SKOGSINDUSTRIELLA PROGRAMMET 956

Turbulens och värmeöverföring i kondensat i torkcylindrar vid höga g-krafter. Fas 2

Stig Stenström, David Ingvarsson

värmeforsk
VÄRMETEKNISK FORSKNING OCH UTVECKLING

Turbulens och värmeöverföring i kondensat i torkcylindrar vid höga g-krafter

Fas 2

Turbulence and heat transfer in condensate in drying cylinders at high g-forces

Phase 2

Stig Stenström, David Ingvarsson
Inst. för Kemiteknik
LTH

Projekt S4-402

VÄRMEFORSK Service AB
101 53 STOCKHOLM · Tel 08-677 25 80
Februari 2006
ISSN 1653-1248

Abstract

I Fas 2 av projektet har förslag för att förbättra värmeöverföringen genom kondensat i torkcylindrar utvärderats. För nya maskiner visar resultaten att torkkapaciteten kan ökas med 46 % i en cylinder försedd med axiella spår jämfört med en traditionell slät cylinder. Om torkkapaciteten istället bibehålls så kan elproduktionen ökas med 13 % om ångan får expandera till ett lägre tryck i mottrycksturbinen (jämfört med expansion från 60 bar och 450 °C till 2.7 bar). Existerande släta torkcylindrar bör utrustas med flänsar vilket beräknas öka torkkapaciteten med 25 %. Försök med stationära sifoner visar att sifonens inloppsarea skall vara av samma storlek som det efterföljande sifonröret.

Sammanfattning

Vid torkning av papper på cylindrar kondenserar ånga på cylinderns insida och bildar en kondensatfilm vilken utgör ett motstånd mot värmetransporten genom cylindern. Motståndet mot värmetransport i kondensatfilmen är främst beroende av filmtjockleken och turbulensen i kondensatfilmen. Följaktligen ökar motståndet med högre rotationshastighet eftersom den ökande centrifugalkraften minskar turbulensen i filmen.

I syfte att minimera kondensatets inverkan på värmeöverföringen har den cylinder som använts i Fas 1 försetts med axiella spår. Målet med projektet har varit att studera vattnets rörelsemönster i cylindern och att undersöka hur torkkapaciteten påverkas av att kondensat främst strömmar i spåren istället för utmed den släta mantelytan i en torkcylinder. Denna kunskap bör beaktas framför allt vid konstruktion av cylindrar för nya pappersmaskiner. För existerande maskiner med släta cylindrar har betydelsen av axiella vertikala flänsar för förbättrad värmetransport undersökts. Dessutom har en stationär sifons prestanda utvärderats. Resultaten är huvudsakligen av intresse för tillverkarna av pappersmaskiner samt producenterna av tidnings- och tryckpapper.

Resultaten från försöken visar att vattnet främst rinner i spåren, förutsatt att antalet spår och spårens dimensioner är anpassade efter mängden kondensat i cylindern. I de fallen kan ytorna mellan spåren betraktas som helt torra till skillnad från en slät torkcylinder där ytorna mer eller mindre är täckta av en tunn kondensatfilm. Vidare bidrar centrifugalkraften till att vattnet rinner ner i spåren. Således är en hög kondensatbelastning beroende av en hög rotationshastighet för att tekniken ska fungera tillfredsställande.

Simuleringarna visar att torkkapaciteten ökar med 46 % i torkcylindrar försedda med axiella spår jämfört med i släta cylindrar, förutsatt att kondensatet rinner direkt ner i spåren såsom resultaten från försöken antyder. Vidare påverkas värmeöverföringen obetydligt av spårens dimensioner eftersom värmeflödet genom ytorna mellan spåren är utslagsgivande beträffande det totala värmeflödet.

Om torkkapaciteten istället bibehålls kan ångtrycken sänkas (jämfört med expansion från 60 bar och 450 °C till 2.7 bar) och elproduktion höjas med 13 % om mottrycksångan tillåts expandera till ett lägre ångtryck i turbinen. Existerande släta cylindrar bör utrustas med flänsar vilket beräknas ökar torkkapaciteten med 25 %.

Försöken med en stationär sifons indikerar att arean på sifonens inlopp bör vara lika stor som arean på det efterföljande röret. Vidare har det bekräftats att det återvunna dynamiska trycket är proportionellt mot rotationshastigheten i kvadrat.

I Fas 2 av projektet har förslag för att förbättra värmeöverföringen i nya och existerande torkpartier presenterats. Bedömningen är således att den målsättning som satts upp för Fas 2 i projektet uppnåtts.

Nyckelord torkcylinder, kondensat, värmeöverföring, turbulenslister, spår, fläns, sifon

Den industriella referensgruppen har bestått av Tage Sundblom (sammankallande) och Mårten Jarl från Holmen Paper, Arnold Älmqvist och Torsten Svenland från Stora Enso samt Marco Lucisano från STFI-Packforsk.

Summary

During paper drying a condensate layer is formed on the inside surface of the rotating cylinder which acts as resistance for heat transfer through the cylinder. The heat transfer resistance in the condensate layer is mainly dependant on the layer thickness and the turbulence in the layer. Consequently the resistance increases with higher cylinder speeds due to increased centrifugal forces and thus reduced turbulence in the layer.

In order to minimize the influence of condensate on the heat transfer process the cylinder used in Phase 1 has been equipped with axial grooves. The aim of the project has been to study the water movement in the cylinder and to investigate how the drying capacity is influenced by condensate accumulating in the grooves rather than moving along the smooth surface of a paper dryer cylinder. This knowledge should be considered preferably before construction of cylinders for new machines. For existing machines with smooth cylinders the importance of axial vertical flanges for improved heat transfer has been investigated. In addition the capacity of stationary siphons has been evaluated. The results are of importance for the manufacturers of paper machines as well as the producing newsprint and printing paper companies.

According to the results from the experiments the water flows mainly in the grooves, assuming that the number of grooves and that the dimensions of the grooves are adjusted to the water load. Then the surfaces between the grooves can be considered as completely dry unlike in a smooth cylinder where the surfaces more or less are covered with a thin layer of condensate. Furthermore the centrifugal force helps the water to flow down into the grooves. Consequently a high water flow will rely on a high cylinder speed in order to keep the water flowing into the axial grooves.

The computer simulations show that the drying capacity increases with up to 46 % in dryer cylinders provided with axial grooves compared to smooth cylinders, assuming that the condensate will flow down into the grooves as the results from the experiments indicate. Moreover the heat transfer process is hardly affected by the design of the grooves, because the heat flow through the surfaces between the grooves determines the overall heat transfer through the cylinder.

If the drying capacity on the other hand is maintained at the same level the steam pressures can be reduced. Compared with an expansion from 60 bar and 450 °C to 2.7 bar this results in an increased power production by 13 % if the pressurised steam is allowed to expand to a lower pressure in the turbine. Existing smooth cylinders should be equipped with flanges resulting in an increased drying capacity of 25 %.

The experiments with a stationary siphon indicate that the area of the siphon inlet should be the same as the area of the subsequent tube. Furthermore the recovered dynamic pressure is proved to be dependant on the cylinder speed squared.

In Phase 2 of the project proposals to improve the heat transfer in new and existing cylinder dryers have been presented. The conclusion is that the goals in Phase 2 of the project have been reached.

Key words: drying cylinder, condensate, heat transfer, turbulence bars, groove, flange, siphon

The reference group has consisted of Tage Sundblom (co-ordinator) and Mårten Jarl from Holmen Paper, Arnold Älmqvist and Torsten Svenland from Stora Enso and Marco Lucisano from STFI-Packforsk.

1 INLEDNING 1

1.1 BAKGRUND 1
1.2 BESKRIVNING AV FORSKNINGSOMRÅDET 2
1.3 FORSKNINGSUPPGIFTEN OCH DESS ROLL INOM FORSKNINGSOMRÅDET 5
1.4 MÅL OCH MÅLGRUPP 5

2 EXPERIMENTELL STUDIE AV STATIONÄRA SIFONKONSTRUKTIONER 6

2.1 TEORI 6
2.2 METOD 7
2.3 RESULTAT 11
2.4 DYNAMISK TRYCKÅTERVINNING UTIFRÅN VERKLIGA FÖRUTSÄTTNINGAR 14
2.5 STUDIE AV MODIFIERAD SIFON MED REKTANGULÄRT INLOPP 16
2.6 SLUTSATSER 19

3 EXPERIMENTELL STUDIE AV KONDENSATRÖRELSE I EN MODELL AV EN TORKCYLINDER MED AXIELLA RUNDA SPÅR 20

3.1 TEORI 20
3.2 METOD 21
3.3 RESULTAT 22
3.4 SLUTSATSER 26

4 SIMULERING AV VÄRMETRANSPORT GENOM AXIELLT SPÅRADE TORKCYLINDRAR – DEL 2 27

4.1 TEORI 27
4.2 METOD 28
4.3 RESULTAT 32
4.4 SLUTSATSER 39

5 SIMULERING AV VÄRMETRANSPORT GENOM TORKCYLINDRAR MED AXIELLA VERTIKALA FLÄNSAR 41

5.1 TEORI 41
5.2 METOD 41
5.3 RESULTAT 42
5.4 SLUTSATSER 45

6 ELPRODUKTION I MOTTRYCKSTURBIN BASERAT PÅ TORKNING AV PAPPER UTMED AXIELLT SPÅRADE TORKCYLINDRAR 46

6.1 TEORI 46
6.2 METOD 46
6.3 RESULTAT 46
6.4 SLUTSATSER 47

7 SLUTSATSER 48

7.1 UTFORMNING AV STATIONÄRA SIFONER 48
7.2 KONDENSATETS BETEENDE I TORKCYLINDRAR MED RUNDA AXIELLA SPÅR 49
7.3 KONSTRUKTIONSLÖSNINGAR FÖR NYA PAPPERSMASKINER 49
7.4 KONSTRUKTIONSLÖSNINGAR FÖR EXISTERANDE PAPPERSMASKINER 51
7.5 ELPRODUKTION BASERAT PÅ TORKNING MED SPÅRFÖRSEDDA TORKCYLINDRAR 52

8 REKOMMENDATIONER OCH ANVÄNDNING 53

9 FÖRSLAG TILL FORTSATT FORSKNINGSARBETE 54

10 REFERENSER 55

11 BILAGOR..... 56

1 Inledning

1.1 Bakgrund

1.1.1 Papperstorkning

Normalt torkas papper utmed en lång serie av gjutjärnscylindrar. Ånga av varierande tryck och temperatur används som värmemedium inuti dem. Värmeenergin överförs till pappret via cylinderns metallskal. Förångningen äger rum såväl på cylindrarna som i det fria draget mellan över- och undercylindrarna. Totalt torkas 85-90 % av allt papper på det här sättet, främst finpapper, tidningspapper och kartongpapper. Till fördelarna hör att lågvärdig lågtrycksånga från massa- och pappersindustrierna kan användas, att värmeåtervinningen är omfattande, att pappret krymper relativt litet och att drifttillförlitligheten är jämförelsevis hög. Till nackdelarna hör att stort utrymme krävs och att processregleringen sker förhållandevis långsamt. [Karlsson 2000] Förutom ånga används gas som värmemedium i cylindrar i pappersmaskiner i USA och Australien.

Bestrukna papper torkas med en kombination av strålningstorkar utan kontakt med papperet, konvektionstorkar och flercylindertorkar. Infrarödtorkarna värms antingen med gas eller med elektricitet medan konvektionstorkarna normalt värms med ånga eller direkt med en gasbrännare i luftkanalen. Produkter med låga ytvikter som tissue (toalettpapper, servetter) torkas på en så kallad Yankee-cylinder. Den värms med ånga på insidan och med luft som värms av gas eller oljebrännare och som blåses med hjälp av en kåpa med hög hastighet på utsidan av papperet.

1.1.2 Energianvändning vid papperstorkning

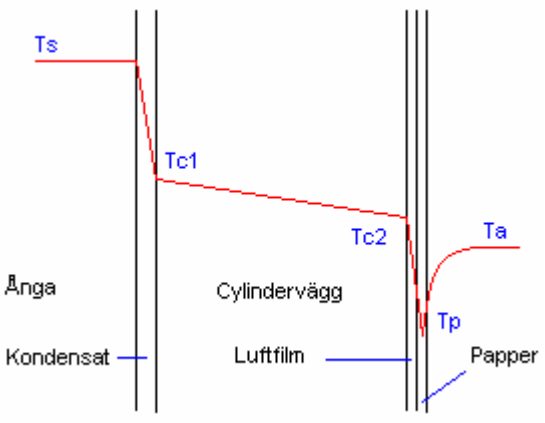
På ett integrerat bruk är ångförbrukningen som störst i pappersmaskinens torksektion. Utifrån 40 % ingående torrhalt används i genomsnitt 6000 MJ/ton papper energi under processen, vilket motsvarar 4000 kJ/kg förångat vatten. Jämfört med ångbildningsvärmet för vatten, 2300 kJ/kg, används således 1.7 gånger mer energi. Värmeförluster, uppvärmning av pappersbanan och upprepad torkning orsakar energiförbrukningen.

Baserat på Sveriges totala pappersproduktion motsvarande 11 miljoner ton (2000) används 18 TWh termisk energi för papperstorkning. Dessutom behövs 8 TWh elenergi för pappersmaskinens drift. Uppskattningsvis uppgår kostnaden för termisk energi till 200kr/ton papper. Det motsvarar en väsentlig del av tillverkningskostnaden, varför rationell energianvändning eftersträvas till förmån för låga produktionskostnader.

På ett integrerat bruk produceras ånga som används för att framställa elenergi i en mottrycksturbin. Jämfört med brukens totala elkonsumtion motsvarande 21.5 TWh uppgick år 2000 den totala produktionen av mottrycksel till 4.0 TWh, en ansenlig del. Således är det fördelaktigt att öka elproduktionen genom att låta ångan expandera till ett lägre tryck i turbinen, förutsatt att torkkapaciteten inte försämras nämnvärt.

1.1.3 Värmetransport i torkcylindrar

Värmtransporten genom en torkcylinder begränsas främst av värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen på insidan och av luftfilmen på utsidan, men motstånd förekommer även i cylindergodset och i pappret. Motståndet i kondensatfilmen är främst beroende av filmtjockleken och hastigheten relativt underlaget, som i sin tur är beroende av rotationshastigheten och mängden kondensat. Även motståndet i luftfilmen är avhängigt filmtjockleken. Det totala värmeledningsmotståndet motsvarar summan av delarna. I figur 1.1 visas en typisk temperaturprofil i ett tvärsnitt av en torkcylinder. Alternativt ett lägre värmeledningsmotstånd kan en större drivkraft i form av en större temperaturdifferens mellan ånga och papper resultera i förbättrad värmetransport. Då krävs dock tillgång till ånga av högre tryck på bekostnad av minskad mottryckskraft. Följaktligen bör i första hand värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen och luftfilmen minimeras. Kondensatets inverkan minskas genom att filmtjockleken minskas alternativt att hastigheten relativt underlaget upprätthålls.



Figur 1.1. Temperaturprofil i ett tvärsnitt av en torkcylinder

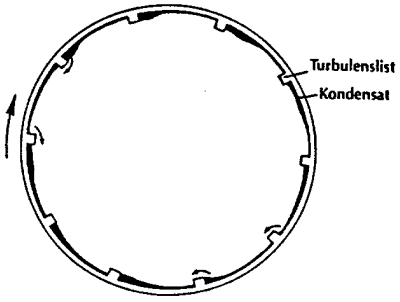
1.2 Beskrivning av forskningsområdet

1.2.1 Inledning

Första delen av det här projektet innehåller en sammanställning av artiklar som handlar om kondensatets beteende i torkcylindrar, metoder för att förbättra värmeöverföringen i kondensatet (turbulenslister; spår, kanaler) och sifonkonstruktioner för att avlägsna kondensatet. Dessutom redovisas information från de två dominerande tillverkarna av pappersmaskiner, Metso i Finland och Voith i Tyskland. I det här avsnittet presenteras ytterligare fakta om främst metoder för att förbättra värmeöverföringen i kondensatet baserat på resultat och slutsatser från första delen av det här projektet.

1.2.2 Turbulenslisters inverkan på värmetransporten i torkcylindrar

Värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen är som tidigare nämnts främst beroende av filmtjockleken och hastigheten relativt underlaget, som i sin tur är beroende av rotationshastigheten och mängden kondensat. För att upprätthålla hastigheten relativt underlaget kan axiella turbulenslister installeras i en torkcylinder, se figur 1.2. Då kondensatet accelereras och retarderas av gravitationen kommer det att samlas upp vid listerna och bilda vågor som rör sig mellan dessa. Om tillräckligt mycket kondensat samlas vid en list kan det även strömma över listen till nästa område. I båda fallen ökar turbulensen i kondensatet vilket leder till en förbättrad värmeöverföring.



Figur 1.2. Principen för turbulenslister i torkcylindrar

Resultat från försök i en modellcylinder (d = 0.0283 m) med 12 lister visar att 1 mm kondensat förblir orörligt i såväl släta cylindrar som i cylindrar med turbulenslister när centrifugalfältet överstiger 40g, se figur 1.3-1.4, vilket motsvarar maskinhastigheten 1100 m/min i en fullskalig cylinder. Följaktligen påverkas kondensatets rörelse litet av listerna när högre hastigheter brukas under torkprocessen. [Stenström et al, 2005] Rörelsen kan bevaras i högre grad med 2 mm kondensat på bekostnad av tjockare film.



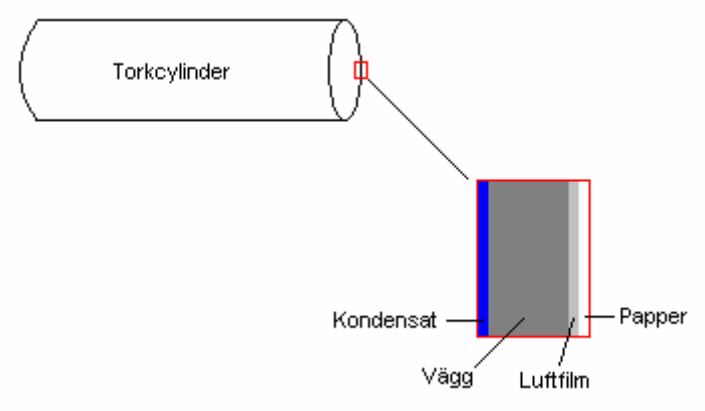
Figur 1.3 Kondensatrörelse m lister, 40g



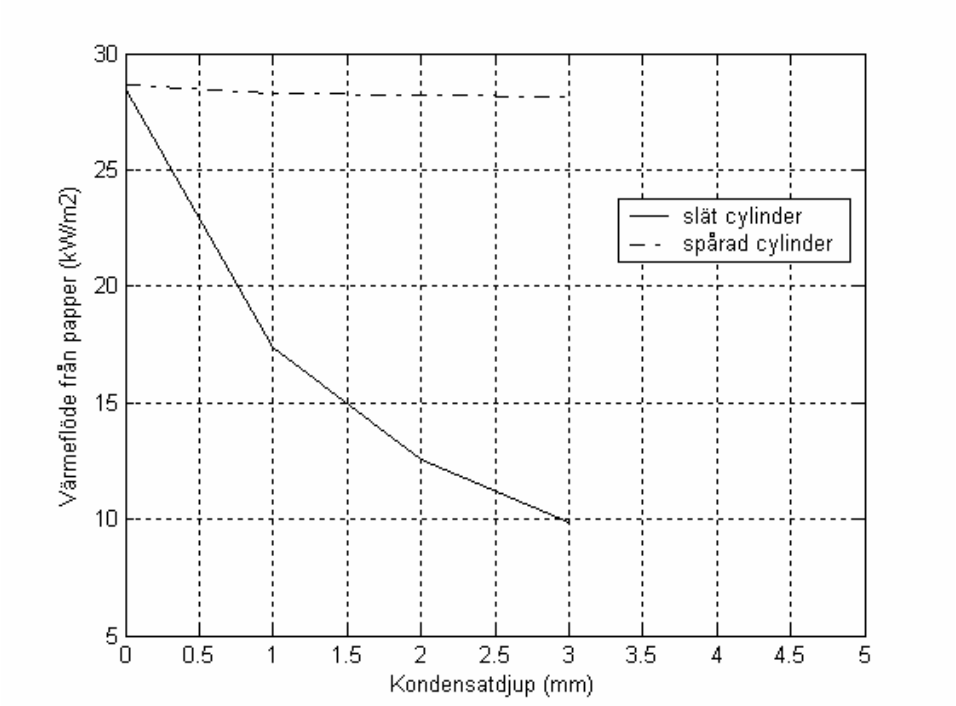
Figur 1.4 Kondensatrörelse m lister, 60g

1.2.3 Värmetransport genom torkcylindrar med axiella spår

Förutom kondensatets rörelse är som sagt värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen beroende av filmtjockleken. Genom att leda kondensatet i axiella spår i en torkcylinder minskar kondensatfilmens tjocklek alternativt dess beröringsyta till förmån för god värmetransport. Med utgångspunkt från ett tvådimensionellt tvärsnitt av en sådan cylinder kan värmetransportförloppet simuleras i FEMLAB, se figur 1.5.



Figur 1.5 Tvådimensionellt tvärsnitt av en torkcylinder



Figur 1.6 Värmeflöde från papper som funktion av kondensatdjup för en slät och en spårad cylinder (spåravstånd: 80 mm; spårbredd: 10 mm; spårdjup: 4 mm).

Resultat från simuleringar visar att torkkapaciteten för en torkcylinder med axiella spår ökar med upp till 60 % jämfört med en slät cylinder med 1 mm kondensat, förutsatt att kondensatet enbart rinner i spåren, se figur 1.6. Alternativt högre torkkapacitet kan elproduktionen i mottrycksturbinen framför torkpartiet öka om ånga av lägre tryck kan användas i torkprocessen med bibehållen kapacitet. [Stenström et al, 2005]

1.3 Forskningsuppgiften och dess roll inom forskningsområdet

Forskningsuppgiften experimentella del går ut på att utvärdera stationära sifon-konstruktioner och att studera kondensatets beteende i en modell av en torkcylinder försedd med axiella runda spår. Den andra delen går ut på att simulera värmetransportförloppet genom dels en torkcylinder försedd med spår och dels en torkcylinder utrustad med axiella vertikala flänsar och jämföra resultatet dvs. torkkapaciteten med dagens bästa tillgängliga teknik. Den förstnämnda konstruktionen är avsedd för cylindrar på nya pappersmaskiner medan den senare är tänkt för cylindrar på existerande maskiner. Alternativt en högre torkkapacitet kan ånga av lägre tryck användas i cylindrarna med bibehållen kapacitet, vilket kan utmynna i högre elproduktion i mottrycksturbinen. Effekten av det senare alternativet simuleras också i projektet.

Sammanfattningsvis består projektet av fem deluppgifter formulerade på följande sätt:

- Experimentell studie av stationära sifonkonstruktioner
- Experimentell studie av kondensatets rörelse i en cylinder med axiella spår. Sådana data har inte rapporterats tidigare i litteraturen.
- Simulering av värmetransport genom axiellt spårade torkcylindrar
- Simulering av värmetransport genom torkcylindrar med axiella flänsar
- Beräkningar på ökad kapacitet alternativt ökad mottrycksproduktion för de förslag som tagits fram.

1.4 Mål och målgrupp

Resultaten är huvudsakligen av intresse för tillverkarna av pappersmaskiner samt producenterna av tidnings- och tryckpapper. Maskintillverkarna kan utnyttja resultaten för att konstruera nya maskiner med högre torkkapacitet och producenterna erhåller information om hur dagens maskiner kan modifieras för att kapaciteten skall bibehållas vid höga maskinhastigheter.

2 Experimentell studie av stationära sifonkonstruktioner

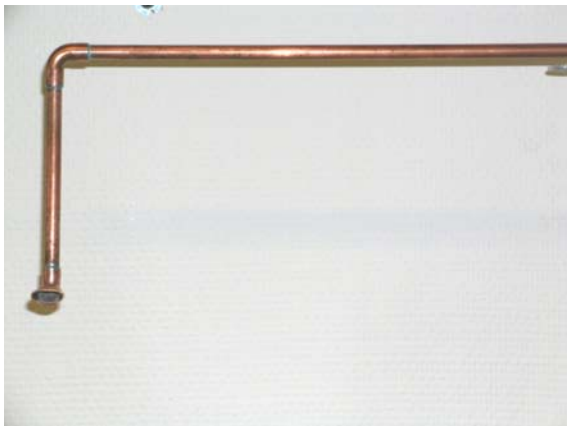
2.1 Teori

2.1.1 Stationär sifon

Som värmande medium för torkning av papper används mättad ånga av varierande tryck och temperatur i torkcylindrarna. I samband med att ångbildningsvärme frigörs bildas kondensat som måste avlägsnas kontinuerligt. Kondensatet uppträder som en film utmed cylindrarnas insida till följd av centrifugalfältets inverkan som rotationen ger upphov till. Tillsammans med en viss mängd ånga transporteras vätskan bort i ett rör benämnt sifon.

