövergångstalet och torde det alltså finnas en potential för detta genom att tillgodose att inblåsen når fler cylindrar än vad som sker i dagsläget.

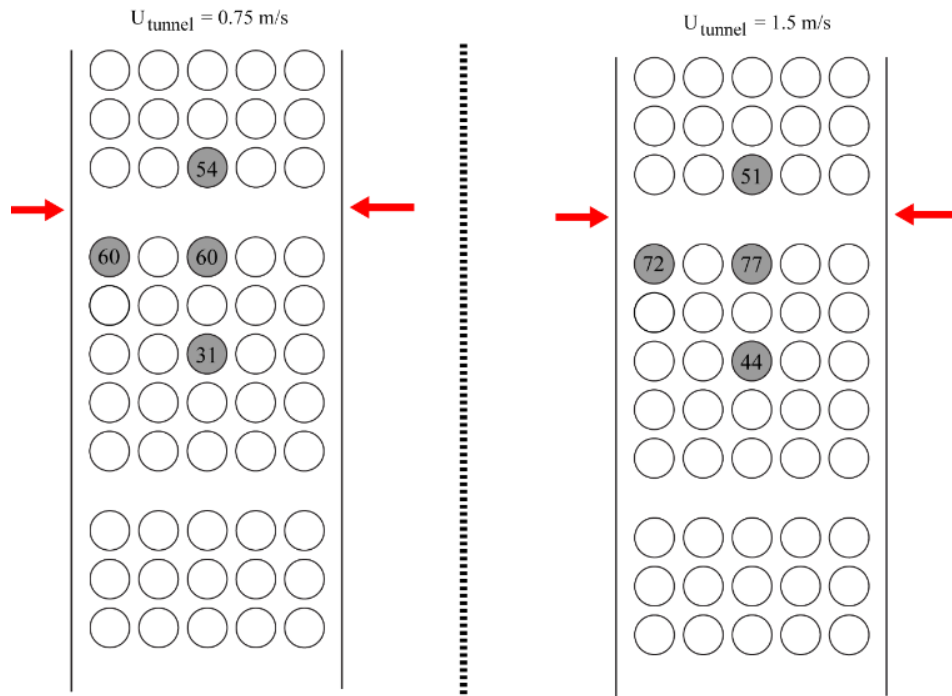
### 2.4.2.4 Värmeövergångstal vid kylning mellan vagnar

Utöver ovanstående mätningar har ett antal mätningar genomförts som syftar till att utvärdera kyleffektiviteten när kylflödesinblåsen riktas in mellan vagnar, som i den befintliga anläggningen (se Figur 4). Dessa mätningar utfördes med tre cylinderpaket i tunneln och användes sig av aluminiumcylindern för mätningar av värmeövergångstal (beskriven i avsnitt 0). Mätningar utfördes för fyra cylinderpositioner och två olika hastigheter för korsströmningen ( $U_{\text{tunnel}}$ ).

Positioner för mätningar och resulterande konvektivt värmeövergångstal presenteras i Figur 39. Resultaten visar att för de uppmätta cylindrarna är värmeövergångstalet i anslutning till kylflödesinblåsen i storleksordningen 50 – 60 W/m<sup>2</sup>C respektive 50 – 80 W/m<sup>2</sup>C för hastigheter hos korsströmningen på 0.75 respektive 1.5 m/s. Detta kan jämföras med resultaten i Figur 38 där värmeövergångstal på ca 100 W/m<sup>2</sup>C eller högre uppmättes i samtliga fall när kylflödesinblåsen var aktiverade. Detta indikerar att nuvarande kylning som under en stor del av tiden sker när kylflödesinblåsen är riktade mot utrymmet mellan vagnar inte är optimalt sett ur effektivitetssynpunkt.



Figur 38 Sammanställning över uppmätta värmeövergångstal i samtliga flödeskonfigurationer (fall).



Figur 39 Konvektivt värmeövergångstal ( $h_{konv}$ ) för ett antal cylindrar när kylflöetsinblåsen riktas in mellan olika cylinderpaket.

## 2.4.3 Numeriska simuleringar av befintlig kylning

### 2.4.3.1 Jämförelse med mätdata

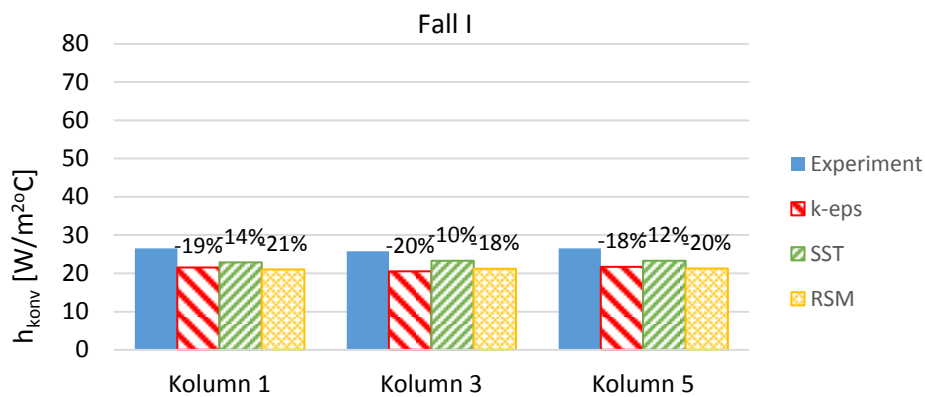
I Tabell 4 redovisas predikterat tryckfall över cylinderpaketet med olika turbulensmodeller jämfört med experimentella data. Som tidigare nämnts ligger fokus för studien på att utvärdera turbulensmodellernas förmåga att prediktera kylflöetsinblåsens påverkan när dessa riktas in mellan cylindrar och därför har endast en av modellerna (SST  $k-\omega$ ) utvärderats för fall V och VI, där kylflöetsinblåsen riktas mot en cylinder.

Från tabellen framgår att SST  $k-\omega$  och RSM- $\omega$  kan prediktera tryckfallet vid olika konfigurationer relativt väl. Den maximala avvikelsen jämfört med mätdata är 7 respektive 8 % för de två modellerna. Simuleringar över fall V och VI visar att SST  $k-\omega$  är kapabel att prediktera även dessa fall.  $k-\varepsilon$  standard uppvisar betydligt större avvikelser jämfört med experimentella data och kan därmed inte anses vara en lämplig modell för prediktering av tryckfall.

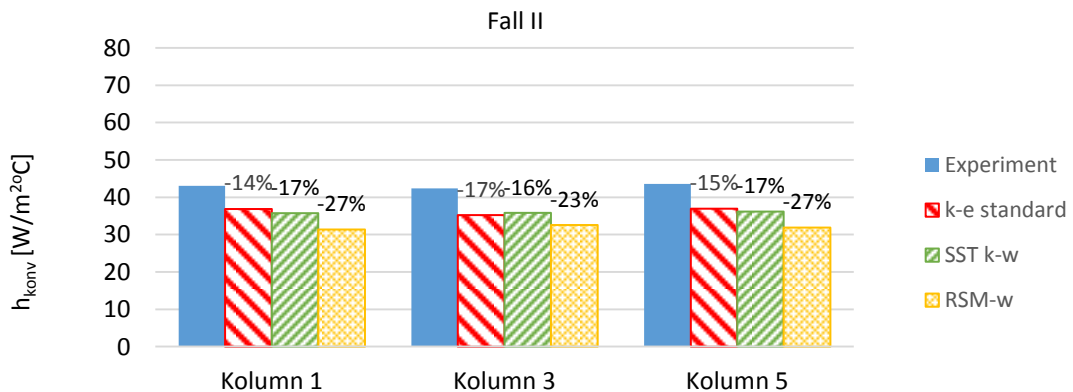
Tabell 4 Predikterat tryckfall med olika turbulensmodeller. Avvikelse jämfört med experimentella data (inom parantes).

Fall	Tryckfall över cylinderpaket, $\Delta p$ [Pa]			
	Mätningar	$k-\varepsilon$ standard	SST $k-\omega$	RSM- $\omega$
I	5.2	4.0 (-23%)	5.2	4.9 (-6%)
II	19.7	14.6 (-26%)	19.2 (-3%)	18.2 (-8%)
III	8.0	8.0	8.3 (+4%)	7.7 (-4%)
IV	25.5	21.4 (-16%)	23.6 (+7%)	26.4 (+4%)
V	14.4	-	13.9 (-3%)	-
VI	31.6	-	33.7 (+7%)	-

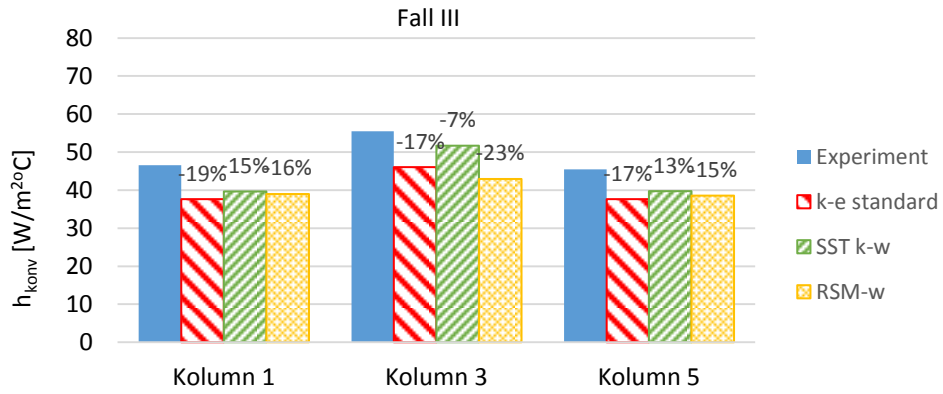
I Figur 40 till Figur 45 redovisas genomsnittligt konvektivt värmeövergångstal ( $h_{konv}$ ) för olika cylinderkolumner (1, 3, 5) predikerat av numeriska simuleringar med olika turbulensmodeller och uppmätt uppmätt i testriggen. Generellt tenderar numeriska simuleringar att i samtliga fall underprediktera värmeövergångstalet. Graden av underprediktering varierar mellan 3 till 27% beroende på turbulensmodell och flödeskonfiguration (fall). Överlag presterar SST  $k-\omega$  bäst med en maximal avvikelse på 18%.  $k-\epsilon$  standard och RSM har båda enstaka resultat med en avvikelse mot mätdata på över 20%. Den genomsnittliga avvikelsen ligger också något högre för dessa två modeller. Även för fallet med kylflödesinblås riktade mellan vagnar så predikterar numeriska simuleringar med SST  $k-\omega$  värmeövergångstalet från de uppmätta värden som återfinns i Figur 38 med en maximal avvikelse på 11%. Cylindrarnas genomsnittliga värmeövergångstal predikteras inom 4% från uppmätt värde.



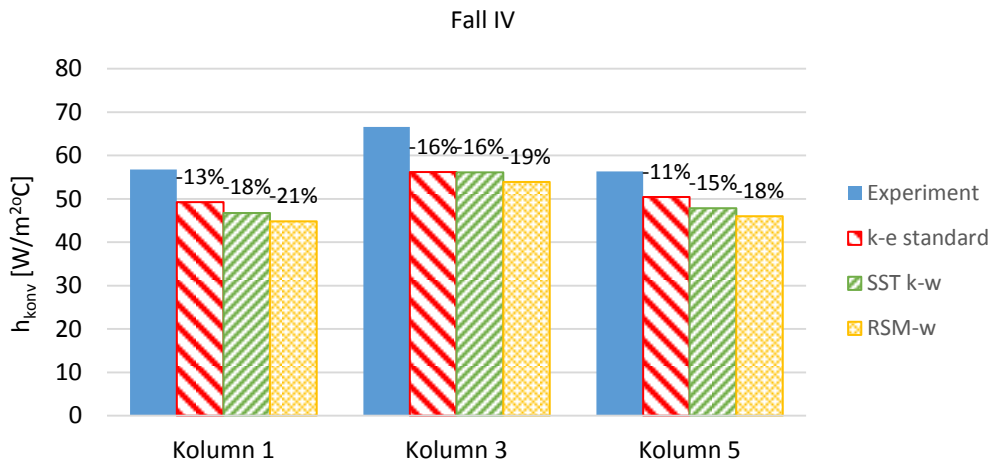
Figur 40 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall I. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.



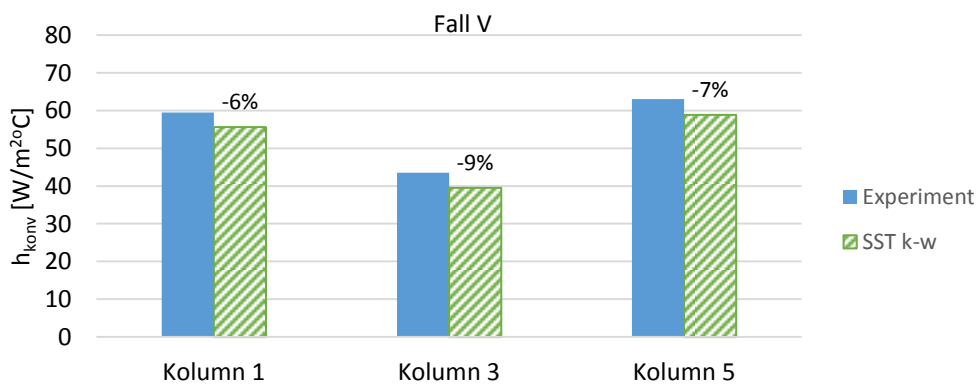
Figur 41 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall II. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.



Figur 42 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall III. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.

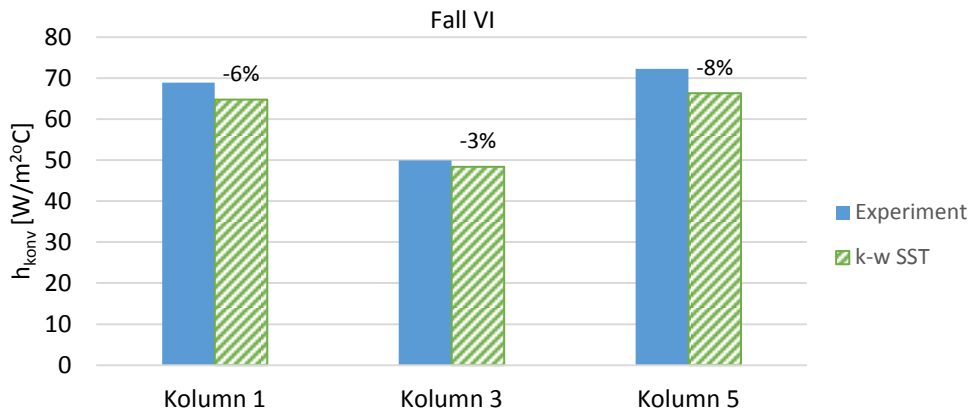


Figur 43 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall IV. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.



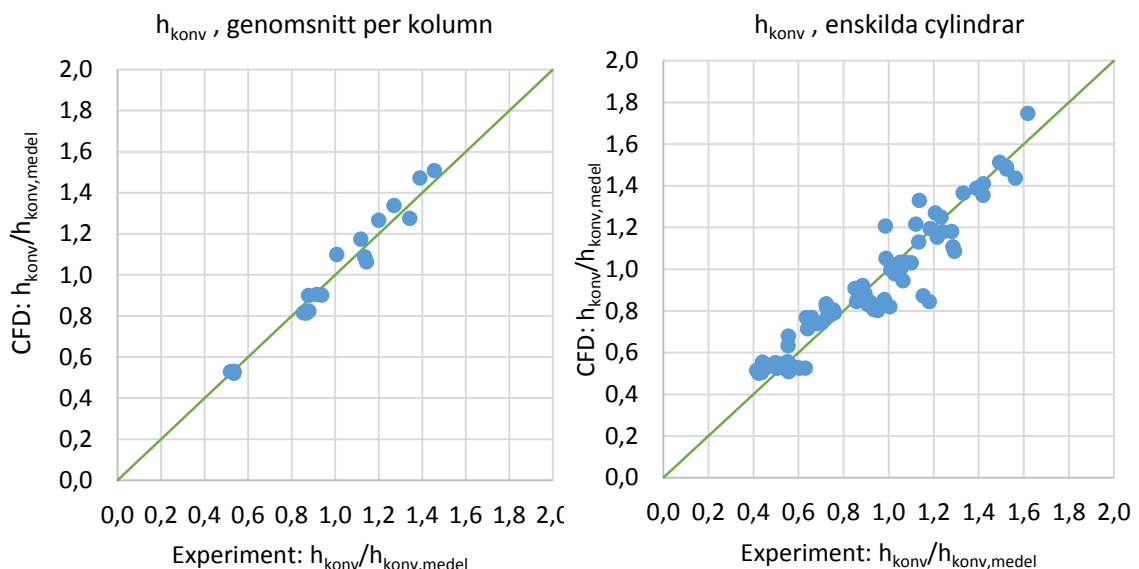
Figur 44 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall V. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.





Figur 45 Genomsnittligt värmeövergångstal i fall VI. Jämförelse mellan numeriska resultat och experimentella data.

Från ovanstående figurer står det klart att nivån på genomsnittligt värmeövergångstal för olika cylinderkolumner kan predikteras inom 20% från experimentella data. Då exakt prediktering av värmeövergångstal i absoluta tal generellt är svårt och configurationen inom fallstudien får anses vara komplex är detta ett resultat som bedöms hålla tillräcklig kvalitet. Ytterligare en aspekt är förmågan hos de numeriska simuleringarna att prediktera relativa skillnader i värmeövergångstal. Detta utvärderas i Figur 46 där predikerat värmeövergångstal (y-axeln) plottas mot uppmätt experimentellt värmeövergångstal (x-axeln) både för genomsnittliga värden i olika kolumner för samtliga enskilda cylindrar där mätningar skett. Både x- och y-axeln har normaliserats med medelvärdet för experimentella respektive numeriska resultat, då det är relativa skillnader som studeras.



Figur 46 Samband mellan predikerat värmeövergångstal i numeriska modeller och uppmätta experimentella värden. Medelvärde för olika cylinderkolumner (vänster) och värden för enskilda cylindrar (höger).

Resultaten till vänster i Figur 46 visar att punkterna gällande medelvärden för olika cylinderkolumner har en fördelning som ganska strikt följer den diagonala linjen  $y = x$ .

Detta visar att de numeriska modellerna väl kan prediktera relativa skillnader i värmeövergångstal i olika konfigurationer, vad gäller medelvärden för olika cylinderkolumner. Till höger i Figur 46 visas förhållandet mellan numeriska och experimentella resultat för enskilda cylindrar. Naturligt nog är spridningen större vad gäller enskilda cylindrar än för medelvärden hos hela kolumner, vilket visar på svårigheten att prediktera värmeövergångstalet för enskilda cylindrar. Värdena ligger dock utspridda längs med linjen  $y = x$ . Detta innebär att på en övergripande nivå så kan de numeriska simuleringarna prediktera relativa förändringar i värmeövergångstal hos enskilda cylindrar förhållandevis väl även om avvikelser kan förekomma.

#### 2.4.3.2 Val av turbulensmodell

SST  $k-\omega$  är den modell som presterar bäst vad gäller prediktering av både tryckfall och värmeövergångstal. Att  $k-\epsilon$  standard misslyckas att prediktera tryckfallet över cylinderpaketet inte är så förvånande med tanke på den komplexa strömningen och dess förenklade modellformulering. Trots detta predikterar  $k-\epsilon$  standard värmeövergångstalet relativt väl. RSM- $\omega$  fungerar väl vad gäller tryckfall men tenderar till att ha större underpredikteringar än övriga modeller vad gäller värmeövergångstal. Detta trots att denna modell är betydligt mer avancerad än övriga två. En mer komplex modell kan dock ofta vara mer känslig för aspekter vad gäller upplösningen på mesh, turbulenta randvillkor, numeriska inställningar, etc. RSM finns som modelltyp också i flertalet formuleringar. Det går därför inte att utesluta att modellprestandan för RSM kan förbättras men då modellen redan i dagsläget är mycket mer resurskrävande vad gäller beräkningsresurser än SST  $k-\omega$ , som anses vara stabil och ger en tillräcklig överensstämmelse med experimentella data, har detta inte utretts vidare. Inom parameterstudien och inom simuleringar kopplade till prototypanläggningen används därför SST  $k-\omega$ .

#### 2.4.4 CFD-simuleringar över förbättrad kylprestanda

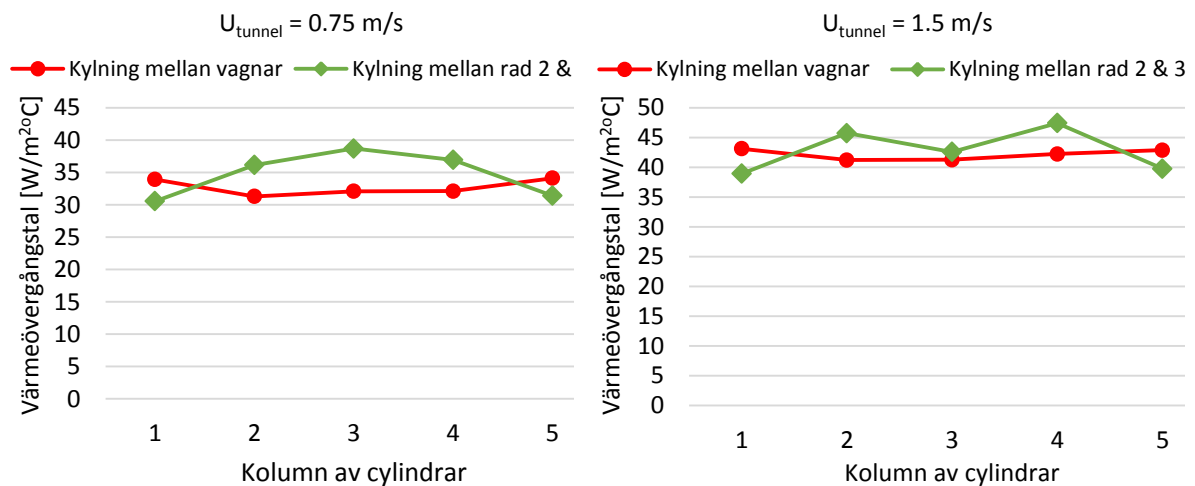
Nedan följer en sammanfattning över samtliga CFD-simuleringar som utförts inom ramen för detta delprojekt. Syftet med CFD-simuleringarna har varit att maximera genomsnittligt värmeövergångstal för cylindrar placerade centralt i cylinderpaketet. Utöver att uppnå maximalt genomsnittligt värmeövergångstal är det också önskvärt att uppnå en jämn fördelning av värmeövergångstal mellan cylindrarna då värmeledning i kapslarna sätter begränsningar för avkylningen (se avsnitt 0). Då antalet simuleringar är mycket stort presenteras endast en sammanfattning av parameterstudien, med fokus på betydelsefulla och praktiskt realiserbara förändringar av utformningen hos kylsträckan i tunnelugnen.

##### 2.4.4.1 Minskad kylning mellan vagnar

Experimentella resultat i den specialbyggda testtriggen indikerade att kylning mellan vagnar inte är optimalt ur effektivitetssynpunkt. För att utvärdera detta har CFD-simuleringar genomförts för nedanstående konfigurationer. Notera att kylning mellan rader inne på cylinderpaketet motsvarar fall III och IV inom modellvalideringen.

- Kylluftsinsblås placerade mellan cylinderpaket,  $U_{\text{tunnel}} = 0.75 \text{ m/s}$ ,  $U_{\text{jet}} = 40 \text{ m/s}$
- Kylluftsinsblås placerade mellan cylinderpaket,  $U_{\text{tunnel}} = 1.5 \text{ m/s}$ ,  $U_{\text{jet}} = 40 \text{ m/s}$
- Kylluftsinsblås placerade mellan rad 2 & 3 i cylinderpaketet,  $U_{\text{tunnel}} = 0.75 \text{ m/s}$ ,  $U_{\text{jet}} = 40 \text{ m/s}$  (fall III)
- Kylluftsinsblås placerade mellan rad 2 & 3 i cylinderpaketet,  $U_{\text{tunnel}} = 1.5 \text{ m/s}$ ,  $U_{\text{jet}} = 40 \text{ m/s}$  (fall IV)

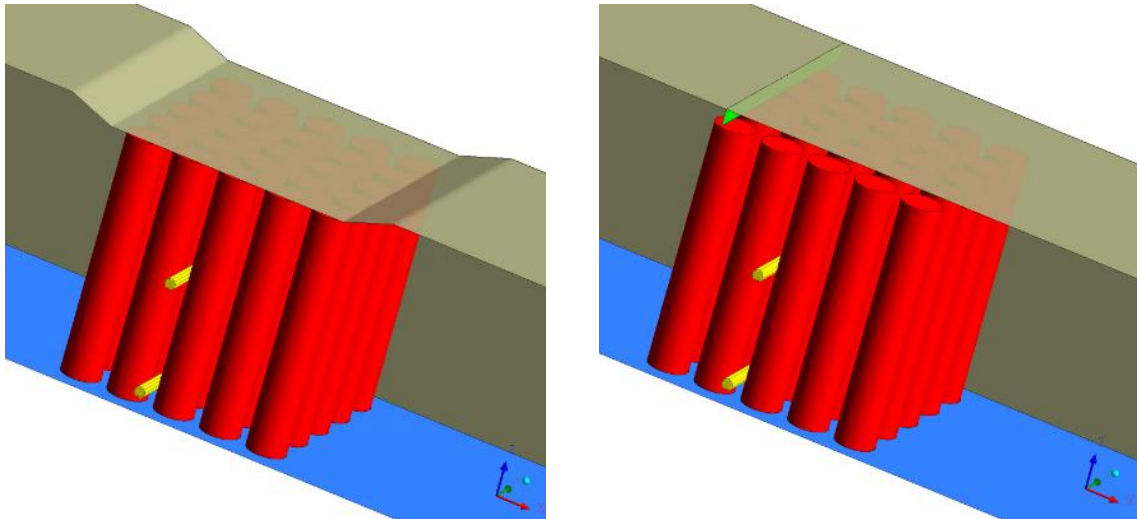
Simuleringsresultaten visar att genomsnittligt värmeövergångstal för centrala kolumner av cylindrar (kolumn 2 – 4) ökar med 15 – 21% vid  $U_{\text{tunnel}} = 0.75 \text{ m/s}$  och 3 – 12% när  $U_{\text{tunnel}} = 1.5 \text{ m/s}$  om positionen för kylfluftsinsblåsen flyttas. Detta illustreras av Figur 47 där genomsnittligt värmeövergångstal för olika kolumner av cylindrar presenteras. Kylning mellan rader inne på vagnen är fördelaktigt vad gäller att kyla centrala cylindrar men vid hög korsströmning ( $U_{\text{tunnel}} = 1.5 \text{ m/s}$ ) har nuvarande kylfluftsinsblås svårt att nå in till kolumn 3 där ökningen i värmeövergångstal är marginell. För ytterkolumnerna (1 och 5) leder denna förändring till något lägre värmeövergångstal (7 - 10%). Detta bedöms inte vara ett problem då dessa kolumner uppnår en hög värmeavgivning under skjutförloppet då dessa träffas direkt av kylfluftsinsblåsen (se Figur 53).