En stationär sifon, se figur 2.1-2.2, placeras vid gaveln nära botten av torkcylindern med inloppet vänt mot rotationsriktningen. Kondensatets rörelseenergi tillsammans med rådande differenstryck mellan ångin- och ångutlopp utnyttjas för att avlägsna detsamma via sifonen inklusive dess vertikala rörparti. Det dynamiska trycket är beroende av kondensathastigheten i kvadrat, se ekvation 1. Således kan en sifons förmåga att återvinna rörelseenergi uppskattas utifrån tryckmätningar. Påpekas bör att differenstrycket kan sänkas, varför mängden genomblåsningsånga minskar, om det dynamiska trycket ökar till följd av att kondensathastigheten stiger.

$$p_{dyn} = \frac{1}{2}\rho V^2 \qquad (1)$$



Figur 2.1 Sifon framifrån



Figur 2-2 Tre sifoners inlopp

Liksom det dynamiska trycket är centrifugalaccelerationen som uppkommer som ett resultat av torkcylinderns rotationsrörelse proportionellt en i kvadrat, se ekvation 2. Således är dynamiska trycket proportionellt mot centrfugalaccelerationen, se ekvation 3, dvs. ett linjärt samband erhålls om det tidigare ritas som funktion av det senare. I fortsättningen betecknas centrifugalaccelerationen med bokstaven G.

$$a_{cent} = \frac{V^2}{R} \quad (2) \qquad p_{dyn} = \frac{1}{2}\rho R a_{cent} \quad (3)$$

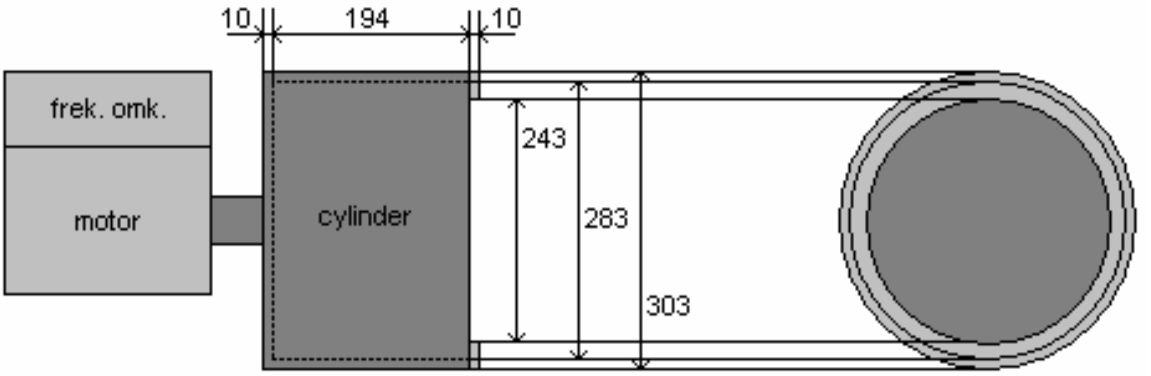
2.1.2 Studiens syfte

Med utgångspunkt från att en modell av en torkcylinder ska tömmas tillfredsställande testas först tre sifoner med olika slags inlopp. Baserat på omfattningen med vilken det dynamiska trycket kan återvinnas, ty det speglar sifonens förmåga att transportera kondensatet från torkcylindern utan influens av rådande differenstryck, provas därefter den främsta under förhållanden anpassade efter såväl resultat från simuleringar som verkliga omständigheter. Både vattenflödets och kondensathastighetens inverkan på tryckåtervinningen undersöks och jämförs med motsvarande teoretiska samband.

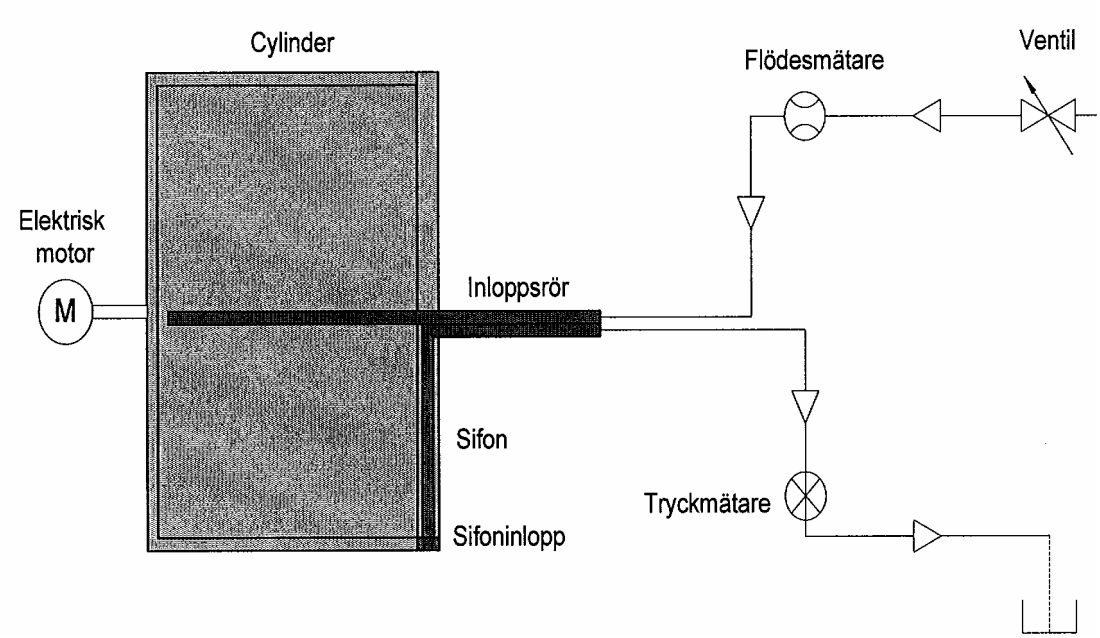
2.2 Metod

2.2.1 Utrustning

I undersökningen används samma utrustning som under första delen av projektet, dvs. en modell av en torkcylinder (gjutjärn; d=0.283 m; l=0.194 m), vars slutna gavel är kopplad till en elektrisk motor (P=1.5 kW) försedd med en frekvensomkopplare. Med den kan cylinderns varvtal varieras mellan 0 och 1500 varv/min. I figur 2.3 visas en enkel skiss av utrustningen.

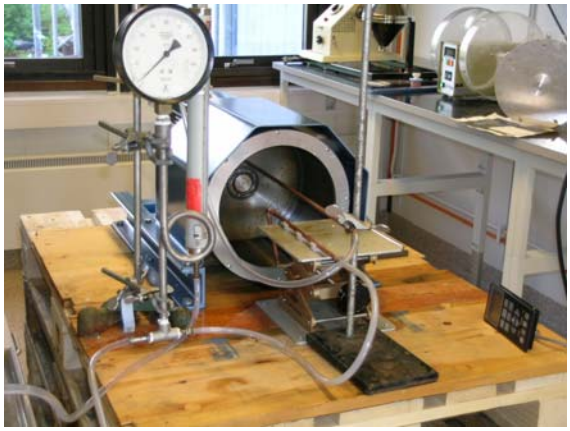


Figur 2.3 Skiss av försöksutrustningen



Figur 2.4 Försöksutrustningen

För att studera sifonernas funktion måste det dynamiska trycket mätas medan vatten kontinuerligt tillförs respektive bortforslas från den roterande cylindern. Via en flödesmätare leds vatten in till centrum av cylinderns bortre gavel, varpå det tvingas ut mot cylinderns mantelyta av centrifugalfältet. Nu rinner vätskan mot den främre öppna gaveln där den fångas upp av en sifon placerad 1 mm ovanför ytan innan den leds bort via en manometer. Då flödet blockeras i höjd med sifonens inlopp visar tryckmätaren det dynamiska trycket. Cylinderns rotationshastighet mäts med en varvtalsmätare. I figur 2.4 visas en schematisk skiss av apparaturen där förutom modellen av torkcylindern även flödesmätaren, manometern, inlopps- och utloppsröret (sifonen) syns. I figur 2.5 visas en bild av utrustningen. Frekvensomkopplaren ligger till höger.



Figur 2.5 Försöksutrustningen



Figur 2.6 Sifonernas inlopp

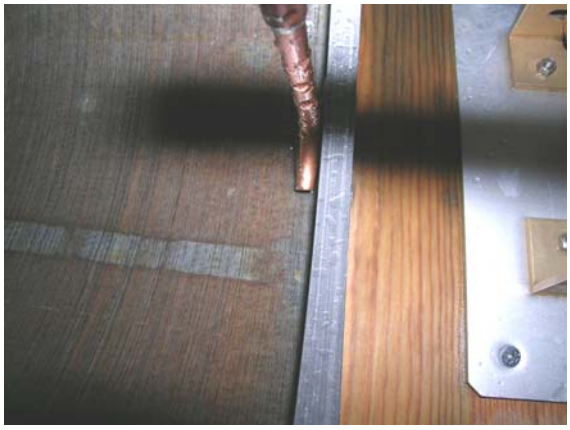
I figur 2.6 visas de tre sifonernas inlopp. Som synes är det runda inloppet betydligt mindre än såväl det ovala som det rektangulära. I övrigt är sifonerna emellertid identiska, dvs. de består av en vertikal rördel (14 cm; d_i=5.8 mm; d_y=8.0 mm) och en horisontell rördel (32 cm), se även figur 2.1. Dimensionerna på inloppen redovisas i Tabell 2.1.

Tabell 2.1 Dimensioner på sifonernas inlopp.

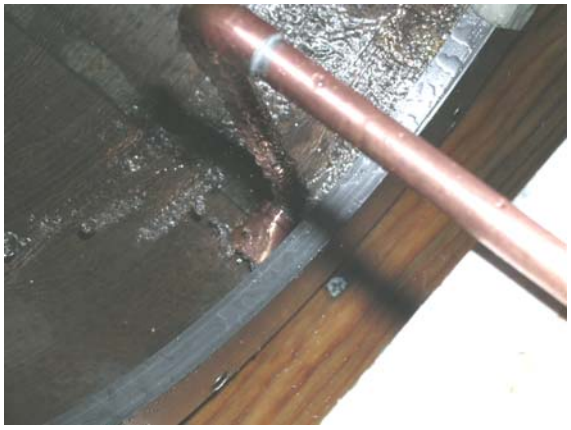
Profil	**Inre mått (mm)**	**Yttre mått (mm)**
Runt	4.8	6.4
Ovalt	5.6 x 15.0	7.2 x 16.6
Rektangulärt	5.1 x 15.9	6.7 x 17.5

2.2.2 Utförande

De tre sifonernas testas genom att utifrån ett givet ingående vattenflöde mäta det dynamiska trycket efterhand som cylinderns rotationshastighet ökar stegvis. Förfarandet upprepas för olika vattenflöden tills sifonernas funktion har dokumenterats ordentligt. I figur 2.7-2.8 syns hur sifonen med runt respektive ovalt inlopp fungerar när 60 l/h vatten strömmar genom cylindern som snurrar med hastigheten 5.3 m/s (G=20g).



Figur 2.7 Sifon (Runt inlopp; 5.3m/s)



Figur 2.8 Sifon (Ovalt inlopp; 5.3m/s)

2.2.3 Försöksramar

2.2.3.1 Rotationshastigheter baserade på verkliga förhållanden

Under försöken väljs rotationshastigheten utifrån storleken på det resulterande centrifugalfältet, ty den senare parametern förutsätts ha störst inverkan på kondensatets rörelse i cylindern. Men eftersom försökscylindern är betydligt mindre än en fullskalig torkcylinder erhålls avsevärt lägre rotationshastigheter respektive dynamiska tryck när centrifugalfält baserade på verkliga förhållanden eftersträvas. Exempelvis snurrar försökscylindern med hastigheten 12 m/s, medan en fullskalig torkcylinder rör sig med hastigheten 30 m/s, när centrifugalaccelerationen uppgår till G=100g i båda fallen. Under försöken varierar rotationshastigheten mellan 5.3 och 11.8 m/s.

2.2.3.2 Kondensatmängder baserade på simuleringar av värmetransport

Med utgångspunkt från resultatet av simuleringarna av värmetransport genom en slät torkcylinder med 1 eller 2 mm kondensat på insidan beräknas kondensatmängderna som hanteras i en torkprocess. Senare utförs försök med den främsta sifonen baserat på resultatet av beräkningarna. Påpekas bör att nu kan även kondensatets strömnings-hastighet uppskattas. Beräkningsgången redovisas nedan.

Resultat från simuleringar av värmetransport genom en slät torkcylinder:

Värmeflöde från papper (1 mm kondensatfilm), $q_{1,\,papper} = 17.3$ kW/m^2

Värmeflöde från papper (2 mm kondensatfilm), $q_{2,\,papper} = 12.6$ kW/m^2

Antaganden:

Torkcylinders inre diameter, $d_i = 1.8$ m

Torkcylinders längd, $l = 9$ m

Ångbildningsentalpi (130 °C), $\Delta H_{vap} = 2174$ kJ/kg

Bestämning av kondensatflöde per längdenhet (kg/sm) för 1 eller 2 mm kondensat:

Torkcylinderns area, $A_{cyl} = \pi d_i l = \pi \cdot 1.8 \cdot 9 = 50.9$ m^2

Total effekt från papper (1 mm kondensat), $Q_1 = q_{1,\,papper} A_{cyl} = 17.3 * 50.9 = 880$ kW

Totalt kondensatflöde i cylinder, $\dot{m}_1 = \dfrac{Q_1}{\Delta H_{vap} \pi d_i} = \dfrac{880}{2174 \cdot \pi \cdot 1.8} = 0.072$ kg/sm

Total effekt från papper (2 mm kondensat), $Q_2 = q_{2,\,papper}\, A_{cyl} = 12.6 * 50.9 = 641$ kW

Totalt kondensatflöde i cylinder, $\dot{m}_2 = \dfrac{Q_2}{\Delta H_{vap}\, \pi\, d_i} = \dfrac{641}{2174 \cdot \pi \cdot 1.8} = 0.052$ kg/sm

Enligt resultatet av beräkningarna hanteras 0.05 – 0.07 kg/sm kondensat i en torkprocess, förutsatt att kondensatfilmen är 1 – 2 mm tjock. Det innebär följaktligen att kondensatet uppskattningsvis rör sig med hastigheten 0.03 – 0.07 m/s utmed torkcylinderns yta.

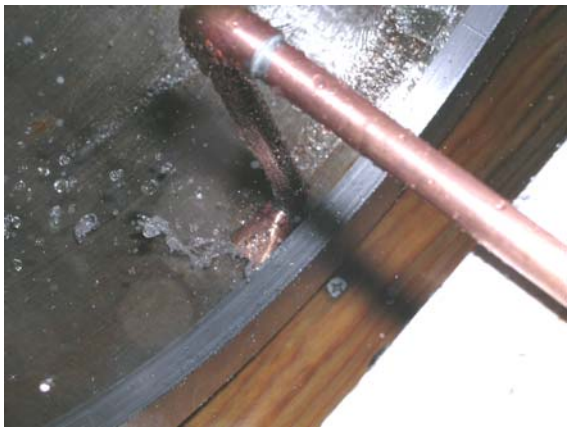
2.3 Resultat

2.3.1 Jämförelse av de tre sifonernas kapacitet

Modellen av torkcylindern töms tillfredsställande endast när sifonen med runt inlopp används. Figur 2.7-2.8 indikerar att sifonen med runt inlopp fungerar bättre än sifonen med ovalt inlopp, ty när 60 l/h vatten strömmar genom cylindern som snurrar med hastigheten 5.3 m/s (G=20g) förefaller vattenrörelsen intensivare i det senare fallet. Uppfattningen styrks av figur 2.9-2.10 där samma sifoner istället används vid rotationshastigheten 9.1m/s (G=60g). Vattenrörelsen är ännu intensivare när en sifon med rektangulärt inlopp används.



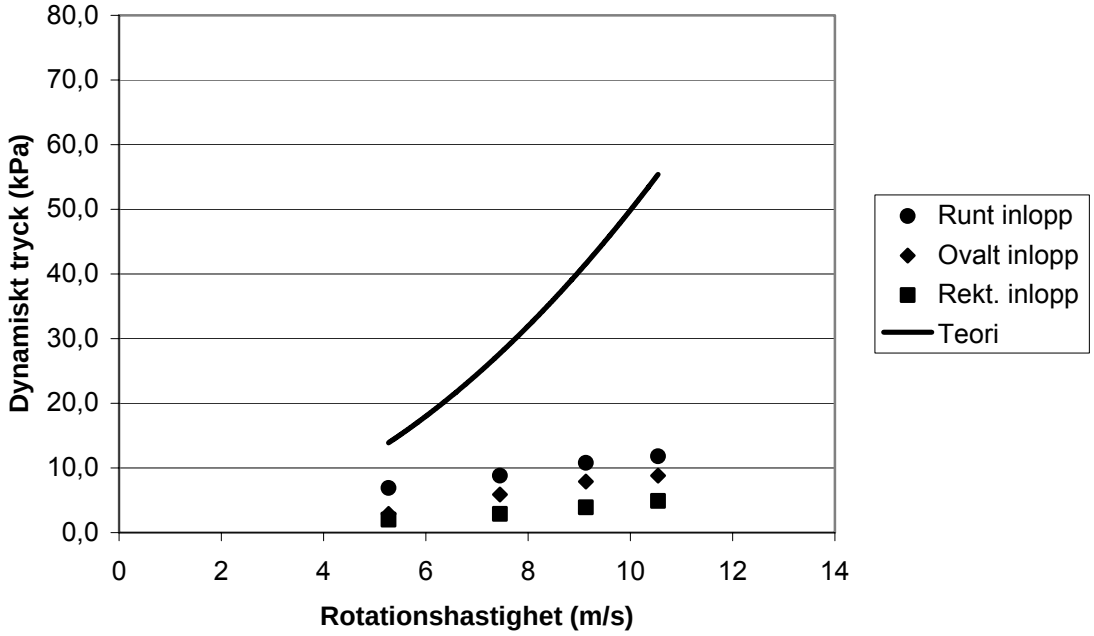
Figur 2.9 Sifon (Runt inlopp; 9.1m/s)



Figur 2.10 Sifon (Ovalt inlopp; 9.1m/s)

Orsaken till att en sifon med runt inlopp fungerar bäst kan vara att övergången mellan inloppet och röret är jämn på insidan. I de två andra fallen är däremot inloppet större än röret, varför vattenmassorna delvis bromsas upp av tvärsnittsytan som förbinder delarna med varandra. Således kan inte slutsatsen dras att en sifon med runt inlopp generellt sätt fungerar bättre än en sifon med ovalt eller rektangulärt inlopp.

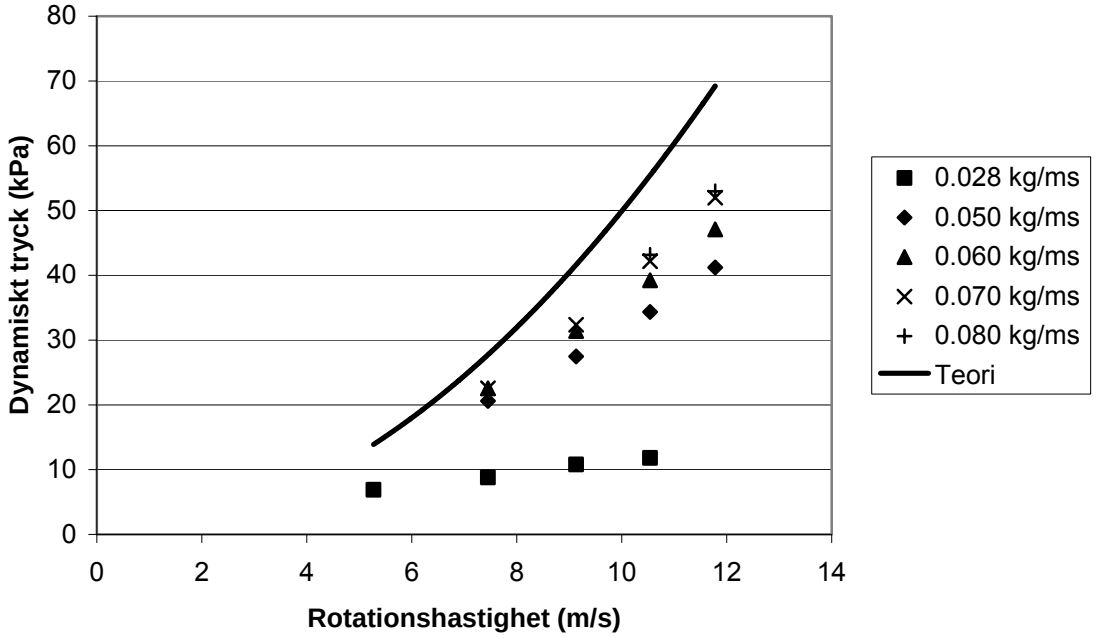
I figur 2.11 syns hur såväl det teoretiska som det uppmätta dynamiska trycket ökar som funktion av rotationshastigheten när vattenflödet uppgår till 90 l/h eller 0.028 kg/sm. Precis som tidigare indikerar figur 2.11 att sifonen med runt inlopp fungerar bäst. När rotationshastigheten uppgår till 10.5 m/s kan 21 % av det dynamiska trycket återvinnas, medan bara 16 respektive 9 % kan återvinnas med ett ovalt eller ett rektangulärt inlopp. Orsaken till att bara en bråkdel av trycket kan utnyttjas beror förmodligen på att sifonerna är överdimensionerade i förhållande till det valda vattenflödet. Med bakgrund av de här resultaten väljs sifonen med runt inlopp ut för försök där simuleringar av värmetransport genom en slät torkcylinder tas i beaktande, se avsnitt 1.2.3.2. I bilaga A redovisas samtliga teoretiska och uppmätta dynamiska tryck från försöken.



Figur 2.11 Dynamiskt tryck som funktion av rotationshastighet (m_{in}=0.028 kg/sm)

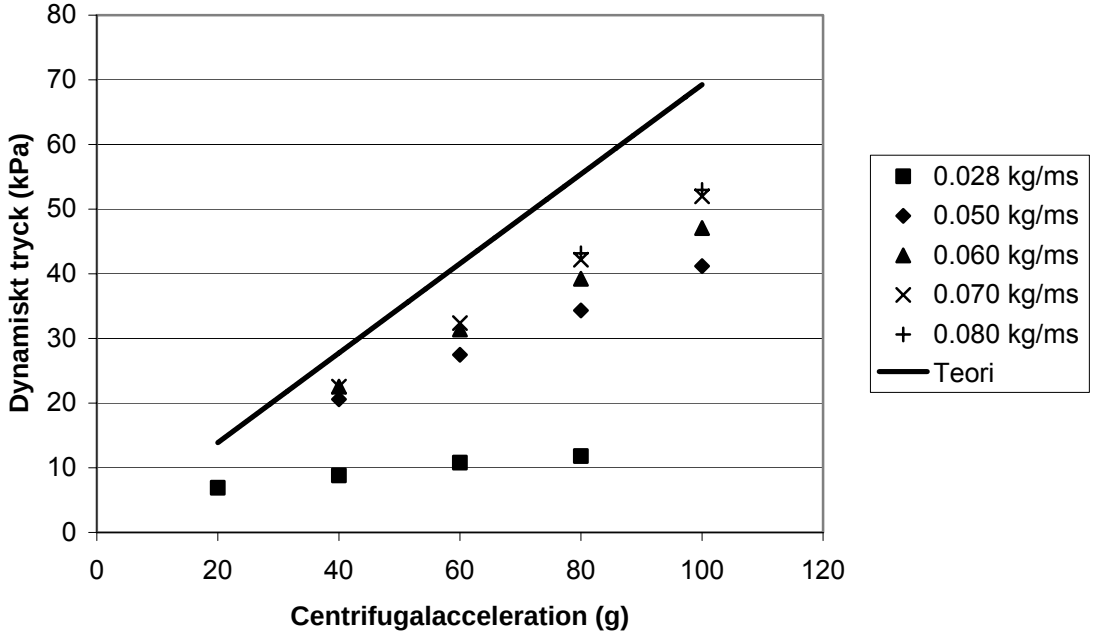
2.3.2 Studie av sifonen med runt inlopp

Precis som i figur 2.11 syns i figur 2.12 hur såväl det teoretiska som det uppmätta dynamiska trycket ökar som funktion av rotationshastigheten för sifonen med runt inlopp när vattenflödet uppgår till 160-256 l/h eller 0.05 – 0.08 kg/sm. Efterhand som vattenflödet stiger framträder tryckets beroende av hastigheten i kvadrat allt tydligare, se ekvation 1. När belastningen uppgår till 0.08 kg/sm och rotationshastigheten till 12 m/s kan 53.0 av maximalt 69.3 kPa eller 76 % av det dynamiska trycket återvinnas. Anledningen till att tryckåtervinningen ökar när vattenflödet stiger är att mindre mängder luft fångas upp av sifonen, varför andelen vatten i utgående flödet blir högre.



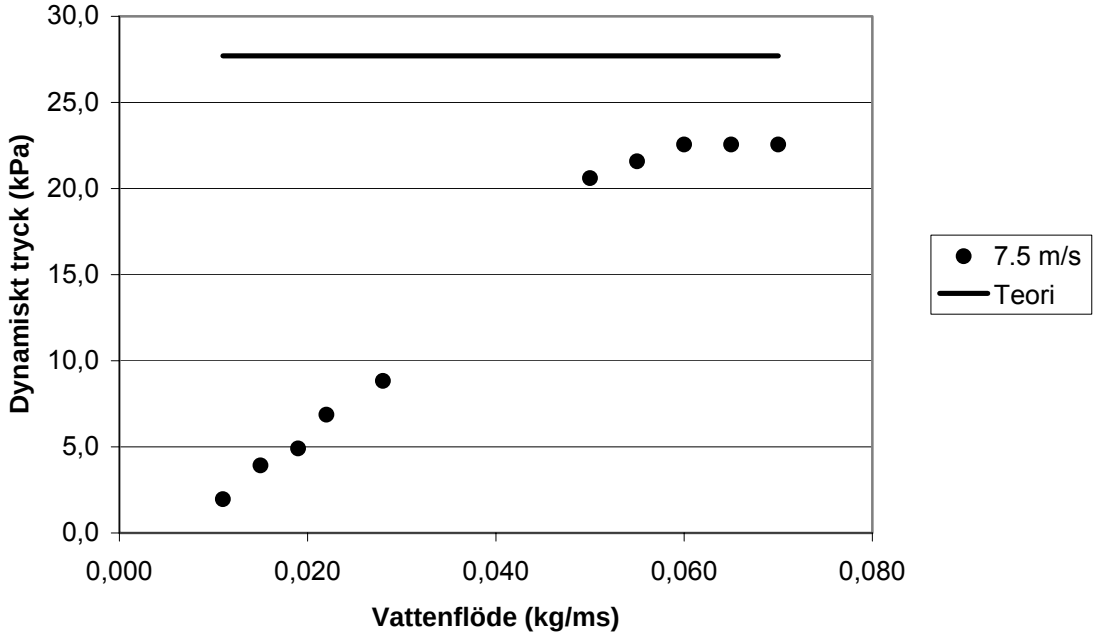
Figur 2.12 Dynamiskt tryck som funktion av cylinderns rotationshastighet

Baserat på samma experimentella data som figur 2.12 åskådliggörs i figur 2.13 på samma sätt relationen mellan det dynamiska trycket och centrifugalaccelerationen för sifonen med runt inlopp. Efterhand som vattenflödet ökar framgår tryckets linjära beroende av accelerationen mer påtagligt, se ekvation 2.



Figur 2.13 Dynamiskt tryck som funktion av centrifugalacceleration

Slutligen presenteras i figur 2.14 det dynamiska trycket som funktion av det ingående vattenflödet för sifonen med runt inlopp när cylindern snurrar med hastigheten 7.5 m/s (G=40g). Tydligt framgår hur trycket ökar linjärt med vattenflödet till en bestämd punkt. När flödet uppgår till 192 l/h eller 0.060 kg/sm kan 22.6 av maximalt 27.7 kPa eller 82 % av trycket återvinnas. Därefter stagnerar tryckåtervinningen tvärt, varför det återvunna trycket blir oberoende av det ingående vattenflödet. Det beror förmodligen på att det utgående flödet nu bara innehåller vatten och således bidrar inte längre mindre mängder luft i strömmen till att tryckåtervinningen dämpas. I bilaga A redovisas samtliga teoretiska och uppmätta dynamiska tryck från försöken.



Figur 2.14 Dynamiskt tryck som funktion av ingående vattenflöde (V = 7.5 m/s)

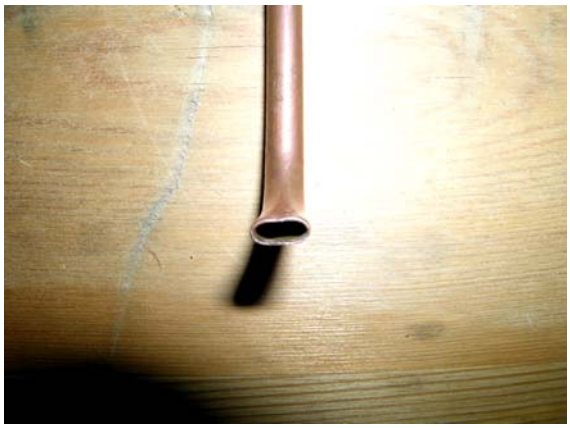
2.4 Dynamisk tryckåtervinning utifrån verkliga förutsättningar

2.4.1 Bakgrund

I ett senare skede av studien har en stationär sifons funktion studerats med utgångspunkt från information om utseendet hos en fullskalig stationär sifon respektive drifts-förhållandena vid ett riktigt pappersbruk. Det har möjliggjort försök baserade på verkliga förutsättningar. Sedan har resultaten jämförts med resultat från tidigare försök.

2.4.1.1 Stationär sifon

Baserat på utseendet hos en fullskalig sifons inlopp (21 x 69 mm) har sifonen med runt inlopp modifierats (2.4 x 6.0 mm) för att efterlikna densamma, se figur 2.15 - 2.16.



Figur 2.15 Ny sifon framifrån



Figur 2.16 Ny sifon från sidan

2.4.1.2 Driftsförhållanden

Vid ett pappersbruk uppgår kondensatflödet till 12.64 kg/s för pappersmaskinens 36 torkcylindrar (d_i=1.83 m; l=8.95 m) när pappret rör sig med hastigheten 1715 m/min. Utifrån de uppgifterna respektive måtten på den fullskaliga och den nya sifonen beräknas nedan kondensatflödet som bör strömma genom modellen av torkcylindern (d_i=0.283 m; l=0.194 m) för att de experimentella förhållandena ska motsvara de verkliga. Resultatet av nya tryckmätningar återspeglar sedan delvis omfattningen med vilken det dynamiska trycket kan återvinnas i verkligheten.

Beräkning av sifonernas tvärsnittsytor vid inloppet:

Fullskalig sifons tvärsnittsyta vid inlopp, $A_{sifon,1} = b \cdot h = 0.069 \cdot 0.021 = 1.45 \cdot 10^{-3}\ \mathrm{m}^2$

Ny sifons tvärsnittsyta vid inlopp, $A_{sifon,2} = b \cdot h = 0.0060 \cdot 0.0024 = 1.44 \cdot 10^{-5}\ \mathrm{m}^2$

Bestämning av kondensatflöde per längdenhet utan hänsyn till sifonkonstruktionerna:

Kondensatflöde i torkcylinder, $\dot{m}_{cyl,1} = \frac{m_{tot}}{n} = \frac{12.64}{36} = 0.35\,\mathrm{kg/s}$, vilket med hänsyn till torkcylinderns diameter (d_i=1.83 m) motsvarar 0.061 kg/sm.

Bestämning av kondensatflöde per längdenhet med hänsyn till sifonkonstruktionerna:

Kondensatflöde modellcylinder $\dot{m}_{cyl,2} = \frac{\dot{m}_{cyl,1} \cdot A_{sifon,2}}{A_{sifon,1}} = \frac{0.35 \cdot 1.44 \cdot 10^{-5}}{1.45 \cdot 10^{-3}} = 3.5 \cdot 10^{-3}$ kg/s,

vilket med hänsyn till modellcylinderns diameter (d_i=0.283 m) motsvarar 0.0039 kg/sm.

Enligt resultatet av beräkningarna bör vattenflödet uppgå till 0.0039 kg/sm i försöken, när de med hänsyn till den nya sifonens mått baseras på vilka kondensatmängder som hanteras i en fullskalig sifon. Det innebär således att försöken baseras på ett avsevärt mindre vattenflöde än tidigare. Med utgångspunkt från breddflödet i en fullskalig torkcylinder strömmade då 0.05 – 0.08 kg/sm genom modellen av torkcylindern, vilket överensstämmer väl med det här flödet motsvarande 0.061 kg/sm. Följaktligen bör försök baserade på breddflödet i en torkcylinder utföras med en sifon vars inlopp är 0.061/0.0039 =16 gånger större än den som används i de här experimenten, förutsatt att hänsyn tas till vilka kondensatmängder som hanteras i en fullskalig sifon. En sifon av den storleken får dock inte plats i ringens spår, varför tryckåtervinningen ämnar mätas i den nya sifonen när ytbelastningen uppgår till 0.0039 kg/sm enligt ovan.

Utifrån en så låg ytbelastning som 0.0039 kg/sm kan inte tryckåtervinningen mätas med den tillgängliga utrustningen trots att cylindern töms på vätska, ty manometern kan inte registrera lägre tryck än 1 kPa. Som jämförelse uppmättes trycket 2.9 kPa i sifonen med runt inlopp när vattenflödet uppgick till 0.011 kg/sm och rotationshastigheten till 10.5 m/s (G=80g). Med andra ord återvinns en mycket liten del av det dynamiska trycket, främst pga. att vätskeflödet är mycket litet, jfr figur 2.14. Dock måste en fullskalig torkcylinder snurra med hastigheten 26.7 m/s för att skapa ett centrifugalfält av 80g. Alltså kan tryckåtervinningen, som är beroende av rotationshastigheten i kvadrat, upprätthållas vid lägre vätskeflöden i verkligheten jämfört med i försöken, förutsatt att centrifugalfältet är detsamma. Men faktum kvarstår att baserat på ovanstående resultat bör fullskaliga sifoner av mindre dimensioner än dagens möjliggöra större tryckåtervinning relativt sett, varför behovet av differenstryck och genomblåsningsånga bör minska.

2.5 Studie av modifierad sifon med rektangulärt inlopp

2.5.1 Bakgrund

I ett senare skede av studien har en ny sifon med rektangulärt inlopp testats under samma förutsättningar för de tidigare sifonerna. Sedan har nedre kanten på den nya sifonen skurits bort, varpå den har testats igen. Slutligen har rörböjen försetts med ett hål i syfte att kunna studera hur tömningen av cylindern fungerar när det råder undertryck i rörledningen. Det senare ska liknas vid att ånga blåses genom en torkcylinder som ett resultat av differenstrycket mellan ångin- och ångutloppet. Precis som tidigare baseras bedömningen av sifonens prestanda på omfattningen med vilken det dynamiska trycket kan återvinnas, förutsatt att cylindern töms tillfredsställande.

2.5.2 Utförande

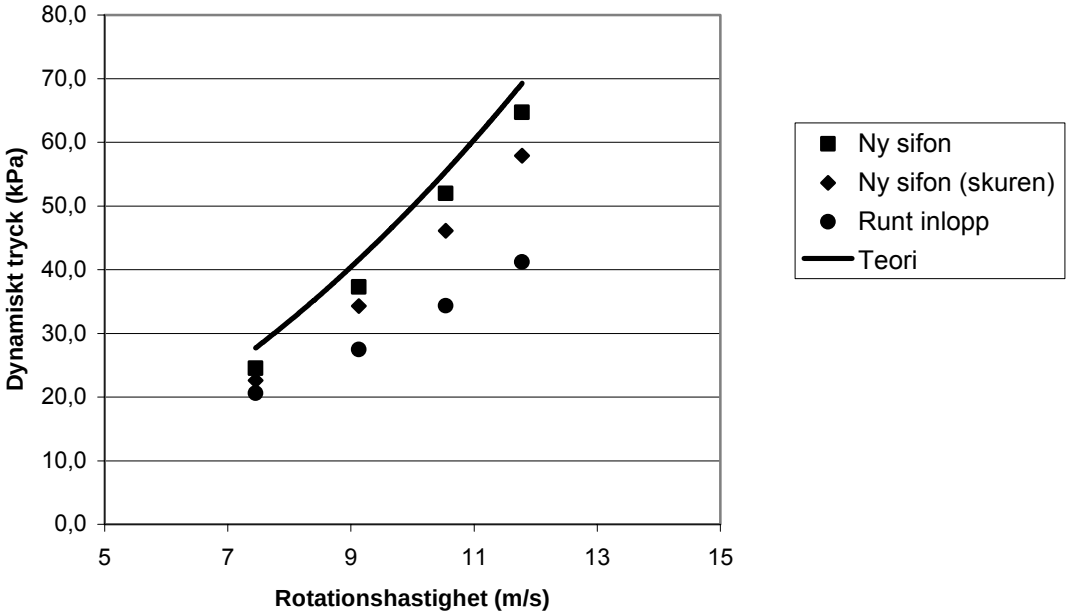
Sifonen testas inom samma försöksramar som när den hade ett runt inlopp. Med utgångspunkt från vattenflödet 160 l/h eller 0.050 kg/sm mäts det dynamiska trycket efterhand som cylinderns rotationshastighet ökar stegvis från 7.5 till 11.8 m/s. Det är dock inte möjligt när försök utförs baserat på undertryck i sifonen. Då görs enbart observationer av hur cylindern töms beroende på vilket undertryck som väljs. Vakuum skapas genom att en vattensug kopplas samman med sifonen, jfr figur 2.4. I figur 2.17 visas baksidan av sifonens nedre del när inloppets nedre kant har skurits bort och böjen har försetts med ett hål, jfr figur 2.15-2.16.



Figur 2.17 Modifierad sifon med rektangulärt inlopp

2.5.3 Resultat

Enligt observationerna töms cylindern tillfredsställande både när sifonen har ett helt rektangulärt inlopp och när nederkanten har skurits bort. Vidare kan en omfattande del av det dynamiska trycket återvinnas, vilket åskådliggörs i figur 2.18. Jämfört med när sifonen var försedd med ett runt inlopp kan trycket nu utnyttjas i större utsträckning. När vattenflödet uppgår till 160 l/h eller 0.050 kg/sm och rotationshastigheten till 11.8 m/s (G=100g) kan 64.7 av maximalt 69.3 kPa eller 93 % av det dynamiska trycket återvinnas med ett rektangulärt inlopp jämfört med 59 % med ett runt inlopp. Det beror förmodligen på att mindre mängder luft fångas upp i den förstnämnda sifonen, varför andelen vatten i det utgående flödet blir högre. Alternativt är sifonen med rektangulärt inlopp placerad något närmare cylinderns insida jämfört med sifonen med runt inlopp. Bilaga A innehåller samtliga teoretiska och uppmätta dynamiska tryck från försöken.



Figur 2.18 Dynamiskt tryck som funktion av rotationshastighet (m_{in}=0.050 kg/sm)

När sifonen har försetts med ett hål i rörböjen töms cylindern också på vatten, förutsatt att undertrycket är tillräckligt högt. Annars stänker en del av vätskan ut genom hålet. Vilket undertryck som behövs för att tömma cylindern vid ett bestämt vattenflöde och rotationshastighet kan dock inte fastställas, då undertrycket varken kan hållas konstant med en vattensug eller mätas ordentligt. I figur 2.19 och 2.20 åskådliggörs tömningen av cylindern utan undertryck respektive med tillräckligt stort undertryck i anknytning till sifonen med hål. Tydligt syns hur vattnet lättare fångas upp av sifonen i det senare fallet.



Figur 2.19 Tömning utan undertryck



Figur 2.20 Tömning med undertryck

2.6 Slutsatser

Utifrån studien av tre sifoner med olika slags inlopp dras slutsatsen att modellen av torkcylindern töms tillfredsställande, förutsatt att sifonen är utformad på ett optimalt sätt. En jämn övergång mellan inloppet och röret är viktigare än ett större inlopp, om det innebär att delarna förbinds av en tvärsnittsyta som bromsar upp vattenmassorna.

Resultaten från undersökningen av sifonen med runt inlopp indikerar att det återvunna dynamiska trycket är beroende av rotationshastigheten i kvadrat samt linjärt beroende av centrifugalaccelerationen respektive vattenflödet. Slutligen nås dock en punkt då trycket inte längre stiger efterhand som flödet ökar, ty ingen luft fångas längre upp av sifonen. När flödet uppgår till 0.060 kg/sm och rotationshastigheten till 7.5 m/s (G=40g) kan 82 % av det dynamiska trycket återvinnas.

Dynamisk tryckåtervinning baserat på verkliga förutsättningar antyder att en liten del av trycket kan utnyttjas i en fullskalig sifon pga. att de är överdimensionerade i förhållande till vätskeflödet. Dock kan trycket upprätthållas vid lägre vätskeflöden i verkligheten jämfört med i försöken, ty förutsatt att centrifugalfältet är detsamma snurrar en fullskalig torkcylinder med betydligt högre hastighet än försökscylindern. Men faktum kvarstår att fullskaliga sifoner av mindre dimensioner än dagens bör möjliggöra större tryckåtervinning relativt sett, varför behovet av differenstryck och genomblåsningsånga bör minska.

Genom att modifiera den rektangulära sifonen har en större andel av det dynamiska trycket kunnat återvinnas jämfört med den tidigare sifonen med runt inlopp. Det är dock inte fördelaktigare att använda en sifon där det rektangulära inloppets nederkant har skurits bort. När vattenflödet uppgår till 0.050 kg/sm och rotationshastigheten till 11.8 m/s (G=100g) kan 93 % av det dynamiska trycket återvinnas med den nya rektangulära sifonen jämfört med 59 % med ett runt inlopp. Det beror förmodligen på att mindre mängder luft fångas upp i den förstnämnda sifonen, varför andelen vatten i det utgående flödet blir högre.

Om sifonen förses med ett hål i rörböjen töms cylindern på vatten, förutsatt att undertrycket är tillräckligt högt. Vilket undertryck som behövs för att tömma cylindern vid ett bestämt vattenflöde respektive rotationshastighet kan dock inte fastställas pga. otillräcklig försöksutrustning.

3 Experimentell studie av kondensatrörelse i en modell av en torkcylinder med axiella runda spår

3.1 Teori

3.1.1 Kondensatrörelse i släta torkcylindrar

Värmetransporten genom en torkcylinder begränsas av värmeledningsmotståndet som kondensatfilmen ger upphov till utmed cylinderns insida. Motståndet är främst beroende av filmtjockleken och hastigheten relativt underlaget, som i sin tur är beroende av rotationshastigheten och mängden kondensat. Vid låga hastigheter påverkar tyngdkraften kondensatrörelsen i stor utsträckning, varför vätskan retarderas uppför och accelereras nedför. Svängningarna orsakar turbulens i kondensatfilmen som resulterar i ett litet värmeledningsmotstånd till förmån för god värmetransport. När rotations-hastigheten ökar minskar tyngdkraftens inverkan på kondensatrörelsen. Följaktligen avtar svängningarna på bekostnad av ett större värmeledningsmotstånd och sämre värmetransport.

I första delen av projektet undersöktes axiella listers betydelse för upprätthållande av den turbulenta strömningen i kondensatfilmen i en torkcylinder. Som jämförelse studerades strömningen i en cylinder utan lister. I figur 3.1-3.2 illustreras rotationshastighetens inverkan på vattenfilmens (1 mm) rörelse utefter en slät yta. Hastigheten uppgår till 2.6 respektive 3.7 m/s, vilket motsvarar ett centrifugalfältet 5g respektive 10g i försökscylindern (d_{cyl}=0.283 m). I en fullskalig torkcylinder kan centrifugalfältet uppgå till 100g.



Figur 3.1 Vattenrörelse cylinder V=2.6m/s



Figur 3.2 Vattenrörelse cylinder V=3.7m/s

I figurerna ses vågfronterna kring Froudes pinne som en indikation på kondensatfilmens relativa hastighet. Frånvaron av tydliga fronter indikerar att kondensatet rör sig obetydligt i en slät torkcylinder redan vid låga rotationshastigheter. Baserat på ovanstående resonemang bör följaktligen värmeledningsmotståndet vara relativt stort.

3.1.2 Studiens syfte

I syfte att minimera kondensatfilmens tjocklek alternativt dess beröringsyta till förmån för god värmetransport har en modell av en torkcylinder försetts med axiella spår. Utifrån experimentella försök med kontinuerlig till- respektive bortförsel av vatten i cylindern undersöks i vilken utsträckning vätskan transporteras i spåren kontra utmed ytan mellan dem. Både vattenflödets och rotationshastighetens inverkan på kondensatets rörelsemönster studeras.

3.2 Metod

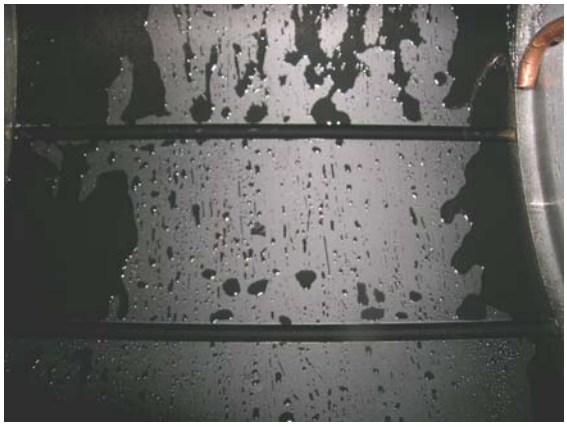
3.2.1 Utrustning

Under forsöken används samma utrustning som i föregående studie, se avsnitt 1.2.1. Nu har emellertid även 12 stycken axiella spår (3 mm radie; 6 mm breda; 3 mm djupa) svarvats i cylindern med 68 mm mellanrum. Det innebär att 8 % av mantelytan täcks av spår. Vidare har ett plant spår (7 mm brett; 2 mm djupt) svarvats i ringen på den främre gaveln. På minimalt sifonavstånd i spåret löper en stationär sifon med runt inlopp, vars syfte är att avlägsna vattnet som strömmar genom cylindern från inloppsröret i centrum av bortre gaveln. Ett 3 mm djupt spår kunde inte svarvas i ringen för infästningarnas skull. Påpekas bör att halva cylinderns mantelyta har målats matt svart. Därigenom får bilderna av vattenrörelsen skarpa kontraster där vattenberörda ytan utgör mörkare fält.

3.2.2 Utförande

Med utgångspunkt från ett givet ingående vattenflöde ökas cylinderns rotationshastighet stegvis samtidigt som vattenrörelsen dokumenteras med en digital kamera. Det här förloppet upprepas efterhand för andra vattenflöden. I figur 3.3-3.4 visas bilder tagna uppifrån av en torr och en delvis våt mantelyta. Den lodräta pilen anger rotations-riktningen och den vågräta pilen anger strömningsriktningen. Höjdskillnaden, 1 mm, mellan de axiella spåren och spåret i ringen bidrar till att tömningen inte fungerar perfekt. Vidare stänker vatten från sifonen på den torra ytan som syns som en matt kontrast till den blanka vattenbeläggningen.





Figur 3.3 Torr mantelyta

Figur 3.4 Delvis blöt mantelyta

3.3 Resultat

3.3.1 Vattenflödets betydelse för vattenrörelsen

I figur 3.5-3.8 åskådliggörs vattenflödets betydelse för vattenrörelsen i cylindern. Med utgångspunkt från en given rotationshastighet, 7.5 m/s (G=40g), ökar flödet stegvis från 32 till 128 l/h, vilket motsvarar 0.010 - 0.040 kg/sm. När flödet uppgår till 0.10 kg/sm, vilket motsvarar värmetransporten 25 kW/m^2 i en fullskalig torkcylinder med axiella spår enligt resultat av simuleringar i FEMLAB, framstår den stationära sifonen som otillräcklig, då cylindern inte töms ordentligt. Bilaga B innehåller fyra bildserier som visar vattenrörelsen för ingående flöden i intervallet 0.010 - 0.040 kg/sm när rotationshastigheten ökar från 3.7 (G=10g) till 11.8 m/s (G=100g).



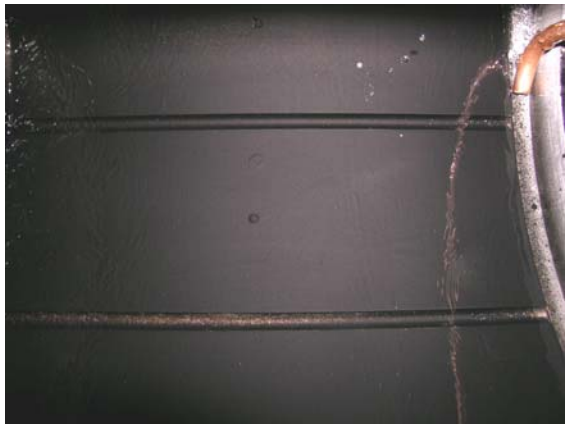


Figur 3.5 m=0.010 kg/sm; V=7.5 m/s

Figur 3.6 m=0.020 kg/sm; V=7.5 m/s



Figur 3.7 m=0.030 kg/sm; V=7.5 m/s



Figur 3.8 m=0.040 kg/sm; V=7.5 m/s

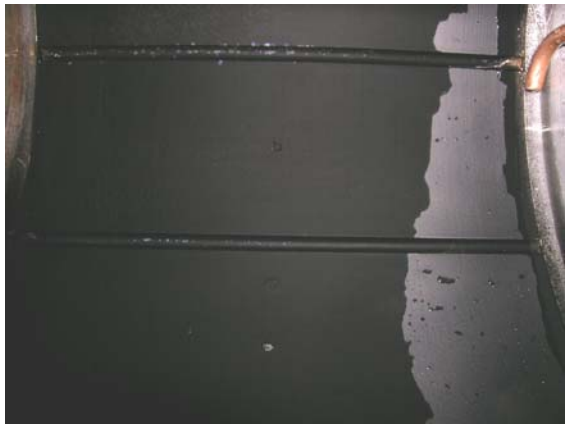
Bilderna indikerar att vattnet främst rinner i spåren och att vätskebeläggningen är grovt proportionell mot det ingående flödet. I figur 3.5 (m=0.010 kg/sm) syns lite vatten såväl i spåren som på ytan intill gavlarna. Vidare i figur 3.6 (m=0.020 kg/sm) är spåren nästan fulla medan ca 1/3 av ytan täcks av vätska. I figur 3.7 (m=0.030 kg/sm) är spåren helt fulla medan ca 2/3 av ytan berörs av vatten. Slutligen i figur 3.8 (m=0.040 kg/sm) är mantelytan helt våt.

3.3.2 Rotationshastighetens betydelse för vattenrörelsen

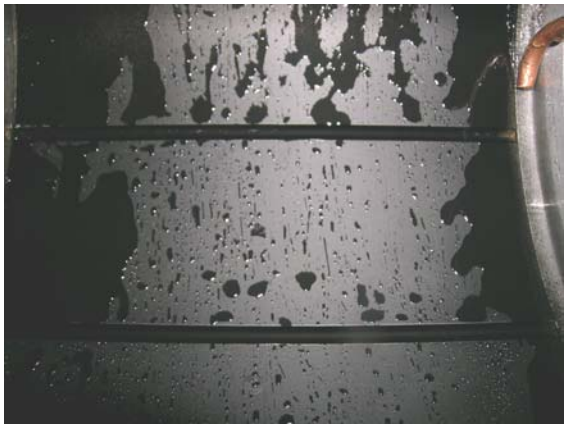
I figur 3.9-3.14 åskådliggörs rotationshastighetens betydelse för vattenrörelsen i cylindern. Utifrån ett specifikt vattenflöde, 64 l/h eller m=0.020 kg/sm, ökar rotationshastigheten stegvis från 7.5 (G=10g) till 11.8 m/s (G=100g). Bilaga B innehåller fyra bildserier som visar vattenrörelsen för ingående flöden i intervallet 0.010 - 0.040 kg/sm när rotationshastigheten ökar från 3.7 (G=10g) till 11.8 m/s (G=100g).



Figur 3.9 m=0.020 kg/sm; V=3.7 m/s



Figur 3.10 m=0.020 kg/sm; V=5.3 m/s



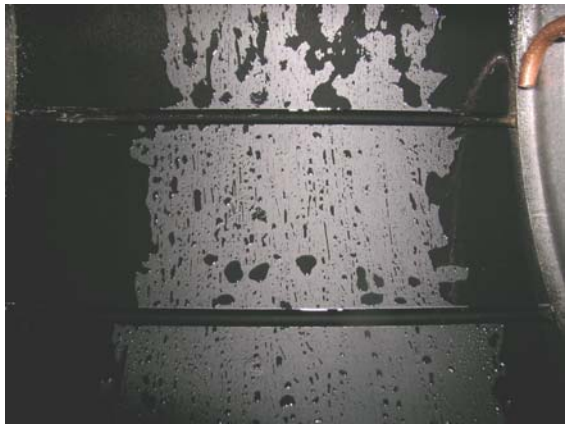
Figur 3.11 m=0.020 kg/sm; V=7.5 m/s



Figur 3.12 m=0.020 kg/sm; V=9.1 m/s



Figur 3.13 m=0.020 kg/sm; V=10.5 m/s



Figur 3.14 m=0.020 kg/sm; V=11.8 m/s

Liksom tidigare antyder bilderna att vattnet främst rinner i spåren. Vidare syns att strömningen påverkas av rotationshastigheten. I figur 3.9 (V=3.7 m/s) och 3.10 (V=5.3 m/s) väts större delen av mantelytan. Då är centrifugalfältet relativt svagt, varför vattnet strömmar dels i spåren och dels utmed den släta ytan mellan dem. I figur 3.11 (V=7.5 m/s), 2.12 (V=9.1 m/s), 2.13 (V=10.5 m/s) och 2.14 (V=11.8 m/s) är däremot centrifugalfältet starkare, varför vätskan forceras ner i spåren på ett tidigare stadium. Efterhand som det ingående flödet stiger förskjuts förloppet mot högre rotationshastigheter, eftersom större vattenmängder hanteras. Hastighetens betydelse för tjockleken på vattenfilmen utmed ytan mellan spåren kan inte fastställas, ty någon sådan information kan inte utläsas ur bilderna.