Figur 47 Genomsnittliga värmeövergångstal vid kylning mellan vagnar och mellan cylinderrader inne på cylinderpaketet.

#### 2.4.4.2 Minskad by-passeffekt

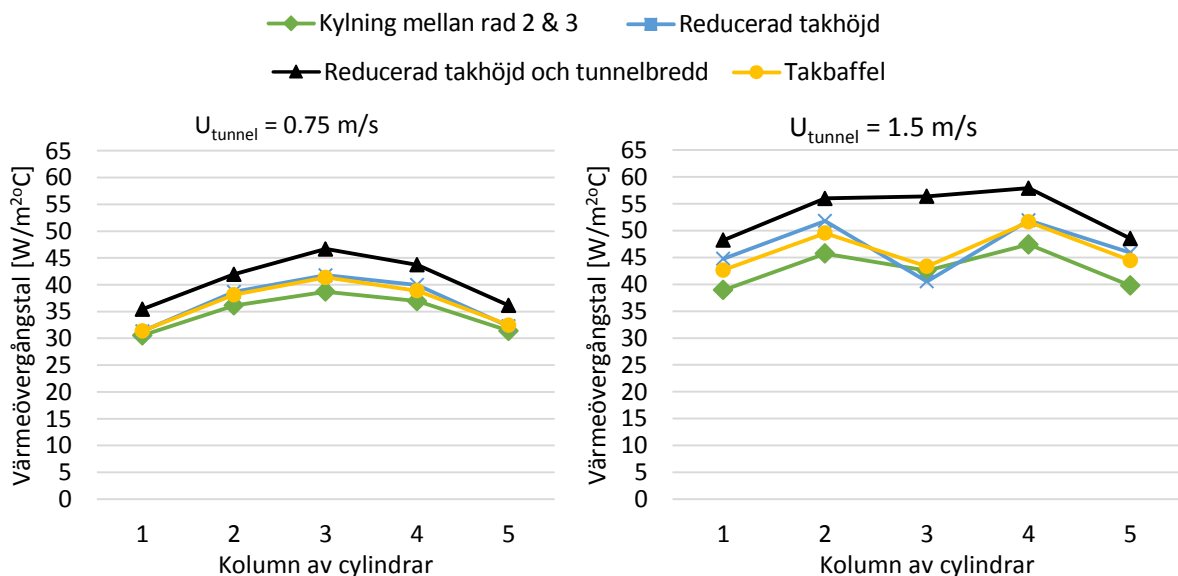
Under mätningar i testriggen har det också uppmärksamats att by-passeffekter tycks reducera kyleffektiviteten, då utrymmet kring cylinderpaketet är betydligt större än utrymmet mellan cylindrar inne i paketet. Betydelsen av by-passeffekter har utvärderats genom numeriska simuleringar där tunnelns tvärsnitt antingen minskats kring cylinderpaketet, alternativt har en baffel placerats i höjd med första cylinderraden. Exempel på dessa två typer av styrhinder finns i Figur 48. I samtliga fall har utrymmet mot tunnelväggarna minskats så pass mycket att det efter minskningen motsvarar utrymmet mellan cylinderrader. I testriggen motsvarar detta ca 10 mm, vilket i fullskala motsvarar ca 80 mm.



Figur 48 Exempel på styrhinder genom reducerad tunnelhöjd (vänster) och takbaffel vid rad 1 (höger).

Resultater för genomsnittligt värmeövergångstal för olika cylinderkolumner när olika varianter på styrhinder implementerats återfinns i Figur 49. Introduktion av olika styrhinder har nästan uteslutande en positiv effekt på värmeövergångstalet. Undantaget är vid höga hastigheter hos korsströmningen då en taksänkning inte ökar värmeövergångstalet för cylindrar i kolumn 3. Även en takbaffel har begränsad inverkan i detta fall.

Annars har en takbaffel, som får anses vara det mest realistiska alternativet vad gäller applicerbarhet, ungefär lika stor inverkan som en sänkning av hela taket. En takbaffel ökar värmeövergångstalet med mellan 2 till 12 % för olika cylinderkolumner, med en genomsnittlig ökning av värmeövergångstalet på 7%.



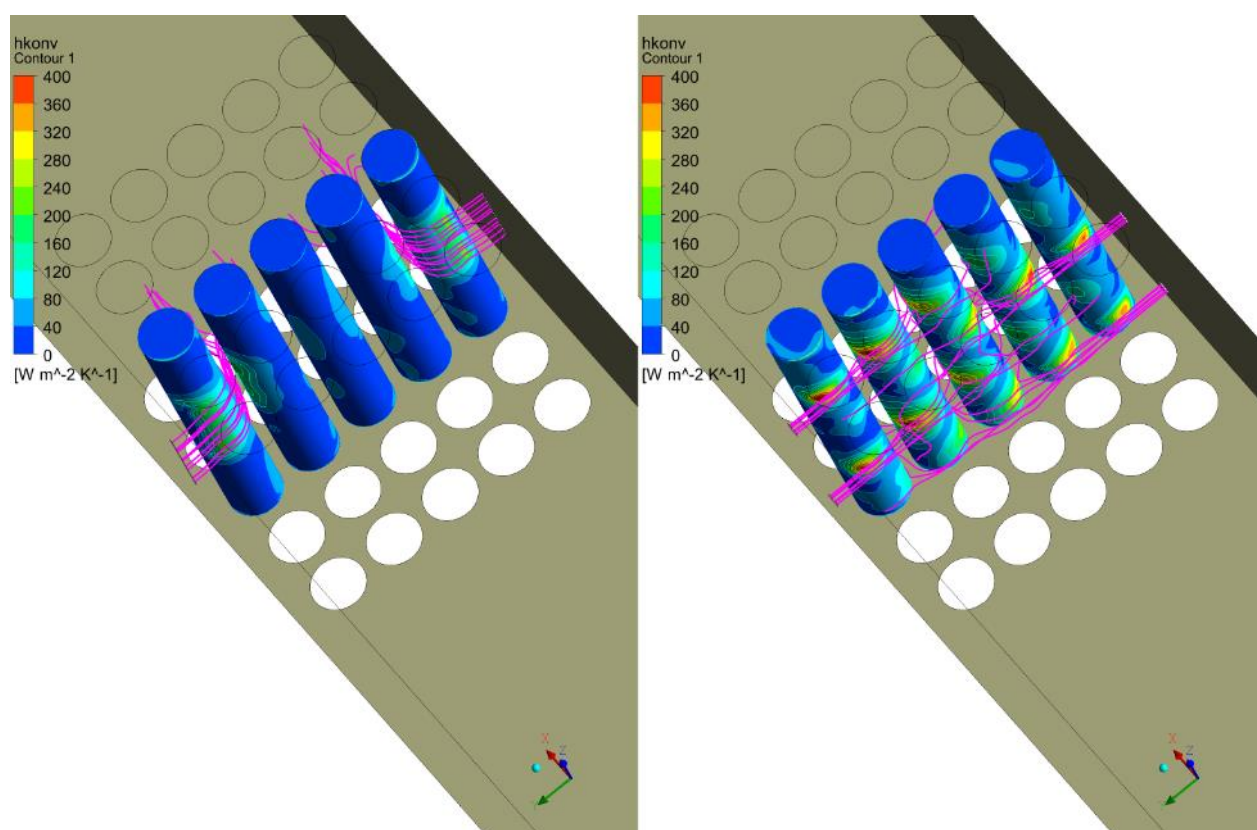
Figur 49 Betydelse av olika styrhinder för minskat by-passflöde.

Något som begränsar betydelsen av en takbaffel eller sänkning av taket är det faktum att by-passeffekterna längs med sidorna ökar när utrymmet ovan kapslarna minskar. En samtidig minskning av utrymmet längs både tak och sidor ger därför en betydligt större ökning av värmeövergångstalet då denna effekt då uteblir. Genomsnittlig ökning vid en

samtidig reducering av både takhöjd och tunnelbredd ger en förbättring på 15 – 32% med en genomsnittlig ökning av värmeövergångstalet på dryga 20%. Då ingen by-passeffekt finns i detta fall så utgör detta den maximala förbättringspotentialen vad gäller att minska by-passflödet.

#### 2.4.4.3 Kylning med luftspalt

Ett antal simuleringar har genomförts med olika varianter på luftspalter. Dessa uppvisade dock inte någon betydande ökning av värmeövergångstalet. Främsta anledningen är att kyl Luften genom luftspalten får en stor yta exponerad mot korsströmningen, vilket hindrar luftflödet från spalten att tränga in mellan cylindrarna på ett bra sätt. Detta illustreras i Figur 510 där strömningslinjer är utritade för ett fall med kyl Luftsinblås liknande dagens och en variant av luftspalt. En luftstråle från en spalt som är tillräckligt starkt för att inte böjas av på grund av korsströmningen kräver en betydande ökning av kyl Luftsflo det jämfört med dagens situation.

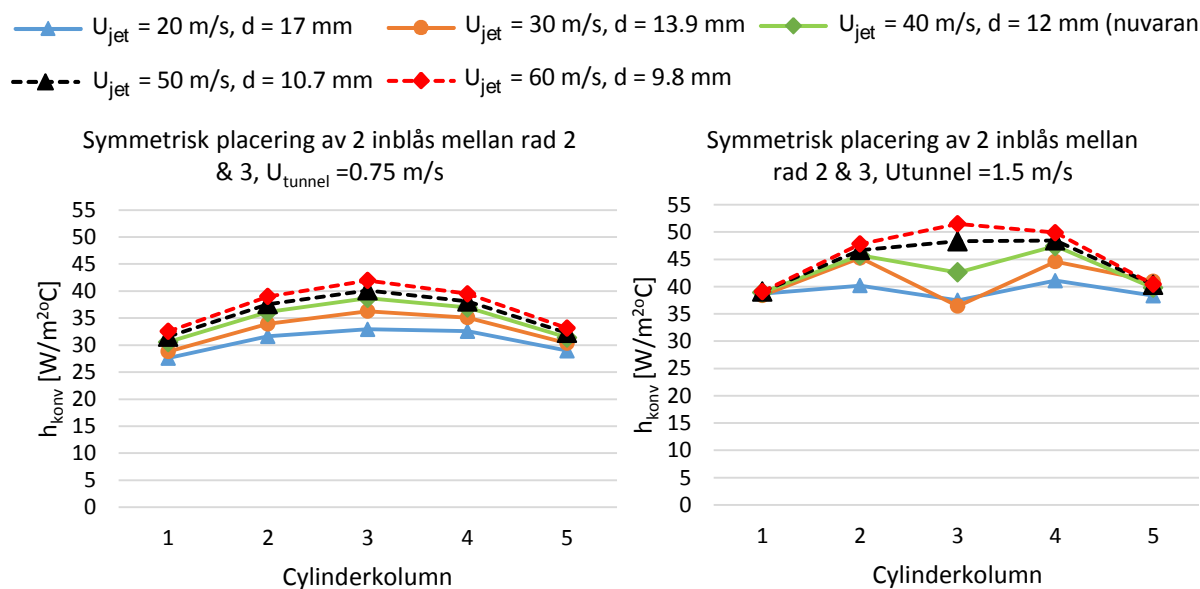


Figur 50 Distribution av konvektiv värmeövergångstal för cylinderraden nedströms kyl Luftsinloppen. Inblås liknande dagens konfiguration mellan rad 2 & 3 (höger) och ett exempel på luftspalt i samma position (vänster). Lila linjer representerar strömningslinjer för kyl Luften.

#### 2.4.4.4 Utformning hos kyl Luftsinblåsen

En stor mängd simuleringar har genomförts för att identifiera en optimal utformning av kyl Luftsinblåsen. Den viktigaste slutsatsen är att högre värmeövergångstal för centrala cylindrar kan uppnås om kyl Luftsinblåsens diameter minskas till förmån för en högre

inloppshastighet. Detta samband illustreras av Figur 51 där genomsnittligt värmeövergångstal för olika cylinderkolumner redovisas för olika kombinationer av inloppshastigheter (20 – 60 m/s) och inloppsdiametrar (9.8 – 17 mm). Notera att kylflödet är samma i de olika modellerna.



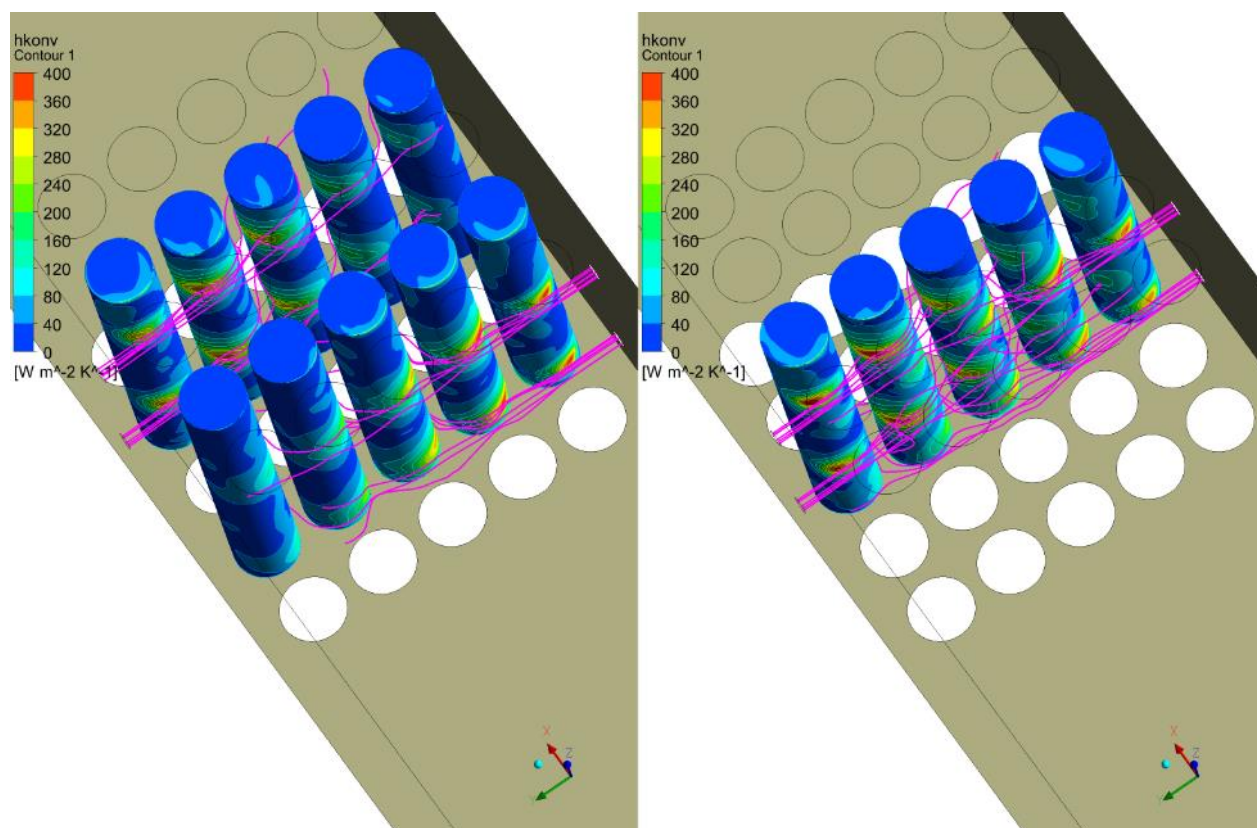
Figur 51 Genomsnittliga värmeövergångstal vid olika kombinationer av inloppshastighet ( $U_{jet}$ ) och inloppsdiametrar ( $d$ ).

För centrala cylindrar (kolumn 2 – 4) ökar värmeövergångstalet med mellan 5 – 20% vid en ökad hastighet från dagens 40 m/s till 60 m/s. För ytterraderna är inverkan av denna förändring mindre, mellan 0 – 6%.

Simuleringarna i Figur 51 är utförda med kylflödet som är placerade i mitt för varandra (mellan rad 2 och 3) men på olika höjd från golvet på respektive sida av tunneln, precis som nuvarande konfiguration i tunnelugnen. Detta leder till en ojämn fördelning av värmeövergångstalet, där centrala cylindrar nedströms inloppen träffas av samtliga kylflödesstrålar. En förskjutning mellan kylflödesinblåsen så att de på ena sidan av tunnelugnen är placerade mellan rad 1 & 2 och på andra sidan mellan rad 3 & 4 ger en bättre spridning av kylflödet bland olika cylindrar.

Detta illustreras av Figur 52 där distributionen av konvektiv värmeövergångstal för cylindrar i rader placerade direkt nedströms inloppen för jetstrålarna (rad 3 respektive 1 och 4) presenteras. Från Figur 52 syns tydligt hur en symmetrisk placering leder till fyra zoner med höga värmeövergångstal för cylindrar i rad 3 medan den förskjutna (asymmetriska) placeringen fördelar den aktiva kylningen med höga värmeövergångstal över fler cylindrar. Då värmeledningen i kapslarna sätter begränsningar för hur snabbt avkylningen kan ske (se avsnitt 0) är en jämnare fördelning mellan olika cylindrar önskvärd. Vad gäller genomsnittligt värmeövergångstal ökar detta något (ca 3%) för centrala cylindrar vid en förskjutning av inblåsen medan det minskar med ca 3% för ytterkolumner. Då det är önskvärdt att kyla centrala kolumner bättre anses en förskjutning i sidled mellan olika tunnelsidor vara en lämplig åtgärd även om påverkan på genomsnittligt värmeövergångstal är liten.

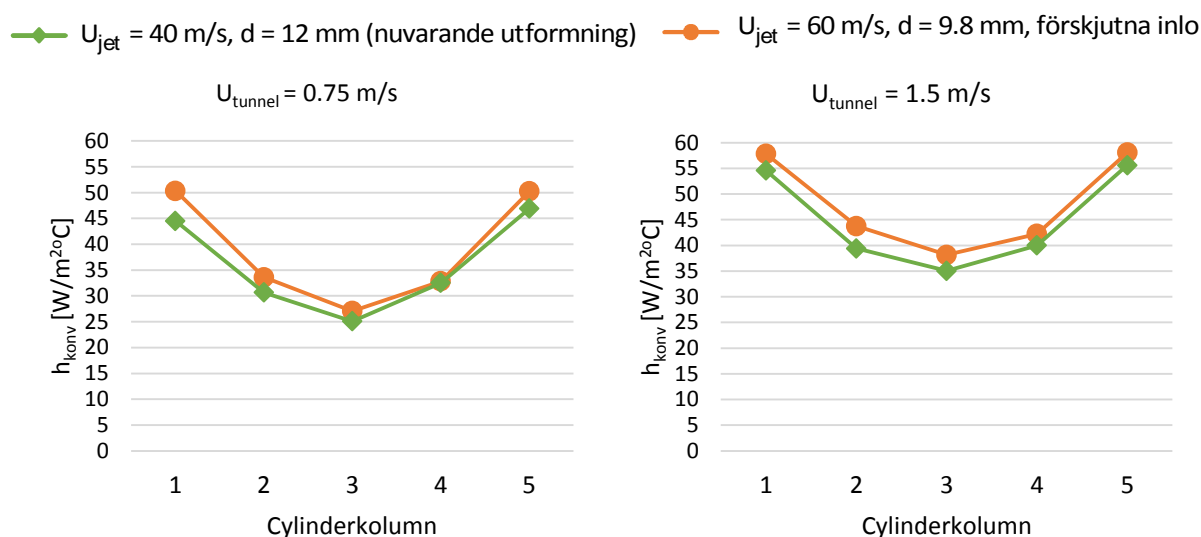
Ytterligare förändringar som utvärderats har varit att öka antal inblås, från dagens två per sida till antingen fyra, sex eller åtta inblås. Inverkan av detta är relativt liten och avtar med ökat antal inblås. Detta gäller även förflyttningar av inblåsen i höjddled. Dessa förändringar innebär ett mer komplext system för kylluftsinblåsen och en större ombyggnation av tunnelugnens kylsträcka vilket inte kan motiveras av små förändringar i värmeövergångstal.



Figur 52 Distribution av konvektiv värmeövergångstal för cylinderrader nedströms kylluftsinloppen. Symmetrisk placering av inblåsen mellan rad 2 & 3 (höger) och förskjutet placering mellan rad 1 & 2 respektive rad 3 & 4 (vänster). Lila linjer representerar strömningslinjer från kylluftsinblåsen.

Ovanstående resultat är alla utvärderade när inblåsning sker mellan cylinderrader. I tunnelugnen kommer vagnarna under skjuttiden att takta fram till nästa zon. Under denna tid kommer kylluftsinblåsen att passera förbi samtliga cylindrar i ytterkolumnerna, vilka då får höga värmeövergångstal. För att säkerställa att en föreslagen förändring enligt ovan inte påverkar värmeövergångstalet negativt i denna situation har simuleringar utförts för två olika utformningarna hos dysorna när dessa riktas mot en cylinderrad (rad 3). Ett fall representerar nuvarande utformning hos kylluftsinblåsen och fall en förändrad utformning (högre hastighet, mindre diameter och sidledsförskjutning) med syfte att öka värmeövergångstalet vid inblåsning mellan cylinderrader. Resultat rörande genomsnittliga värmeövergångstal för olika cylinderkolumner återfinns i Figur 53. En förändrad konfiguration hos kylluftsinblåsen leder till att genomsnittligt värmeövergångstal ökar i samtliga fall. Ökningen ligger mellan 1 till 13%. En föreslagen förändring med mindre inblås, högre inloppshastighet och en sidledsförskjutning mellan inloppen på var sin sida av tunneln är alltså positivt även vid direkt anblåsning av cylindrar.

Noterbart är också de låga värmeövergångstalen för kolumn 3, i centrum av tunneln, vilket visar på behovet av att maximera kylningen för dessa cylindrar under tiden vagnen med kapslar står stilla i tunnelugnen. Om så inte sker kommer dessa cylindrar, som också har små möjligheter att kylas ned genom strålningsutbyte med tunnelväggar, att sätta begränsningen för avkylningen och därmed produktionskapaciteten i tunnelugnen.



Figur 53 Genomsnittliga värmeövergångstal med två konfigurationer av kylluftsinblås riktade mot cylindrar i ytterkolumner (kolumn 1 och 5).

#### 2.4.4.5 Sammanfattning av förbättringspotential

Baserat på resultaten i parameterstudien modelleras fem olika fall med temperaturer och en skala på geometrin som råder i svalttunneln. I samtliga fall är hastigheten längs med tunneln (korsströmningen) satt till 0.47 m/s, vilket motsvarar ett flöde hos korsströmningen på ca 2.7 m<sup>3</sup>/s. Temperaturen hos cylindrarna har satts till 300°C medan övriga temperaturer på omgivande ytor och inkommande luft har satts till 25°C En sammanställning av kylluftsinblåsens konfiguration i de olika fallen återfinns i Tabell 5.

Tabell 5 Sammanställning över konfigurationer som simulerats i fullskala och högre temperaturer.

Fal	Konfiguration hos kylluftsinblås			Luftflöde per zon (från kylluftsinblås) [m <sup>3</sup> /s]	
	Placering	Hastighet [m/s]	Diameter [mm]		
A	Inga kylluftsinblås	-	-	0	
B	Mellan vagnar	25	100	0.8	
C	Mellan rad 2 & 3	25	100	0.8	
D	Mellan rad 1 & 2 (tunnelsida mot kolumn 1)	37.5	82	0.8	
	Mellan rad 3 & 4 (tunnelsida mot kolumn 5)				
E	Mellan rad 1 & 2 samt 3 & 4 (tunnelsida mot kolumn 1) Mellan rad 2 & 3 samt 4 & 5 (tunnelsida mot kolumn 5)	37.5	82	8	1.6



Fall A har inga kylflödesinblås alls och motsvarar en typisk avkylning med endast korsströmning. Fall B motsvarar kylning med dagens inblås placerade mellan vagnar, vilket sker i dagsläget då vagnarna inte taktar framåt. I Fall C har inblåsen samma utformning som dagens kylflödesinblås men dessa är riktade in mellan rader på vagnen. Även Fall D har även kylflödesinblås riktade in mot vagnen men har en förbättrad utformning. Fall E har samma utformning hos inblåsen som i Fall D, men antalet inblås har dubblats för att undersöka potentialen som finns om luftflödet kan tillåtas öka.