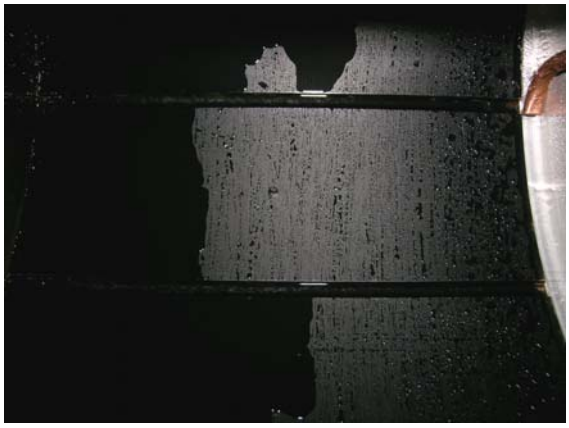
3.3.3 Flödeshastighet i spåren

Enligt figur 3.7 – 3.8 svämmar cylinderns 12 spår (3 mm radie; 6 mm breda; 3 mm djupa) över när vattenflödet ökar från 0.020 till 0.030 kg/sm. Vattnet i spåren rinner med hastigheten 0.10 m/s när flödet uppgår till 0.020 kg/sm, förutsatt att de kan betraktas som fulla och att vätskan på ytan intill gavlarna kan bortses ifrån. Till skillnad från i försökscylindern (0.194 m lång) kan det senare antagandet göras i en fullskalig torkcylinder (9 m lång). Jämfört med vattnets strömningshastighet utmed ytan i en slät cylinder, 0.03 – 0.07 m/s förutsatt att kondensatfilmen är 1 – 2 mm tjock, se avsnitt 1.1.2, rinner följaktligen vattnet i spåren uppskattningsvis med en något högre hastighet.

I samband med en fördjupad studie av stationära sifonkonstruktioner har spåret i ringen på främre gaveln svarvats 1 mm djupare. I figur 3.15-3.16 åskådliggörs kondensatrörelsen med nya förutsättningar då vattenflödet uppgår till 0.030 kg/sm och rotationshastigheten till 7.5 m/s (G=40g) respektive 10.5 m/s (G=80g). Tydligt syns hur vattnet precis som tidigare rinner i spåren. Vidare framgår hur cylindern nu töms lättare, varför spåren inte längre svämmar över och mindre vätska samlas i främre änden av cylindern. Utifrån observationerna kan slutsatsen dras att vattenflödet 0.030 kg/sm förmodligen kan hanteras i en fullskalig torkcylinder med samma spårkonstruktion. Det innebär att vattnet rinner med hastigheten 0.16 m/s i spåren.



Figur 3.15 m=0.030 kg/sm; V=7.5 m/s



Figur 3.16 m=0.030 kg/sm; V=10.5 m/s

3.4 Slutsatser

Till de viktigaste slutsatserna hör att vattnet på grund av de höga g-krafterna strävar efter att rinna i spåren, förutsatt att de liksom den stationära sifonen har rätt dimensioner i förhållande till vätskeflödet. Annars tenderar spåren att svämma över samtidigt som vattnet tenderar att stanna kvar på ytorna intill in- och utloppet. Resterande ytor förblir emellertid torra, bortsett från diverse vattenstänk från sifonen. Uppskattningsvis rinner vattnet med något högre hastighet i spåren än utmed ytan i en slät cylinder.

Vätskebeläggningen är grovt proportionell mot vätskeflödet. Således ökar den vätskeberörda ytan i storlek efterhand som flödet stiger. Höjdskillnaden mellan de axiella spåren och spåret i ringen bidrar dock till att tömningen inte fungerar perfekt, varför den relationen bör betraktas med viss försiktighet.

Vattenströmningen i cylindern påverkas av rotationshastigheten. Vattnet forceras ner i spåren på ett tidigare stadium efterhand som hastigheten ökar som ett resultat av att centrifugalfältet blir kraftigare. När det ingående flödet stiger förskjuts förloppet mot högre rotationshastigheter, eftersom större vattenmängder hanteras.

Påpekas bör att ovanstående observationer baseras på experiment i en modell av en torkcylinder (d=0.283 m; b=0.192 m) där vätskan appliceras på cylinderns insida på ett annorlunda sätt än kondensatet vanligtvis gör. I verkligheten förekommer inga torra ytor, utan en fullskalig torkcylinder är i kontakt med mindre mängder kondensat hela tiden som ett resultat av att ånga kontinuerligt kondenseras. Dock kvarstår det faktum att vätskan strävar efter att rinna i spåren. Den slutsatsen måste ses som mycket betydelsefull med tanke på att avsevärt större värmetransport äger rum i frånvaro av kondensat utmed torkcylinderns mantelyta.

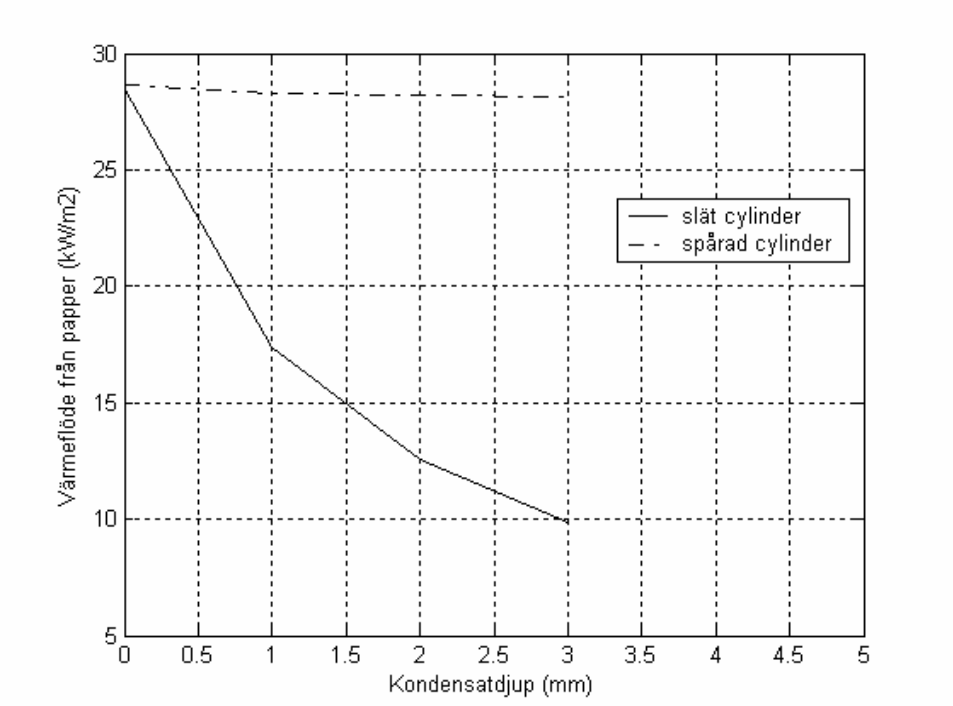
4 Simulering av värmetransport genom axiellt spårade torkcylindrar – Del 2

4.1 Teori

4.1.1 Värmetransport genom släta torkcylindrar

I samband med traditionell torkning av papper föreligger störst värmetransportmotstånd i kondensatfilmen på torkcylinderns insida samt i luftfilmen mellan torkcylinderns utsida och pappret. Genom att låta kondensatet strömma i axiella spår kan vätskedjupet alternativt beröringsytan reduceras, varför värmetransportmotståndet härrörande från kondensatfilmen minskar.

I första delen av projektet simulerades värmetransportförloppet i FEMLAB med utgångspunkt från att torkcylinderns insida var försedd med ett växlande antal rektangulära axiella spår av skiftande dimensioner. De antogs innehålla varierande mängder kondensat medan ytan mellan spåren betraktades som torr. Ytan i en slät torkcylinder antogs däremot vara utsatt för kondensat. Baserat på de förutsättningarna ökar värmetransporten markant om kondensatet tvingas strömma i axiella spår jämfört med om det fördelas över hela torkcylinderns insida, se figur 4.1. Vidare påverkas värmetransporten i högre grad av spårbredden än av kondensatdjupet, vilket återspeglas i värmeflödes- och temperaturprofilerna utmed pappret för olika spårkonstruktioner.



Figur 4.1: Värmeflöde från papper som funktion av kondensatdjup för en slät och en spårad cylinder (spåravstånd: 80 mm; spårbredd: 10 mm; spårdjup: 4 mm).

4.1.2 Studiens syfte

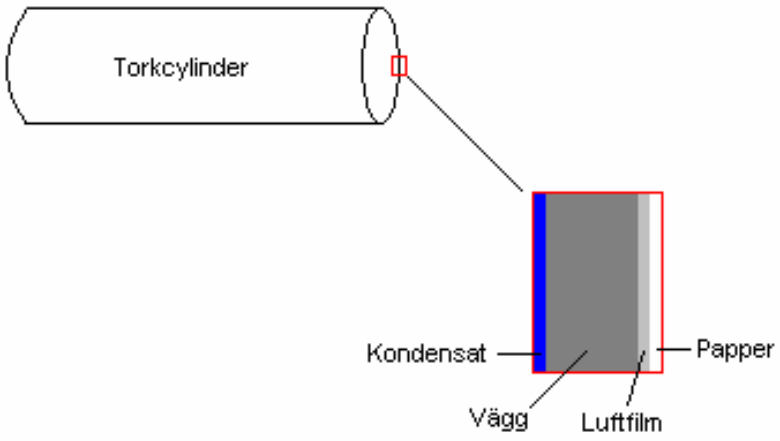
Värmetransportförloppet simuleras i en torkcylinder försedd med ett växlande antal runda axiella spår av skiftande dimensioner. Spårkonstruktionen innebär avsevärda fördelar ur hållfasthetssynpunkt. Vidare förväntas kondensatet rinna längs ytan mellan spåren ner i desamma, varför ett värmeöverföringstal ansätts utmed den. Följaktligen betraktas kondensatet inte som stillastående såsom i en slät torkcylinder där värmeledningen dominerar värmeöverföringen.

Utifrån simuleringarna kan spåravståndets respektive kondensatdjupets betydelse för temperaturen och värmeflödet från pappret fastställas. Vidare kan relationen mellan ovanstående parametrar och kondensatets flödeshastighet i spåren bestämmas, förutsatt att torkcylinderns dimensioner är kända.

4.2 Metod

4.2.1 Simulering i FEMLAB

Precis som i första delen av projektet simuleras värmetransportförloppet i FEMLAB utifrån en karakteristisk ekvation. Innan dess tilldelas varje del av en grafisk modell fysikaliska egenskaper och randvärdesvillkor. Därefter delas modellen upp i små element i vars noder ekvationen, representativ för värmetransportförloppet, tillämpas med hänsyn till de givna uppgifterna. Resultaten åskådliggörs i diagramform. Modellen utgörs av ett tvådimensionellt tvärsnitt av en torkcylinder sett ur axiell led. Cylindern är i kontakt med en kondensatfilm på insidan och en luftfilm följt av pappersbanan på utsidan, se figur 4.2.



Figur 4.2 Tvådimensionellt tvärsnitt av en torkcylinder

4.2.2 Fysikalisk modell

Utifrån fysikaliska data, se tabell 4.1, och randvärdesvillkor, se nästa stycke, tillämpas ekvation 1 (h_{trans} = 0; C_{trans} = 0) under simuleringarna. För att underlätta dem är luftfilmen 50 och pappret 2 gånger bredare än i verkligheten. I syfte att återspegla materialens verkliga värmeledningsförmåga är följaktligen även värmegenomgångstalet 50 respektive 2 gånger större.

$$-\nabla(\lambda\nabla T) = Q + h_{trans}(T_{ext} - T) + C_{trans}\left(T_{ambtrans}^4 - T^4\right) \quad (1)$$

Tabell 4.1 Fysikaliska data

Del i grafisk modell	Värmeledningstal λ (W/m°C)	Skikttjocklek d (m)	Värmeledningsmotstånd λ/d (W/m^2°C)
Kondensat	0.68	0.001-0.004	170-680
Cylindervägg gjutjärn	50	0.029	1720
Luftfilm	1.50	0.001	1500
Papper	1.34	0.001	1340

4.2.3 Randvärdesvillkor

Den grafiska modellens yttre gränser tilldelas randvärdesvillkor. Liksom i första delen av projektet betraktas gränserna motsvarande tvärsnitten som termiskt isolerade. Vidare tilldelas gränsen ekvivalent med pappersbanan ett uttryck, se ekvation 4 nedan, för värmeflödet från pappret som funktion av papprets temperatur.

$$q = k \cdot (x_p - x_l) \cdot \Delta H_{vap} \quad (2)$$

$$q = k \cdot (0.6207 \frac{p_v}{P - p_v} - x_l) \cdot \Delta H_{vap} \quad (3)$$

$$q = k \cdot (0.6207 \frac{10^{(A - \frac{B}{T+C})}}{P - 10^{(A - \frac{B}{T+C})}} - x_l) \cdot \Delta H_{vap} \quad (4)$$

där k = 0.05 m/s; x_l = 0.15 kg vatten/kg luft; ΔH_{vap} = 2320 kJ/kg

Kondensatet förväntas rinna längs ytan mellan spåren ner i desamma. Gränsen motsvarande ytan som inte berörs av uppsamlat kondensat betraktas inte längre som torr med temperaturen 130°C (mottrycksångans temperatur). Istället antas överskridande värmetransport äga rum, där värmeöverföringstalet för kondensatet i rörelse uppgår till 4000 W/m^2°C samtidigt som den omgivande ångan liksom kondensatets yta håller temperaturen 130°C. Värmeöverföringstalet baseras på uppgifter i boken ”Papermaking Part 2, Drying” skriven av Markku Karlsson.

4.2.4 Värmegenomgångstal

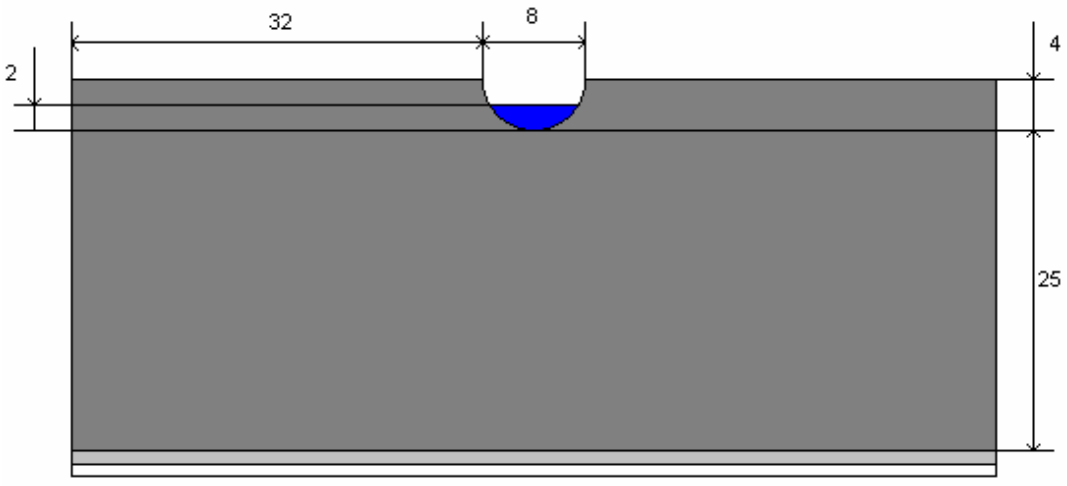
Det totala värmegenomgångstalet, k_{tot}, för det tvådimensionella tvärsnittet är sammansatt av värmeövergångstalet i kondensatfilmen, h_{kond}, värmeledningsmotståndet i cylindern, λ_{cyl}/d_{cyl}, värmeledningsmotståndet i luftfilmen λ_{luft}/d_{luft}, och i pappret, λ_p/d_p. De två senare motsvarar kontaktmotståndet, h_{kont}, se ekvation 5.

$$k_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{h_{kond}} + \frac{d_{cyl}}{\lambda_{cyl}} + \frac{1}{h_{kont}}} \quad (\mathrm{W/m^2{}^\circ C}) \qquad (5) \qquad \text{där} \quad \frac{1}{h_{kont}} = \frac{d_{luft}}{\lambda_{luft}} + \frac{d_p}{\lambda_p}$$

4.2.5 Modellering

Studiens syfte är att simulera värmetransportförloppet i en torkcylinder försedd med ett växlande antal runda axiella spår av skiftande dimensioner. Som sagt innebär spårkonstruktionen fördelar ur hållfasthetssynpunkt, ty spänningskoncentrationerna är större kring skarpa hörn. Till skillnad från i första delen av projektet tas även hänsyn till att kondensatet berör ytan mellan spåren. I övrigt betraktas precis som tidigare kondensatet i spåren som stagnant, medan hela torkcylindern förutsätts vara i kontakt med pappret.

I två grafiska modeller med olika slags spår varieras systematiskt kondensatdjupet respektive avståndet mellan spåren. Därigenom framgår måttens betydelse för värmetransportförloppet. Modellernas namn härrör från deras karakteristiska mått, varför de benämns enligt följande mall, se figur 4.3 respektive tabell 4.2 på nästa sida: Spåravstånd–Spårbredd–Spårdjup–Kondensatdjup.

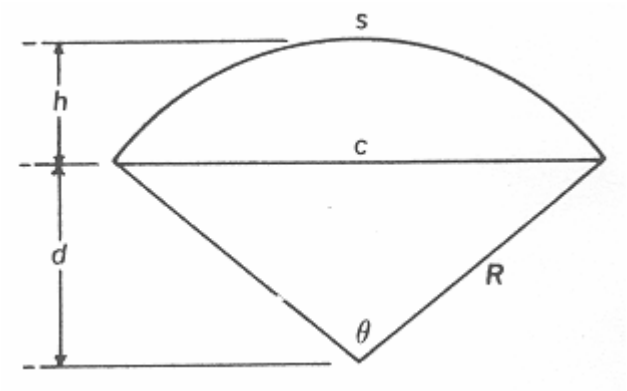


Figur 4.3 Grafisk modell med karakteristiska mått (Spåravstånd, $l_{spår}$ = 64 mm; Spårbredd, $b_{spår}$ = 8 mm; Spårdjup, $d_{spår}$ = 4 mm; Kondensatdjup, d_{kond} = 2 mm).

Spårens tvärsnittsprofil motsvarar ytan av ett cirkelsegment, se övre delen av cirkelsektorn i figur 4.4. Påpekas bör att spårbredden (c) är beroende av vilken spårradie (R) som väljs, förutsatt att spårdjupet (h) är bestämt. Motsvarande matematiska samband med beteckningar enligt figuren redovisas som ekvation 6 och 7. Simuleringarna utförs med utgångspunkt från två grafiska modeller med olika slags spår. Det ena har radien 4 mm, bredden 8 mm och djupet 4 mm och det andra har radien 10 mm, bredden 16 mm och djupet 4 mm, se tabell 3.2.

$$\theta = 2 \cdot Cos^{-1} \frac{d}{R} \qquad (6)$$

$$c = 2 \cdot R \cdot Sin \frac{\theta}{2} \qquad (7)$$



Figur 3.4 Skiss av en cirkelsektor

Modellens konstanta mått redovisas också i tabell 4.2. Torkcylinderns tjocklek är något större än tidigare till följd av att hållfasthetsaspekten beaktas i den här studien. Kärlväggen bör dimensioneras med hänsyn till spårdjupet, varför godstjockleken utökas med motsvarande mått, från 25 till 29 mm. Därigenom klarar konstruktionen samma påfrestningar som tidigare.

Tabell 4.2 Karakteristiska och konstanta mått

Karakteristiska mått	**Mått (mm)**
Spåravstånd	24, 32, 48, 64, 96, 128
Spårradie	4, 10
Spårbredd	8, 16
Spårdjup	4
Kondensatdjup	0. 1, 2, 3, 4
Konstanta mått	**Mått (mm)**
Torkcylinderns tjocklek	29
Luftfilmens tjocklek	1
Papprets tjocklek	1

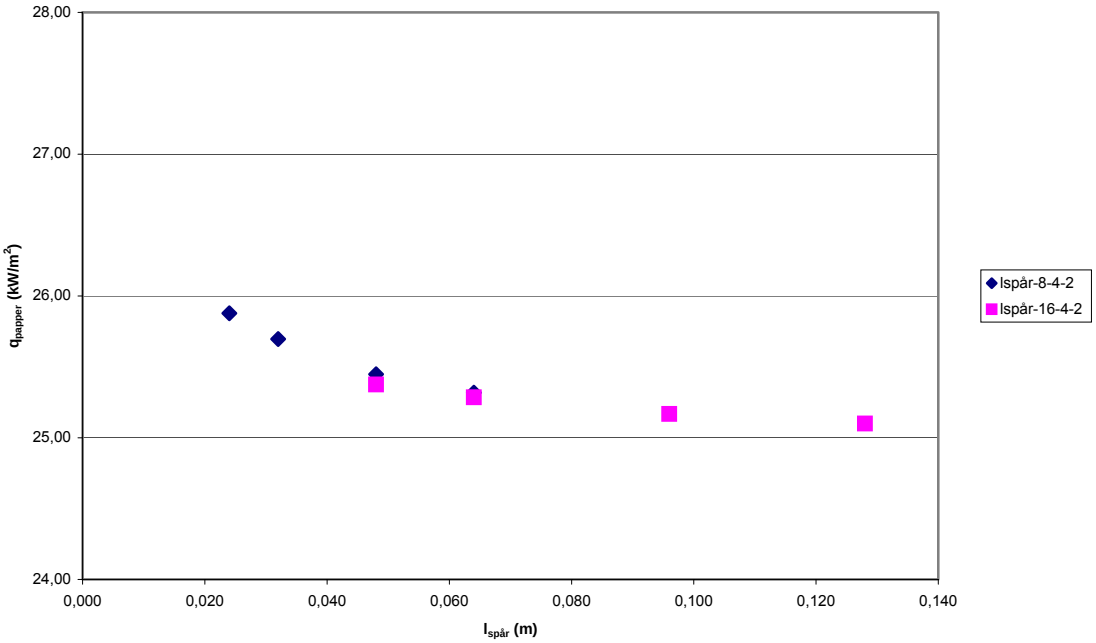
4.3 Resultat

4.3.1 Allmänt

Utifrån simuleringarna kan spåravståndets respektive kondensatdjupets betydelse för temperaturen och värmeflödet från pappret beskrivas. Vidare kan relationen mellan ovanstående parametrar och kondensatets flödeshastighet bestämmas, förutsatt att torkcylinderns dimensioner är kända.

Bilaga C innehåller resultaten från simuleringarna fördelade på två tabeller beroende på den grafiska modellens spårkonstruktion. I tabellerna varieras stegvis spåravståndet när såväl spårets dimensioner som kondensatdjupet är förutbestämt. Till resultaten räknas medelvärdet av temperaturen respektive värmeflödet från pappret samt kondensatets flödeshastighet i spåren i en fullskalig torkcylinder med kända (antagna) dimensioner. De grafiska modellerna presenteras i bilaga D.