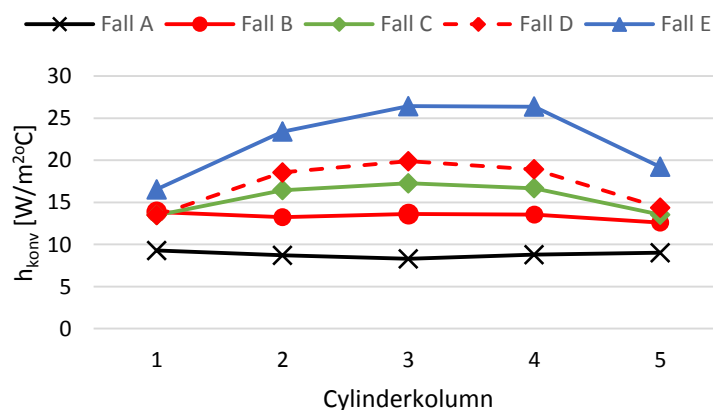
Resultat rörande genomsnittligt värmeövergångstal för olika cylindrar återfinns i Figur 54. Utan kylflödesinblås (Fall A) ligger konvektivt värmeövergångstal i storleksordningen 8 – 9 W/m<sup>2</sup>C, med något lägre kylning (ca 6%) vid centrala kolumner (2,3,4) jämfört med sidokolumnerna (1,5) på grund av by-passeffekter. Detta utgör en skattning av den grundkylning som ges av korsströmningen.

Kylflödesinblås mellan vagnar (Fall B), vilket till stor utsträckning är fallet i dagsläget, leder till ett värmeövergångstal mellan 13 och 14 W/m<sup>2</sup>C. I detta fall syns inga betydande skillnader mellan centrala kolumner och ytterkolumner.

Om befintliga kylflödesinblås riktas in mellan rader på vagnen (Fall C), fås i stort sett samma värmeövergångstal för ytterkolumner (1, 5) på ca 14 W/m<sup>2</sup>C. För centrala kolumner (2,3,4) ökar värmeövergångstalet jämfört med Fall B (kylning mellan vagnar) med ca 24% till ca 16 - 17 W/m<sup>2</sup>C.

Ytterligare ökning av värmeövergångstalet fås i Fall D, med en förbättrad utformning hos kylflödesinblåsen. Värmeövergångstalet är nu 19 – 20 W/m<sup>2</sup>C för centrala kolumner, vilket motsvarar en ökning på drygt 40% jämfört med nuvarande utformning (Fall B). För ytterkolumner är värmeövergångstalet oförändrat, ca 14 W/m<sup>2</sup>C.

Om kylflödesflödet dubblas (Fall E) med en utformning av kylflödesinblåsen som den i Fall D ökar värmeövergångstalet till 23 – 26 W/m<sup>2</sup>C för centrala kolumner och 17 – 19 W/m<sup>2</sup>C för ytterkolumner. I genomsnitt ökar ett dubblat kylflöde värmeövergångstalet för centrala och ytterkolumner med ca 30 – 35%.



Figur 54 Genomsnittliga värmeövergångstal vid olika konfigurationer av kylflödesinblås och förhållande som råder i svaltunneln.

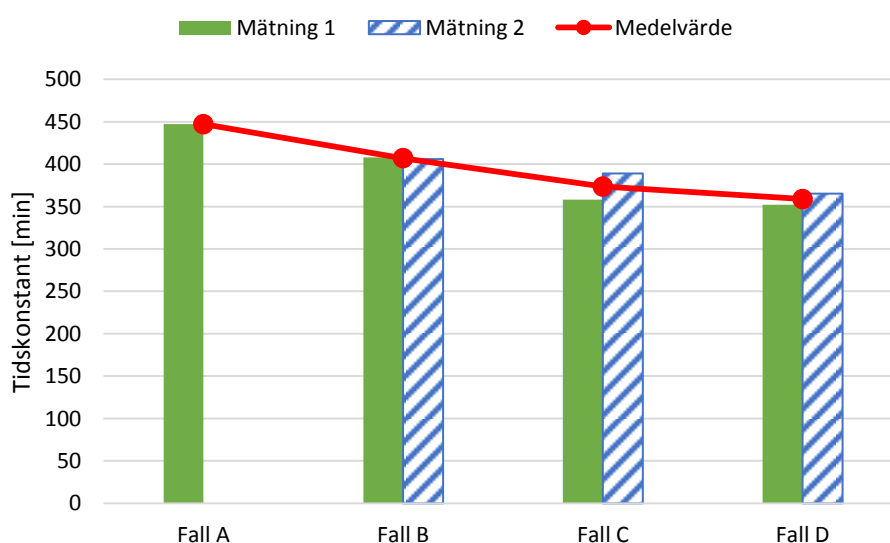
För fall B och D har simuleringar även genomförts med högre temperaturer, 800 °C i yttemperatur hos cylindrarna, 200°C för inkommande korsströmning och 75 °C för kylflödesinblåsen. Under dessa simuleringar ansattes också att inget värmeutflöde sker genom tunnelväggarna. Dessa temperaturnivåer motsvarar förhållandena i tunnelugnen. Utfallet var likartat som i ovanstående resultat, även om predikerad förbättring ökade. Fall D ger mellan 40 – 65% högre överövergångstal för centrala kolumner jämfört med fall B, som utgör dagens kylning. För ytterkolumnerna var skillnaderna i värmeövergångstal små.

## 2.4.5 Experimentella mätningar i prototypanläggning hos Höganäs AB

Mätningar i prototypanläggningen har genomförts för fall A – D (se Tabell 5). Detaljerad information om mätningarna återfinns i avsnitt 0. En sammanställning av mätresultaten presenteras nedan. Resultaten presenteras i form av en tidskonstant, beräknad enligt ekv. (1) i avsnitt 2.3.4.3. En lägre tidskonstant innebär snabbare avkylning.

Järnsvampens temperatur vid starten av mätningar var mellan 220 – 320 °C. Som sluttemperatur används luftens temperatur vid utsugsfläkten, vilken varierade mellan 70 – 100 °C. Nedan presenteras resultat för genomsnittlig tidskonstant för cylindrar i kolumn 3, det vill säga kolumnen av centrala kapslar. Tidskonstanten är beräknad under en tid på ca 160 min, där totalt 75 minuter utgör aktiv kylning och resterande period endast består av kylning med hjälp av korsströmning. Denna mättid behövdes för att värmetrögheten i kapseln inte skall påverka resultaten då avkylning av själva järnsvampen har en fördröjning jämfört med förhållandena på kapselytan. Under mättiden sjunker kapslarnas temperatur med i storleksordningen 50 - 70 °C.

I Figur 55 redovisas resulterande genomsnittlig tidskonstant för kolumn 3. För fall B – D har mätningarna repeteras för att studera spridningen i mätresultaten. Resultaten bekräftar i stora drag simuleringensresultaten med snabbare avkylning för fall med högre predikerat värmeövergångstal.

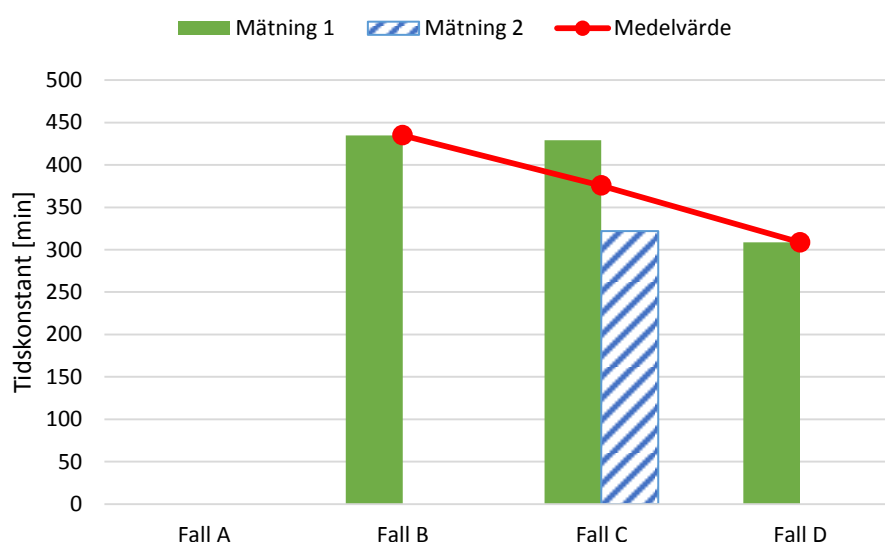


Figur 55 Uppmätt genomsnittlig tidskonstant i vid olika kylstrategier och termoelement placerade i samtliga kapslar i kolumn 3.

Fall C och D visar på en kortad kyltid med 8 respektive 12% jämfört med fall B, som utgör dagens kylning. Notera att den aktiva kylningen endast sker i  $75/160 = 47\%$  av tiden under mätningarna, vilket minskar kylflödesinblåsens inverkan och därmed också den uppmätta förbättringen.

Med fall A (utan kylflödesinblås) som referens har betydelsen av kylflödesinblåsen drygt dubblats, då kyltiden i fall B (nuvarande kylning) och fall D (förbättrad kylning) är ca 91 respektive 80% av kyltiden i fall A. Betydelsen av föreslagna förändringar har alltså stor påverkan på effektiviteten hos kylflödesinblåsen.

I Figur 56 presenteras mätresultat för fall B – D uppmätt med den alternativa placeringen av termoelement i 7 olika kapslar (se Figur 29). För dessa mätningar är förbättringen i kylprestanda ännu större. I fall C och D kortas kyltiden med i genomsnitt 14% och 29% jämfört med nuvarande kylning (fall B). Det bör dock noteras att endast en mätning har repeterats (Fall C) och där fanns en relativt stor spridning i resultaten varför viss osäkerhet förekommer.



Figur 56 Uppmätt genomsnittlig tidskonstant i vid olika kylstrategier med alternativ placering av termoelement i 7 olika kapslar på vagnen (se Figur 29).

Mätningar i prototypanläggningen har således påvisat en förbättringspotential på mellan 12 – 29% med en förbättrad utformning hos kylflödesinblåsen och oförändrat luftflöde. Skillnaderna mellan olika mätningar är dock relativt stora. Flertalet orsaker finns till detta. Dels är de experimentella osäkerheterna betydande där kontakt mellan termoelement och järnsvampen är avgörande. Sedan skiljer geometrin sig åt mellan olika vagnar med bland annat lutande kapslar, olika ytegenskaper, förglasning etc. Utöver detta har utomhustemperaturen också betydelse för vilken temperatur vagnarna har när de når svaltnunneln. Exakt repeterbara förhållanden är inte heller möjligt under mätningar då aktuellt produktionsläge påverkar hur snabbt vagnarna taktar genom svaltnunneln.

Mätningarna visar dock att det förekommer ganska stora skillnader i temperatur efter tunnelugnen redan i dagsläget. Järnsvampen i en centralt placerad kapsel på vagnen är ofta ca  $50^{\circ}\text{C}$  varmare än en kapsel i vagnens ytterkant. I vissa mätningar har skillnader i

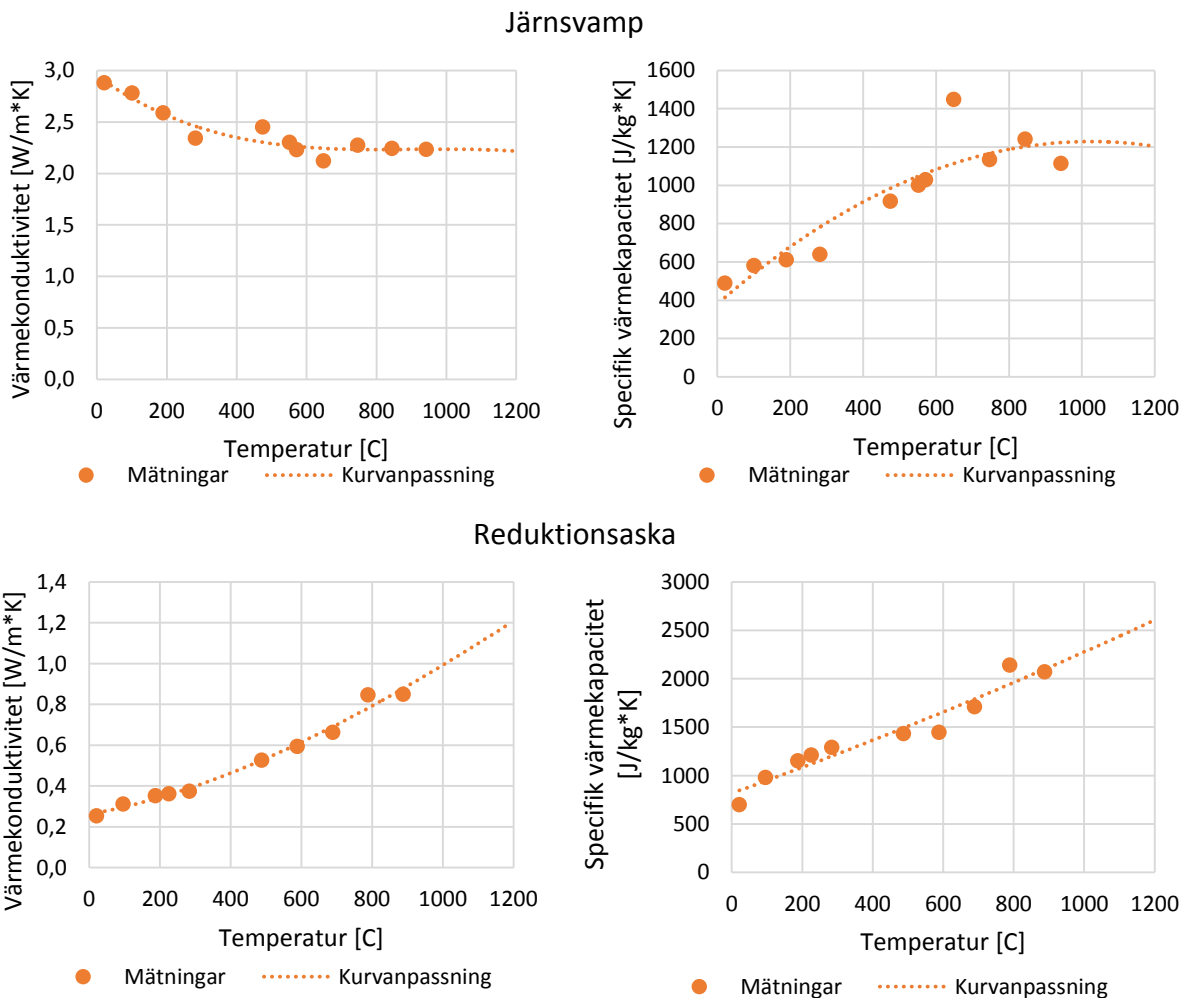
temperatur mellan olika kapslar på uppemot 100°C uppmätts. Påverkan från utomhustemperaturen är också relativt stor.

Trenden i mätresultaten är dock otvetydig. Betydande förbättringar kan uppnås genom att förändra kylflödesinblåsens utformning. Utifrån mätningarna i prototypen bedöms en genomsnittlig förbättring på ca 15 – 20% vara rimlig. Utöver detta har simuleringsresultat visat på att styrhinder för minskad by-passeffekt har ytterligare potential att öka prestandan. Ett ökat kylflöde har också möjlighet att ytterligare öka värmeövergångstalet. Dock sätter värmeledningen i kapseln begränsningar för vilken betydelse detta har, vilket diskuteras mer i nedanstående avsnitt.

#### **2.4.6 Värmeledning i kapseln**

Numeriska (CFD) simuleringar över värmeövergångstalet på kapslarnas yta har visat att genomsnittliga värmeövergångstal för olika cylinderkolumner varierar från ca 8 - 9 W/m<sup>2</sup>°C vid endast korsströmning och upp till ca 26 W/m<sup>2</sup>°C vid en förbättrad utformning hos kylflödesinblåsen och ett dubblat kylflöde. En viktig aspekt är dock begränsningar som sätts av värmeledningen i själva kapseln. Av denna anledning har simuleringar över värmeledningen genomförts i programvaran ANSYS Fluent 18.0.

Simuleringarna över värmeledningen har använt sig av samma geometri som kapslarna i produktion men kanteffekter, det vill säga värmeledning genom kapslarnas ytterändar har försumrats. Även fälgarna mellan olika behållare har förenklats bort i simuleringarna. Då materialegenskaper för järnsvampen och reduktionsaskan (se genomskärningsbild av kapsel i Figur 1) var okända har dessa uppmätts. Dessa mätningar genomfördes av Kagaku analys AB och redovisas i Figur 57 nedan. Figuren innehåller även kurvanpassningar till mätdatan, vilken extrapolerats upp till 1200°C vilket är den temperatur som kapslarna har när avkylningen börjar. Densiteten för järnsvampen och askan har vid rumstemperatur uppmätts av Höganäs AB till 1550 kg/m<sup>3</sup> respektive 850 kg/m<sup>3</sup>. Ytterbehållaren av kiselkarbid har god värmeledning och utgör ingen begränsning för kyltiden. För ytterbehållaren har därför vanligt förekommande materialparametrar för kiselkarbid ansatts vid simuleringarna ( $\lambda = 20 \text{ W/mK}$ ,  $C_p = 750 \text{ J/kgK}$ ,  $\rho = 3200 \text{ kg/m}^3$ ).



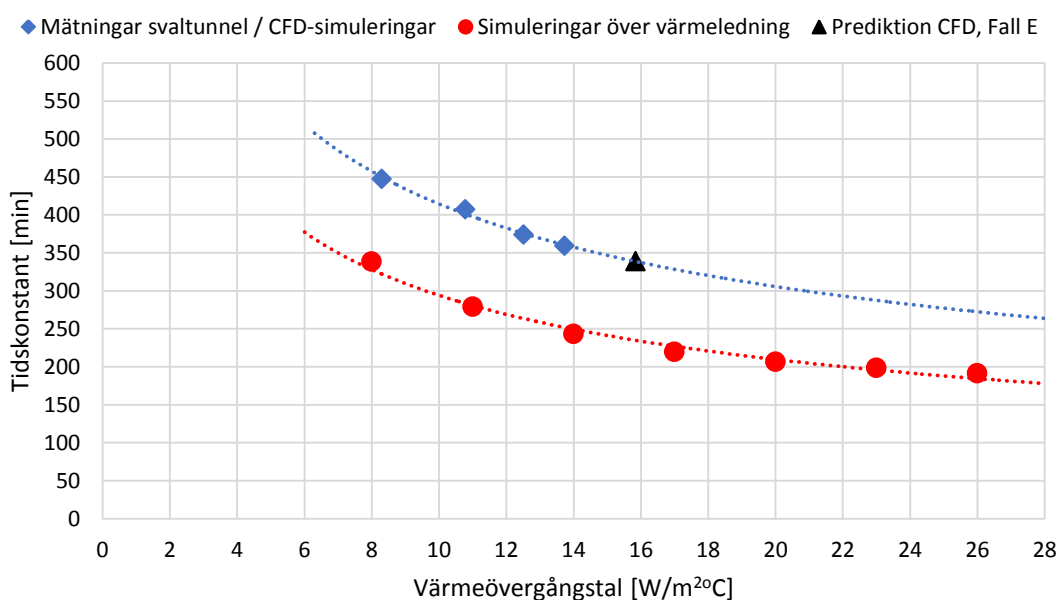
Figur 57 Uppmätta materialegenskaper för järnsvamp och reduktionsaska.

I Figur 58 redovisas simulerad tidskonstant för en kapsel vid värmeövergångstal på ytan mellan 8 – 26 W/m<sup>2</sup>C. Resultaten visar tydligt att värmeövergångstalets betydelse för avsvälningstiden hos järnsvampen minskar när värmeavgivningen på ytan ökar. Detta är en direkt följd av att reduktionsaskan har relativt låg värmekonduktivitet vilket medför att värmeledningen kommer att utgöra en allt starkare begränsning för vilken avsvälningstid som kan uppnås. För värmeövergångstal över 20 W/m<sup>2</sup>C är påverkan på avsvälningstiden för järnsvampen liten. Exempelvis ger en ökning av värmeövergångstalet på ytan med 30% från 20 W/m<sup>2</sup>C till 26 W/m<sup>2</sup>C endast en reducering av avsvälningstiden med 7%.

I Figur 58 presenteras också resultat som är baserade på en kombination av CFD-simuleringar över värmeövergångstal och mätningar av tidskonstant i svaltunneln. Resultaten från dessa ligger högre än simuleringsresultat baserade på materialdata. Orsakerna till detta kan vara flera. Dels finns det betydande osäkerheter både i mätningar och CFD-resultat. Utöver detta bygger materialdatan för själva kapslarna på standardvärden för kiselkarbid. Den mest betydande orsaken till avvikelserna tros dock vara att en betydande del värmen finns i själva vagnsbotten som består av eldfast keramik. Denna värme kommer att delvis sprida sig upp i kapseln via ledning i främst kiselkarbid och järnsvamp, med långsammare avkylning till följd. Detta är en aspekt som inte tas hänsyn till vid simuleringarna över värmeledning.

Avvikelsen till trots visar resultaten i Figur 58 på att prediktioner av värmeövergångstal i CFD-simuleringar återspeglas i kortad avsvälningstid vid mätningar i svaltnell och att sambandet mellan CFD/mätningar har ett liknande utseende som fås vid simuleringar över värmeledning i kapseln baserat på materialdata. Även om det finns en avvikelse i absoluta tal (se ovan) så är ändå tidskonstanterna med dessa två olika metoder i samma storleksordning.

För Fall E, med dubblat luftflöde från kylflödet, har inga mätningar utförts men baserat på resultaten som presenteras i Figur 58 kan en uppskattning av vilken tidskonstant och därmed avsvälningstid som kommer att erhållas i detta alternativ göras. Denna approximation ger en tidskonstant på ca 340 min, vilket motsvarar en förbättring med ca 6% jämfört med fall D (förbättrad kylning, nuvarande flöde). Påverkan är alltså ganska begränsad. Observera dock att denna uppskattning förutsätter aktiv kylning under endast 47% (75/160) av tiden, i likhet med mätningarna i svaltnellen, vilket begränsar betydelsen kylflödet.



Figur 58 Samband mellan värmeövergångstal på kapselytan och avsvälningstid (tidskonstant) för järnsvampen. Resultat från två olika metoder, simulering över värmeledning samt kombination av CFD-simulering över värmeövergångstal och mätningar i svaltnellen.

## 2.4.7 Energibesparing och processeffektivisering

Mätningar i prototypanläggningen placerad i svaltnellen hos Höganäs har visat på att med relativt enkla förändringar kan avsvälningstiden för järnsvampen kortas med mellan 12 – 29 %. Detta under mätförhållanden där endast 47% av tiden utgörs av aktiv kylning. Bedömningen är därför att en förbättring på i storleksordningen 15 – 20% går att nå med dessa åtgärder. Utöver utvärderade förbättringsförslag finns även möjligheter att ytterligare öka prestandan genom minskat by-passflöde och ökning av luftflödet till kylflödet.

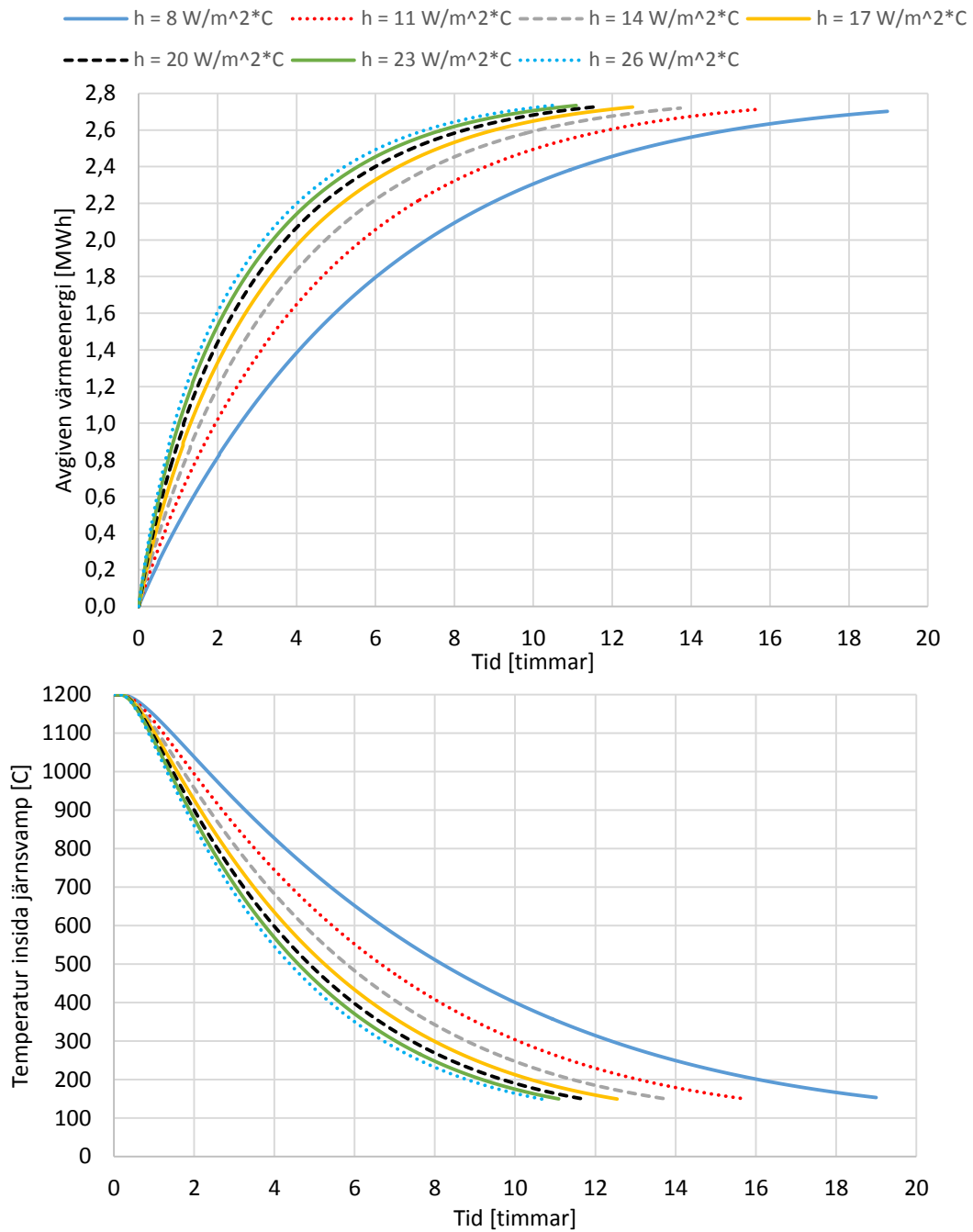
En kortad avsvälningstid innebär främst att tunnelns kylsträcka kan kortas till förmån för en längre brännzon.