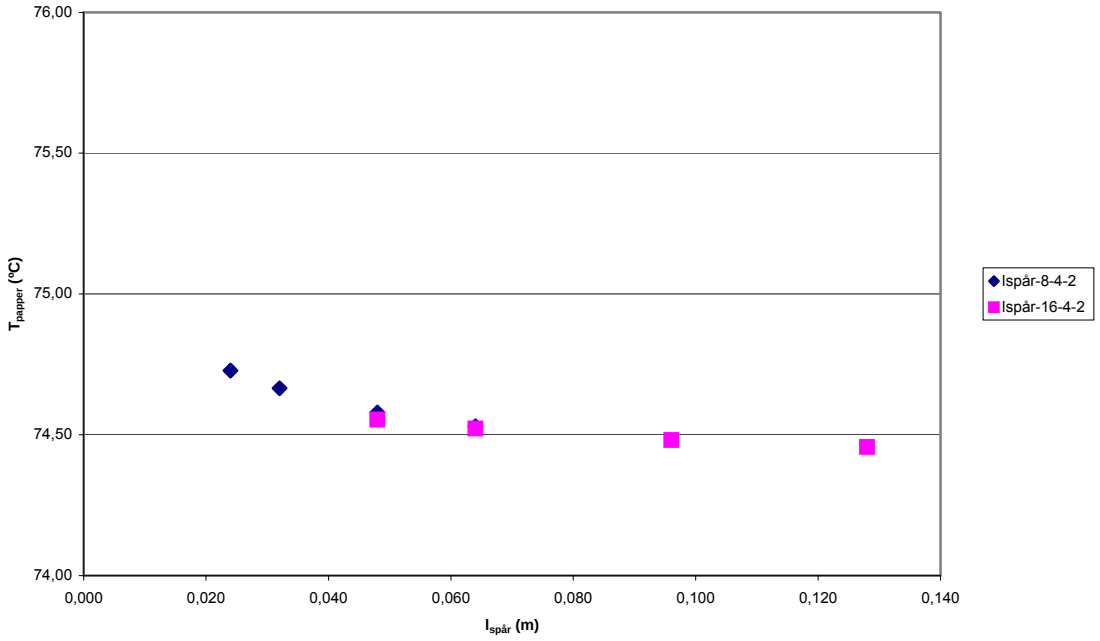
4.3.2 Spåravståndets betydelse för värmetransport i axiellt spårade torkcylindrar



Figur 4.5 Värmeflöde från papper som funktion av spåravstånd

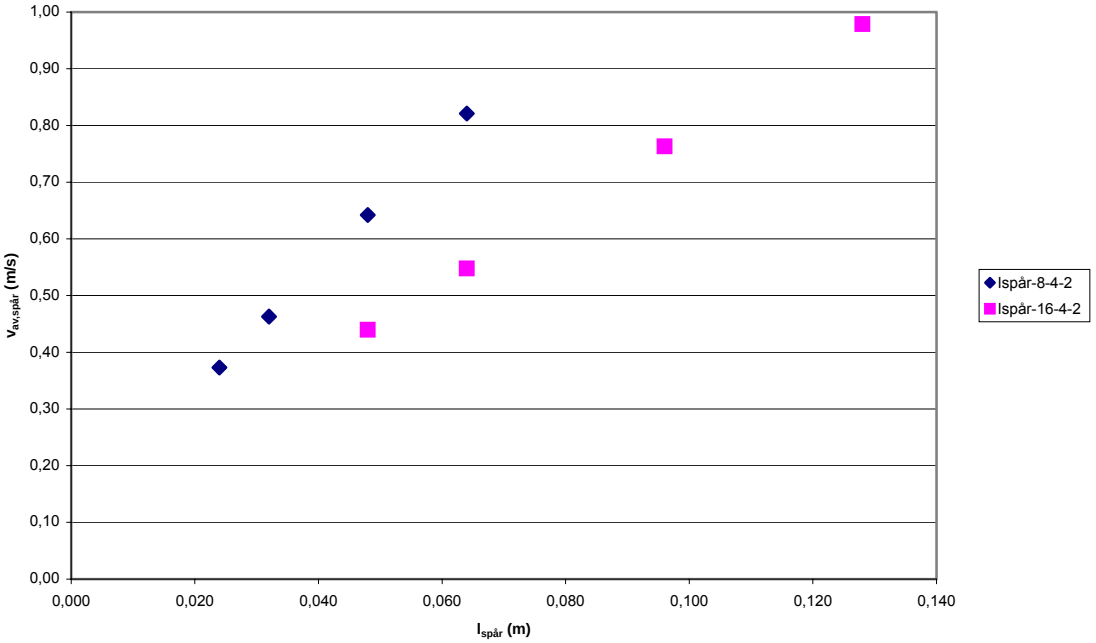
I figur 4.5 åskådliggörs värmeflödet från pappret som funktion av spåravståndet när spåren är 8 mm breda, 4 mm djupa och innehåller 2 mm kondensat. Värmetransporten sjunker marginellt från 25.9 till 25.3 kW/m^2 eller 2 % när spåravståndet ökar från 24 till 64 mm, ty värmeflödet genom ytorna mellan spåren är utslagsgivande beträffande den totala värmeöverföringen. Trenden härrör från att värmeflödet i spåren koncentreras till ytorna som inte berörs av uppsamlat kondensat. Där är nämligen torkcylindern som tunnast, varför värmeledningsmotståndet är som minst. För ett givet kondensatdjup är följaktligen flödet i spåren i genomsnitt något större än mellan dem, varför värmetransporten som sagt sjunker marginellt när spåravståndet ökar. Tendensen är densamma för en design med dubbel spårbredd och dubbla spåravstånd.

I figur 4.6 presenteras temperaturen utmed pappret som funktion av spåravståndet. Med bakgrund av ovanstående resonemang sjunker temperaturen obetydligt, från 74.7 till 74.5 °C, när spåravståndet ökar från 24 till 64 mm i en konstruktion av samma slag.



Figur 4.6 Temperatur utmed papper som funktion av spåravstånd

I figur 4.7 ritas flödeshastigheten i spåren som funktion av spåravståndet i en fullskalig torkcylinder (d=1.8 m; l=9 m). Det framgår tydligt hur hastigheten ökar linjärt med avståndet, vilket beror på att värmeflödet endast sjunker marginellt när spåravståndet ökar från 24 till 64 mm, dvs. kondensat tvingas rinna med högre hastighet med färre spår för att värmeflödet ska upprätthållas i torkcylindern. När 16 mm breda spår innehållande 2 mm kondensat infogas med 128 mm mellanrum erhålls störst flödeshastighet, 0.98 m/s enligt figuren.

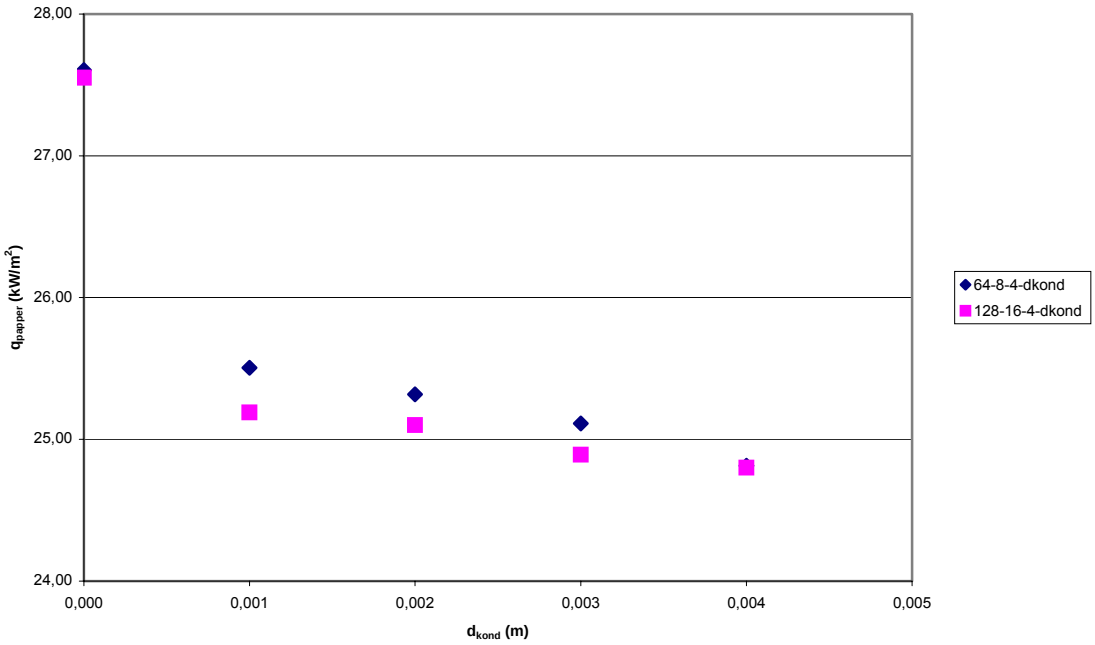


Figur 4.7 Flödeshastighet i spår som funktion av spåravstånd. Torkcylinderns mått: d=1.8 m; l=9 m

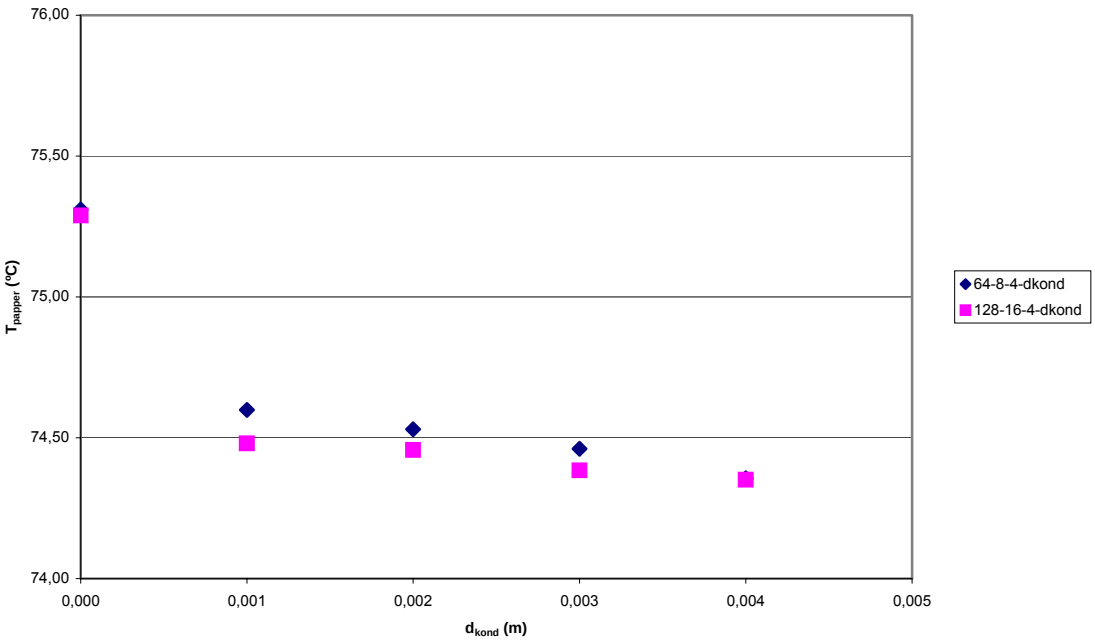
4.3.3 Kondensatdjupets betydelse för värmetransport i axiellt spårade torkcylindrar

I figur 4.8 åskådliggörs värmeflödet från pappret som funktion av kondensatdjupet för 8 mm breda och 4 mm djupa spår placerade med 64 mm mellanrum. Bortsett från en jämförelse med tomma spår sjunker värmetransporten marginellt från 25.5 till 24.8 kW/m^2 eller 3 % när kondensatnivån stiger från 1 till 4 mm, ty värmeflödet genom ytorna mellan spåren är som sagt utslagsgivande beträffande den totala värmeöverföringen. Orsaken är att värmeflödet i spåren koncentreras till ytorna som inte berörs av uppsamlat kondensat och att värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen är relativt stort. Efterhand som kondensatnivån stiger täcks således en större andel av ytorna samtidigt som värmeledningsmotståndet i kondensafilmen ökar, varför värmetransporten som sagt sjunker marginellt. Tendensen är densamma för en design med dubbel spårbredd och dubbla spåravstånd.

I figur 4.9 presenteras temperaturen utmed pappret som funktion av kondensatdjupet. Liksom värmeflödet sjunker, av samma skäl som tidigare, temperaturen obetydligt, från 74.6 till 74.4 °C, när kondensatnivån stiger från 1 till 4 mm i en konstruktion av samma slag.

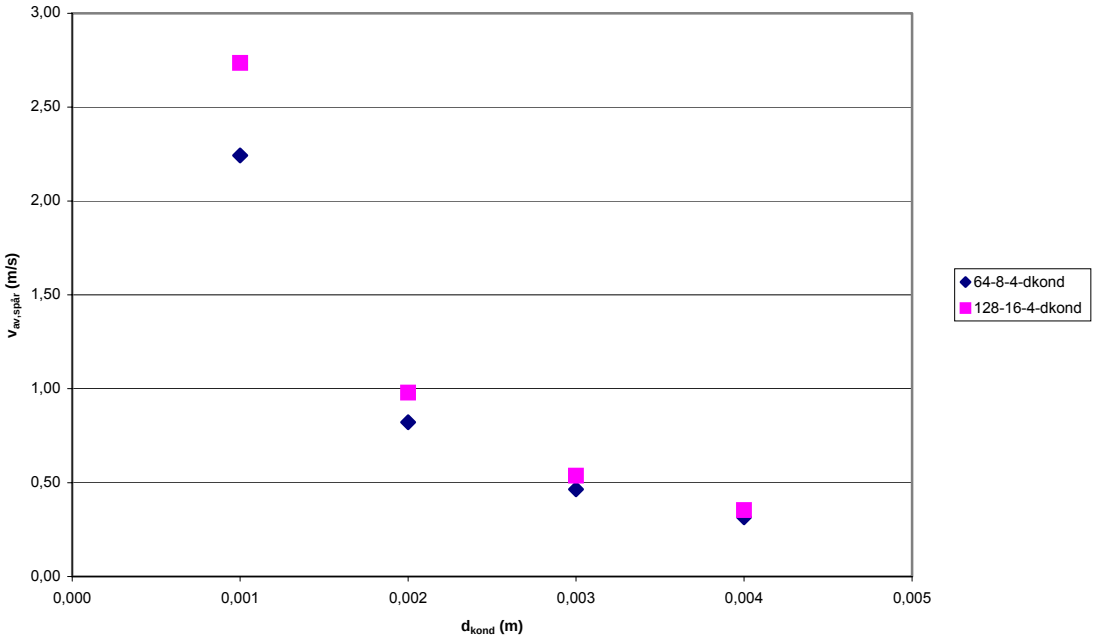


Figur 4.8 Värmeflöde från papper som funktion av kondensatdjup



Figur 4.9 Temperatur utmed papper som funktion av kondensatdjup

Slutligen ritas i figur 4.10 flödeshastigheten i spåren som funktion av kondensatdjupet i en fullskalig torkcylinder (d=1.8 m; l=9 m). Den förra avtar exponentiellt efterhand som den senare ökar till följd av att värmeflödet endast sjunker marginellt när vätskenivån i spåren stiger från 1 till 4 mm. Tendensen är densamma för en design med mindre såväl som för en med större spår.



Figur 4.10 Flödeshastighet i spår som funktion av kondensatdjup. Torkcylinderns mått: d=1.8 m; l=9 m

4.3.4 Jämförelse av värmeöverföringstal i kondensat för simuleringar med dagens bästa teknik

Enligt resultaten från simuleringarna uppgår värmeflödet respektive temperaturen i pappret i genomsnitt till 24.8 kW/m^2 respektive 74.3˚C i en torkcylinder försedd med 8 mm breda och 4 mm djupa spår fyllda av kondensat. Med kännedom om mottrycksångans temperatur, 130˚C kan det totala värmegenomgångstalet, k_{tot}, beräknas enligt ekvation 8 nedan. Sedan kan värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt, h_{kond}, beräknas utifrån ekvation 5, se avsnitt 4.2.4, ty de övriga storheterna är givna, se avsnitt 4.2.2.

$$q_{av,\,p} = k_{tot}\left(T_{ånga} - T_{av,\,p}\right) \qquad (8)$$

Beräkning av värmeöverföringstalet, h_{kond}, *i kondensatfilmen:*

Totala värmegenomgångstalet, $k_{tot} = \frac{q_{av,\,p}}{\left(T_{ånga} - T_{av,\,p}\right)} = \frac{24.8 \cdot 10^3}{\left(130 - 74.3\right)} = 445.4 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$

Värmeledningsmotståndet i cylindern, $\frac{\lambda_{cyl}}{d_{cyl}} = \frac{50}{0.029} = 1720 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om $d_{cyl} = 0.029$ m

Värmeledningsmotståndet i cylindern, $\frac{\lambda_{cyl}}{d_{cyl}} = \frac{50}{0.025} = 2000 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om $d_{cyl} = 0.025$ m

Värmeledningsmotståndet i luftfilmen, $\frac{\lambda_{luft}}{d_{luft}} = \frac{1.50}{0.001} = 1500 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$

Värmeledningsmotståndet i pappret, $\frac{\lambda_p}{d_p} = \frac{1.34}{0.001} = 1340 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$

$$k_{tot} = \frac{1}{\frac{1}{h_{kond}} + \frac{d_{cyl}}{\lambda_{cyl}} + \frac{d_{luft}}{\lambda_{luft}} + \frac{d_p}{\lambda_p}} \quad \Leftrightarrow \quad 445.4 = \frac{1}{\frac{1}{h_{kond}} + \frac{1}{1720} + \frac{1}{1500} + \frac{1}{1340}}$$

Värmeöverföringstalet, $h_{kond} = 4000 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om $\frac{\lambda_{cyl}}{d_{cyl}} = \frac{50}{0.029} = 1720 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$

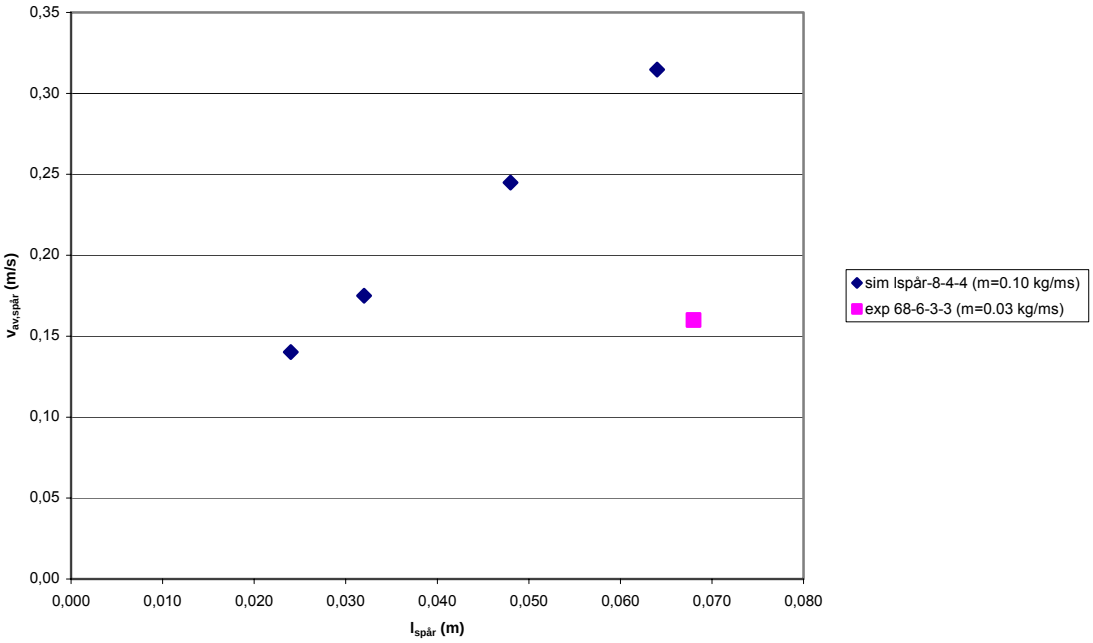
Värmeöverföringstalet, $h_{kond} = 3000 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om $\frac{\lambda_{cyl}}{d_{cyl}} = \frac{50}{0.025} = 2000 \ \text{W/m}^{2\circ}\text{C}$

Resultaten visar att värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 4000 $\text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om cylindergodset är 29 mm tjockt och till 3000 $\text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ om godset är 25 mm tjockt. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 $\text{W/m}^{2\circ}\text{C}$ när centrifugalfältet motsvarar 100g. Följaktligen bör axiella spår ses som ett bra alternativ till axiella turbulenslister beträffande optimal värmeöverföringskapacitet. I bilaga C redovisas samtliga modellers värmeövergångstal i kondensatet. Mycket höga värden baserat på godstjockleken 29 mm härrör delvis från att godstjockleken bara är 25 under spåret, men värdena bör betraktas med reservation.

4.3.5 Jämförelse av flödeshastigheter i spår baserat på försök med flödeshastigheter baserat på simuleringar

Enligt beräkningar baserade på utseendet hos bilderna från försöken strömmar vattnet i cylinderns 12 spår (3 mm radie; 6 mm breda; 3 mm djupa), motsvarande 8 % av mantelytan, med hastigheten 0.16 m/s när vattenflödet uppgår till 0.030 kg/sm, se avsnitt 2.3.3. Enligt simuleringarna rinner emellertid kondensatet i en fullskalig torkcylinders 79 spår (4 mm radie; 8 mm breda, 4 mm djupa), motsvarande 11 % av mantelytan, med hastigheten 0.31 m/s när värmeflödet uppgår till 25 kW/m^2 jämförbart med vätskeflödet 0.10 kg/sm, se figur 4.11. I båda fallen antas spåren vara fulla.

Orsaken till att flödeshastigheten i spåren baserat på simuleringar överskrider flödeshastigheten baserat på försök är att vattenflödena avviker från varandra. Det beror på att spåren i försökscylindern svämmar över när vattenflödet överstiger 0.030 kg/sm. Således är spårkonstruktionen underdimensionerad i förhållande till flödet som simuleringarna baseras på. Det innebär att de resulterande flödeshastigheterna förmodligen inte kan uppnås i verkligheten, eftersom försökscylinderns spårdesign överensstämmer relativt väl med en fullskalig cylinderns avseende andel yta som täcks av spår respektive spårens dimensioner. Således bör de beräknade hastigheterna betraktas med reservation.



Figur 4.11 Flödeshastighet i spår som funktion av spåravstånd

4.4 Slutsatser

Med bakgrund av resultaten från första delen av projektet har den här studien berört värmetransport genom torkcylindrar försedda med runda axiella spår. Hänsyn har tagits till att kondensat rinner längs med ytorna mellan spåren. De kan således inte betraktas som helt torra, vilket antogs i första delen av projektet. Till de viktigaste slutsatserna hör att värmeflödet från pappret sjunker från ca 28 till ca 25 kW/m^2 motsvarande 10 %, när den senare aspekten tas i beaktande.

Värmetransporten påverkas litet av spåravståndet, ty värmeflödet genom ytorna mellan spåren är utslagsgivande beträffande den totala värmeöverföringen. Med 8 mm breda och 4 mm djupa spår (2 mm kondensat) sjunker värmetransporten 2 % när spåravståndet ökar från 24 till 64 mm. Med 16 mm breda och 4 mm djupa spår (2 mm kondensat) sjunker den 1 % när spåravståndet ökar från 48 till 128 mm. Trenden härrör från att värmeflödet i spåren koncentreras till ytorna som inte berörs av uppsamlat kondensat. Där är nämligen torkcylindern som tunnast, varför värmeledningsmotståndet är som minst. För ett givet kondensatdjup är följaktligen flödet i spåren i genomsnitt något större än mellan dem

Precis som spåravståndet påverkar kondensatdjupet värmeöverföringen i mindre grad, ty som sagt är värmeflödet genom ytorna mellan spåren utslagsgivande beträffande den totala värmeöverföringen. När kondensatnivån stiger från 1 till 4 mm i 8 mm breda och 4 mm djupa spår placerade 64 mm från varandra sjunker värmetransporten 3 %. När nivån stiger på samma sätt i 16 mm breda och 4 mm djupa spår placerade med 128 mm mellanrum sjunker värmetransporten 2 %. Orsaken är som sagt att värmeflödet i spåren koncentreras till ytorna som inte berörs av uppsamlat kondensat och att värmeledningsmotståndet i kondensatfilmen är relativt stort.

Fler spår innehållande mindre mängder kondensat resulterar således i något bättre värmeöverföring jämfört med färre spår innehållande mer kondensat relativt sett. Vid en konstruktion måste således nackdelen i form av en mer komplex design vägas mot fördelen i form av bättre värmetransport i en torkcylinder med många spår jämfört med en med få.

Kondensatets flödeshastighet i spåren stiger linjärt med spåravståndet. 2 mm kondensat strömmar med 0.98 m/s i 16 mm breda och 4 mm djupa spår svarvade med 128 mm mellanrum. Enligt bilderna från försöken kan vattnet i spåren dock maximalt strömma med hastigheten 0.16 m/s utan att de svämmar över. Således bör hastigheterna beräknade som ett resultat av simuleringarna betraktas med reservation.

Vidare avtar flödeshastigheten exponentiellt med kondensatdjupet. Kondensatnivån är således avgörande för omfattningen med vilken värmetransporten äger rum i spåren. Därför bör en studie genomföras där kondensatdjupets inverkan på kondensatflödet i spåren fastläggs, förslagsvis genom flödesdynamiska simuleringar i FEMLAB.

Beräkningar visar att värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 4000 W/m^2°C om cylindergodset är 29 mm tjockt och till 3000 W/m^2°C om godset är 25 mm tjockt i en torkcylinder försedd med 8 mm breda och 4 mm djupa spår fyllda av kondensat. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 W/m^2°C när centrifugalfältet motsvarar 100g. Således bör axiella spår ses som ett bra alternativ till axiella turbulenslister beträffande optimal värmeöverföringskapacitet.

5 Simulering av värmetransport genom torkcylindrar med axiella vertikala flänsar

5.1 Teori

5.1.1 Värmetransport genom släta torkcylindrar

I syfte att maximera värmetransporten genom släta torkcylindrar används axiella lister för att upprätthålla den turbulenta strömningen i kondensatet. Därigenom erhålls bättre värmeöverföring jämfört med om kondensatfilmen förblir stillastående. Alternativt kan vertikala flänsar installeras genom vars ytor värmen kan ledas genom cylindern.

5.1.2 Studiens syfte

Målet med studien är att utifrån simuleringar av värmetransportförloppet i FEMLAB föreslå hur en optimal konstruktion bör se ut. Det innebär att betydelsen av flänsarnas dimensioner, flänsavstånd och flänsmaterial för värmeöverföringen måste utvärderas.

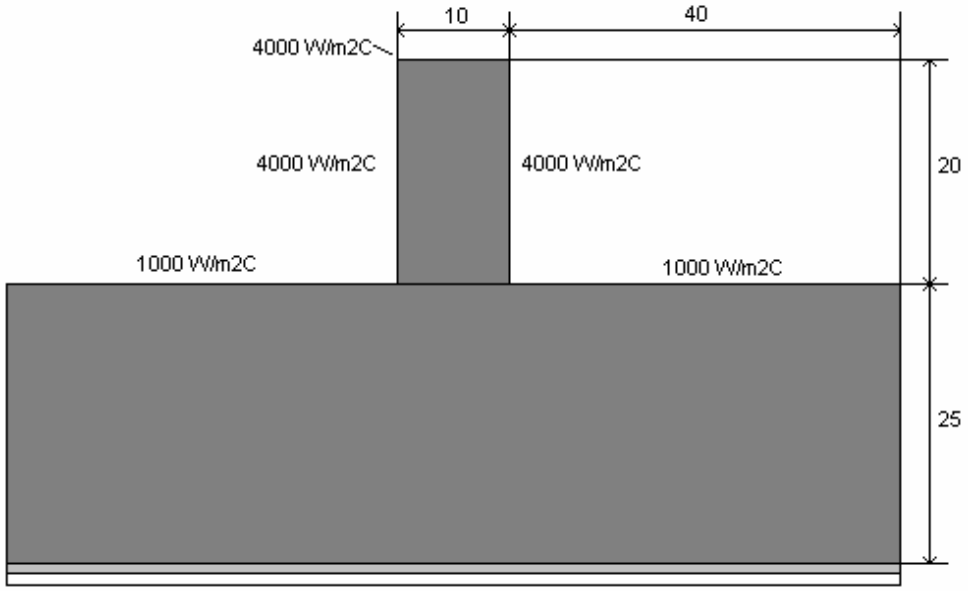
5.2 Metod

5.2.1 Simulering i FEMLAB

Precis som tidigare simuleras värmetransportförloppet i FEMLAB. Förutsättningar är desamma som i avsnitt 3.2 bortsett från att gränsen motsvarande torkcylinderns våta insida antas vara föremål för överskridande värmetransport där värmeöverföringsstalet uppgår till 1000 $W/m^2°C$ samtidigt som den omgivande ångan håller temperaturen 130°C. Utefter gränserna motsvarande flänsarnas nästan torra kanter antas emellertid värmeöverföringstalet uppgå till 4000 $W/m^2°C$.