En kortad avsvälningstid på 15 – 20% innebär att motsvarande 3 fält i kylzonen kan konverteras till fält i brännzonen. Därmed ökar ugnens maximala kapacitet med upp till 5 %. Med nuvarande råmaterial skulle det motsvara ca 5 500 ton/år. I tider med hög efterfrågan kan detta vara en betydelsefull möjlighet både med avseende på leveransförmåga och naturligtvis lönsamhet. Det ekonomiska värdet är betydande men det är i nuläget svårt att ge en kvalitativt meningsfull uppskattning av det.

Den ökade längden på reaktionszonen kan vid oförändrad produktionstakt också utnyttjas för att minska energianvändningen i ugnen. Besparingen är kraftigt beroende på produktionstakten eftersom energianvändningen har ett kraftigt olinjärt beroende av kapacitetsutnyttjandet. Med en årlig produktion på 120 000 ton järnsvamp med nuvarande råmaterial skulle energianvändningen kunna minskas med ca 5 Nm<sup>3</sup> naturgas/ton. Det motsvarar ca 6 % av den totala gasanvändningen eller ungefär 6,6 GWh/år. Det ekonomiska värdet av besparingen beror på gaspriset. Med de priser som varit aktuella de senaste åren motsvarar besparingen ca 1,6-2,3 Mkr/år. Den minskade gasanvändningen skulle också minska utsläppen av CO<sub>2</sub> med ca 1300 ton/år. Med nuvarande priser på utsläppsrätter (ca 8 Euro/ton) motsvarar det ett ytterligare ekonomiskt värde på ca 0,11 Mkr/år. Med ökande pris på utsläppsrätter skulle naturligtvis värdet av de minskade utsläppen också öka.

Utöver möjligheten till kortad kylzon och minskad naturgasanvändning beskrivet ovan finns även möjligheten att återvinna en större mängd värme ur kapslarna om avkylningsförloppet snabbas på under perioder med lägre produktionstakt. Kapslarna har i dagsläget ett betydande kvarvarande värmeinnehåll när de lämnar ugnen. I Figur 59 redovisas hur avgiven värme från en vagn med kapslar samt järnsvampens temperatur varierar med tiden i kylzonen och värmeövergångstal på kapselytan. Med en ökning från ett värmeövergångstal på 11 W/m<sup>2</sup>C till 14 W/m<sup>2</sup>C kan ca 0,15 MWh mer restvärme utvinnas ur varje vagn vid genomloppstider på 4 – 10 timmar i svaltunneln.

En ökning upp till ca 17 W/m<sup>2</sup>C ger en ökad värmeutvinning på ca 0,25 MWh per vagn. Med en total produktion på ca 120 000 ton/år ger detta en potential på en ökad restvärmeutvinning på ca 7 respektive 11 GWh årligen. I praktiken finns ingen efterfrågan på ytterligare värme under sommarhalvåret. Därmed begränsas leveransen av efterfrågan till drygt hälften av potentialen, dvs ca 4-6 GWh/år. Denna energimängd skulle dock vara mycket uppskattad på det lokala fjärrvärmenätet. Tunnelugnarna svarar i nuläget för ca 35-40 GWh/år i restvärmeleverans som alltså skulle kunna ökas med ca 15 %. Ökningen av nyttig restenergileverans motsvarar också grovt potentialen i minskad användning av primärenergi, dvs nyttan blir dubbel. Därutöver finns även möjligheten att utnyttja mer av restvärmen i vagnar och kapslar genom motsvarande effektivisering av kylningen i svaltunneln.



Figur 59 Avgiven värmemängd från kapslar på en vagn (överst) och järnsvampens innertemperatur (nederst) vid olika värmeövergångstal.



## 2.5 Slutsatser

Tre huvudsakliga metoder har använts för analys av förbättringspotentialen vad gäller ökad värmeavgivning från kapslarna med järnsvamp. Dessa är följande:

- Experimentella mätningar i nedskalad vindtunnel i laboratoriemiljö.
- Numeriska simuleringar i form av Computational Fluid Dynamics (CFD) och simuleringar över värmeledning.
- Mätningar i fullskalig prototypanläggning placerad i anslutning till produktionsanläggningen.

I generella termer har alla tre metoder visat på enhetliga och samstämmiga resultat, vilket stärker resultatens trovärdighet. Kylning av centralt placerade kapslar är i dagsläget den begränsande faktorn för kylprocessen. Mätningar i prototypanläggningen har visat att för centralt placerade kapslar kan järnsvampens temperatur när den lämnar tunnelugnen vara upp mot 100°C varmare än för ytterkapslar. Fokus för en förändrad utformning av kylluftsinsblåsen bör alltså vara att öka avkylningen av centralt placerade kapslar.

Numeriska simuleringar har visat på stora möjligheter att öka värmeövergångstalet på kapslarnas yta genom att modifiera utformningen av nuvarande kylluftsinsblås. Förändringar som ger betydande förbättringar av värmeövergångstalet är följande:

- Kylluftsinsblåsens placering, som när vagnarna står stilla i ugnen idag är mellan vagnar, flyttas så att kylluftsinsblåsen istället riktas in mellan kapslar på vagnen, där utrymmet är mindre.
- Kylluftsinsblåsens diameter minskas till förmån för ökad hastighet.
- Kylluftsinsblåsens placering förskjuts relativt varandra på olika sidor av ugnen, för att ge en jämnare kylning.

Enligt de numeriska beräkningarna kommer dessa förändringar öka värmeövergångstalet för centralt placerade kapslar med i genomsnitt mellan 40 – 65% beroende på temperaturnivåer hos kapslar och omgivande luft. Även för kapslar på vagnens ytterkanter ökar värmeavgivningen något. Utöver ovanstående har simuleringar visat på att by-passflöden kring tunnelns väggar och tak i dagsläget minskar värmeavgivning från kapselytan med upp mot 20%.

Mätningar i prototypanläggningen visade att med ovanstående förändringar av kylluftsinsblåsen kunde avsvälningstiden hos järnsvampen kortas med i genomsnitt mellan 12 – 29%. Av praktiska anledningar är dessa värden uppmätta när knappt halva tiden (47%) utgörs av aktiv kylning. Kan tiden med aktiv kylning ökas, förväntas en större förbättringspotential. En kortad avsvälningstid hos järnsvampen, och därmed kortad kylsträcka, på mellan 15 – 20% ger en årlig energibesparing på ca 6,6 GWh i naturgasanvändning för Höganäs AB tre tunnelugnar vid en produktionstakt på ca 120 000 ton/år.

Vid lägre produktionstakt skulle ovanstående förändringar kunna utnyttjas för en ökad återvinning av restvärme från kapslarna. Föreslagna förändringar har en potential att öka värmeavgivningen från varje vagn med i storleksordningen 0.15 – 0.25 MWh. För Höganäs ABs totala produktion innebär detta en potential för ökad utvinning av restvärme

på 7 till 11 GWh/år varav drygt hälften bör gå att finna avsättning för på de lokala fjärrvärmenätet.

Avslutningsvis har mätningar av materialegenskaper och simuleringar över värmeledningen i kapslarna visat på att reduktionsaskans låga värmekonduktivitet begränsar potentialen vad gäller att korta avsvälningstiden hos järnsvampen. Kan värmeledningen i kapslarna ökas, kommer betydelsen av ovanstående förbättringsförslag att öka ytterligare.

## 2.6 Fortsatt arbete

Betydande förbättringar över kylluftsinblåsens konfiguration har identifierats. Föreslagna förändringar kräver också relativt begränsade ombyggnationer av tunnelugnarnas kylsträckor. För en optimal utformning av kylsträckan bör dock samspelet mellan temperaturnivåer, luftflöde längs med tunneln och placering av inblås och utsug för kyl luften analyseras vidare. En utgångspunkt och ett första steg vid en större ombyggnation av kylsträckan bör därför vara att göra zonvis simuleringar av värmeavgivningen, där inkommande temperaturer och luftflöden baseras på en energibalans och transient simulering av värmeavgivningen från kapslarna i föregående zon. Detta skulle klargöra sambanden mellan värmeövergångstal, lufttemperaturer och avsvälningstid för järnsvampen. Ungefärliga värmeövergångstal kan ansättas från simulerade värden i denna studie. Även val av inblåsens utformning kan baseras på resultaten inom detta projekt.

Värmeledningsförmågan hos reduktionsaskan är låg, vilket sätter begränsningar för järnsvampens avsvälningstid. Möjligheter att öka värmeledningen från järnsvampen till behållaren kiselkarbiden bör därför undersökas.

Genomsnittligt konvektivt värmeövergångstal är relativt lågt (8 - 26 W/m<sup>2</sup>C) samtidigt som temperaturen i kylsträckan är hög. Kapslar som är exponerade mot tunnelväggarna lämpar sig därför för kylning genom strålning och möjligheterna för detta bör undersökas.

## 2.7 Referenser

- [1] Höganäs AB, *Höganäs Handbook for Sintered Components*. 2011.
- [2] Ripoll, F.R., Improvement of the cooling efficiency of an industrial process by using impinging jets. 2015.
- [3] La, H. and L. Pettersson, Experimental and Numerical Investigation of an In-line Tube Bank's Cooling Potential. 2016, Linköpings universitet.
- [4] Ekelöw, K., B. Moshfegh, and M. Pettersson, *Experimental study on the heat transfer in tube banks with cantilever cylinders exposed to impinging jets*. Proceedings of the 9th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics. 2017, Iguazu Falls, Brazil.
- [5] Launder, B.E. and D.B. Spalding, *Mathematical models of turbulence*. 1972, Academic Press.
- [6] Menter, F.R., *Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*. AIAA Journal, 1994. **32**(8): p. 1598-1605.
- [7] Wilcox, D.C., *Turbulence Modeling for CFD*. 2006: DCW Industries.

## 3 Quenching Ovako tubes by water impinging jets

### 3.1 Background

The ongoing trend towards greater functionality, more controlled properties and speed in manufacturing processing results in a demand for more advanced thermal management of steel products. In the steel industry, production lines continuously convey different steel products such as tube, rod, plate and profile over milling machines with or without forced cooling systems that reduce temperature level of profiles during transformation. Among different cooling techniques, water impinging jet is one of the most effective, fast-quenching systems. There has been great interest in heat transfer experimental study of quenching by water jet and many of the reported studies have focused on a single water jet quenching a stationary test sample.

Karwa, Schmidt [1] reported three distinct regions of quenching a flat surface with single water jet; circular wetted region surrounding impingement stagnation point, annular transition zone and un-wetted region in the outer layer. Woodfield, Mozumder [2] studied boiling region of a single water jet over a stator flat surface. They investigated effect of initial surface temperature, test specimen material, water sub-cooling and jet velocity on the size of boiling regime and shown higher water sub-cooling and velocity decreased width of wetted region while greater material thermal conductivity widened the wetted region. In a research study of steady state and transient quenching of horizontal surface by single water jet, Agrawal, Kumar [3] investigated effect of nozzle diameter on rewetting temperature and velocity and also reported a list of previous experimental studies that carried out with a single round water jet. Effectiveness of maximum heat flux by parameters of water impingement and quenching system was studied by Mozumder, Monde [4] in case of single water impinging jet.

One of parameters effects strongly on quenching hydrodynamic and boiling heat transfer is curvature rate of hot surface, i.e., hollow cylinder and bar (convex surface). In order to mimic Run-out table (ROT) condition for hollow cylinder, rotations of test specimen is applied into experiment. In literature, few studies have found investigated quenching of rotary cylinder by round and planar water impinging jet. Hydrodynamic of boiling phenomena during quenching a rotary hollow cylinder by single water impinging jet has been analyzed visually by Mozumder, Mitsutake [5].

In the first moment of contact between liquid jet and the hot surface in the stagnation region of water jet, vapor is produced in presence of stable vapor film over the surface that isolates the liquid to contact solid surface. After a delay time, which is called resident time [6] where stagnation region's width was estimated nearly  $3d$ , temperature difference between the liquid and surface is reduced enough that water jet penetrates to vapor film and shapes the wetting front (WF) region to roll over the surface. Growth rate of WF depends mainly on energy balance between liquid and solid and it is created in non-uniform angular distribution due to presence of surface moving. Boiling region exists at the edge of WF and splashing water drops is the boundary between WF and dry zone outside the quenching area. Inside wetted region, transition and nucleate boiling regimes are existed respectively from WF edge toward the stagnation point of jet. Therefore

surface film boiling accompanies other boiling regimes in the quenching by water jet in same time.

Mozumder, Mitsutake [5] also presented surface temperature and heat flux fluctuated on every revolution and higher rotation speed reduces heat flux due to shorter interaction time in contact of liquid and solid. Gradeck, Kouachi [7] performed experimental transient study of quenching rotary hollow cylinder by single water jet and achieved higher heat flux magnitude in film and transition regimes and maximum heat flux by higher sub-cooling temperature. The result shown increasing rotation speed declines heat flux in the entire boiling curve. They also observed no "shoulder of flux" (boiling curve's characteristic behavior in transition boiling regime) in presence of moving surface which has been reported in studies on flat surfaces [8].

In application of water jet in industrial processes, large quenching areas have to be covered with several jets, result in defining multiple configuration of water jets in the quenching system. Among the literature studied by the authors, there is no experimental study to investigate effect of multiple impinging jet configurations on quenching of a rotating hot convex surface. The research group in division of Energy Systems at University of Gävle took the opportunity to establish an experimental research project to study and develop fast cooling system (quenching system) by application of multiple water impinging jets. In regard to this project, Jahedi and Moshfegh [9] studied effect of several parameters on cooling rate of quenching rotating hot convex surface by 1-row of water impinging jets configuration. They reported more uniformity of cooling rate by smaller spacing between water jets and distinct low cooling rate in case of water impingement horizontally toward the rotary convex surface compare to other studied angular position of nozzles.

In another recent study in the research group, Jahedi, Berntsson, Wren and Moshfegh [10] presented development of inverse solution based on GMRES method for prediction of surface temperature and heat flux in the quenching system. Clear footprint of surface movement on surface temperature and heat flux was captured in stagnation point of jet in 1-row nozzle configuration and they defined three boiling curves based on cyclic variation of heat flux on every revolution, corresponding to  $q''_{max}$ ,  $q''_{mean}$  and  $q''_{min}$ .

In the last research study by the Authors that is intended to be submitted to a scientific journal, Jahedi and Moshfegh [11] introduced hydrodynamic phenomena of boiling by multiple configurations of nozzles. Effect of various parameters is studied on stagnation point's heat transfer characteristics in the film, transition and nucleate boiling regime as well as maximum heat flux characteristic in stagnation point of water jet. They also investigated influence of parameters on average heat transfer over the quenching surface.

## **3.2 Methodology**

### **3.2.1 Experimental study in the laboratory**

#### **3.2.1.1 Details of test rig design**

The schematic of the experimental setup is shown in Figure . The test specimen is a rotary hollow cylinder, which mimics the turn-out table condition in the industry. In order to

measure temperature of quenching, 34 N-type thermocouples were used at two various depths of the test specimen's thickness: lines  $R_1$  and  $R_2$ . Each thermocouple was mounted in a drilled hole ( $d_{hole} = 1.5$  mm) carefully to reduce contact resistance at the measurement point and especial cement was used to fix the thermocouple position inside the hole to be ensure that there is a stable contact between tip of the sensor and bottom of the hole during heating and cooling processes. One slip-ring was mounted at end of the rotary shaft to avoid twisting of thermocouples' wire.

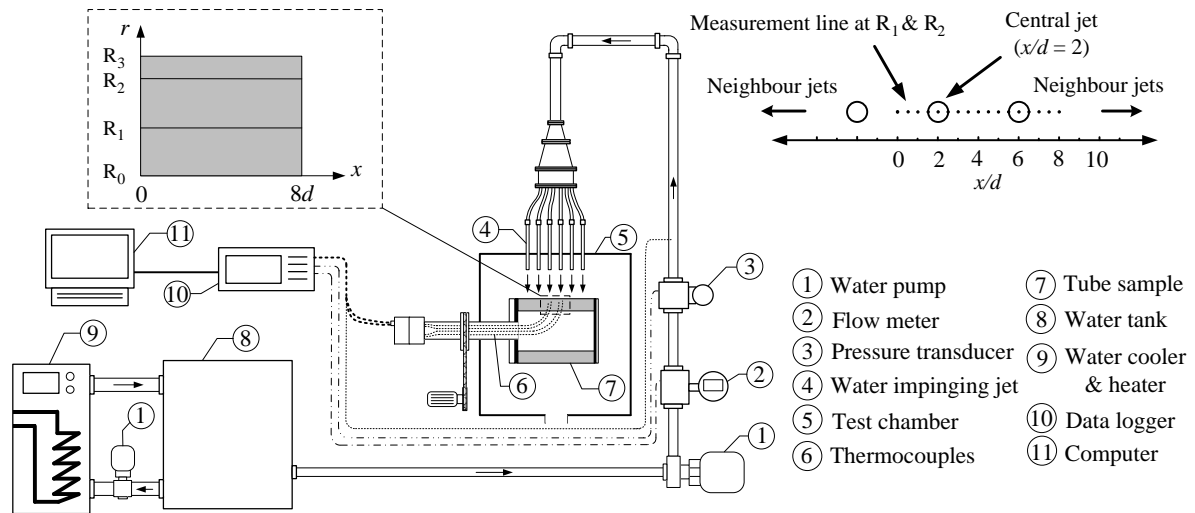


Figure 60 Schematic of experimental setup.

The DAQ system contained a chassis and four data loggers (Figure 61) to collect signals from instruments and send them to computer. Magnetic flow meter and differential pressure transducer send signals in range of 4 to 20 mA and thermocouples measure the temperature by voltage difference. LabVIEW program was used to monitor all the converted signals from the data logger and control experimental process and record measurement signals at the end of experiment.



Figure 61 Chassis and data loggers (left) and magnetic flow meter (right).

### 3.2.1.2 Experimental processes

The experimental process of each test contained three main steps. In the first step, temperature of water in the tank was regulated by a cooling and heating system and a pump circulated the water through the piping system. The water flow rate was measured by a magnetic flow meter and relative pressure was monitored by pressure difference transducer. In the second step, an induction heater heated the rotating test specimen slightly over the initial temperature and was taken away from test chamber. Finally, quenching process was started at the desired initial temperature of quenching, defined in the LabVIEW, by sending voltage signal to solenoid valves to switch direction of water circulation towards the impinging jets inside test chamber. Figure 62 shows the test rig at the laboratory of University of Gävle and tube before and during quenching process.

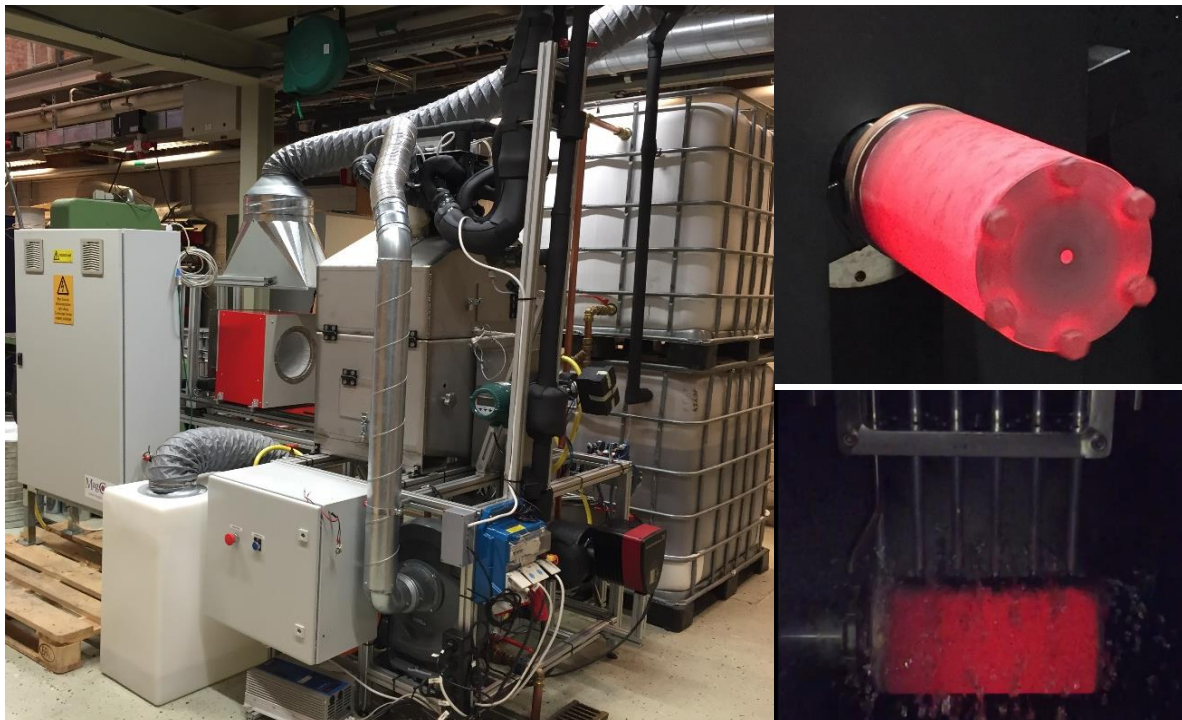
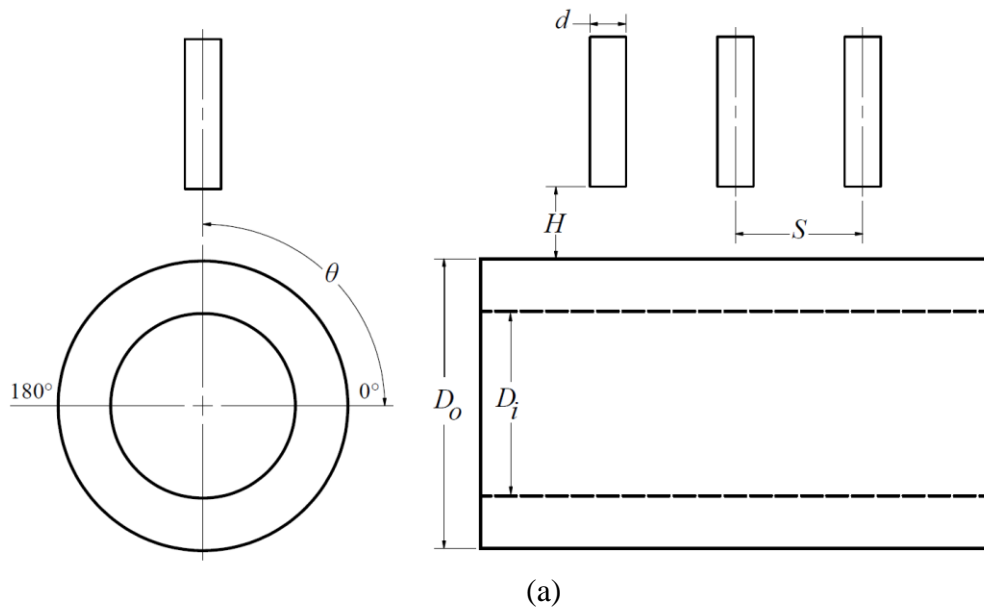


Figure 62 Experimental test rig at the laboratory of University of Gävle (left) and tube with OD 96 mm at about 810 °C before and during quenching process (right).

In the series of experimental studies, 110 tests carried out and effect of several parameters was studied on quenching heat transfer of the rotary cylinder with multiple configurations of round water jets. The list of studied parameters with defined range of variation is shown in Table 6 and they are illustrated in Figure 63. In order to obtain accurate uncertainty calculation, four thermocouples were calibrated by the manufacturer from 20 to 800 °C. The maximum uncertainty of thermocouple sensor and data acquisition system was  $\pm 1.1\%$  at temperature of 100 °C. The uncertainty of thermocouple sensor location, water flow rate and water temperature were  $\pm 4.6\%$ ,  $\pm 1.8\%$  and  $\pm 4.8\%$  respectively.

Table 6 Range of parameters in the experiments. Bolt values of parameters refer to the reference experiment in this study.

Parameter	Unit	Range
$Re$	-	8006, <b>16012</b> , 32023, 36738
$\Delta T_{sub}$	$^{\circ}C$	45, 55, 65, <b>75</b> , 85
$T_q$	$^{\circ}C$	250, 350, 450, 550, <b>600</b>
$S/d$	-	4, <b>6</b> , 8, 10
$H/d$	-	1.5, <b>3</b> , 5, 7
$D/d$	-	<b>12</b> , 19, 24 <small>(<math>D = 96.6, 152.2</math> and <math>192.3</math> mm)</small>
$\omega$	<i>rpm</i>	10, 30, <b>50</b> , 70
$\theta$	$^{\circ}$	0, 45, <b>90</b> , 135
$N$	-	<b>1</b> , 2



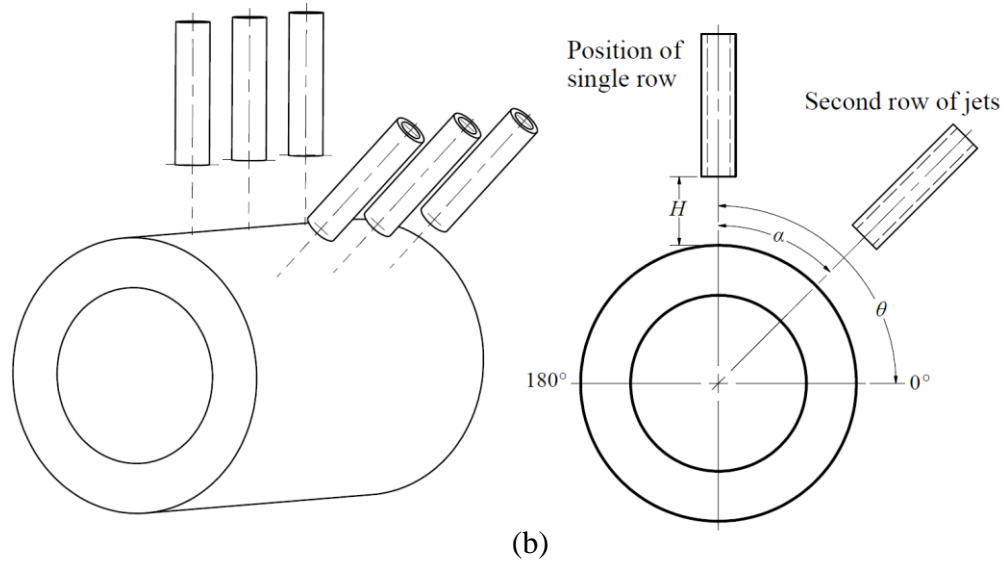


Figure 63 Schematic of cylinder and quenching parameters (a) 1-row of jets (b) two rows configuration.

### 3.2.2 Measurement at Ovako AB site

In order to apply the quenching technique of water impinging jets into the production line of industry, it is very crucial to understand the procedure of those processes which are considered to be beside or after cooling process. The temperature levels and speed of production are factors that have to be studied in the real case to be applied into the design of the quenching system. Therefore the research group planned to perform a series of temperature and time measurements over the production line of factory.

#### 3.2.2.1 Details of measurements setup

The purpose of the measurement was to investigate temperature of products at *straightening process*, at onset of cooling bed and temperature drop rate of product during *cooling bed process* by the current cooling technique, see Figure 64. The measurements were performed for various tube sizes and thicknesses at two positions: after *straightening process* and during *cooling bed process*. In total, 32 measurement cases were performed with different tube dimensions. Table 7 shows summary of the measurement set-ups.



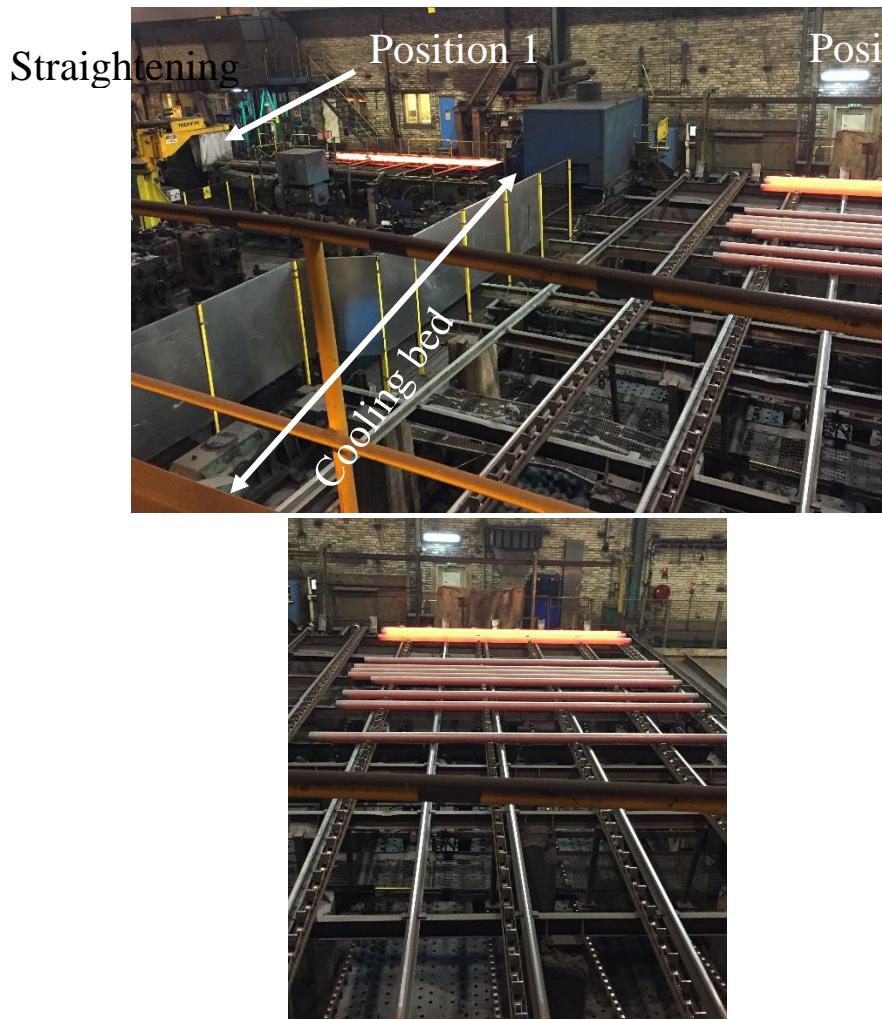


Figure 64 Location of last two processes before cooling bed: process (left) and cooling bed (right).

In the measurements, high speed Infrared camera of FLIR X6580sc was used. Thermal images were captured in 640\*512 pixels resolution (full frame capacity of the camera) with lens filter for measuring temperatures above 300°C. Figure 65 shows location of camera on the top of straightening and cooling bed process in distance about 20 m.



Figure 65 Position of camera on top of the straightening and cooling bed process.

Table 7 Summary of measurement setups at Ovako production line.

No.	Tube OD (mm)	Tube thickness (mm)	Position 1 Straightening process	Position 2 Cooling bed
1	96.6	10.8	*	*
2	99.7	12.6	*	*
3	99.8	13.7	*	*
4	102.5	15.5	*	*
5	112.2	9.9	*	*
6	112.5	20.6	*	*
7	162.4	17.5	*	*
8	163.9	18.5	*	*
9	167.3	26.5	*	*
10	172.3	23.9	*	*
11	173.3	33.8	*	*
12	173.8	18.2	*	*
13	173.9	31.3	*	*
14	176.9	20.1	*	*
15	184.5	34.7	*	*
16	198.4	29.3	*	*

### 3.2.3 Development of inverse heat conduction solution

In practice it is very difficult to accurately measure the temperature and heat flux of the surface during a quenching process as the measurement device disturbs the heat flux and cooling process, or cannot withstand the harsh conditions during quenching. Remote temperature monitoring by IR camera techniques is not an alternative either, as the surface wetting and boiling would seriously disturb the measurement in the wetted region. Altogether, the vast number of parameters that affects the cooling process together with the difficulty of determining surface temperature and heat flux distributions makes impinging jet quenching far from fully understood. There is a need for new and improved methods and techniques for both measurement and analysis of measurement results.

One way to circumvent some of the surface measurement problems, which is investigated in this research project, is to apply an inverse problem technique to determine the surface temperature and heat flux based on temperature measurements beneath the surface (instead of direct measurement). By using an inverse method, temperature measured below the surface is used to solve a boundary value problem for the heat conduction equation.

By using an inverse method, temperature measured below the surface is used to solve a boundary value problem for the heat conduction equation. This situation is often modeled as a Cauchy problem where both temperature and heat-flux data are specified at a distance from the surface. The Cauchy problem for the heat conduction equation is well known to be ill-posed. This means that small measurement errors in the data may seriously disturb and even destroy the numerical solution. The ill-posed aspect has to be taken care of, which for example can be accomplished by methods that stabilize the numerical computations. Several such stabilizing methods have been proposed. One example is to reformulate the Cauchy problem for the heat conduction equation as an operator equation  $Kf = g$ , where  $f(x, t)$  is the surface temperature and  $g(x, t)$  is the interior temperature measured by the measurement device. The new operator equation can subsequently be solved by using the generalized minimal residual method (GMRES) which has been shown to produce good solutions when applied to ill-posed problems [12].

In this project, the inverse heat conduction problem of an insulated quenching system including multiple water jets was solved by GMRES method (see Table 8) in order to predict the surface temperature and heat flux of the test object during the quenching experiments in the laboratory. Towards this aim, the direct and inverse problems are defined, and a linear operator is created in the Arnoldi method to solve the inverse problem.

Table 8 The GMRES algorithm [13].

1.	Compute $r_0 = g$ , $\beta = \ r_0\ $ , and $v_1 = r_0/\beta$ .
2.	for $j = 1, 2, \dots, m$ do Compute $w = Kv_j$ . for $i = 1, \dots, j$ do $h_{ij} = (w_j, v_i)$ . $w_j = w_j - h_{ij}v_j$ . end $h_{j+1,j} = \ \cdot\ $ . if $h_{j+1,j} = 0$ then stop. $v_{j+1} = w_j/h_{j+1,j}$ . end
3.	Define $H_m = \{h_{ij}\}$ for $1 \leq i \leq m+1$ and $1 \leq j \leq m$ .
4.	Compute $y_m = H_m^{-1}(\beta e_1)$ .
5.	Set $f_m = f_0 + y_1 v_1 + \dots + y_m v_m$ .

In this study, the commercial software Comsol Multiphysics 5.2 was used to solve the direct heat transfer problem, in the computational domain. The inverse solution technique, i.e., the Arnoldi algorithm, was implemented in Matlab. The operator  $K$  was evaluated by exporting temperature data at the boundaries of the domain to Comsol, running the finite element solver and importing the data back into Matlab. The computational domain was discretized using structured mesh (rectangular cells) with total grid points of 9416 (cell size is 0.36 mm) which was chosen based on mesh sensitivity analysis. The research group recently published a scientific article and described the developed inverse solution method [10]. As it is shown in Figure 66, computational domain is 2-D domain in longitudinal axis of tube. From the experiments in the laboratory, temperature history at line  $R_1$  and  $R_2$  is measured during quenching process.

The described inverse solution is able to apply the experimental result as input and predict the temperature and heat flux at  $R_3$ , the quenching surface, which is our interest to evaluate performance of quenching system by adjusting different parameters of the cooling technique.

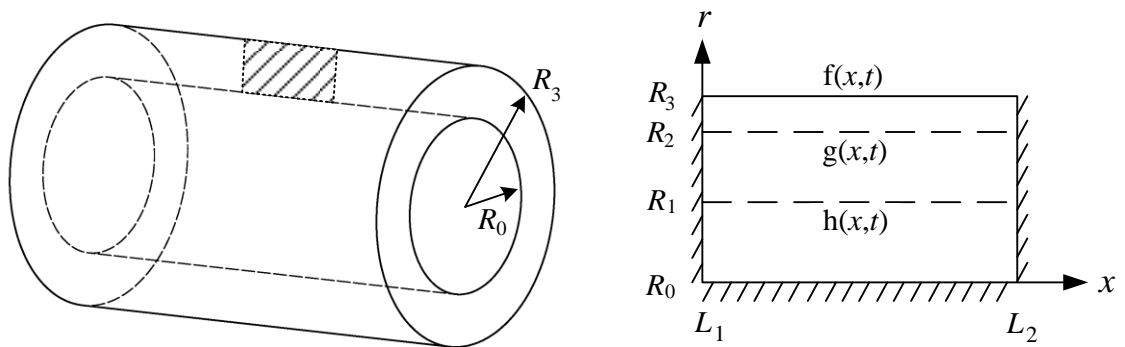


Figure 66 Illustration of computational domain in the inverse solution.

In this study, the commercial software Comsol Multiphysics 5.2 was used to solve the direct heat transfer problem in the computational domain. The inverse solution technique,

i.e., the Arnoldi algorithm, was implemented in Matlab programming software. In order to investigate effect of various parameters on accuracy of heat transfer prediction by the inverse solution, sensitivity analysis was carried out on variation of regularization parameter  $m$ , noise level of measurement data, mesh size and quenching cooling rate.

### 3.3 Results

#### 3.3.1 The developed Inverse solution

The result in Figure 67 reveals that in the absence of noise in the measurement data, average error of temperature prediction was  $\pm 3.5$  °C at  $R_3$ , based on following error definition,

$$Error = f(x, t)_{artificial} - f(x, t)_{predicted} \quad (3.1)$$

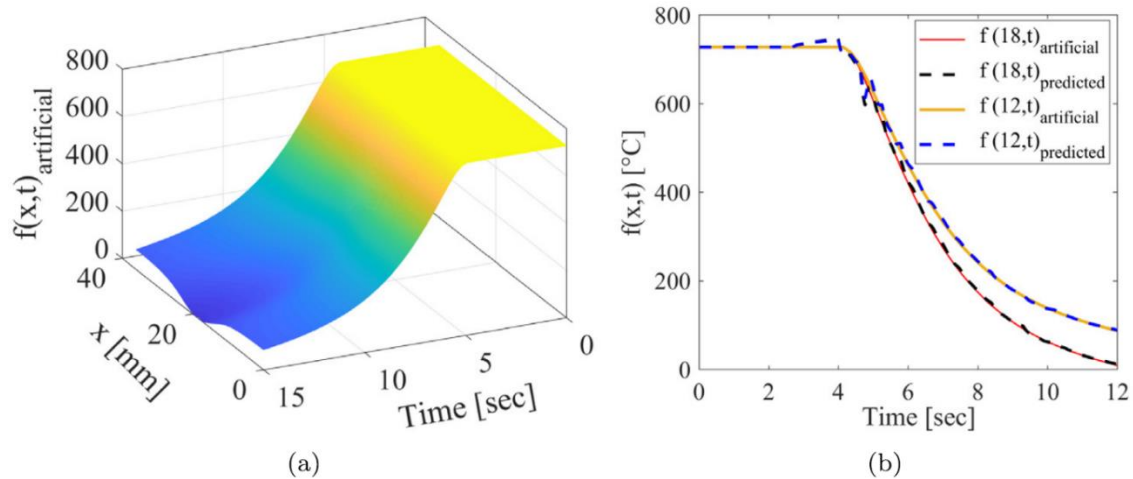


Figure 67 Evaluation of inverse method by an artificial solution without noise (a) exact temperature profile at  $R_3$  (b) artificial and predicted  $f(x, t)$  at  $x = 12$  and 18 mm [10].

In experimental tests, there is always noise in the measured temperature data, which is related to uncertainty of measurement from different sources, i.e., sensor, instruments, etc. Therefore, it is necessary to consider effect of noise on the inverse solution stability. Two noise levels were defined with maximum 4 and 8% random deviation from exact temperature profile of  $f(x, t)$  at  $R_3$ . The GMRES solution (Table 8) tested with a range of  $m$ -values to find best regularization value for the noisy input data. Figure 68 shows similar error value for both noise levels that by increasing regularization parameter value, average error is decreased until a certain level ( $m = 5$ ) that will be unchanged for higher  $m$ -values. But for maximum error value there is an optimized range of  $m$ -value to reduce the error level ( $m = 5$ ). One can compare the mean error magnitude of noisy artificial data ( $\pm 15.3$  °C) by identical artificial input data without noise ( $\pm 3.5$  °C) which reveals effect of noise on the inverse solution in case of applying experimental data.

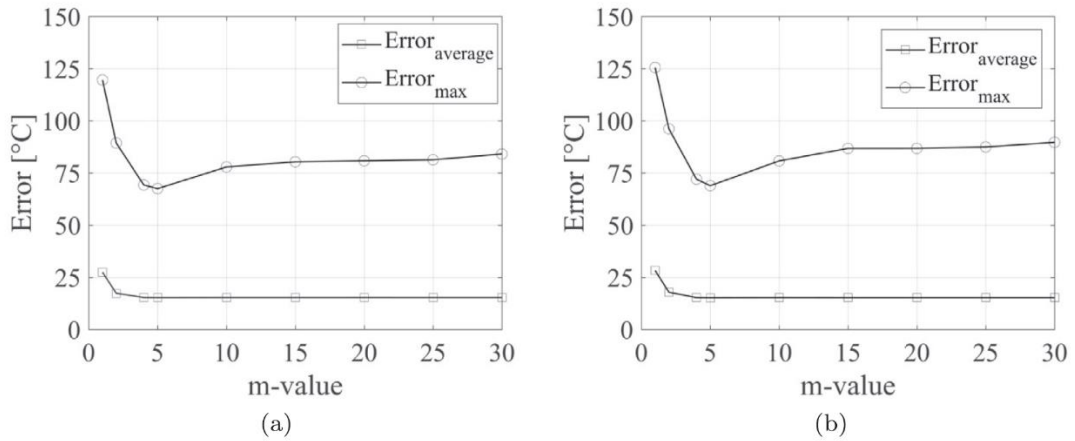


Figure 68 Average and maximum error of prediction with noisy data of  $f(x, t)$  at  $R_3$  (a) 4% noise (b) 8% noise [10].

Different structured mesh sizes were examined to analyze the solution sensitivity to the element size. Figure 69 shows that there is a range of cell size for the FEM solver within which both mean and maximum errors are minimum. Refining the mesh reduces average error of prediction up to number of cells about 10,000 and more refinement increases both mean and maximum errors. The cell size of 0.36 mm was chosen for further predictions, which corresponds to 9416 cells in the domain as the best value from the mesh sensitivity analysis.

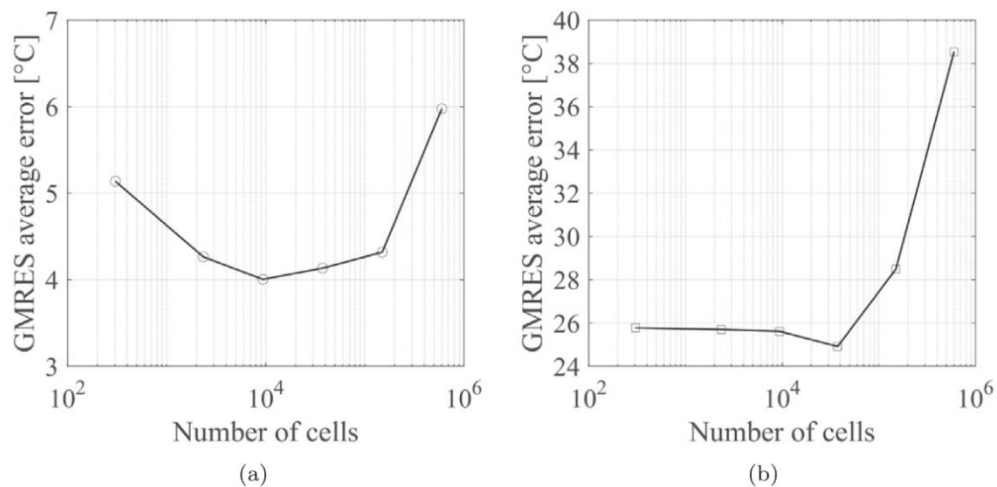


Figure 69 (a) Average error and (b) maximum error as a function of number of cells [10].

Figure 70 presents cooling graphs of quenching with different temperature gradients which correspond to different surface heat flux magnitude. The result of sensitivity analysis of error value by quenching cooling rate shows no significant changes on mean and maximum values of error. The initial surface temperature of test specimen is also an important parameter, which determines first boiling regime of quenching over the impingement surface. Therefore, different initial temperatures were tested to find the sensitivity of GMRES solution to this parameter and no dependency of solution on initial temperature was captured.

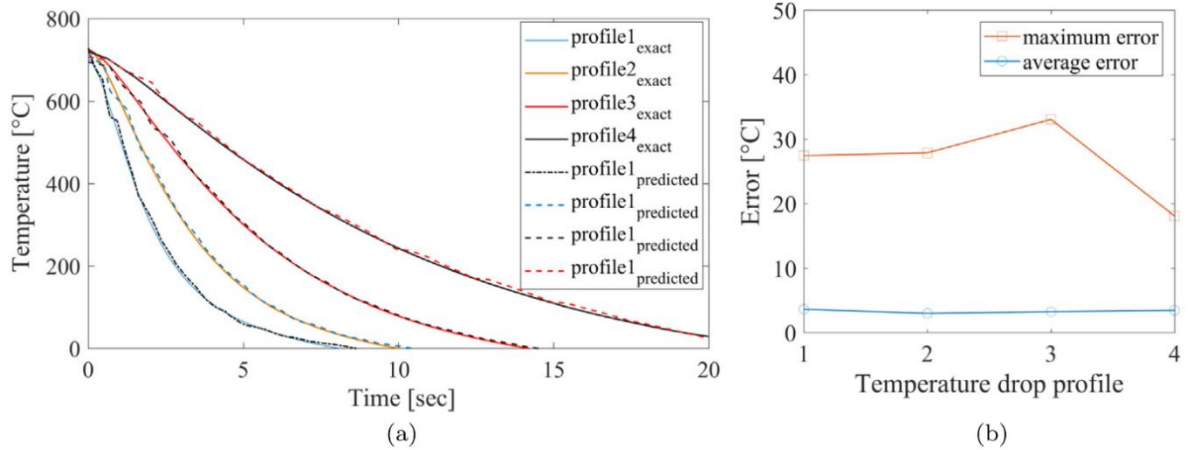


Figure 70 (a) Exact and predicted temperature data as a function of initial surface temperature without noise and (b) average and maximum error of prediction [10].

### 3.3.2 Experimental study in the laboratory

In order to evaluate cooling performance of quenching system, one need to investigate on surface temperature and heat flux variation during the cooling process. Figure 71 presents result of analysis of an example of experimental study with following setup: Reynolds number 26 600, jet-to-jet spacing  $8d$ , initial quenching temperature  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ , rotation speed of tube  $50\text{ rpm}$  and water temperature of  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . In the Figure 71a, measured temperature at line  $R_1$ ,  $h(20, t)$ , and  $R_2$ ,  $g(20, t)$ , and predicted surface temperature by inverse solution,  $f(20, t)$ , are shown and it can be seen predicted surface temperature contains fluctuations that are due to the effect of specimen's rotation. This effect is hardly seen at  $R_1$  but is slightly more pronounced at  $R_2$  and is very prominent at line  $R_3$  over the surface of quenching.

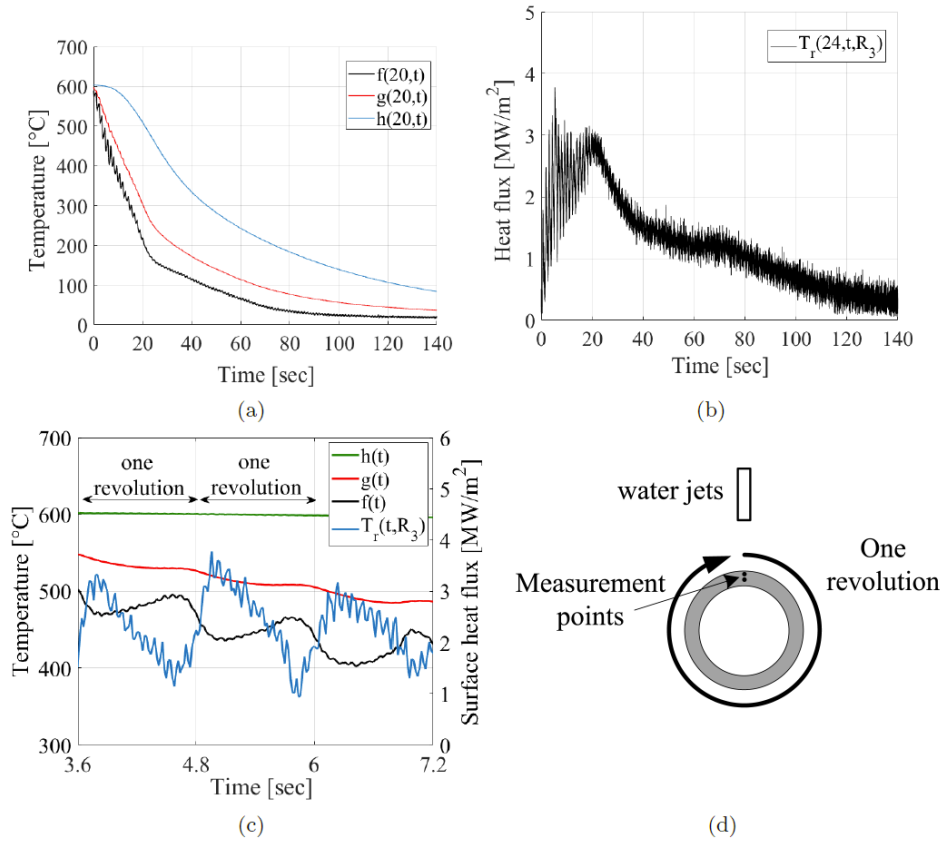


Figure 71 (a) the measured temperature at  $R_1$  and  $R_2$  and predicted temperature  $R_3$  obtained by inverse solver, (b) the computed surface heat Flux, (c) temperature and heat flux variation on each revolution cycle and (d) schematic of revolution cycle and position of water jets [10].

The rotation effect is also captured clearly on surface heat flux graph in Figure 71b. Heat flux is increased from beginning of quenching and is kept at a high level until 20 s where surface temperature is above 100 °C. More detailed result of rotation's effect on surface temperature and heat flux is shown in Figure 71c where the result is presented for a shorter time of quenching. The results reveal a trend of variation by revolution of test specimen during quenching. In this Figure, margin lines in the x-axis represent times at which measurement point is reached to stagnation point of water impingement. This can be explained by the fact that the surface temperature has started to drop near impingement stagnation point and heat flux increases quickly and reaches maximum in a short time after the stagnation point where surface experiences minimum temperature during the revolution.

When the quenching surface is in dry zone (no water impingement), temperature is recovered due to internal heat transfer by conduction inside the material. Therefore temperature difference near the surface is decreased which leads to less surface heat flux compared to wet zone. By comparing temperature graphs from line  $R_3$  on the quenching surface to  $R_1$ , a damping of cyclic temperature variation is illustrated which has disappeared at line  $R_3$ . The reason is that in presence of rotation and boiling over the surface, being closer to quenching surface with very high boiling heat transfer compared to internal heat conduction, smaller temperature difference is obtained. By increasing distance from the surface, internal heat conduction becomes more highlighted compared to surface boiling heat transfer. Therefore, the cyclic variation of temperature is damped gradually.



In order to understand the boiling phenomena, heat transfer characteristics of boiling needed to be studied every effective parameter. In this section of report, results of parameters analysis are presented.