5.2.2 Modellering

Utifrån en grafisk referensmodell av ett tvådimensionellt tvärsnitt av en torkcylinder försedd med flänsar varieras systematiskt flänsavståndet, flänsbredden, flänshöjden och flänsmaterialet. Därigenom erhålls information om hur parametrarna påverkar värmeöverföringen. Referensmodellen benämns 80-10-20-50 (flänsavstånd – flänsbredd – flänshöjd – värmeledningstal), se figur 5.1. I tabell 5.1 presenteras de grafiska modellernas parametervärden och deras konstanta mått.



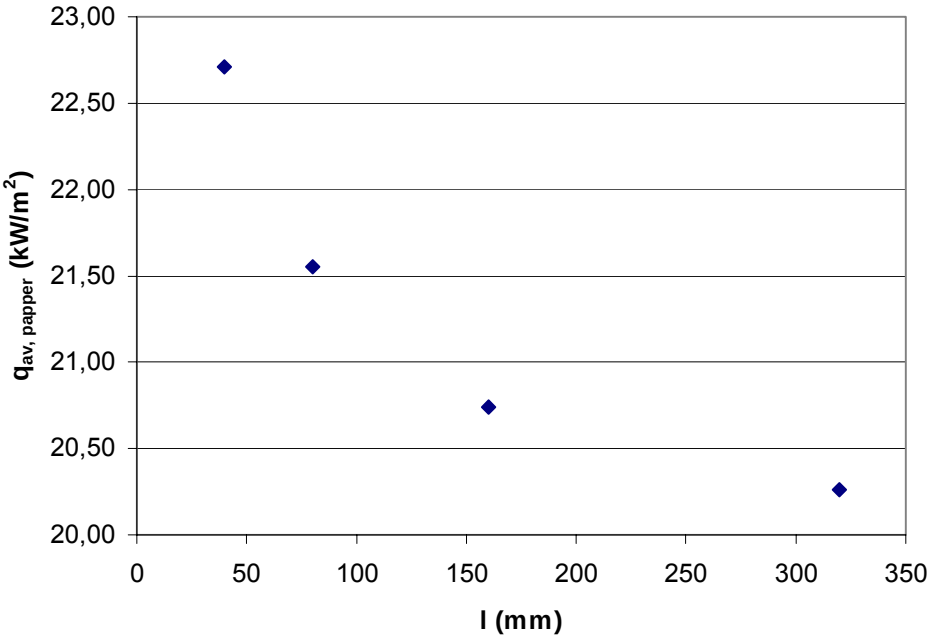
Figur 5.1 Grafisk modell med karakteristiska mått (Flänsavstånd = 80 mm; Flänsbredd = 10 mm; Flänshöjd = 20 mm; Värmeledningstal (gjutjärn) = 50 W/m°C).

Tabell 5.1 Parametervärden och konstanta mått

Parametervärden	**Mått (mm)**
Flänsavstånd	40, 80, 160, 320
Flänsbredd	5, 10
Flänshöjd	20, 40
Flänsmaterial (värmeledningstal)	Mått (W/m°C)
Gjutjärn	50
Aluminium	220
Konstanta mått	**Mått (mm)**
Torkcylinderns tjocklek	25
Luftfilmens tjocklek	1
Papprets tjocklek	1

5.3 Resultat

Tabell 4.2 innehåller resultaten från simuleringarna såsom medelvärdet av värmeflödet respektive temperaturen i pappret för varje konstruktion. Värmeflödet från pappret avtar med 5 % då flänsavståndet ökar från 40 till 80 mm, se även figur 5.2. Det beror på att värmetransporten är som störst i tvärsnittet längs med flänsarna, ty de berörs minimalt av kondensat. Minskningen avtar emellertid efterhand som avståndet ökar ytterligare.



Figur 5.2 Värmeflöde från papper som funktion av flänsavstånd

Tabell 5.2 Resultat från simuleringarna i FEMLAB (Referensmodell i mörk text) Modellerna benämns enligt följande: Flänsavstånd – Flänsbredd - Flänshöjd – Värmeledningstal för fläns. Längst ner anges inom parentes värmeöverföringstalet i kondensatfilmen.

Modell	$q_{av,papper}$ (kW/m2)	$T_{av,papper}$ (ºC)
40-10-20-50	22,71	73,58
80-10-20-50	**21,55**	**73,14**
160-10-20-50	20,74	72,81
320-10-20-50	20,26	72,62
80-5-20-50	21,25	73,02
80-10-20-50	**21,55**	**73,14**
80-10-20-50	**21,55**	**73,14**
80-10-40-50	21,56	73,14
80-10-20-50	**21,55**	**73,14**
80-10-20-220	22,30	73,43
80-10-20-50 (1000)	**21,55**	**73,14**
80-10-20-50 (1500)	22,97	73,68
80-10-20-50 (2000)	23,90	74,03

Vidare syns i tabell 5.2 hur värmeflödet från pappret ökar då flänsarnas bredd respektive höjd ökar. Det beror på att värmeöverföringsytan blir större, varför större energimängder kan transporteras genom torkcylindern. Värmetransporten påverkas dock inte lika mycket av flänsarnas dimensioner som av flänsavståndet. Det understryks av att värmeflödet endast sjunker marginellt när flänsarnas höjd halveras från 40 till 20 mm i en konstruktion där flänsavståndet uppgår till 80 mm.

Materialets egenskaper för värmetransporten understryks av att aluminium (λ=220 W/m°C) leder värme bättre än gjutjärn (λ=50 W/m°C). Enligt tabell 5.2 ökar värmeflödet från pappret med 3 % då den lättare metallen används som konstruktionsmaterial. Påpekas bör dock att aluminium är mindre korrosionståligt än gjutjärn, varför exempelvis föroreningar av ammoniak i mottrycksångan kan påverka metallen negativt.

Av tabell 5.2 framgår också betydelsen av värmeöverföringsstalet utmed torkcylinderns våta insida. Värmeflödet från pappret ökar med 11 % när värmeöverföringsstalet ökar från 1000 till 2000 W/m^2°C. Det bör tolkas som att kondensatfilmen är rörligare i det senare fallet.

5.3.1 Jämförelse av beräknade värmeflöden för en slät torkcylinder med värmeflöden för en torkcylinder med vertikala flänsar

De beräknade värmeflödena från pappret för en torkcylinder med vertikala flänsar överstiger de för en slät torkcylinder. I en cylinder med flänsar av gjutjärn placerade 80 mm från varandra uppgår värmetransporten från pappret till 21,6 kW/m^2, förutsatt att kondensatets värmeöverföringstal utefter mantelytan är 1000 W/m^2˚C. I en slät cylinder med 1 mm värmeledande kondensat uppgår motsvarande värmeflöde till 17.3 kW/m^2, dvs. värmetransporten ökar 25 % om flänsar används baserat på dessa förutsättningarna.

5.3.2 Jämförelse av värmeöverföringstal i kondensat för simuleringar med dagens bästa teknik

Resultaten från simuleringarna visar att värmeflödet respektive temperaturen i pappret i genomsnitt uppgår till 21 kW/m^2 respektive 73˚C om en torkcylinder innehållande 2 mm kondensat förses med vertikala flänsar. Med kännedom om mottrycksångans temperatur, 130˚C, kan värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt, h_{kond}, beräknas enligt samma tillvägagångssätt som i avsnitt 4.3.3.

Resultaten visar att värmeövergångstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 1250 W/m^2˚C. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 W/m^2˚C när centrifugalfältet motsvarar 100g. I en slät torkcylinder innehållande 2 mm kondensat uppgår värmeledningsmotståndet till 340 W/m^2˚C. Följaktligen förbättras värmeöverföringen om vertikala flänsar installeras i en slät torkcylinder, men inte på bekostnad av att de turbulenslisterna tas bort.

5.4 Slutsatser

Värmeöverföringen ökar med cirka 25 % om flänsar installeras i släta torkcylindrar. Antal flänsar respektive konstruktionsmaterialet påverkar värmetransporten genom torkcylindern mest. Flänsarnas dimensioner har däremot mindre betydelse för transportförloppet, ty värmeöverföringen minskar endast obetydligt när tvärsnittsytan halveras. Således bör en optimal konstruktion baseras på flänsar av ett material med bra värmeledningsegenskaper, vars dimensioner minimeras till förmån för ett större antal jämt fördelade axiellt utefter torkcylindrarnas mantelyta. Påpekas bör att kondensatfilmens rörelse relativt underlaget dock har störst betydelse för omfattningen med vilken värmetransporten äger rum.

Beräkningar visar att värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 1250 $W/m^2°C$ i en torkcylinder försedd med axiella vertikala flänsar. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 $W/m^2°C$ när centrifugalfältet motsvarar 100g. I en slät torkcylinder innehållande 2 mm kondensat uppgår värmeledningsmotståndet till 340 $W/m^2°C$. Följaktligen förbättras värmeöverföringen om vertikala flänsar installeras i en slät torkcylinder, men inte på bekostnad av att de turbulenslisterna tas bort, förutsatt att så höga värmeöverföringstal som 2700 $W/m^2°C$ kan uppnås.

6 Elproduktion i mottrycksturbin baserat på torkning av papper utmed axiellt spårade torkcylindrar

6.1 Teori

Resultaten från simuleringarna indikerar att värmetransporten genom axiellt spårade torkcylindrar är betydligt större än genom helt släta. Det beror på att kondensatet koncentreras till spåren, varför resterande ytor berörs minimalt av vätska. Därigenom uppnås ett avsevärt högre totalt värmegenomgångstal, se avsnitt 4.2.4, för en konstruktion med spår jämfört med en slät torkcylinder relativt sett.

Motivet bakom att förse torkcylindrar med axiella spår är att värmeöverföringen och följaktligen torkkapaciteten förväntas öka i jämförelse med släta cylindrar. Alternativt kan mottrycksånga av lägre tryck och temperatur användas som värmemedium, vilket innebär att ångan kan expandera mer i turbinen framför pappersmaskinen. Följaktligen kan större mängder el produceras och högre intäkter frambringas, ett viktigt incitament för en investering.

I den här studien undersöks betydelsen av spårade torkcylindrar för elproduktionen. För ändamålet används modellblock för eluppskattningar i massa- och pappersindustrin utvecklade i Extend av doktorand Kristian Lindell vid LTH.

6.2 Metod

Utifrån referensfallet motsvarande torkkapaciteten för släta torkcylindrar med 1 mm kondensat, spårade torkcylindrars totala värmegenomgångstal respektive papprets resulterande temperatur bestäms ett lägre tryck som mottrycksångan kan expandera till i turbinen före pappersmaskinen utan att torkkapaciteten avseende referensfallet påverkas. Nu kan det lägre trycket användas för att beräkna elproduktionen per ton ånga, varpå resultatet jämförs med elproduktionen som härrör från torkning enligt referensfallet.

6.3 Resultat

Tabell 6.1 innehåller resultaten från simuleringarna. Från vänster till höger redovisas i tur och ordning modelltyp, värmeflöde och temperatur i genomsnitt från pappret med konstant ångtryck, totalt värmegenomgångstal, lägre ångtryck med bibehållen torkkapcitet enligt referensfallet samt motsvarande elproduktion per ton ånga. Referensfallet motsvarar torkkapaciteten för en slät cylinder med 1 mm kondensat, 17.3 kW/m^2.

Tabell 6.1 Resultat från modellering av elproduktion i mottrycksturbin

Modell	$T_{av,\ papper}$ [°C]	$q_{av,\ papper}$ [kW/m²]	k_{cyl} [W/m²°C]	$T_{ånga}$ [°C]	Pånga [bar]	$P_{el}/F_{ånga}$ [kWh/t ånga]	$\Delta P_{el}/F_{ånga}$ [kWh/t ånga]
slät, 1 mm	71.3	17.3	294.7	130	2.7	164.2	0
slät 2 mm	69.0	12.6	206.6	152.8	5.13	137.6	-26.6
24-8-4-2	74.7	25.9	468.2	111.6	1.51	186.9	22.7
32-8-4-2	74.7	25.7	464.4	111.9	1.53	186.4	22.2
48-8-4-2	74.6	25.5	459.2	112.6	1.54	186.1	21.9
64-8-4-2	74.5	25.3	456.4	112.4	1.55	185.9	21.7
48-16-4-2	74.6	25.4	457.7	112.4	1.55	185.9	21.7
64-16-4-2	74.5	25.3	455.8	112.4	1.55	185.9	21.7
96-16-4-2	74.5	25.2	453.3	112.7	1.57	185.5	21.3
128-16-4-2	74.5	25.1	451.9	112.8	1.57	185.4	21.2
64-8-4-1	74.6	25.5	460.4	112.2	1.54	186.1	21.9
64-8-4-2	74.5	25.3	456.4	112.4	1.55	185.9	21.7
64-8-4-3	74.5	25.1	452.2	112.8	1.57	185.4	21.2
64-8-4-4	74.4	24.8	445.9	113.2	1.59	185.0	20.8
128-16-4-1	74.5	25.2	453.7	112.6	1.56	185.7	21.5
128-16-4-2	74.5	25.1	451.9	112.8	1.57	185.4	21.2
128-16-4-3	74.4	24.9	447.6	113.1	1.59	185.1	20.9
128-16-4-4	74.4	24.8	445.7	113.3	1.60	184.8	20.6

Resultaten visar att betydligt mer el kan produceras med upprätthållen torkkapacitet om papperstorkning äger rum utmed spårade torkcylindrar. Omkring 186 kWh/t ånga kan framställas med en konstruktion med spår innehållande 2 mm kondensat jämfört med 164 kWh/t ånga med en slät cylinder i kontakt med 1 mm kondensatfilm. Jämfört med expansion från 60 bar och 450 °C till 2.7 bar så innebär det att elproduktionen kan öka med 13 %.

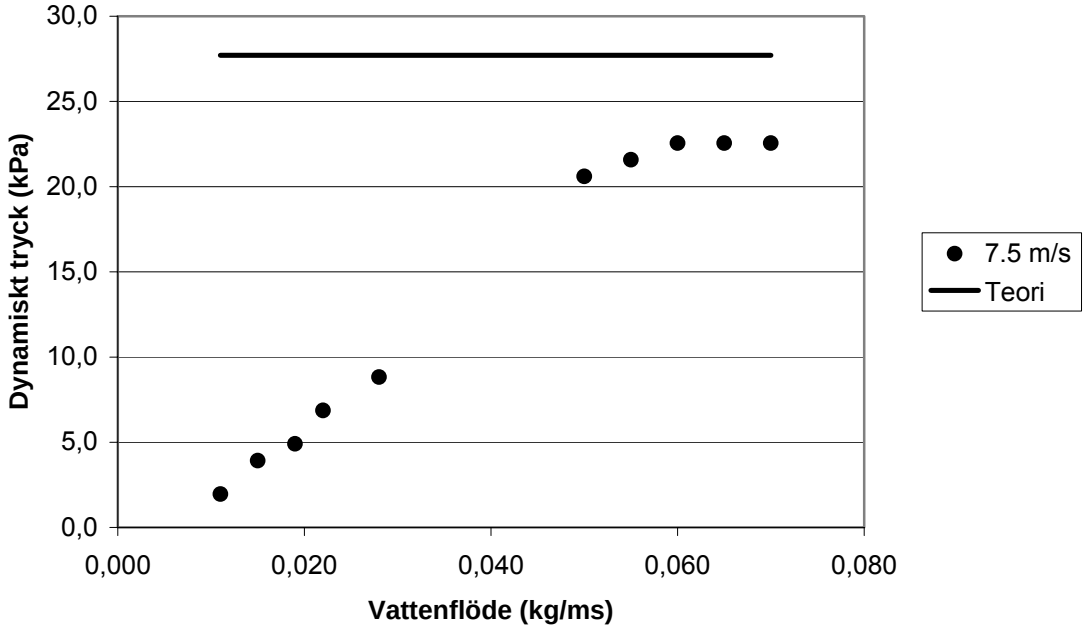
6.4 Slutsatser

Torkning av papper utmed spårade torkcylindrar innebär att torkkapaciteten kan upprätthållas vid ett lägre ångtryck till följd av att värmegenomgångstalet genom cylindrarna ökar. I jämförelse med släta torkcylindrar utmed vilka 1 mm kondensat strömmar stiger därför elproduktionen i mottrycksturbinen med 13 % när ångan kan expandera till ett lägre tryck (jämfört med expansion från 60 bar och 450 °C till 2.7 bar). Följaktligen innebär det större intäkter från försäljning av el, ett incitament som bör framkalla ett ökat intresse för den här processlösningen.

7 Slutsatser

7.1 Utformning av stationära sifoner

Stationära sifoner möjliggör omfattande dynamisk tryckåtervinning till förmån för låga differenstryck och mindre mängder genomblåsningsånga. Resultaten från försöken bekräftar att tryckåtervinningen är proportionell mot rotationshastigheten i kvadrat och proportionell mot kondensatflödet, se figur 7.1 nedan. När en sifon med runt inlopp används kan maximalt 82 % av trycket återvinnas. Med ett rektangulärt inlopp kan däremot 93 % av trycket utnyttjas. Förutsatt att sifonens mått är anpassade till vätskeflödet kan således en stor del av det dynamiska trycket återvinnas.



Figur 7.1 Dynamiskt tryck som funktion av vattenflöde för en sifon med runt inlopp

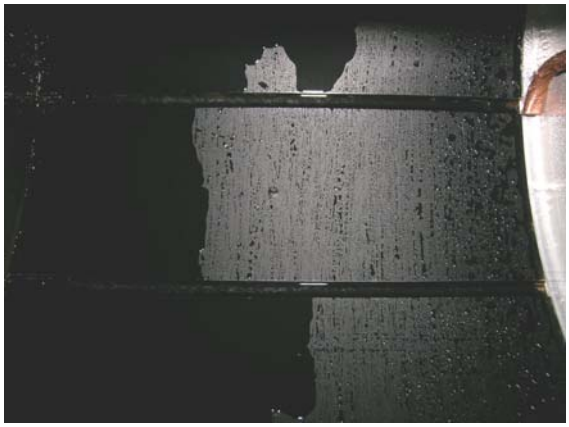
Beräkningar baserade på information om utseendet hos en fullskalig stationär sifon respektive driftsförhållandena vid ett riktigt pappersbruk indikerar emellertid att en mycket liten del av det dynamiska trycket återvinns, främst pga. att vätskeflödet är mycket litet i förhållande till sifonens dimensioner. Med hänsyn till sifonen med runt inlopp bör flödet endast uppgå till 0.0039 kg/sm, vilket även om tömningen fungerar resulterar i en mycket liten tryckåtervinning enligt figur 7.1. Följaktligen bör fullskaliga sifoner av mindre dimensioner än dagens möjliggöra större tryckåtervinning relativt sett, varför behovet av differenstryck och genomblåsningsånga bör minska.

7.2 Kondensatets beteende i torkcylindrar med runda axiella spår

Genom att förse en torkcylinder med runda axiella spår i vilka kondensatet förväntas rinna kan kondensatfilmens tjocklek alternativt dess beröringsyta minimeras till förmån för god värmetransport. Resultaten från försöken visar att vattnet främst rinner i spåren, förutsatt att de är rätt dimensionerade i förhållande till vätskeflödet, se figur 7.2-7.3. Vattnet rinner med högre hastighet i spåren än utmed ytan i en slät cylinder.



Figur 7.2 m=0.030 kg/sm; V=7.5 m/s



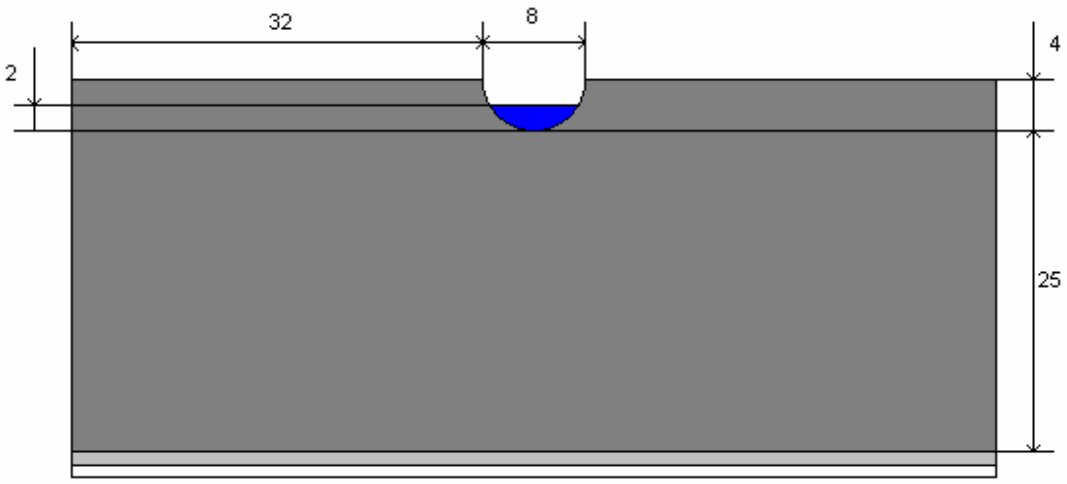
Figur 7.3 m=0.030 kg/sm; V=10.5 m/s

Den yta som täcks av vatten är grovt uppskattat proportionell mot vätskeflödet. Vidare påverkas vattenströmningen av rotationshastigheten. Vattnet tvingas ner i spåren på ett tidigare stadium efterhand som hastigheten ökar som ett resultat av att centrifugalfältet blir kraftigare. När vätskeflödet ökar förskjuts förloppet mot högre hastigheter.

Påpekas bör att slutsatserna baseras på resultat från försök i en modell av en torkcylinder där vattnet appliceras på cylinderns insida på ett annorlunda sätt än kondensatet vanligtvis gör. Dock kvarstår det faktum att vattnet främst rinner i spåren, en mycket viktig slutsats.

7.3 Konstruktionslösningar för nya pappersmaskiner

Nya pappersmaskiner förses förslagsvis med torkcylindrar innehållande runda axiella spår. Kondensatet förväntas att samlas upp i dem under transporten i riktning mot den stationära sifonen till förmån för god värmetransport. Med utgångspunkt från ett tvådimensionellt tvärsnitt av en sådan torkcylinder, se figur 7.4, simulerades värmetransportförloppet i FEMLAB. Eftersom kondensatet antas rinna längs ytorna mellan spåren innan det samlas upp, ansätts ett värmeöverföringstal utmed dem.



Figur 7.4 Grafisk modell med karakteristiska mått (Spåravstånd, $l_{spår}$ = 64 mm; Spårbredd, $b_{spår}$ = 8 mm; Spårdjup, $d_{spår}$ = 4 mm; Kondensatdjup, d_{kond} = 2 mm).

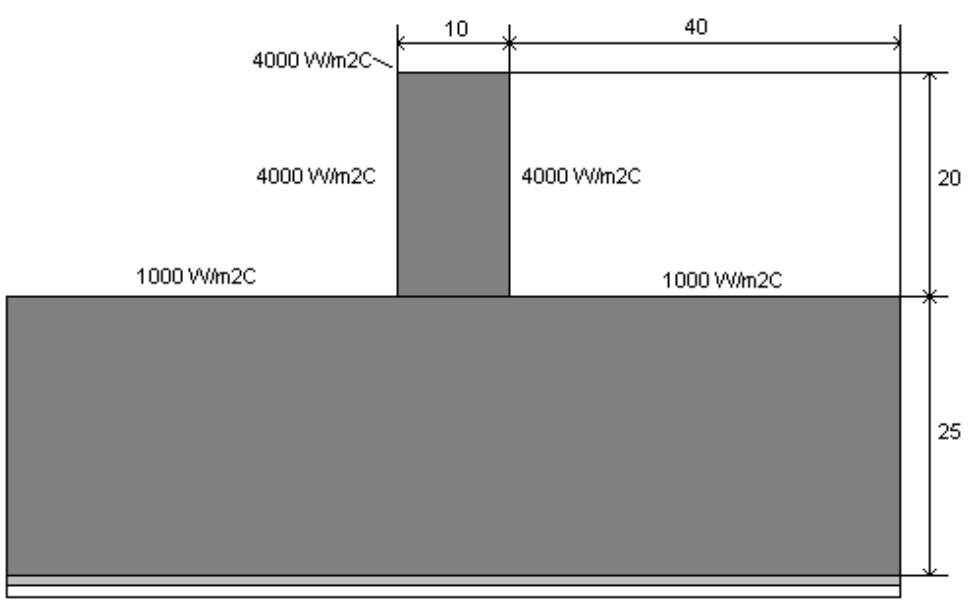
Med hänsyn till att kondensat rinner längs ytorna mellan spåren sjunker torkkapaciteten 10 % jämfört med om ytorna betraktas som helt torra, vilket antogs i första delen av projektet. Fortfarande är dock torkkapaciteten i cylindrar med spår 46 % högre än i släta cylindrar. Värmetransporten sjunker marginellt när spåravståndet respektive kondensatdjupet, ökar, ty värmeflödet genom ytorna mellan spåren är utslagsgivande beträffande den totala värmeöverföringen. Trenden härrör från att värmeflödet i spåren koncentreras till ytorna som inte berörs av uppsamlat kondensat. Där är nämligen torkcylindern som tunnast, varför värmeledningsmotståndet är som minst.

Fler spår innehållande mindre mängder kondensat resulterar således i något bättre värmeöverföring jämfört med färre spår innehållande mer kondensat relativt sett. Vid en konstruktion måste således nackdelen i form av en mer komplex design vägas mot fördelen i form av bättre värmetransport i en torkcylinder med många spår jämfört med en med få.

Beräkningar visar att värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 4000 W/m^2°C om cylindergodset är 29 mm tjockt och till 3000 W/m^2°C om godset är 25 mm tjockt i en torkcylinder försedd med 8 mm breda och 4 mm djupa spår fyllda av kondensat. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 W/m^2°C när centrifugalfältet motsvarar 100g. Således bör axiella spår ses som ett bra alternativ till axiella turbulenslister beträffande optimal värmeöverföringskapacitet i torkcylindrar för nya pappersmaskiner.