### 3.3.2.1 Jet to jet spacing ( $S$ )

Multiple water impinging jets introduces a new parameter beside the single jet's parameters in quenching system: jet-to-jet spacing ( $S$ ). One can apply enough large spacing between the jets which WF flows cannot reach to the neighbors and every individual jet is considered as a single jet. But by decreasing  $S$ , smaller cooling area ( $A_q$ ) is defined for each individual jet, upwash flow is created by WF regions and water jets flow may be effected by the neighbors depending on spacing between the jets. Figure 72a shows in the film and transition boiling  $S/d = 6$  improves  $q''_{avg}$  at stagnation point of jet significantly while defining smaller  $A_q$  by  $S/d = 4$  decreases average surface heat flux which may due to disturbance of jet flow by the neighbors located in closer distance. Less heat flux is seen in  $S/d > 6$  where jets are impinged over larger  $A_q$  and are expected to be disturbed less by increasing  $S$ . In the nucleate regime, jet-to-jet spacing 8 and  $10d$  provide maximum value of  $q''_{avg}$  that shows in presence of stable contact between liquid and solid surface, larger distance of water discharge than  $6d$  improves the stagnation point heat transfer.

Figure 72b shows at stagnation point, nearly similar result is achieved for  $q''_{MHF}$  by comparing to average heat flux in the transition regime with maximum value in  $S/d = 6$ . At up-wash flow point ( $S_{upw}$ ) effect of spacing is less dominant where highest value of  $MHF$  occurs in  $S = 8d$ . Evaluation on  $T_{MHF}$  reveals no significant dependency on jet-to-jet spacing at both stagnation ( $S_{stg}$ ) and upwash flow point (Figure 72b) except that at Supw smallest  $S$ -value  $MHF$  occurs in higher temperature. Moreover, smaller  $S$  from  $10d$  to  $4d$  minimized  $t_{MHF}$  in range of 6 to  $8d$  at  $S_{stg}$ . In the upwash flow point, linear dependency of  $t_{MHF}$  on jet-to-jet spacing is obtained. The reason for this effect can be seen in Figure 72 where central jet is located at  $x/d = 2$  and neighbor jets position is varied by jet-to-jet spacing. Larger  $S/d$  creates wider region in between of each two neighbor jets outside the stagnation regions. As a consequence, each individual water jet cool down large  $A_q$ , which provides poor cooling characteristics around the upwash flow zone in onset of film boiling regime and increases  $t_{MHF}$  at upwash flow points, i.e., at  $S/d = 10$  in the up-wash flow point,  $t_{MHF} = 22$  [s] is obtained in comparison with 4.2 [s] at  $S/d = 6$ . The result present larger jet-to-jet spacing decreases uniformity of cooling rate across the radial direction from stagnation toward the up-wash flow zone, see Figure 73.

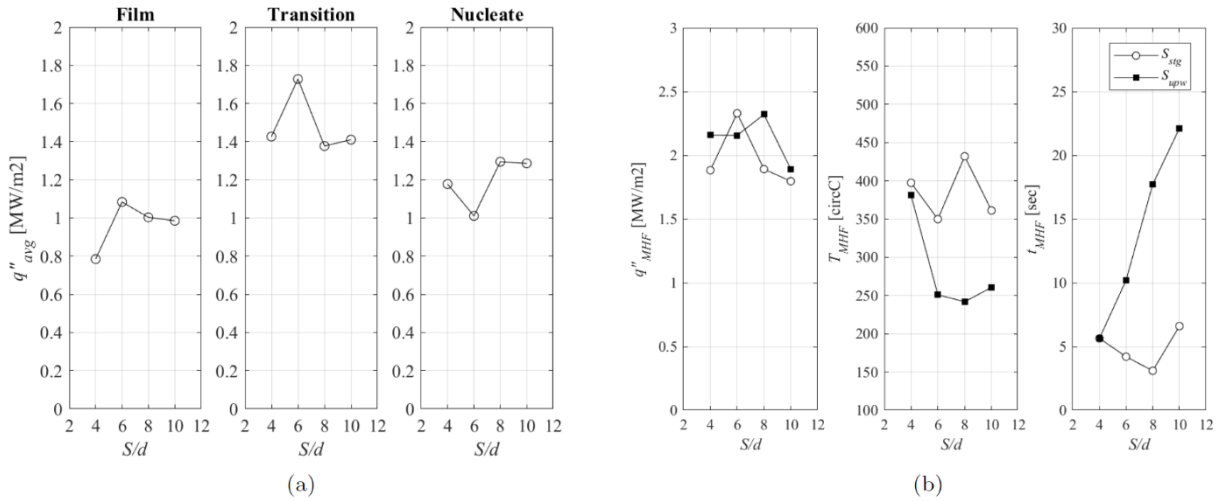


Figure 72 Effect of jet-to-jet spacing on surface boiling characteristics at  $S_{stg}$  (a)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters [11].

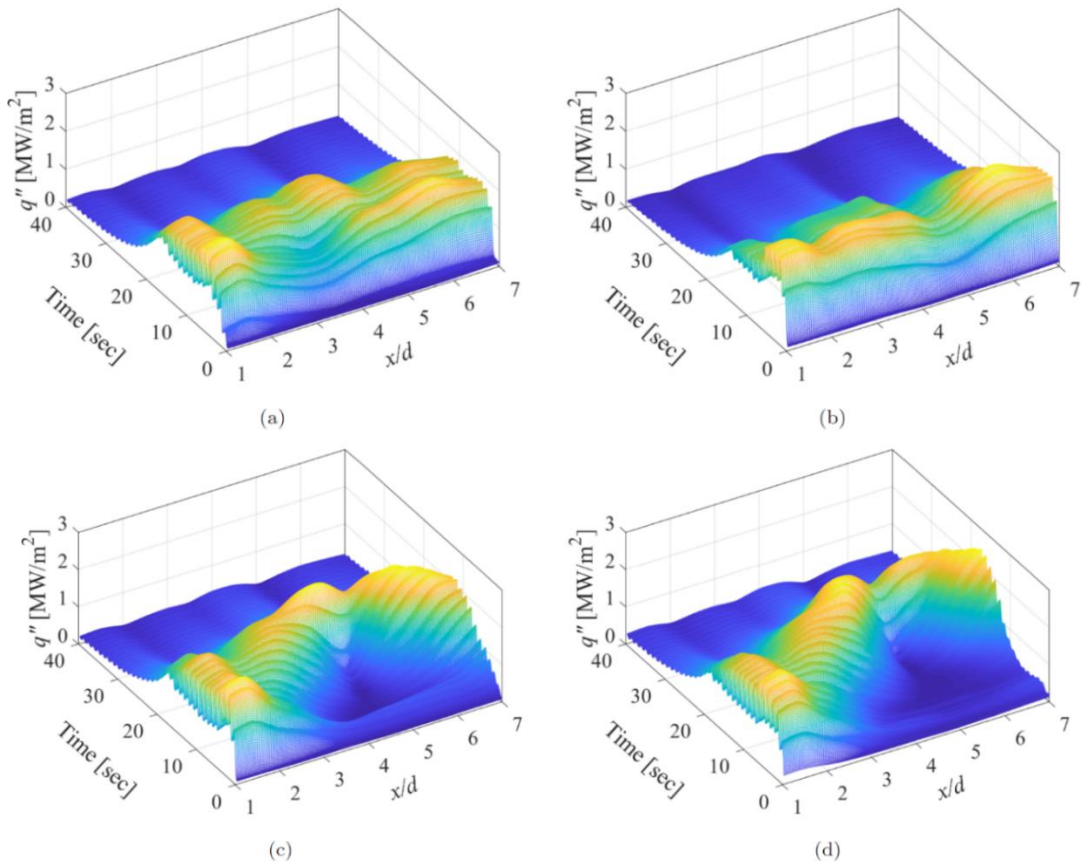


Figure 73 Effect of jet-to-jet spacing on surface heat flux (a)  $S/d = 4$  (b)  $S/d = 6$  (c)  $S/d = 8$  (d)  $S/d = 10$  [11].

### 3.3.2.2 Jets Reynolds number (Re)

In study of jet velocity's effect on boiling characteristics, shown in Figure 74a, increasing  $Re$  to 16,012 provides improvement of  $q''_{avg}$  and no significant changes is captured for higher  $Re$  in the film and transition regimes. In the nucleate boiling, higher  $Re$  enhances  $q''_{avg}$  in linear trend for  $Re > 8006$ . In evaluation of  $MHF$  (Figure 74b),  $q''_{MHF}$  is

increased by greater  $Re$  in a general trend at both  $S_{stg}$  and  $S_{upw}$ . Higher jet velocity creates higher momentum in free jet to increase heat transfer at  $S_{stg}$ . It produces WF with higher propagation velocity and creates stronger water discharge in upwash flow zone. Enhancement of  $MHF$  is more pronounced at  $S_{upw}$  than stagnation point of jet. The result in Figure 74b shows slightly increasing of  $T_{MHF}$  by higher jet velocity at both points in similar variation trend. Evaluation of  $t_{MHF}$  reveals that there is a limitation of jet velocity to be able to improve the stagnation point's boiling heat transfer. Result of analysis  $t_{MHF}$  at the both points is demarcated salient time reduction by increasing  $Re$  to 16,012 and little effect by subsequent increase of  $Re$ . The magnitude of the time reduction is larger at upwash flow point in  $Re = 16,012$ . Above this  $Re$  limit, the result shows water jet with higher velocity makes no significant change on the time to reach MHF at  $S/d=6$ . Increasing jet-to-jet spacing can shift this limit to higher  $Re$  magnitude as greater  $A_q$  is considered for each individual WF flow before reaching to the upwash flow zone. Further study is needed to investigate effect of jet-to-jet spacing on the limitation of  $Re$  ability on decreasing  $t_{MHF}$ .

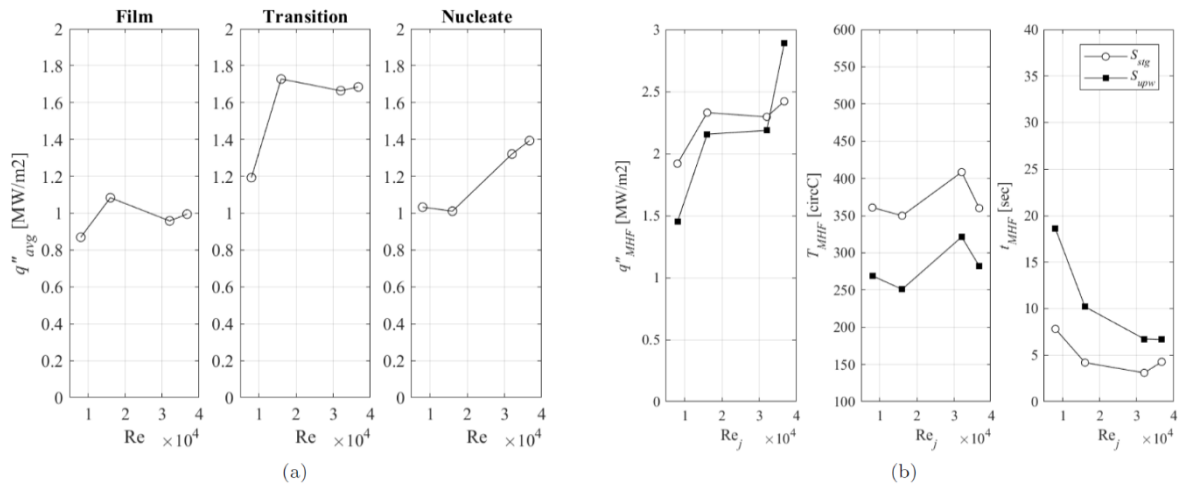


Figure 74 Effect of  $Re$  on surface heat flux (a)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters.

### 3.3.2.3 Sub-cooling temperature ( $\Delta T_{sub}$ )

The result of surface heat flux in Figure 75 and Figure 76 is clearly evident smaller sub-cooling expands a region in time with very low heat flux at up-wash flow zone from onset of quenching experiment, cause to longer time to complete the test.

Propagation velocity of WF is decreased significantly by reduction of sub-cooling, result in longer time for WF flow to roll over the hot surface from stagnation point at  $x/d = 2$  to  $S_{upw} = 5d$ . Smaller  $\Delta T_{sub}$  suppresses boiling activity near the surface, result in reduction of heat flux which could be seen on  $q''_{avg}$  in the film and transition boiling regimes in Figure 75a. It is noticeable increasing sub-cooling to the maximum value decreases average heat flux at  $S_{stg}$  slightly which presents subcooling limitation for achieving highest heat flux by quenching. The general relation of heat transfer enhancement in the film and transition boiling and no significant variation in the nucleate boiling of multiple configurations of water jets is in agreement with previous study by Gradeck, Kouachi [7] in quenching rotary hot cylinder by single water jet. In an overall view in Figure 75b, higher  $\Delta T_{sub}$  improves  $MHF$  characteristics by providing higher  $q''_{MHF}$  and  $T_{MHF}$  and

shorter  $t_{MHF}$ . In an agreement with Mozumder, Woodfield [14], longer time is detected for WF to reach  $MHF$  at stagnation point by smaller sub-cooling.

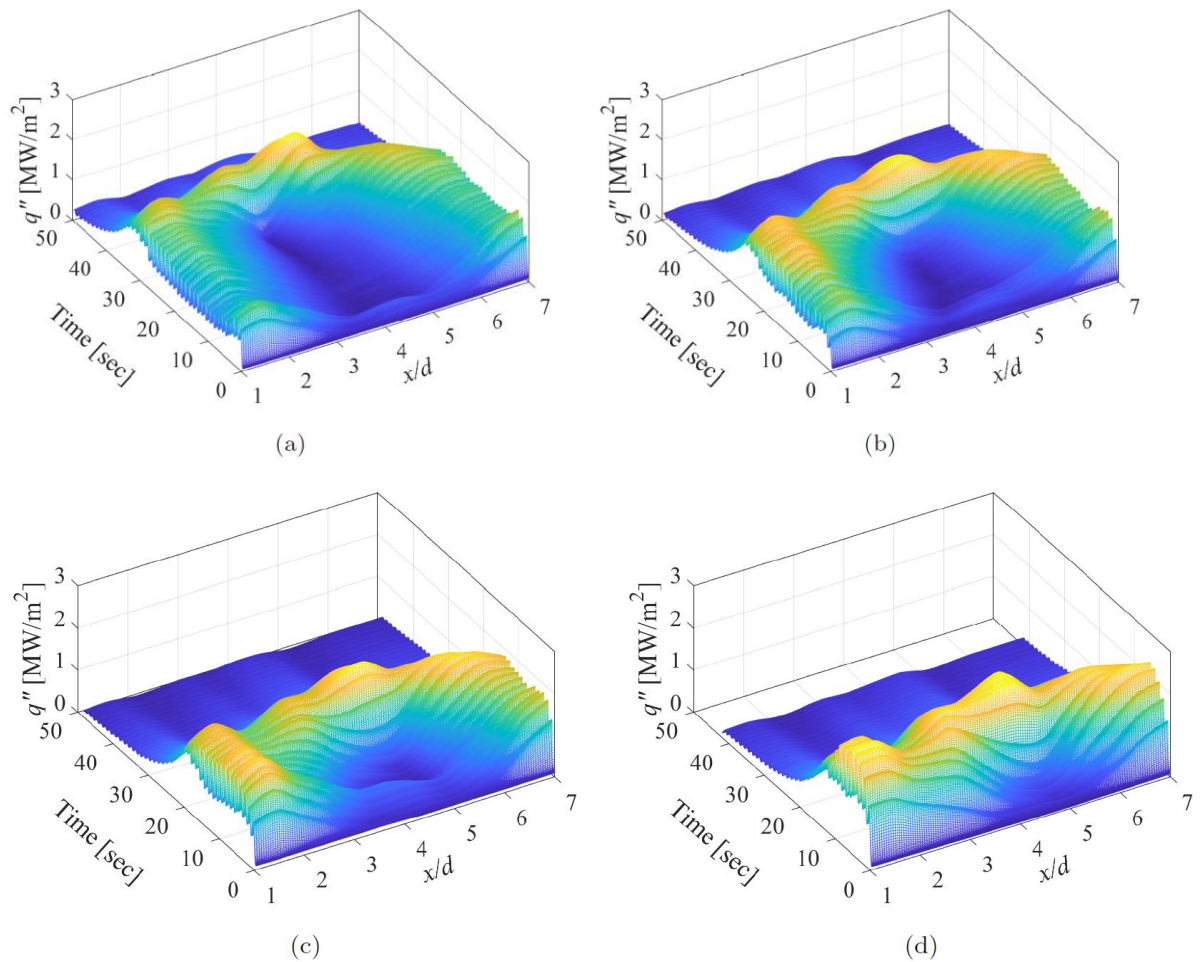


Figure 75 3-D contour plot of surface heat flux ( $q''$ ) influenced by  $\Delta T_{sub}$  (a) 45 K (b) 55 K (c) 65 K (d) 85 K.

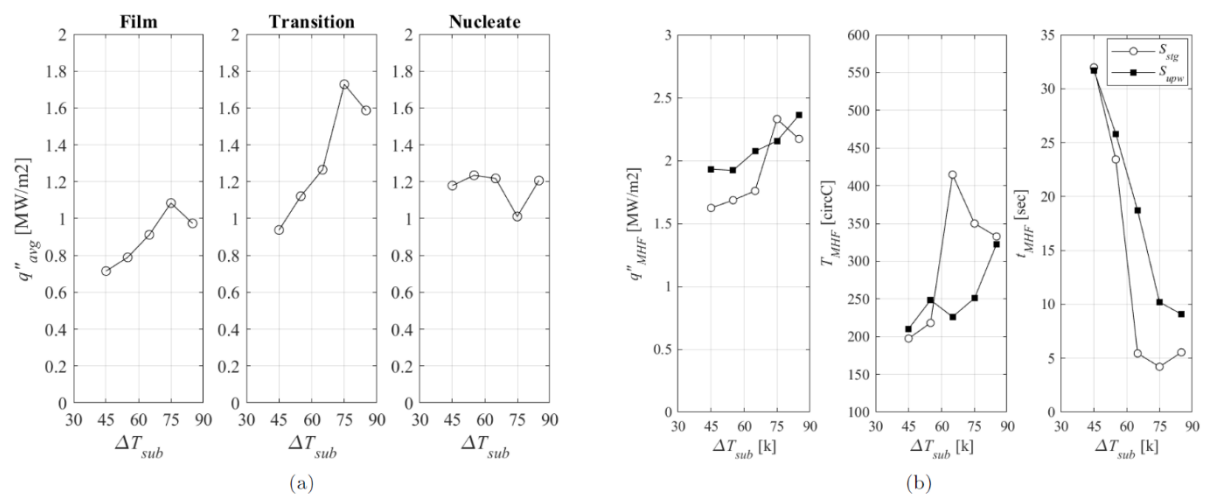


Figure 76 Effect of sub-cooling temperature on surface heat flux (a)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters.

### 3.3.2.4 Jet-to-wall spacing (H)

Figure 77 shows slight reduction of  $q''_{avg}$  in the film and transition boiling and no significant variation in the nucleate boiling of stagnation point for  $H/d > 1.5$ . Investigation of  $q''_{MHF}$  reveals similar slight reduction by higher jet-to-wall spacing at  $S_{stg}$  and no strong variation at  $S_{upw}$ . The optimum  $T_{MHF}$  is achieved by  $H = 3-5d$  at stagnation point and no dependency is seen at up-wash flow point. The time to reach  $MHF$  remains unchanged for  $H/d \leq 5$  at  $S_{stg}$  and  $H/d \leq 3$  at  $S_{upw}$ . But larger jet-to-wall distance leads to higher  $t_{MHF}$ . This effect is observed in the 3-D contour plot of surface heat flux and development of region with poor heat flux about up-wash flow region for  $H/d \geq 3$  which proofs the influence of  $H$  on WF flow propagation velocity in circumferential direction.

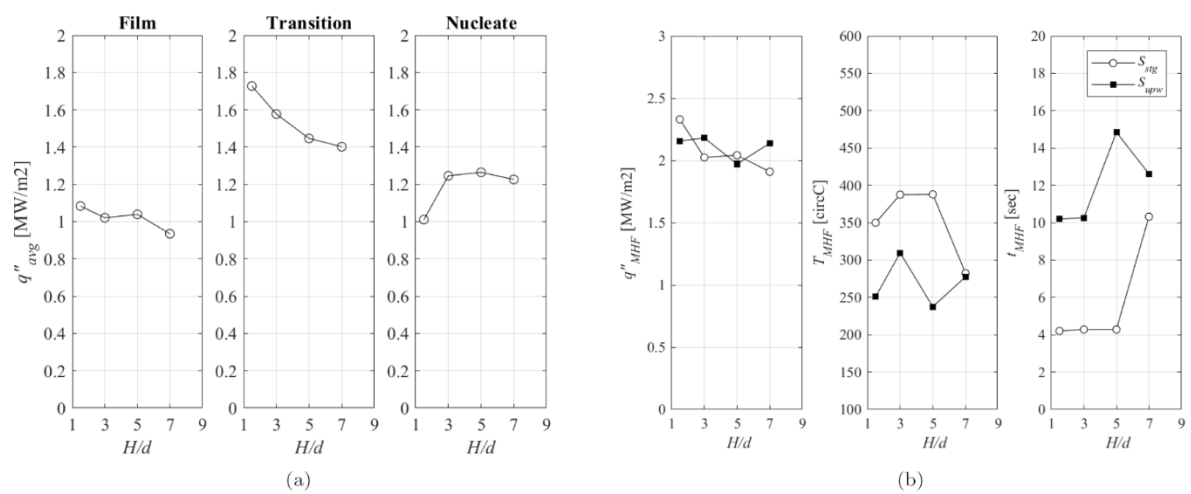


Figure 77 Effect of jet-to-wall distance on surface heat flux (a)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters.

### 3.3.2.5 Angular position of nozzles ( $\theta$ )

In study of angular position of nozzle exit, gravity force may disturb jet flow in the free surface zone. The magnitude of influence is depended on angle of impinging versus gravity axis. At  $\theta = 0^\circ$  vertical positioning of wetted region and surface movement weaken the potential of good contact between the liquid and solid surface. Figure 78a exhibits  $q''_{avg}$  is maximized at  $\theta = 90^\circ$  in the film and transition boiling regimes while no clear variation trend could be seen in the nucleate regime. The result at  $\theta = 45^\circ$  is enhanced slightly compare to  $135^\circ$ . In angular position of 45 and  $135^\circ$ , the angle between impingement and gravity force axis are  $45^\circ$ , but the difference is that at  $\theta = 45^\circ$  surface movement direction is upward while it is downward for  $\theta = 135^\circ$ . And the reason of average heat transfer enhancement is part of splashed water flow from boiling at WF edges is carried by moving surface and water leaves the surface at angle about  $180^\circ$  before onset of dry zone in comparison with location of stagnation region at  $\theta = 135^\circ$  close to water separation zone. The result of surface heat flux at  $S_{stg}$  in good agreement with previous study by the authors [9] on cyclic cooling rate near quenching surface.

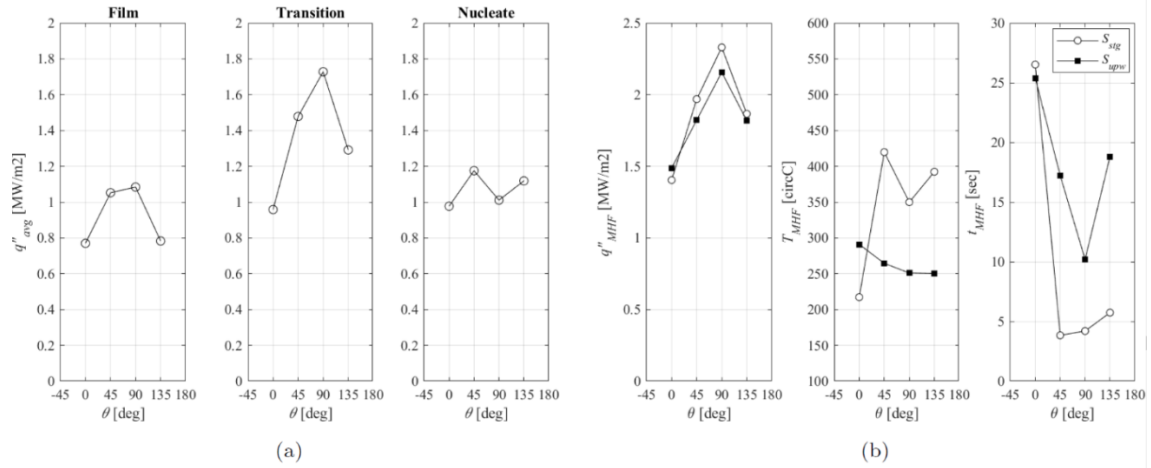


Figure 78 Effect of angular position of nozzles on surface heat flux (a)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters.

The result of  $q''_{MHF}$  in the stagnation point shows very similar trend of variation compare to  $q''_{avg}$  in the transition boiling. Maximum heat flux is obtained at  $\theta = 90^\circ$  and it is nearly same at  $\theta = 45$  and  $135^\circ$ . And lowest MHF belongs to horizontal impingement due to the discussed reasons. The authors observed distinct boiling curve for this angular position with low heat flux level compare to other  $\theta$ -values. Investigation of  $T_{MHF}$  shows low temperature at horizontal impingement and no clear dependency to angular position variation at  $S_{stg}$ , but  $T_{MHF}$  is increased to a small degree by smaller  $\theta$ -values in the upwash flow point. In regard to  $t_{MHF}$ , horizontal impinging position creates longest time at both locations. Similar  $t_{MHF}$  is achieved with other angular position at stagnation point, and it is minimized at  $\theta = 90^\circ$  at  $S_{upw}$ . In the analysis of 3-D contour plot of surface heat flux, an extended low heat flux region over upwash flow zone could be seen in horizontal impinging due to strongly disturbed WF flow in this angular position and similar shape of surface heat flux was captured for  $\theta = 45, 135^\circ$  with shrunk region with poor cooling characteristic at  $S_{upw}$ .