7.4 Konstruktionslösningar för existerande pappersmaskiner

Existerande pappersmaskiner förses förslagsvis med torkcylindrar utrustade med axiella vertikala flänsar. Kondensatet transporteras mellan flänsarna vars ytor däremot berörs minimalt av kondensat till förmån för förbättrad värmeöverföring. Med utgångspunkt från ett tvådimensionellt tvärsnitt av en sådan torkcylinder, se figur 7.5, simuleras värmetransportförloppet i FEMLAB. Eftersom kondensatet antas rinna långsamt utmed ytorna mellan flänsarna tilldelas de ett lägre värmeöverföringstal än flänsarnas ytor.



Figur 7.5 Grafisk modell med karakteristiska mått (Flänsavstånd = 80 mm; Flänsbredd = 10 mm; Flänshöjd = 20 mm; Värmeledningstal (gjutjärn) = 50 W/m°C).

Värmeöverföringen ökar med cirka 25 % om flänsar installeras i släta torkcylindrar. Antal flänsar respektive konstruktionsmaterialet påverkar värmetransporten genom torkcylindern mest. Flänsarnas dimensioner har däremot mindre betydelse för transportförloppet, ty värmeöverföringen minskar endast obetydligt när tvärsnittsytan halveras. Således bör en optimal konstruktion baseras på flänsar av ett material med bra värmeledningsegenskaper, vars dimensioner minimeras till förmån för ett större antal jämt fördelade axiellt utefter torkcylindrarnas mantelyta. Påpekas bör att kondensatfilmens rörelse relativt underlaget dock har störst betydelse för omfattningen med vilken värmetransporten äger rum.

Beräkningar visar att värmeöverföringstalet i kondensatfilmen i genomsnitt uppgår till 1250 W/m^2°C i en torkcylinder försedd med axiella vertikala flänsar. Enligt dagens bästa teknik, vilken bedöms vara Kadant Johnsons turbulenslister, uppgår värmeöverföringstalet till 2700 W/m^2°C när centrifugalfältet motsvarar 100g. I en slät torkcylinder innehållande 2 mm kondensat uppgår värmeledningsmotståndet till 340 W/m^2°C. Följaktligen förbättras värmeöverföringen om vertikala flänsar installeras i en slät torkcylinder, men inte på bekostnad av att de turbulenslisterna tas bort, förutsatt att så höga värmeöverföringstal som 2700 W/m^2°C kan uppnås.

7.5 Elproduktion baserat på torkning med spårförsedda torkcylindrar

Torkning av papper utmed spårade torkcylindrar innebär att torkkapaciteten kan upprätthållas vid ett lägre ångtryck till följd av att värmegenomgångstalet genom cylindrarna ökar. I jämförelse med släta torkcylindrar utmed vilka 1 mm kondensat strömmar och expansion från 60 bar och 450 °C till 2.7 bar stiger därför elproduktionen i mottrycksturbinen med 13 % när ångan kan expandera till ett lägre tryck. Följaktligen innebär det större intäkter från försäljning av el, ett incitament som bör framkalla ett ökat intresse för den här processlösningen.

8 Rekommendationer och användning

Projektet har resulterat i rekommendationer för hur torkcylindrarnas insida skall utformas för att förbättra värmeöverföringen genom kondensat för nya och för existerande maskiner. Följande förslag har presenterats:

A Nya maskiner

Cylindrar för nya pappersmaskiner bör förses med axiella spår där kondensatet får strömma mot endera eller båda cylinderns kanter. Detta resulterar i betydligt mindre mängd kondensat på cylinderns övriga yta och totalt sett en effektivare värmeöverföring.

B Existerande maskiner

På existerande maskiner är det betydligt svårare och alltför tidskrävande att stänga av ett antal cylindrar och skicka iväg dessa för att fräsa ett antal spår på cylinderns insida. Cylindrar på dessa maskiner bör förses med vertikala flänsar motsvarande den traditionella teknik med ytförstoring som tillämpas på värmeväxlare.

9 Förslag till fortsatt forskningsarbete

Vår rekommendation är att maskintillverkare och pappersproducenter informeras om dessa förslag så att de så fort som möjligt kan testas på en industriell maskin eller möjligtvis en pilotanläggning. Torkcylindrar i pilotskala som är möjliga att köra upp till 2000 m/min finns så vitt vi känner till endast hos Kadant Johnson Corp. i USA som tillverkar turbulenslister och sifoner. Testkörningar på deras anläggning är dock ett mycket kostsamt projekt.

Vårt förslag är således att man går vidare med att testa förslaget med flänsar på en industriell pappersmaskin som normalt körs på maskinhastigheter över 1700 m/min. Det kan således vara en tidningspappersmaskin typ PM 11 på Holmen Paper eller en snabb LWC- eller SC-pappersmaskin. Försöket genomförs lämpligen i följande steg:

1/ Genomför mätningar på en existerande cylinder utrustad med dagens bästa turbulenslister genom att mäta ångtryck, cylindertemperatur och kondensatflöde så att motståndet i kondensatfilmen kan beräknas.

2/ Installera flänsar enligt det förslag som presenterats i Fas 2 av detta projekt vid något lämpligt produktionsstopp.

3/ Utvärdera cylindern med flänsar vid samma driftsförhållanden som genomfördes i punkt 1/ samt jämföra resultaten med de simuleringar som redovisas i Fas 2 av detta projekt.

Projektet bör genomföras i samarbete med någon maskintillverkare (Metso, Voith, Kadant Johnson etc.) som har kunskap om hur flänsarna praktiskt skall tillverkas på en fullstor cylinder och fästas på den inre cylinderytan.

Institutionen för Kemiteknik är positiv till att koordinera ett sådant projekt eftersom man har nödvändig utrustning och skaffat sig erfarenhet från ett stort antal tidigare utvärderingar av industriella torkpartier i Sverige.

10 Referenser

Stenström, S., Ingvarsson, D., Turbulens och värmeöverföring i kondensat vid höga g-krafter. Fas 1, Värmeforsk, Stockholm, ISSN 0282-3772 (2005)

Karlsson, M., Papermaking Part 2, Drying (2000).

Uppgifter från Kadant avseende värmeöverföringstal i kondensatskikt.

11 Bilagor

A Resultat från försök med olika typer av sifoner

Tabell A.1 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från försök med en sifon med runt inlopp

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{1, cent}$ (g)	v_1 (m/s)	p_1 (kPa)	$a_{2, cent}$ (g)	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)
36	0,011	20	5,27	1,0	40	7,45	2,0
48	0,015	20	5,27	2,0	40	7,45	3,9
60	0,019	20	5,27	2,9	40	7,45	4,9
72	0,022	20	5,27	4,9	40	7,45	6,9
90	0,028	20	5,27	6,9	40	7,45	8,8
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**13,9**			**27,7**

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{3, cent}$ (g)	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)	$a_{4, cent}$ (g)	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)
36	0,011	60	9,13	2,9	80	10,54	2,9
48	0,015	60	9,13	4,9	80	10,54	4,9
60	0,019	60	9,13	6,9	80	10,54	6,8
72	0,022	60	9,13	8,8	80	10,54	10,8
90	0,028	60	9,13	10,8	80	10,54	11,8
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**41,6**			**55,4**

Tabell A.2 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från försök med en sifon med ovalt inlopp

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{1, cent}$ (g)	v_1 (m/s)	p_1 (kPa)	$a_{2, cent}$ (g)	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)
36	0,011	20	5,27	0,0	40	7,45	0,0
48	0,015	20	5,27	1,0	40	7,45	2,0
60	0,019	20	5,27	1,0	40	7,45	2,9
72	0,022	20	5,27	2,0	40	7,45	3,9
90	0,028	20	5,27	2,9	40	7,45	5,9
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**13,9**			**27,7**

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{3, cent}$ (g)	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)	$a_{4, cent}$ (g)	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)
36	0,011	60	9,13	0,0	80	10,54	0,0
48	0,015	60	9,13	0,0	80	10,54	1,0
60	0,019	60	9,13	3,9	80	10,54	5,9
72	0,022	60	9,13	5,9	80	10,54	6,9
90	0,028	60	9,13	7,9	80	10,54	8,8
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**41,6**			**55,4**

Tabell A.3 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från försök med en sifon med rektangulärt inlopp

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{1, cent}$ (g)	v_1 (m/s)	p_1 (kPa)	$a_{2, cent}$ (g)	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)
36	0,011	20	5,27	0,0	40	7,45	0,0
48	0,015	20	5,27	0,0	40	7,45	0,0
60	0,019	20	5,27	0,0	40	7,45	2,0
72	0,022	20	5,27	0,0	40	7,45	2,0
90	0,028	20	5,27	2,0	40	7,45	2,9
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**13,9**			**27,7**

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{3, cent}$ (g)	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)	$a_{4, cent}$ (g)	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)
36	0,011	60	9,13	0,0	80	10,54	1,0
48	0,015	60	9,13	1,0	80	10,54	2,0
60	0,019	60	9,13	2,9	80	10,54	2,9
72	0,022	60	9,13	2,9	80	10,54	3,9
90	0,028	60	9,13	3,9	80	10,54	4,9
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**41,6**			**55,4**

Tabell A.4 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från fler försök med en sifon med runt inlopp

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{2, cent}$ (g)	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)	$a_{3, cent}$ (g)	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)
160	0,050	40	7,45	20,6	60	9,13	27,5
176	0,055	40	7,45	21,6	60	9,13	30,4
192	0,060	40	7,45	22,6	60	9,13	31,4
208	0,065	40	7,45	22,6	60	9,13	32,4
224	0,070	40	7,45	22,6	60	9,13	32,4
240	0,075	40	7,45	-	60	9,13	32,4
256	0,080	40	7,45	-	60	9,13	-
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**27,7**			**41,6**

m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	$a_{4, cent}$ (g)	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)	$a_{5, cent}$ (g)	v_5 (m/s)	p_5 (kPa)
160	0,050	80	10,54	34,3	100	11,78	41,2
176	0,055	80	10,54	37,3	100	11,78	45,1
192	0,060	80	10,54	39,2	100	11,78	47,1
208	0,065	80	10,54	41,2	100	11,78	50,0
224	0,070	80	10,54	42,2	100	11,78	52,0
240	0,075	80	10,54	43,2	100	11,78	53,0
256	0,080	80	10,54	43,2	100	11,78	53,0
$p_{dyn, max}$ (kPa)				**55,4**			**69,3**

Tabell A.5 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från försök med en sifon med tidigare runt inlopp, men nu med rektangulärt inlopp

	m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	n_2 (varv/m	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)	n_3 (varv/m	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)
	160	0,050	503	7,45	24,5	616	9,13	37,3
$p_{dyn, max}$ (kPa)					**27,7**			**41,6**

	m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	n_4 (varv/m	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)	n_5 (varv/m	v_5 (m/s)	p_5 (kPa)
	160	0,050	711	10,54	52,0	795	11,78	64,7
$p_{dyn, max}$ (kPa)					**55,4**			**69,3**

Tabell A.6 Teoretiska samt uppmätta dynamiska tryck från försök med en sifon med tidigare runt inlopp, men nu med rektangulärt skuret inlopp

	m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	n_2 (varv/m	v_2 (m/s)	p_2 (kPa)	n_3 (varv/m	v_3 (m/s)	p_3 (kPa)
	160	0,050	503	7,45	22,6	616	9,13	34,3
$p_{dyn, max}$ (kPa)					**27,7**			**41,6**

	m_{in} (l/h)	m_{in} (kg/ms	n_4 (varv/m	v_4 (m/s)	p_4 (kPa)	n_5 (varv/m	v_5 (m/s)	p_5 (kPa)
	160	0,050	711	10,54	46,1	795	11,78	57,9
$p_{dyn, max}$ (kPa)					**55,4**			**69,3**

B Bilder av vattenrörelse i en spårad cylinder



m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 10g



m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 20g



m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 40g



m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 60g



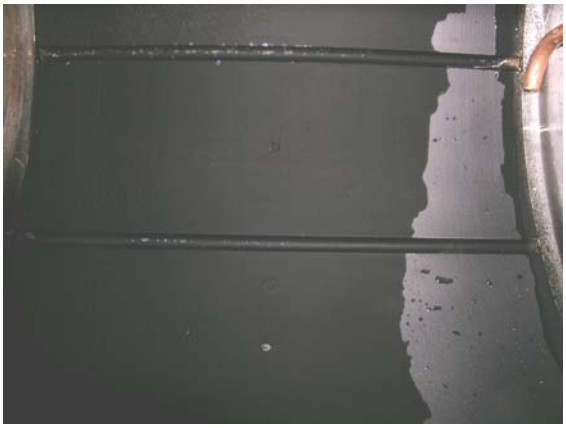
m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 80g



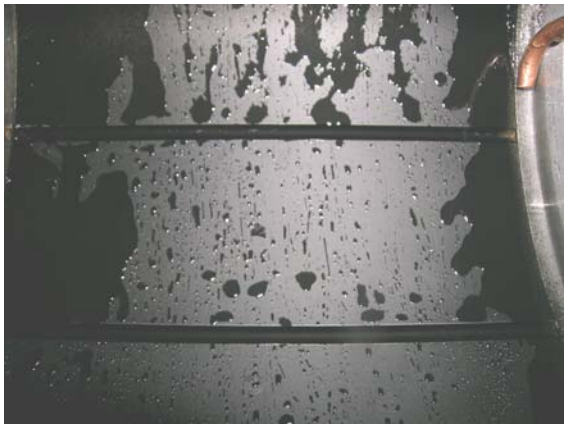
m = 0.010 kg/sm; a_{cent} = 100g



m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 10g



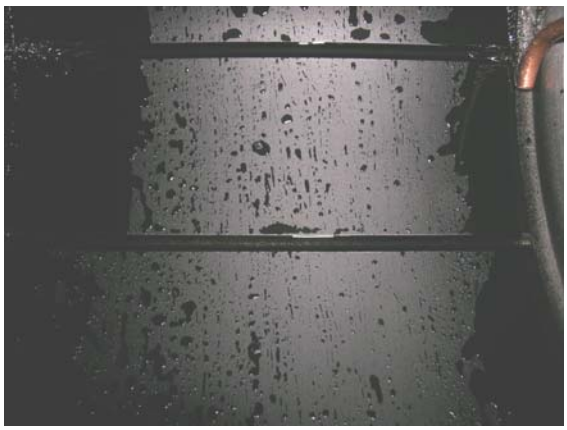
m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 20g



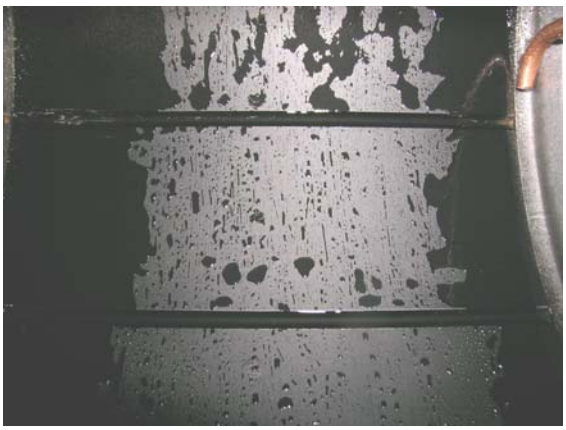
m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 40g



m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 60g



m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 80g



m = 0.020 kg/sm; a_{cent} = 100g



m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 10g



m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 20g



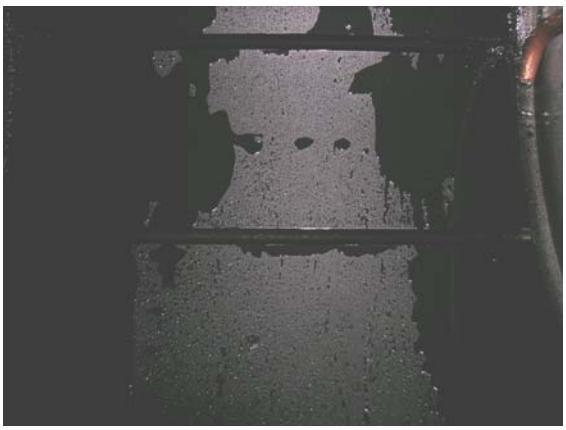
m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 40g



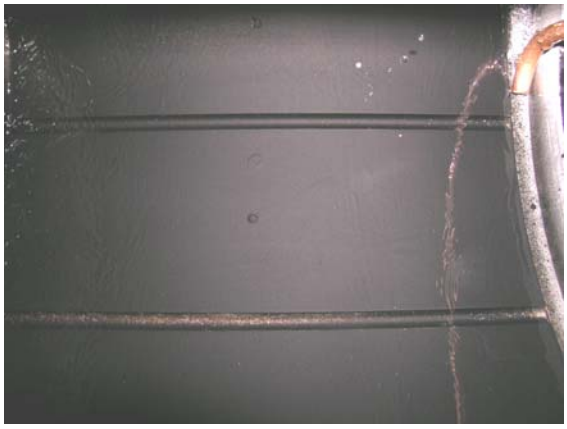
m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 60g



m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 80g



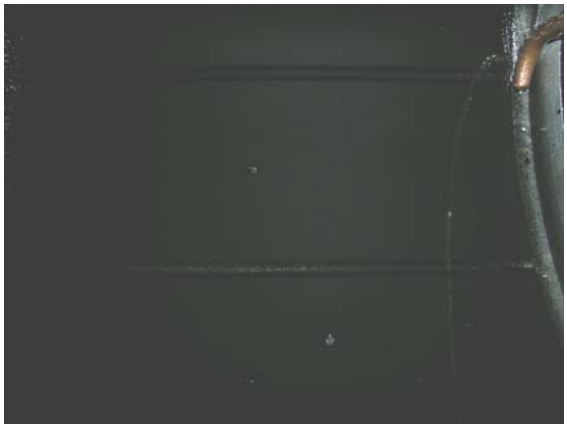
m = 0.030 kg/sm; a_{cent} = 100g



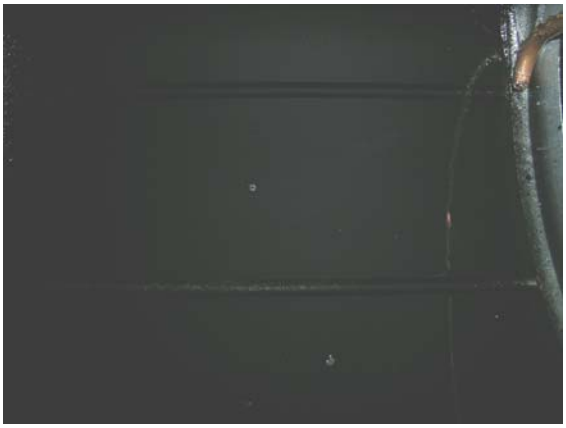
m = 0.040 kg/sm; a_{cent} = 40g



m = 0.040 kg/sm; a_{cent} = 60g



m = 0.040 kg/sm; a_{cent} = 80g



m = 0.040 kg/sm; a_{cent} = 100g

C Resultat från simuleringar i FEMLAB avseende värmetransport i spårade torkcylindrar

Tabell C.1 Resultat från simuleringar i FEMLAB (Grafisk modell: Rspår=4 mm; bspår=8 mm; dspår=4 mm)

d_{kond} (m)	b_{kond} (m)	$A_{tvär,kond}$ (m^2)	$A_{spår}$ (%)	$l_{spår}$ (m)	$n_{spår}$	$q_{av,p}$ (kW/m2)	$T_{av,p}$ (ºC)	$v_{av,spår}$ (m/s)	k_{kond}* (W/m^2°C	k_{kond}** (W/m^2°C
0,000	0,000	0,000	25	0,024	177	27,80	75,37	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	20	0,032	141	27,73	75,35	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	14	0,048	101	27,65	75,32	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	11	0,064	79	27,60	75,31	0,00	-	-
0,001	0,005	3,62649E-06	25	0,024	177	26,20	74,84	1,02	9000	5200
0,001	0,005	3,62649E-06	20	0,032	141	25,98	74,76	1,27	7600	4700
0,001	0,005	3,62649E-06	14	0,048	101	25,68	74,66	1,76	6200	4100
0,001	0,005	3,62649E-06	11	0,064	79	25,51	74,60	2,24	5600	3900
0,002	0,007	9,82696E-06	25	0,024	177	25,88	74,73	0,37	7100	4500
0,002	0,007	9,82696E-06	20	0,032	141	25,70	74,67	0,46	6300	4160
0,002	0,007	9,82696E-06	14	0,048	101	25,45	74,58	0,64	5500	3800
0,002	0,007	9,82696E-06	11	0,064	79	25,32	74,53	0,82	5100	3600
0,003	0,008	1,72169E-05	25	0,024	177	25,49	74,60	0,21	5600	3800
0,003	0,008	1,72169E-05	20	0,032	141	25,35	74,55	0,26	5200	3600
0,003	0,008	1,72169E-05	14	0,048	101	25,21	74,50	0,36	4800	3500
0,003	0,008	1,72169E-05	11	0,064	79	25,11	74,46	0,46	4600	3300
0,004	0,008	2,51327E-05	25	0,024	177	24,88	74,38	0,14	4100	3100
0,004	0,008	2,51327E-05	20	0,032	141	24,84	74,37	0,18	4100	3100
0,004	0,008	2,51327E-05	14	0,048	101	24,83	74,36	0,24	4060	3100
0,004	0,008	2,51327E-05	11	0,064	79	24,81	74,36	0,31	4000	3000

* Värmeöverföringstal i kondensat baserat på att cylindergodset är 29 mm tjockt

** Värmeöverföringstal i kondensat baserat på att cylindergodset är 25 mm tjockt

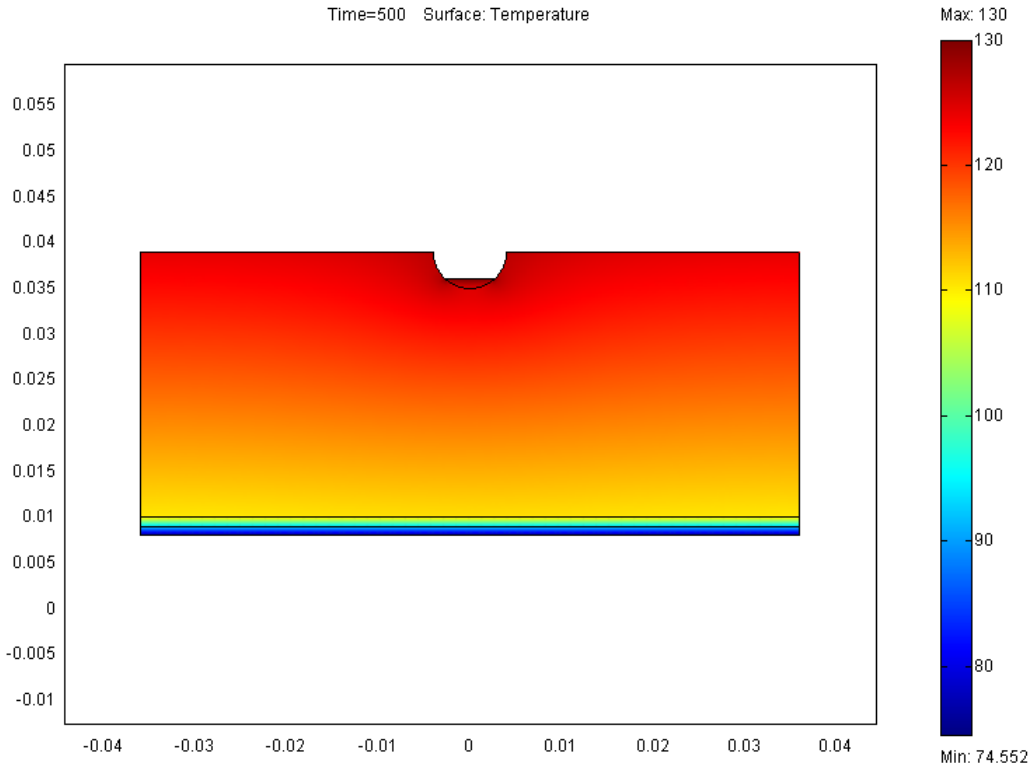
Tabell C.2 Resultat från simuleringar i FEMLAB (Grafisk modell: Rspår=10 mm; bspår=16 mm; dspår=4 mm)

d_{kond} (m)	b_{kond} (m)	$A_{tvär,kond}$ (m²	$A_{spår}$ (%)	$l_{spår}$ (m)	$n_{spår}$	$q_{av,p}$ (kW/m2)	$T_{av,p}$ (ºC)	$v_{av,spår}$ (m/s)	k_{kond}* (W/m²ºC	k_{kond}** (W/m²ºC
0,000	0,000	0,000	25	0,048	88	27,69	75,33	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	20	0,064	71	27,64	75,32	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	14	0,096	50	27,58	75,30	0,00	-	-
0,000	0,000	0,000	11	0,128	39	27,55	75,29	0,00	-	-
0,001	0,009	5,87E-06	25	0,048	88	25,67	74,66	1,24	6200	4100
0,001	0,009	5,87E-06	20	0,064	71	25,51	74,60	1,54	5600	3900
0,001	0,009	5,87E-06	14	0,096	50	25,29	74,53	2,14	5000	3600
0,001	0,009	5,87E-06	11	0,128	39	25,19	74,48	2,73	4800	3400
0,002	0,012	1,64E-05	25	0,048	88	25,38	74,55	0,44	5200	3700
0,002	0,012	1,64E-05	20	0,064	71	25,29	74,52	0,55	5000	3600
0,002	0,012	1,64E-05	14	0,096	50	25,17	74,48	0,76	4700	3400
0,002	0,012	1,64E-05	11	0,128	39	25,10	74,46	0,98	4600	3300
0,003	0,014	2,95E-05	25	0,048	88	25,02	74,43	0,24	4400	3200
0,003	0,014	2,95E-05	20	0,064	71	24,98	74,41	0,30	4300	3200
0,003	0,014	2,95E-05	14	0,096	50	24,91	74,39	0,42	4200	3100
0,003	0,014	2,95E-05	11	0,128	39	24,89	74,38	0,54	4200	3100
0,004	0,016	4,47E-05	25	0,048	88	24,78	74,34	0,16	4000	3000
0,004	0,016	4,47E-05	20	0,064	71	24,79	74,35	0,20	4000	3000
0,004	0,016	4,47E-05	14	0,096	50	24,78	74,34	0,27	4000	3000
0,004	0,016	4,47E-05	11	0,128	39	24,80	74,35	0,35	4000	3000