### 3.3.2.6 Rotation speed ( $\omega$ )

The water flow disturbance, due to interaction of jet flow and moving surface in the wetted region, and rotation speed effect on boiling activity on the stagnation and WF regions strongly. Boiling curve of various rotation speeds in Figure 79a shows greater MHF and heat recovery cycle on each revolution by smaller  $\omega$  in the film and transition boiling regimes. The reason is lower rotation speed provides longer time for a defined control volume to cross the wetted zone result in  $q''_{avg}$  at stagnation point increases more from onset to end of quenching at each revolution for smaller  $\omega$ . Moreover, longer time to pass the dry zone transfers more heat by internal conduction toward quenching surface, which leads to greater heat recovery. The effect of agitation of contact between liquid and solid surface and shorter passage time through wetted region is so strong by the largest  $\omega$ , which creates small heat flux variations in the boiling curve in comparison to much larger variations of heat flux in helical shape by the smaller rotation speeds. There is good agreement of  $q''_{stg}$  effectiveness by rotation speed in 1-row nozzles configuration by reported result of single water jet [5], which shows a proof each individual jet retains characteristics of single jet's stagnation point in 1-row nozzles configuration.

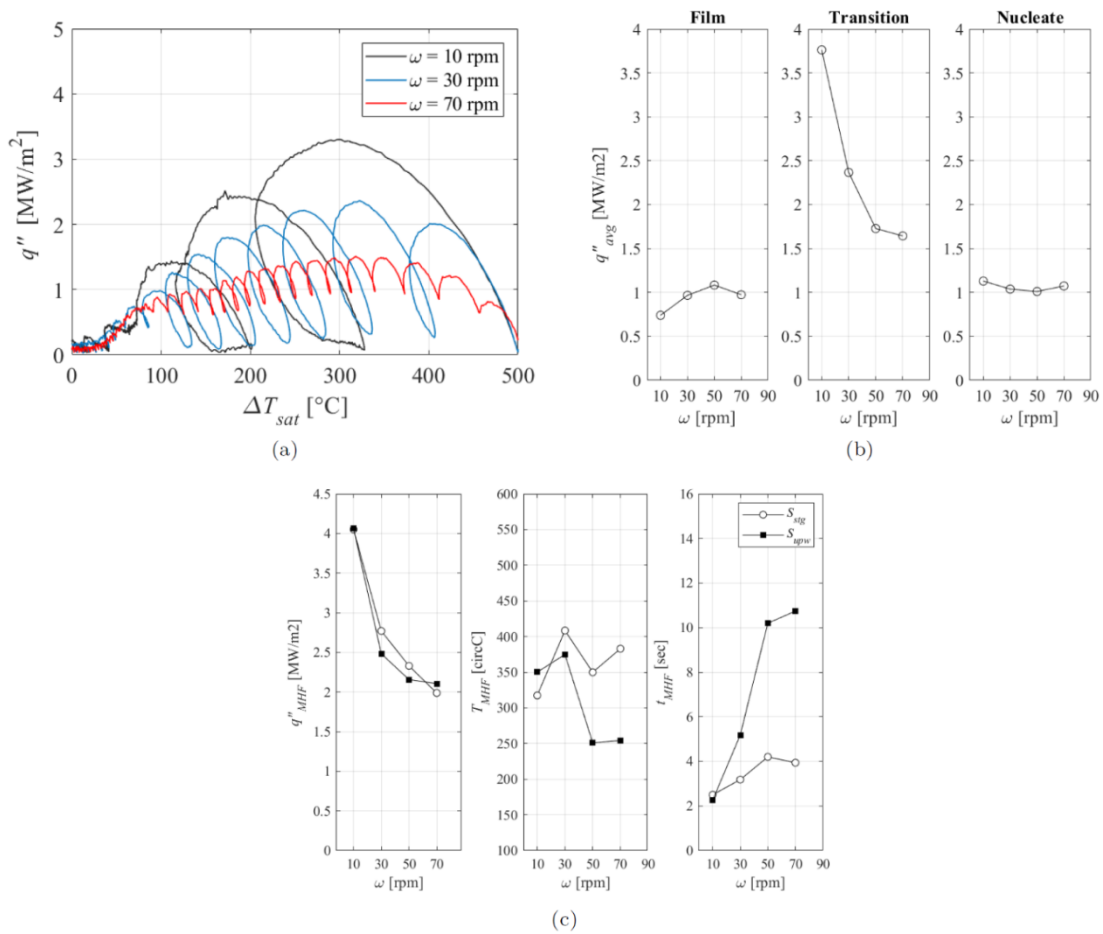


Figure 79 Effect of rotation speed on surface heat flux (a) boiling curves (b)  $q''_{avg}$  in boiling regimes (b) MHF parameters.

In the stagnation point,  $q''_{avg}$  changes in to a small degree and maximized at  $\omega = 50$  rpm in the film boiling. But it is maximized at  $\omega = 10$  rpm in the transition regimes and is declined by increasing rotation speed due to stronger water flow disturbance at wetted region. In the nucleate boiling regime,  $\omega$  has little effect on  $q''_{avg}$ . The investigation of  $MHF$  parameters in Figure 79c presents strong dependency of  $q''_{MHF}$  on rotation speed: lower  $\omega$ , higher  $q''_{MHF}$  at  $S_{stg}$  and  $S_{upw}$  and shows a proof on great influence of water flow disturbance on  $q''_{MHF}$ . The highest corresponding temperature to  $MHF$  occurs at  $\omega = 30$  rpm and it is decreased and remains unchanged at the upwash flow point. The result of  $t_{MHF}$  reveals longer time by larger rotation speed at both point in a general trend. In more detail, it shows higher rotation speed disturbs the wetted flow in greater degree at stagnation point of jet. At  $S_{upw}$ , surface movement speed effects on growth rate of WF which provides higher level of  $t_{MHF}$  compare to stagnation point.

### 3.3.2.7 Initial wall superheat temperature

Investigation on effect of initial wall superheat temperature on quenching heat transfer rate is important since wide range of temperature levels are found in industrial quenching

processes. Figure 80a presents boiling curves corresponding to  $T_q$  varying between 250 and 600°C. The result shows slope of drastic increase of  $q''_{MHF}$  toward peak value is reduced slightly by smaller  $T_q$  and heat flux's reduction trend after peak value is independence of initial wall superheat temperature. Higher  $MHF$  is gained for tests that quenching onset occurs in film boiling regime ( $T_q > T_{lf}$ ), see Figure 80b. In wall superheat temperature smaller than  $T_{lf}$ , lower  $MHF$  is obtained by smaller  $T_q$ . It is on interest to note that influence of initial wall superheat is so dominant which  $q''_{MHF}$  is nearly same at stagnation and upwash flow point. The time to reach  $MHF$  is maximized in the experiment with quenching onset in film boiling. The time is reduced in transition regime at locations and is minimized in  $T_q = 350^\circ\text{C}$  corresponding to nucleate boiling regime.

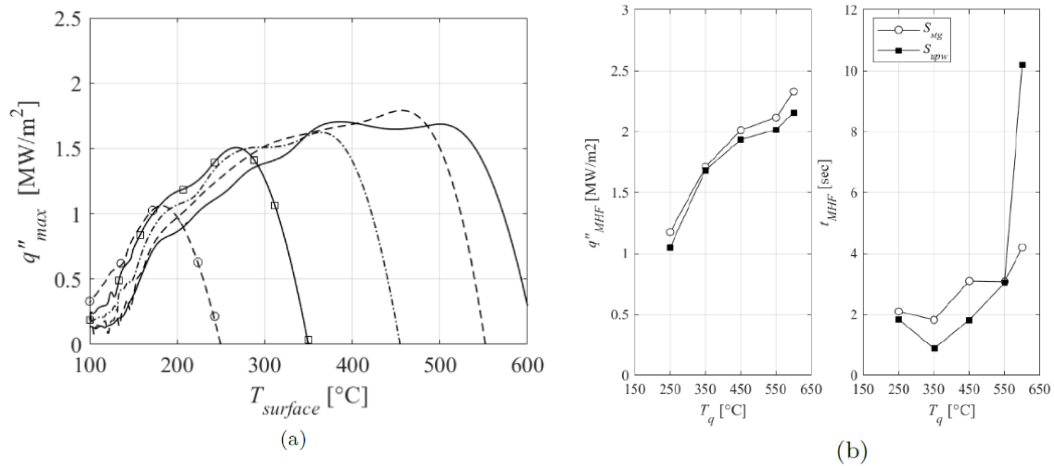


Figure 80 Effect of rotation speed on surface heat flux (a) boiling curves (b) MHF parameters.

### 3.3.2.8 Number of rows

Larger number of nozzles in the quenching system extends total wetted region over the quenching surface. In order to study this effect, total mass flow rate of liquid water was kept constant in both configurations of 1 and 2 row(s) to eliminate effect of greater total mass flow rate in 2-rows configuration. Evaluation of result reveals effect of extended wetted region by extra row of nozzles is more dominant than dropped individual jet's mass flow rate to 50%, result in enhanced  $q''$  at stagnation point in 2-rows configuration. In the other word, small control volume crosses two stagnation region on every revolution leads to enhancement on surface heat flux even by 50% less mass flow rate.

By contrast, result in the up-wash flow point (Figure 81a) shows distinguished surface heat flux by 1 row of nozzles in film and transition regimes due to larger Re on each nozzle creates higher velocity of  $WF$  flow to reach up-wash flow point with higher heat flux in shorter time. But One should note after approaching  $WF$  to up-wash flow point, extended passage through discharged water flow in lateral up-wash flow on each revolution creates higher  $MHF$  at up-wash flow points (Figure 81b) in 2-rows configuration. Temperature corresponding to  $MHF$  slightly increases by one extra row of nozzles and it decreases slightly in up-wash flow point due to the delay time to reach  $MHF$ . As it could be seen, shorter time is achieved to reach  $MHF$  at stagnation point in comparison with much larger  $t_{MHF}$  at upwash flow point due to discussed reason of lower  $WF$  velocity at 2-rows pitch.



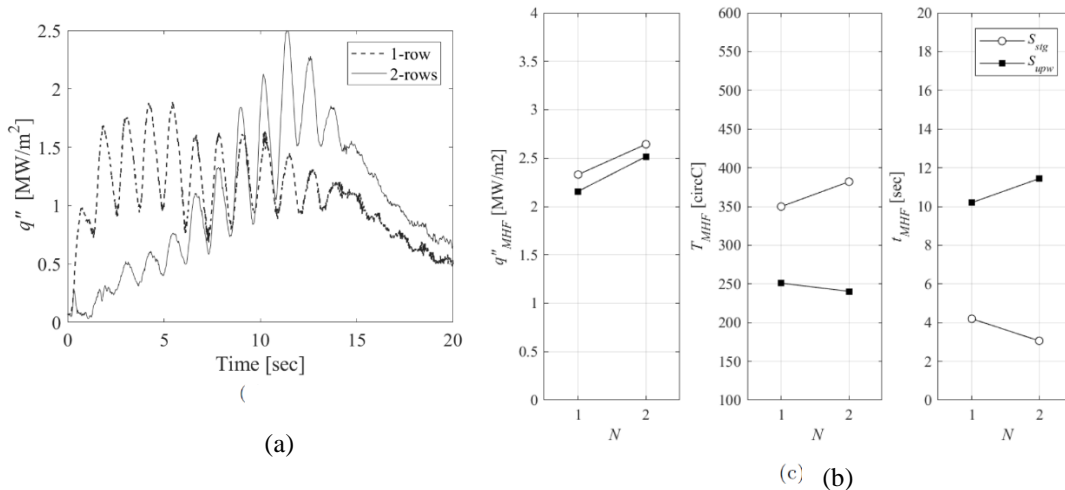


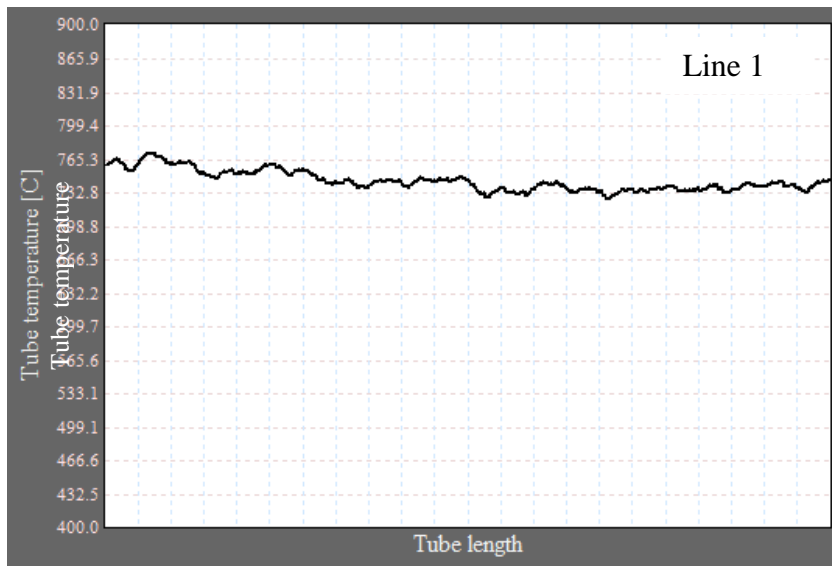
Figure 81 Effect of number of nozzle rows on surface heat flux (a)  $q''$  at stagnation point (b)  $q''$  at upwash flow point (c) MHF parameters.

### 3.3.3 Measurement at Ovako AB site

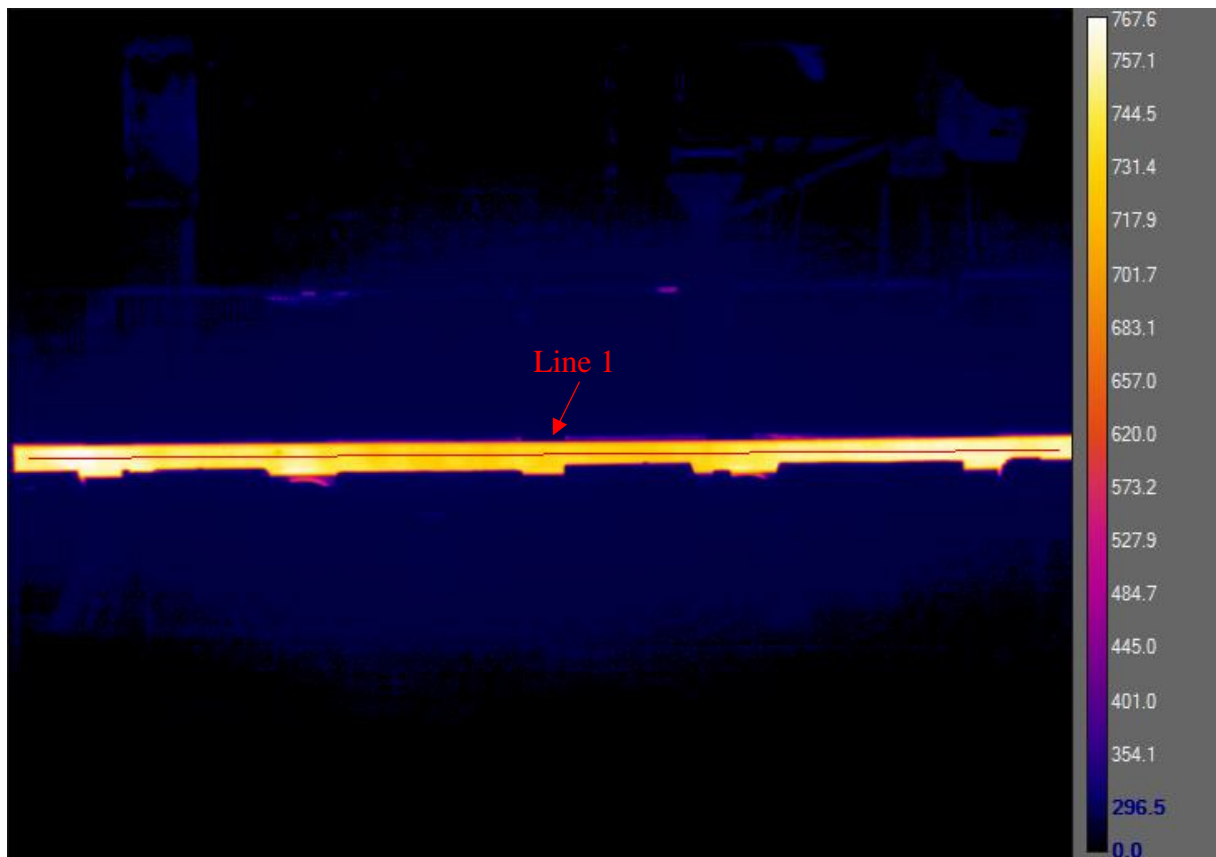
This section presents result of measurements on three tube sizes on straightening and cooling bed processes. The tube sizes were chosen in an order to cover wide range of sizes in the measurements at Ovako AB site. For each tube size, temperature profile of tube in longitudinal axis is analyzed in straightening process. And to study temperature drop rate during cooling bed process, temperature is analyzed along a defined line across cooling bed length.

#### 3.3.3.1 Straightening process

In a general trend in Figure 82 to Figure 84, it can be seen larger tube size is delivered to straightening process by higher temperature level. The difference may be due to greater mass in larger size of tube obtains higher amount of energy during heating process in furnace and with nearly similar amount of heat losses along production line by natural convection and radiation, tube temperature remains in higher level.

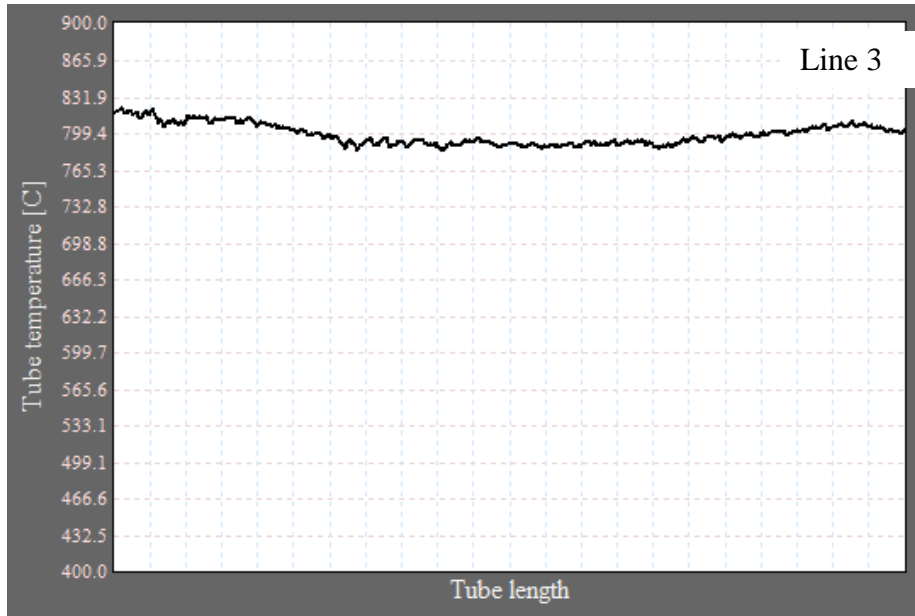


(a)

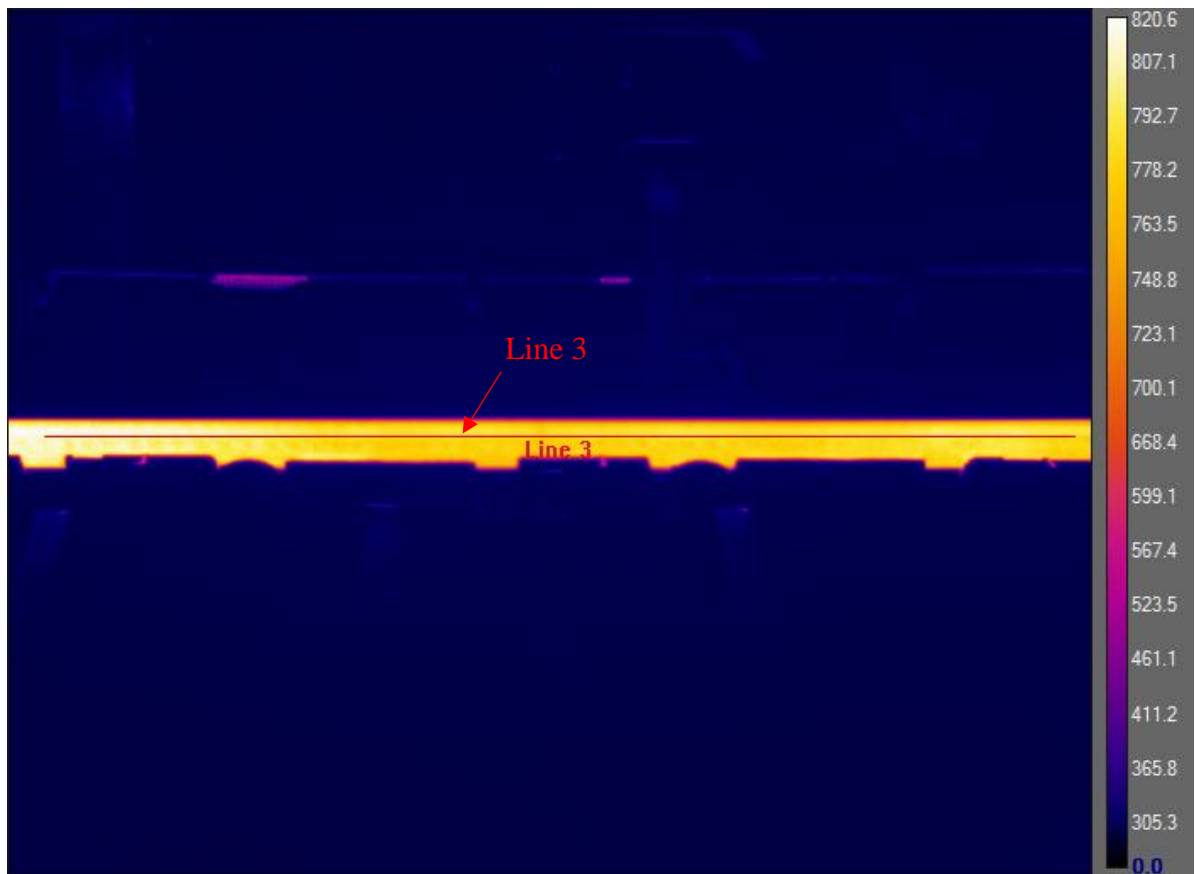


(b)

Figure 82 Temperature variation along tube length after straightening process, OD 112.2 mm, ID 92.4 mm.

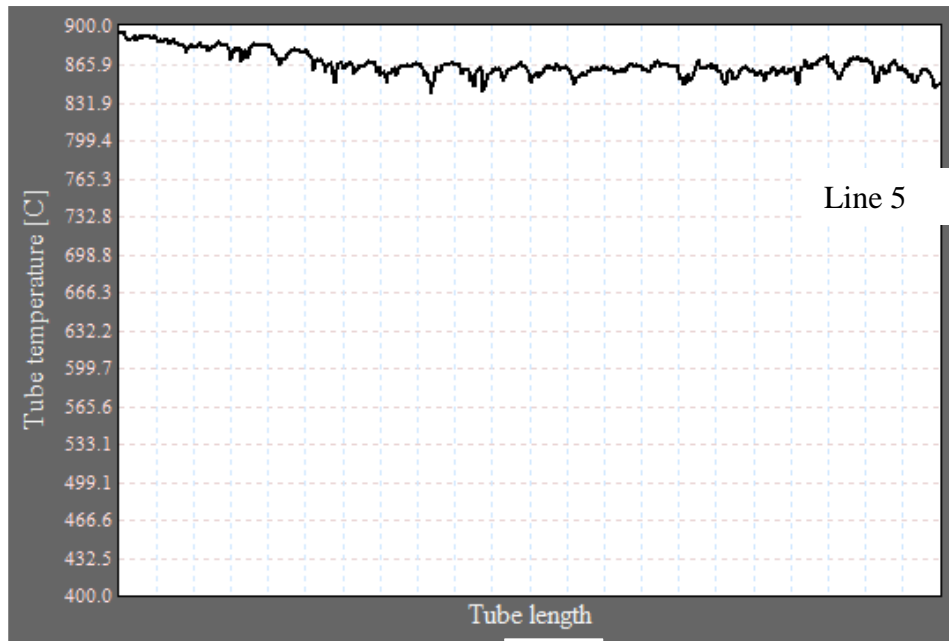


(a)

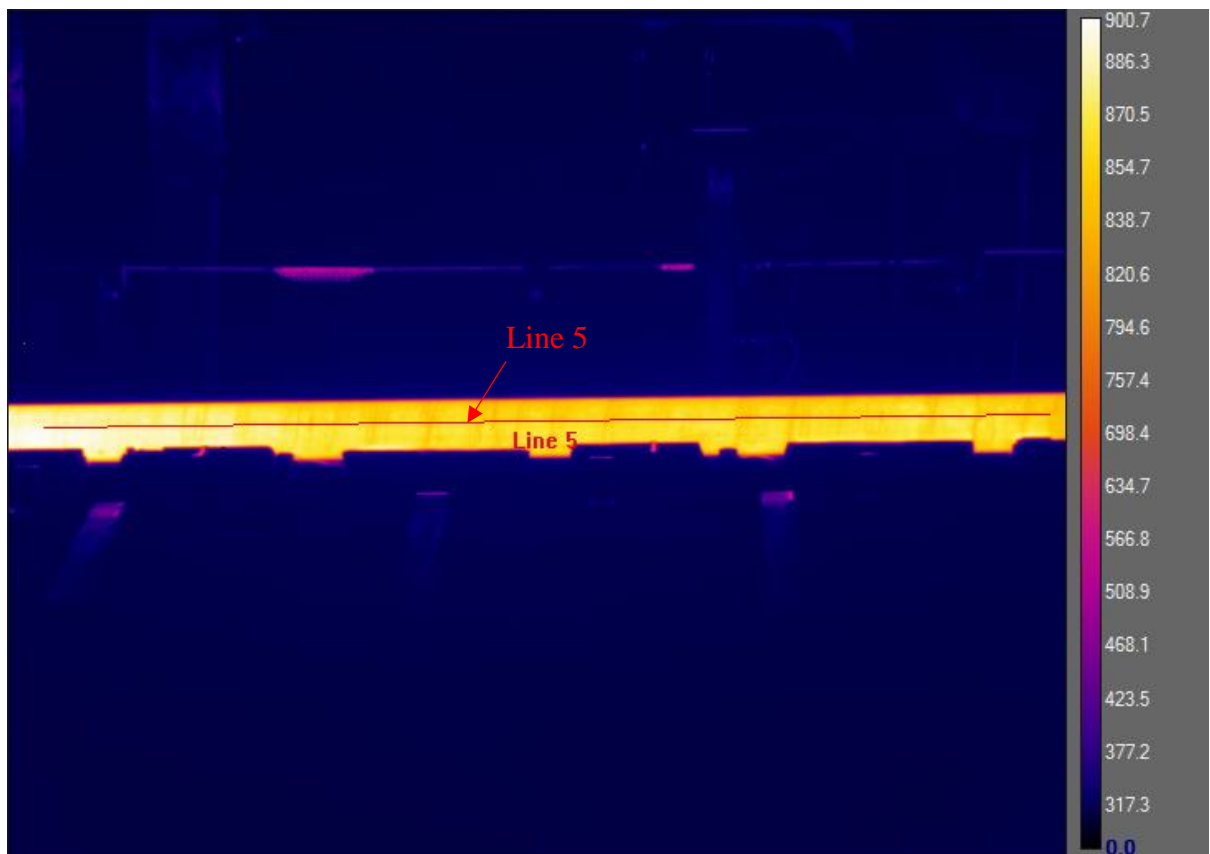


(b)

Figure 83 Temperature variations along tube length after straightening process, OD 163.9, ID 126.9 mm.



(a)



(b)

Figure 84 Temperature variation along tube length after straightening process, OD 198.4, ID 139.8 mm.

An analysis of all temperature profiles in straightening process is presented in Figure 85 and shows a distinct difference of average temperature of tube for various sizes. It also can be seen in some outer diameter sizes, i.e.,  $160 < OD < 180$ , there are several values of average temperature, which is corresponding to range of thicknesses (Table 7). Greater thickness corresponds to greater mass with same outer diameter of tube, result in higher temperature level in production process.

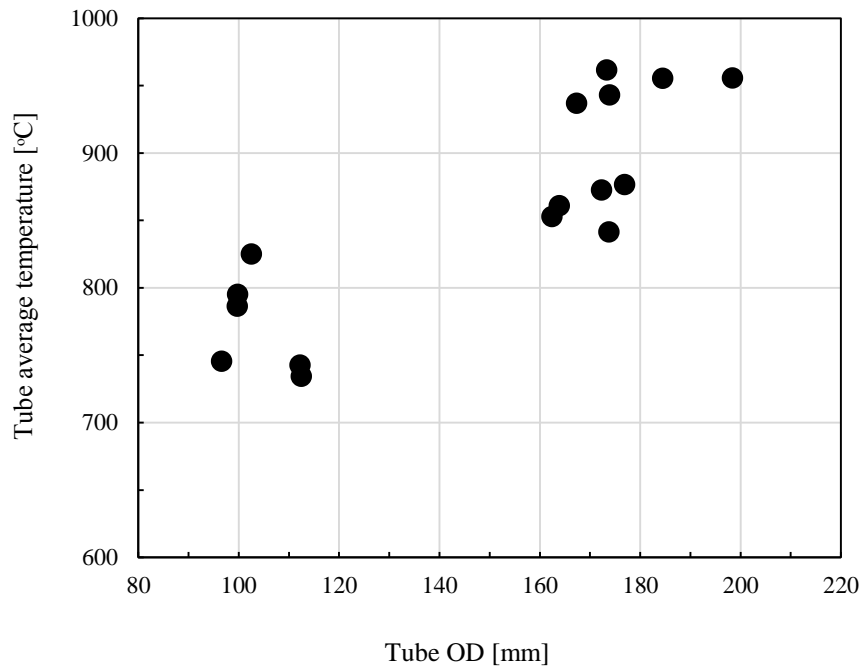


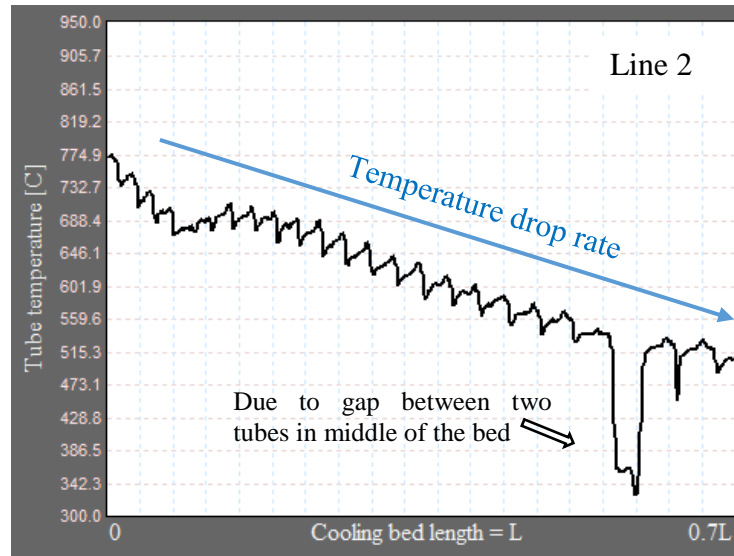
Figure 85 Average temperature of tube after straightening process (before cooling bed).

Evaluation of temperature drop rate along the cooling bed process reveals dependency of temperature reduction on tube size. Figure 86 shows smaller size of tube provides nearly constant temperature drop from onset of process till passing about 70% of cooling bed length. But by increasing tube outer diameter, distinct temperature profile is captured in the second half of cooling bed process. From onset of cooling almost linear temperature drop is seen till  $0.5L$  and then very low slope of temperature drop is captured. The reason is greater tube size (greater mass) contains more internal heat and therefore by applying same cooling capacity during the cooling bed, less amount of energy (heat) is extracted from the mass result in higher final temperature at the end of cooling process.

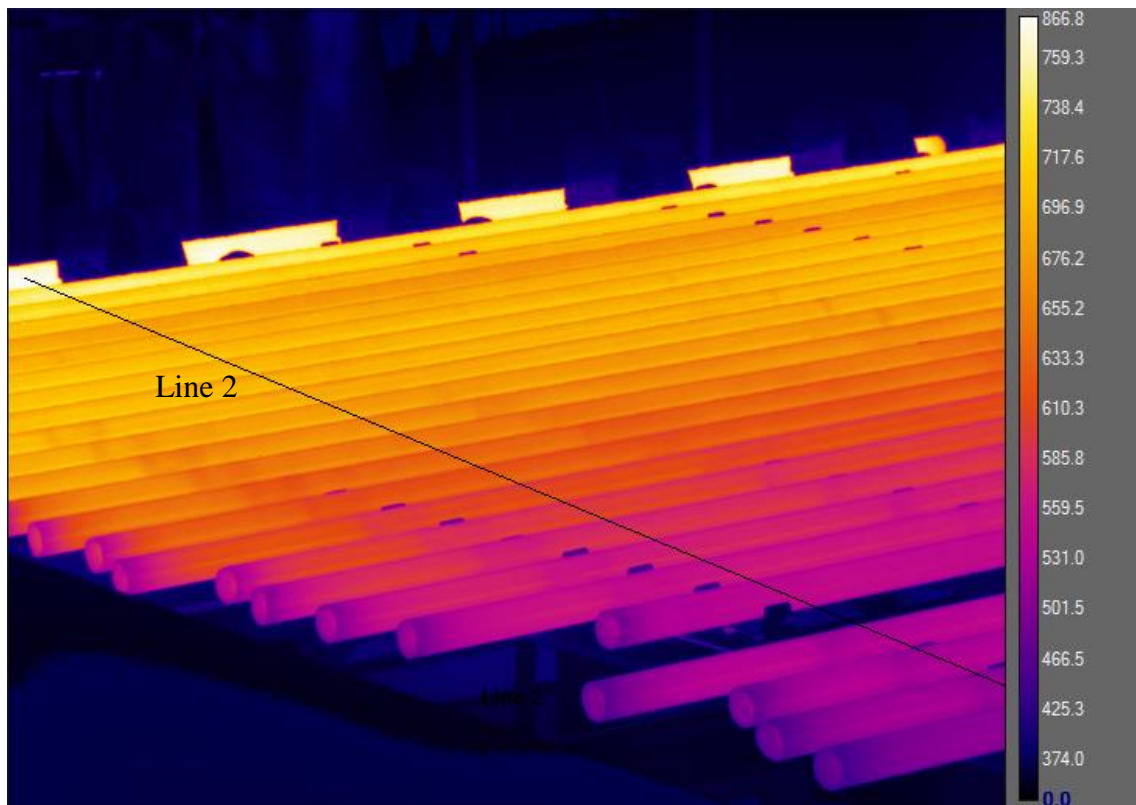
### 3.3.3.2 Cooling bed process

The measurement line of temperature along the cooling bed is presented for three tube sizes:  $OD$  112.2, 163.9 and 198.4 mm. the result in Figure 86 to 88 shows temperature drop of tubes with various rates. Smallest tube was obtained highest heat loss over the cooling bed by about  $260^{\circ}\text{C}$  after passing 70% of cooling bed length. But temperature drop rate is about 230 and  $217^{\circ}\text{C}$  for  $OD$  163.9 and 198.4 mm respectively. This is of course consistence with expectations due to greater mass of tube creates more time delay to reach specific temperature level over the cooling bed. It also can be seen that slope of temperature drop is decreased by increasing size of tube. In larger tubes, there is sharp

decreasing of temperature following very low temperature drop rate at middle of cooling bed length.

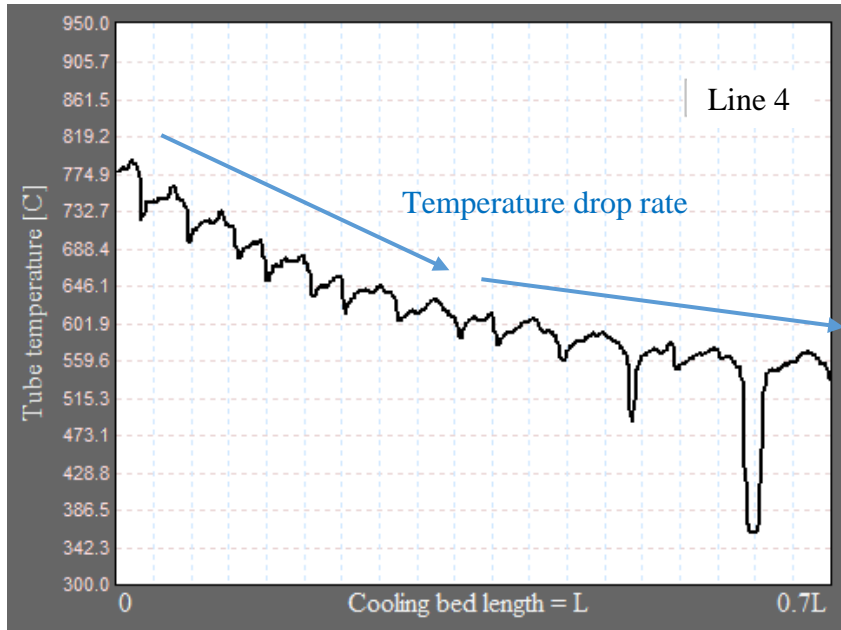


(a)

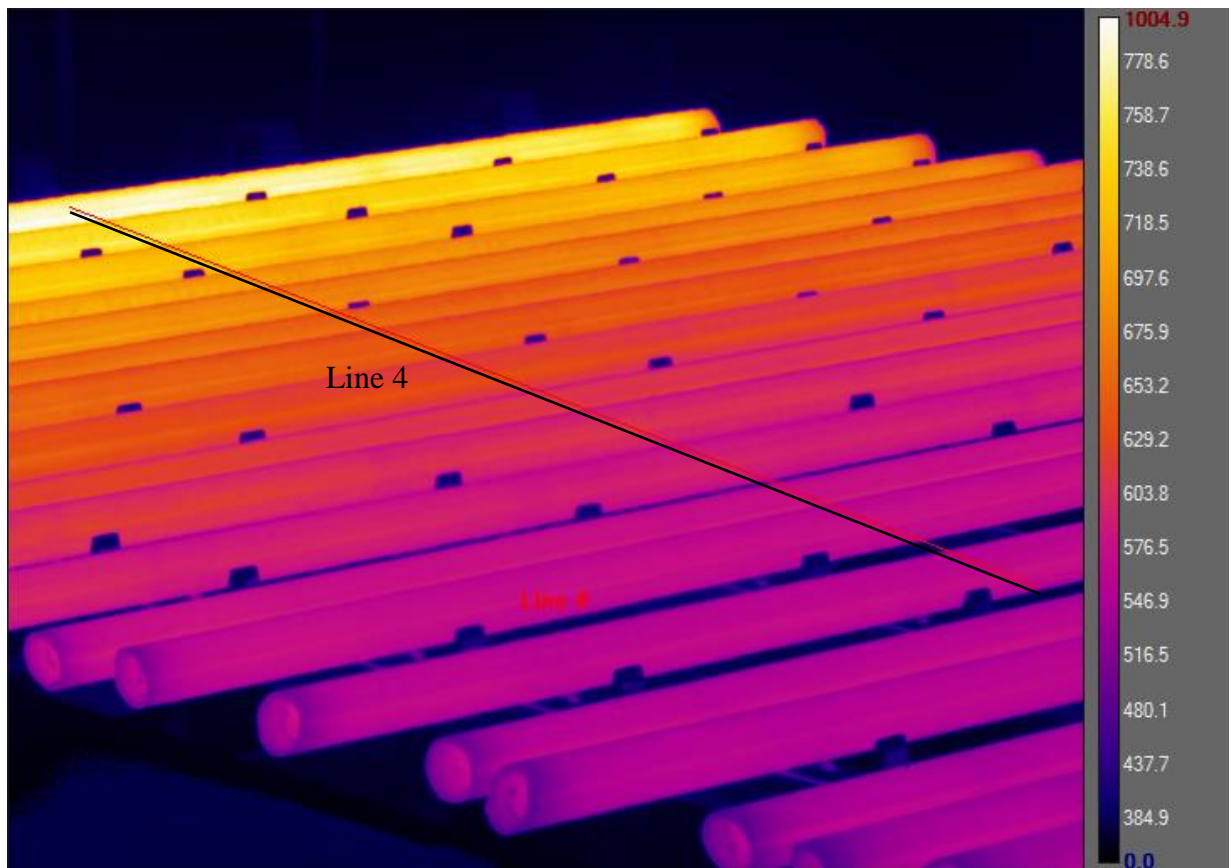


(b)

Figure 86 Tube temperature drop along the cooling bed, OD 112.2 and ID 85.8 mm (about 70% percentage of cooling bed could be captured by IR-camera due to practical limitation of the camera position on top of the cooling bed).

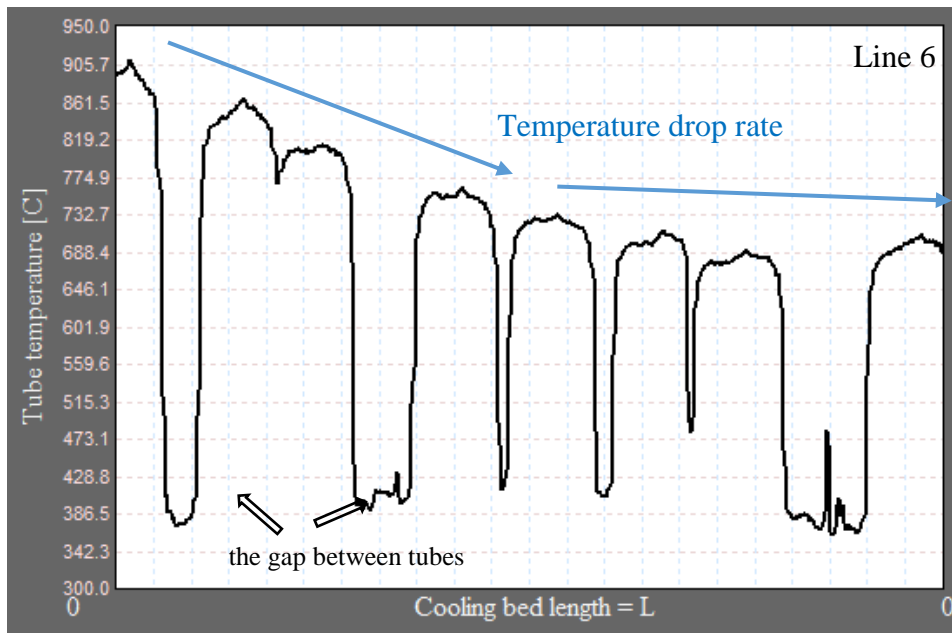


(a)

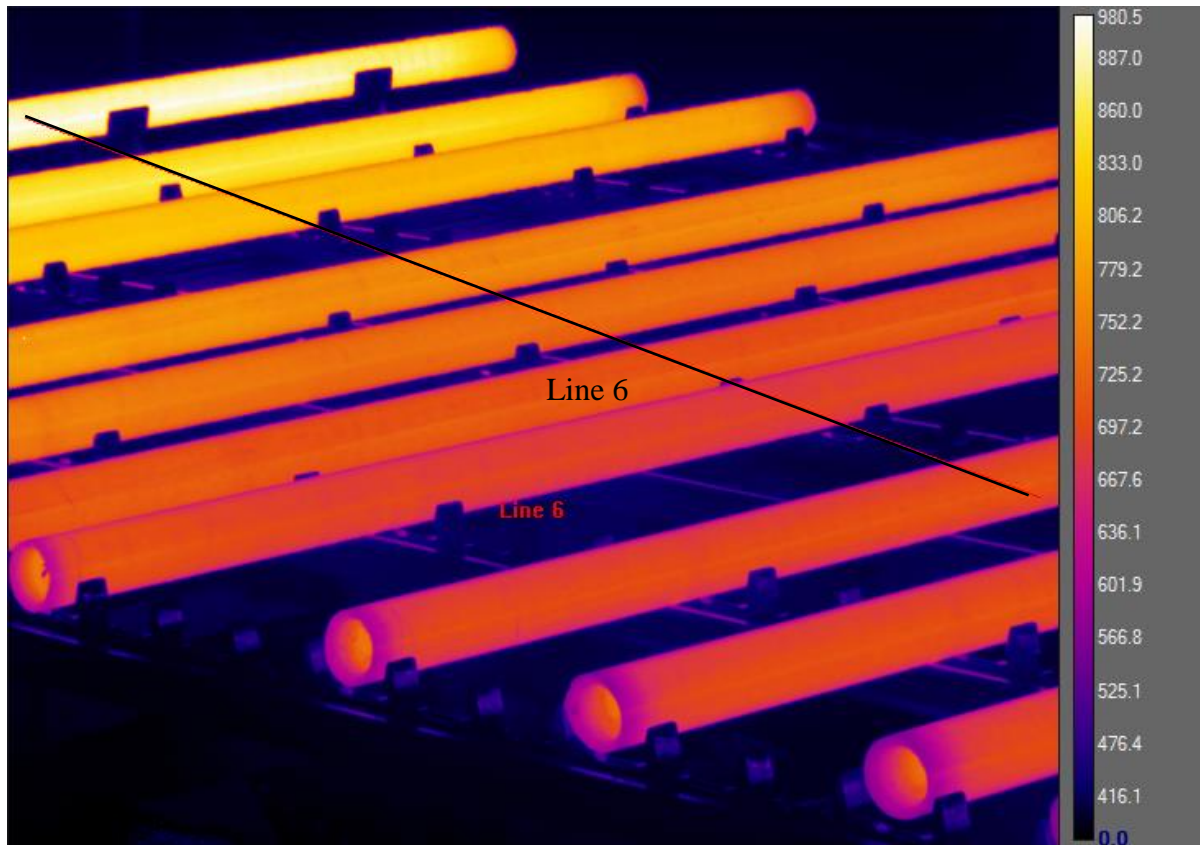


(b)

Figure 87 Tube temperature drop along the cooling bed, OD 163.9, ID 126.9 mm.



(a)



(b)

Figure 88 Tube temperature drop along the cooling bed, OD 198.4, ID 139.8 mm.



### 3.3.3.3 Production time measurement

In order to analysis speed of production of each tube in different tube sizes, time gap between each production was measured and it is presented in Figure 89. As it is shown average time of production of one tube for wide range of tube sizes is about  $x$  seconds. That is the time it is needed to be consider in the design of quenching system that the whole cooling process should not excess this time to keep the production process continuously.

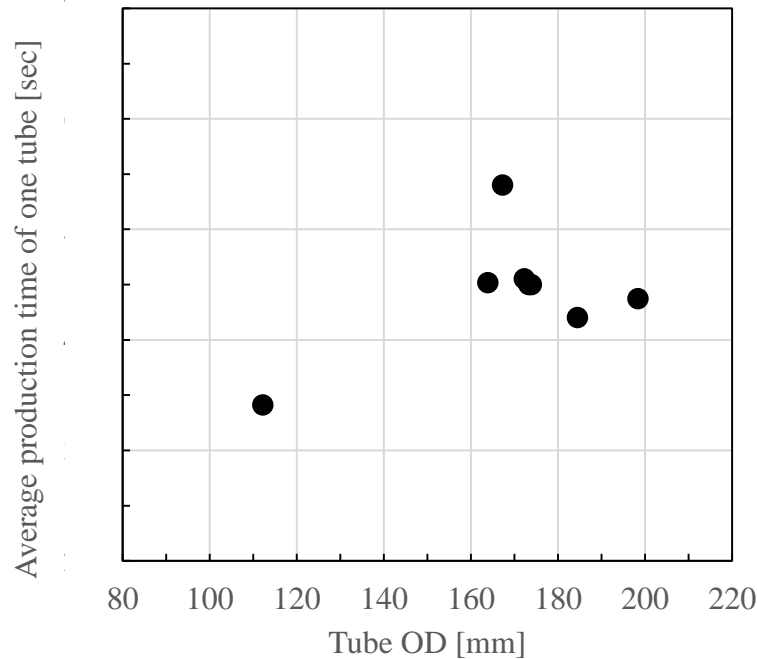


Figure 89 Average production time of one tube in the production line.

## 3.4 Conclusions

In this research project, several investigations carried out to understand physic of quenching by water jets and production line boundary conditions to be considered into the design of water impinging jets quenching system for Ovako AB. An experimental test rig designed, fabricated and put to operation at the laboratory of University of Gävle. A series of experimental studies were performed to understand physic of boiling phenomena and effect of parameters one the quenching performance.

A mathematical modeling of inverse solution (GMRES method) was developed to apply the measurement data of experimental studies as input and predict surface temperature and heat flux of quenching tube. The analysis of predicted result revealed dependency of quenching cooling rate on some of parameters which can be used to adjust the cooling system to achieve optimum capacity of cooling technique.

In order to understand the real boundary condition of production line of Ovako factory in Hofors, a series of temperature and production time measurement were carried out to analysis the real condition in the Ovako site to be considered into the design of the quenching system for the production line.

### 3.5 Future work

Waste energy management is an important issue for industry in an environmental point of view. As a future work, analysis of amount of energy that is extracted by the quenching system is of interest to be done. The extracted energy is in two forms: low pressure water steam and hot water in return water flow from quenching. The analyses of amount of energy that can be reuse from these forms of energy sources is an interesting topic for research to improve the environmental indexes of the quenching system.

### 3.6 References

- [1] Karwa, N., L. Schmidt, and P. Stephan, Hydrodynamics of quenching with impinging free-surface jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012. 55(13–14): p. 3677-3685.
- [2] Woodfield, P.L., A.K. Mozumder, and M. Monde, On the size of the boiling region in jet impingement quenching. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. 52(1–2): p. 460-465.
- [3] Agrawal, C., et al., Effect of jet diameter on the rewetting of hot horizontal surfaces during quenching. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012. 42: p. 25-37.
- [4] Mozumder, A.K., et al., Maximum heat flux in relation to quenching of a high temperature surface with liquid jet impingement. *International journal of heat and mass transfer*, 2006. 49(17): p. 2877-2888.
- [5] Mozumder, A.K., Y. Mitsutake, and M. Monde, Subcooled water jet quenching phenomena for a high temperature rotating cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2014. 68(0): p. 466-478.
- [6] Mozumder, A.K., M. Monde, and P.L. Woodfield, Delay of wetting propagation during jet impingement quenching for a high temperature surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005. 48(25–26): p. 5395-5407.
- [7] Gradeck, M., et al., Boiling curves in relation to quenching of a high temperature moving surface with liquid jet impingement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009. 52(5–6): p. 1094-1104.
- [8] Hall, D.E., F.P. Incropera, and R. Viskanta, Jet impingement boiling from a circular free-surface jet during quenching: Part 1—single-phase jet. *Journal of heat transfer*, 2001. 123(5): p. 901-910.
- [9] Jahedi, M. and B. Moshfegh. Experimental study of quenching process on a rotating hollow cylinder by one row of impinging jets. in *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. 2017. Brazil.
- [10] Jahedi, M., F. Berntsson , J. Wren, and B. Moshfegh, Transient inverse heat conduction problem of quenching a hollow cylinder by one row of water jets. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018. 117: p. 748-756.
- [11] Jahedi, M. and B. Moshfegh, On study of quenching hollow rotary cylinder by multi configuration of water jets. 2018.
- [12] Lars, E. and S. Valeria, A numerical solution of a Cauchy problem for an elliptic equation by Krylov subspaces. *Inverse Problems*, 2009. 25(6): p. 065002.
- [13] Saad, Y., Iterative methods for sparse linear systems. Vol. 82. 2003: siam.
- [14] Mozumder, A.K., et al., Maximum heat flux propagation velocity during quenching by water jet impingement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007. 50(7–8): p. 1559-1568.