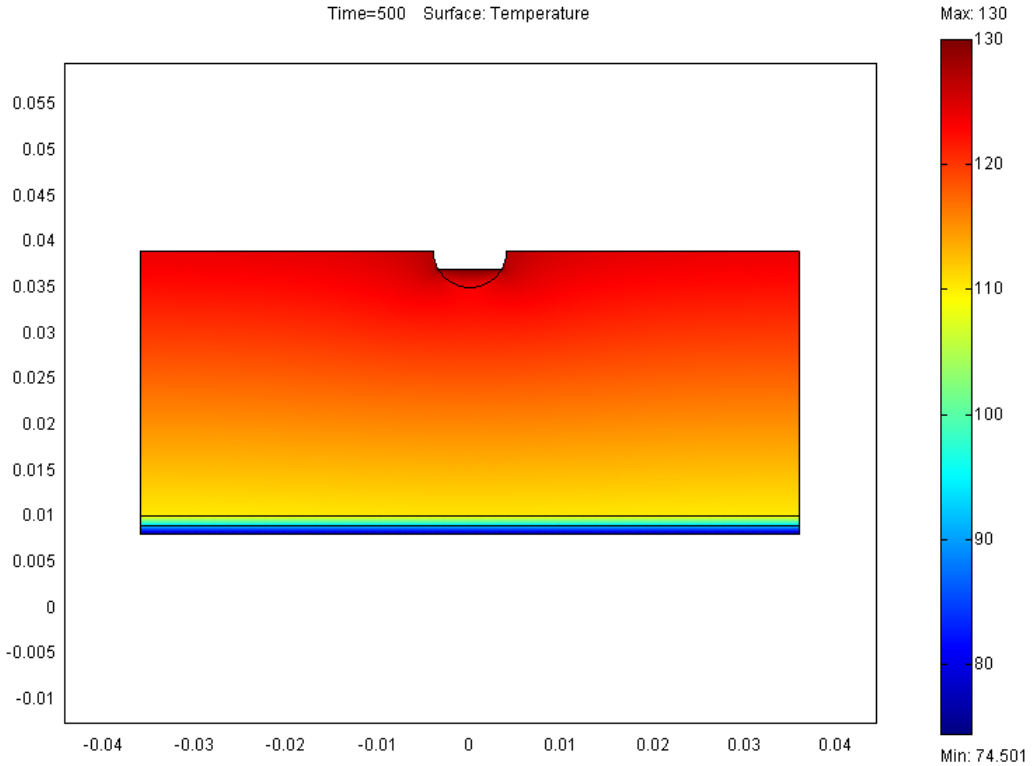
* Värmeöverföringstal i kondensat baserat på att cylindergodset är 29 mm tjockt

** Värmeöverföringstal i kondensat baserat på att cylindergodset är 25 mm tjockt

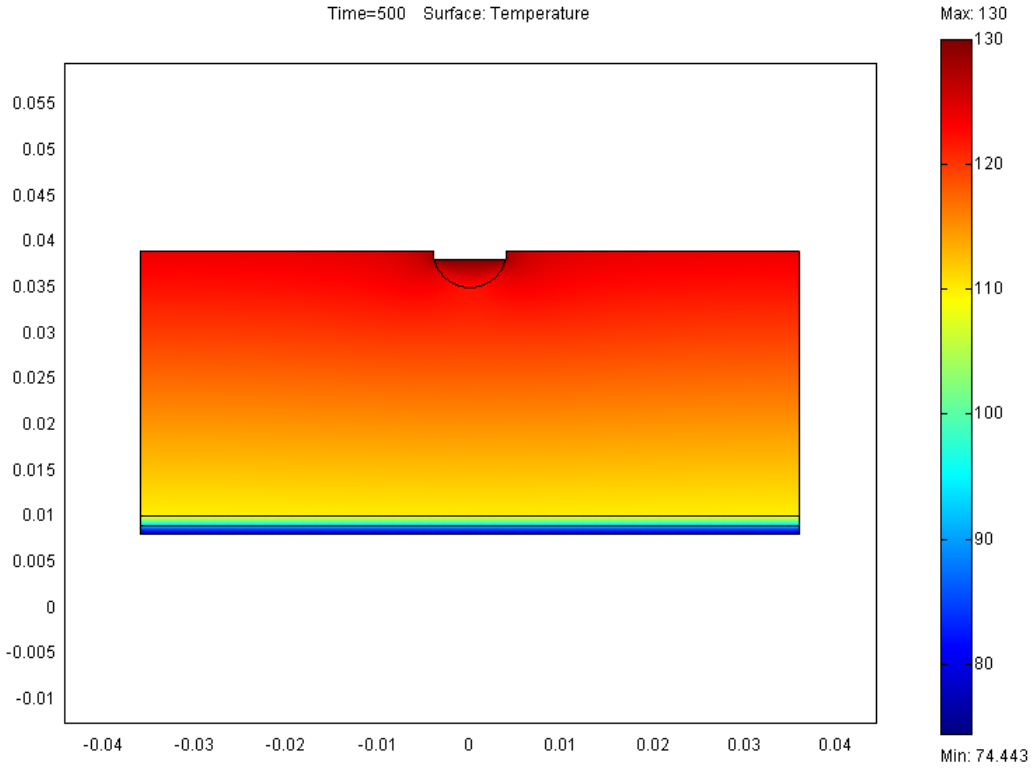
D 2-D tvärsnitt av spårad torkcylinder



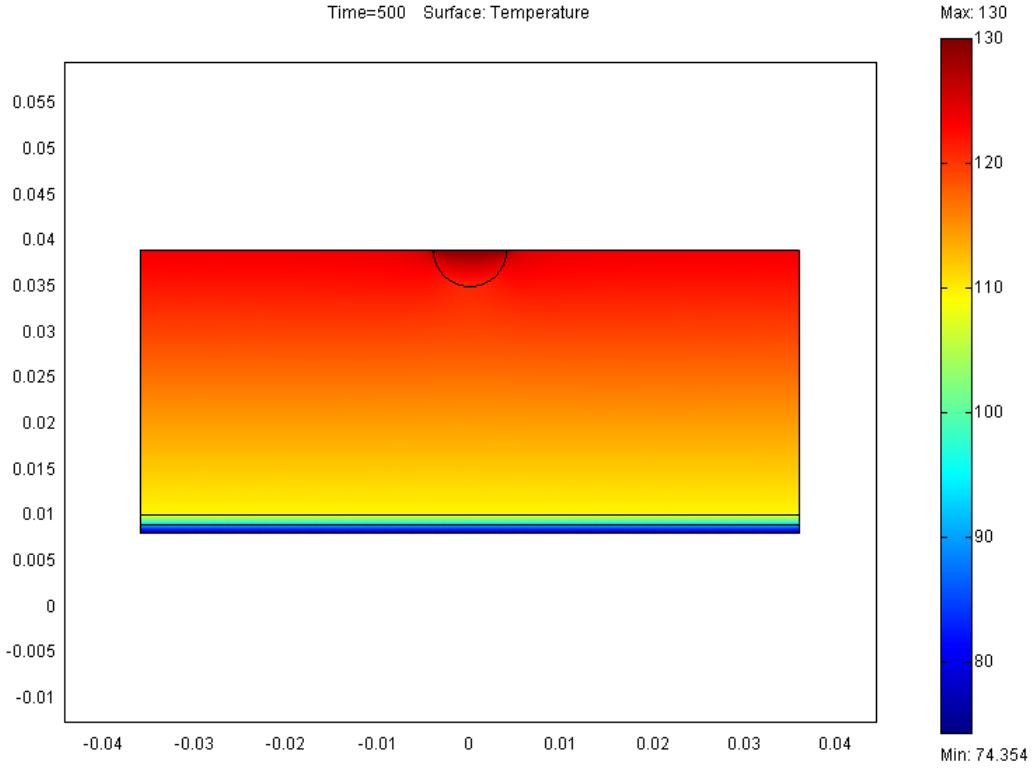
Figur D.1 Temperaturprofil för ’64-8-4-1’



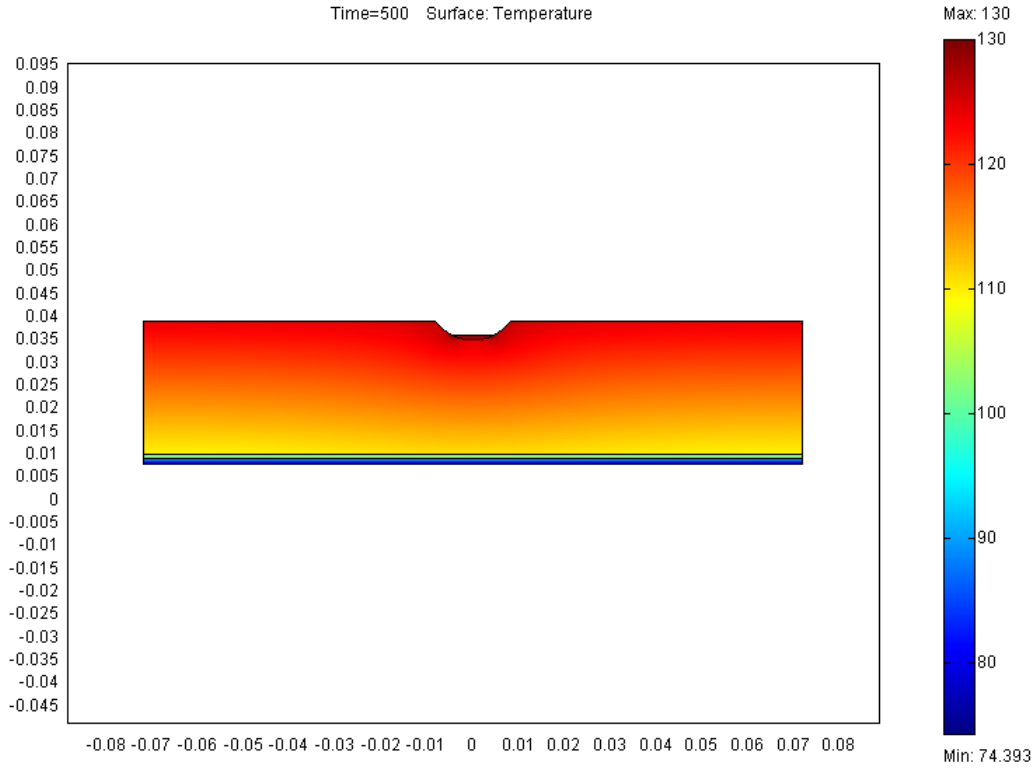
Figur D.2 Temperaturprofil för ’64-8-4-2’



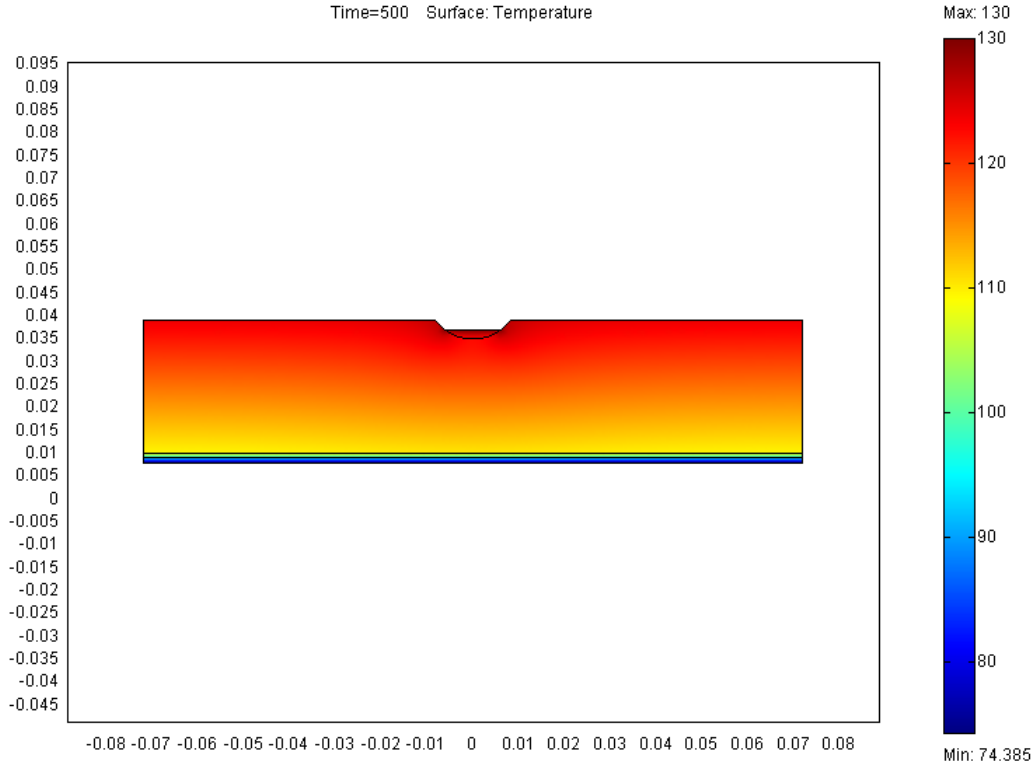
Figur D.3 Temperaturprofil för ’64-8-4-3’



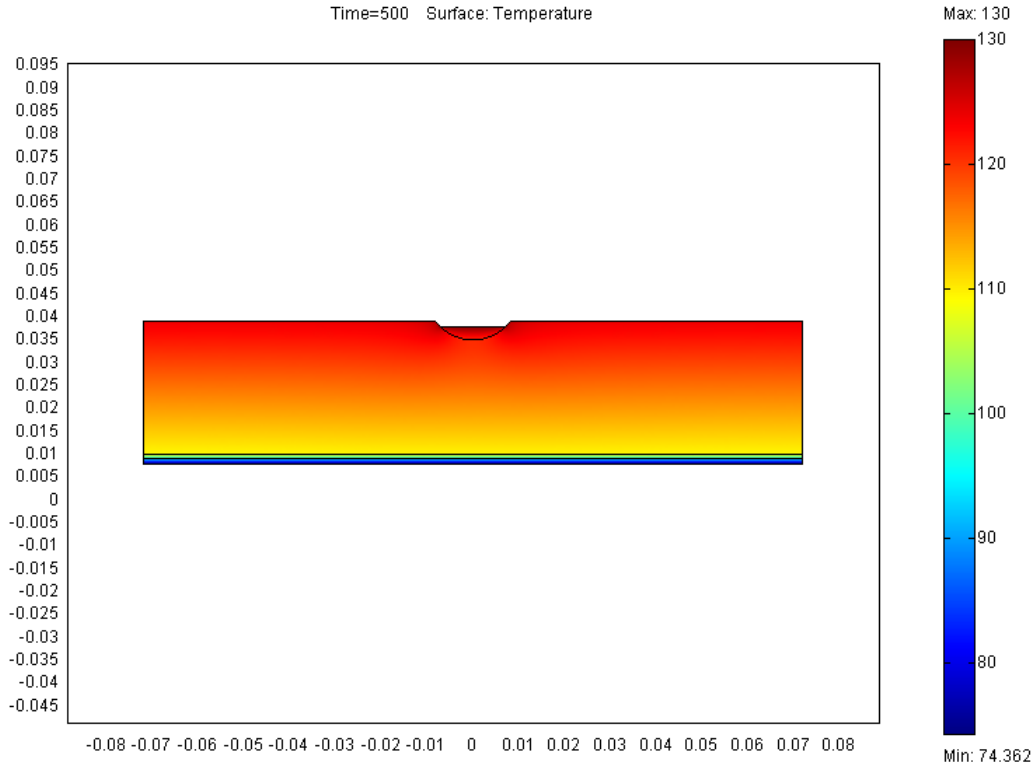
Figur D.4 Temperaturprofil för ’64-8-4-4’



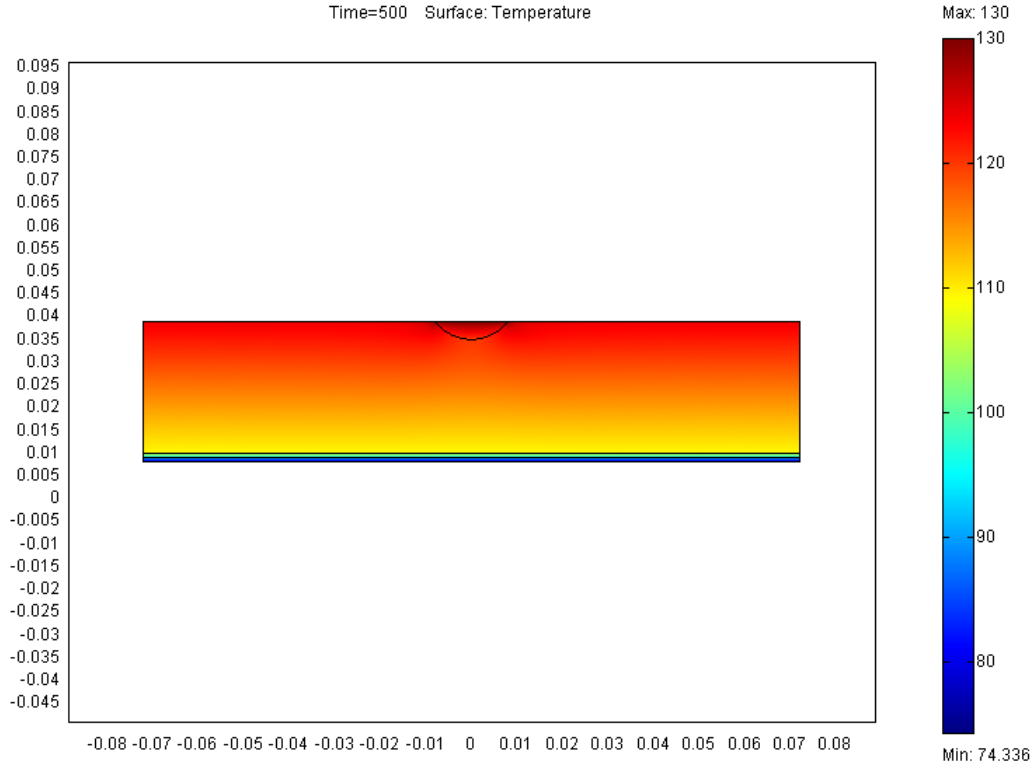
Figur D.5 Temperaturprofil för ’128-16-4-1’



Figur D.6 Temperaturprofil för ’128-16-4-2’

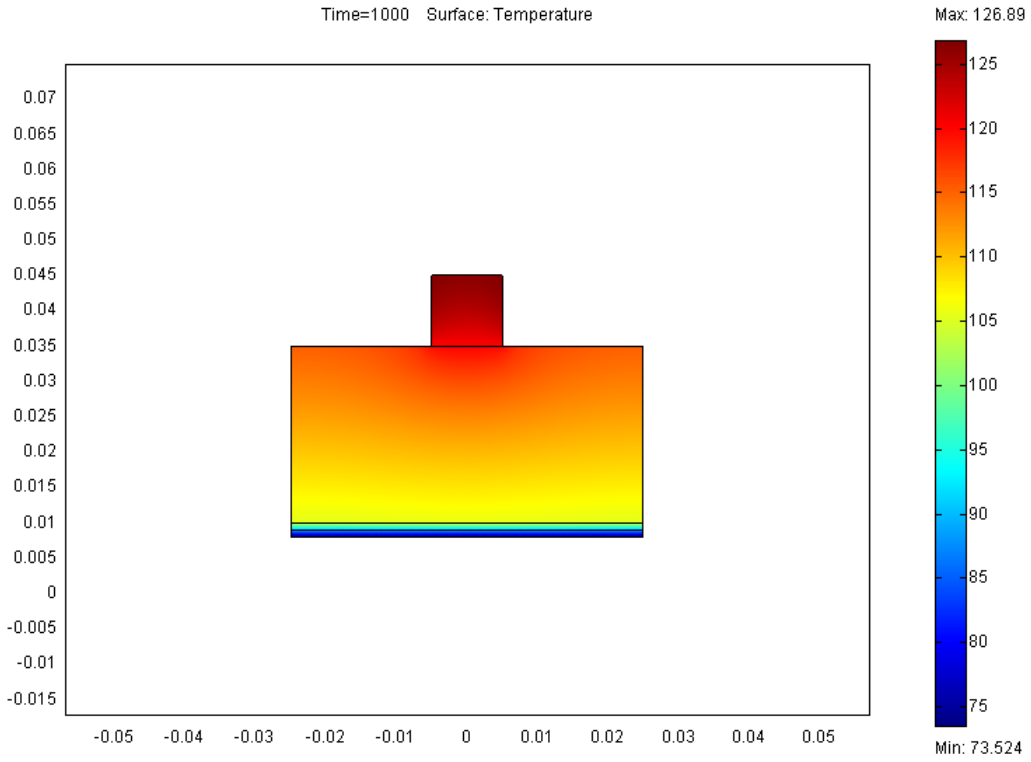


Figur D.7 Temperaturprofil för ’128-16-4-3’

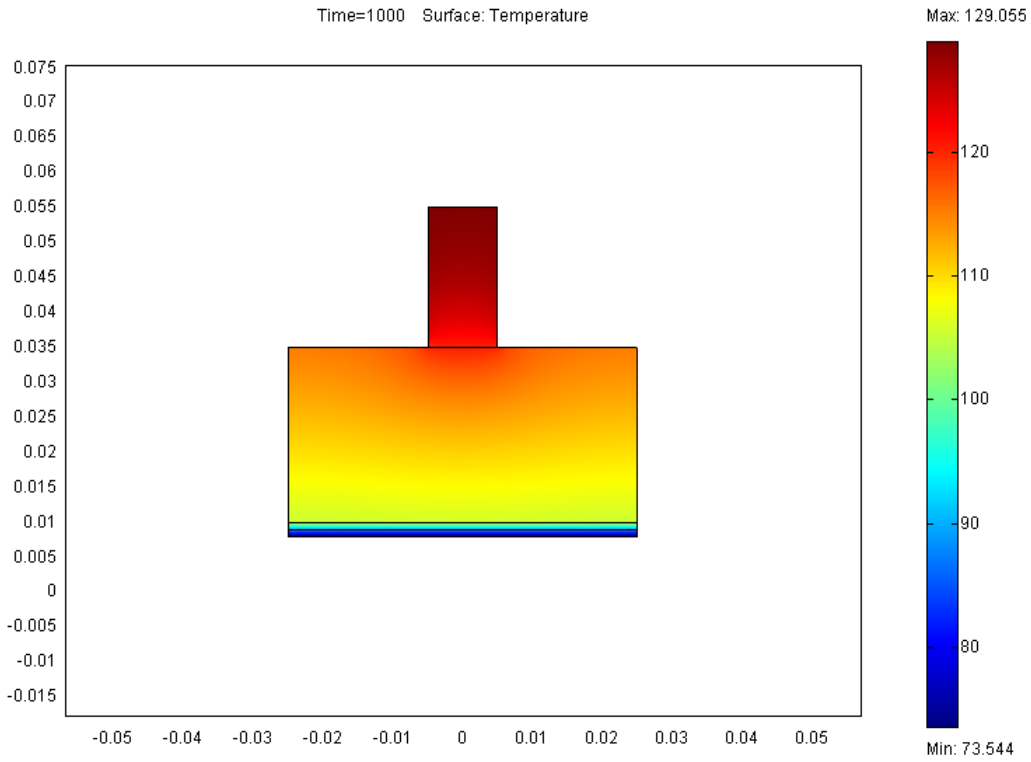


Figur D.8 Temperaturprofil för ’128-16-4-4’

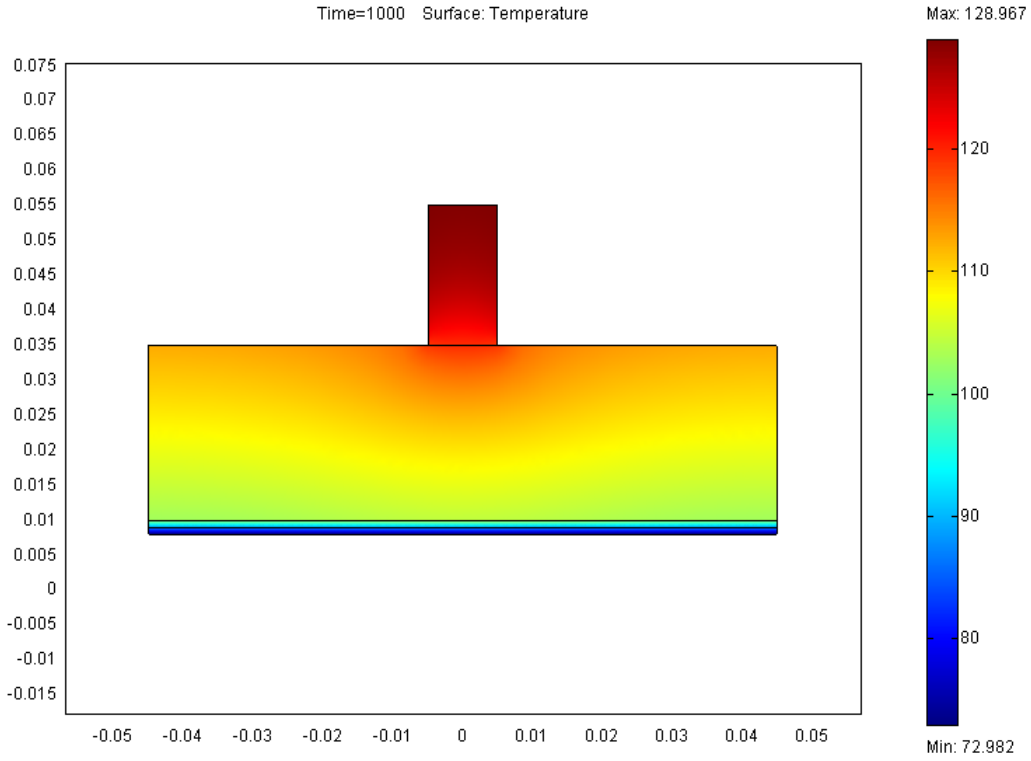
E 2-D tvärsnitt av torkcylinder med fläns



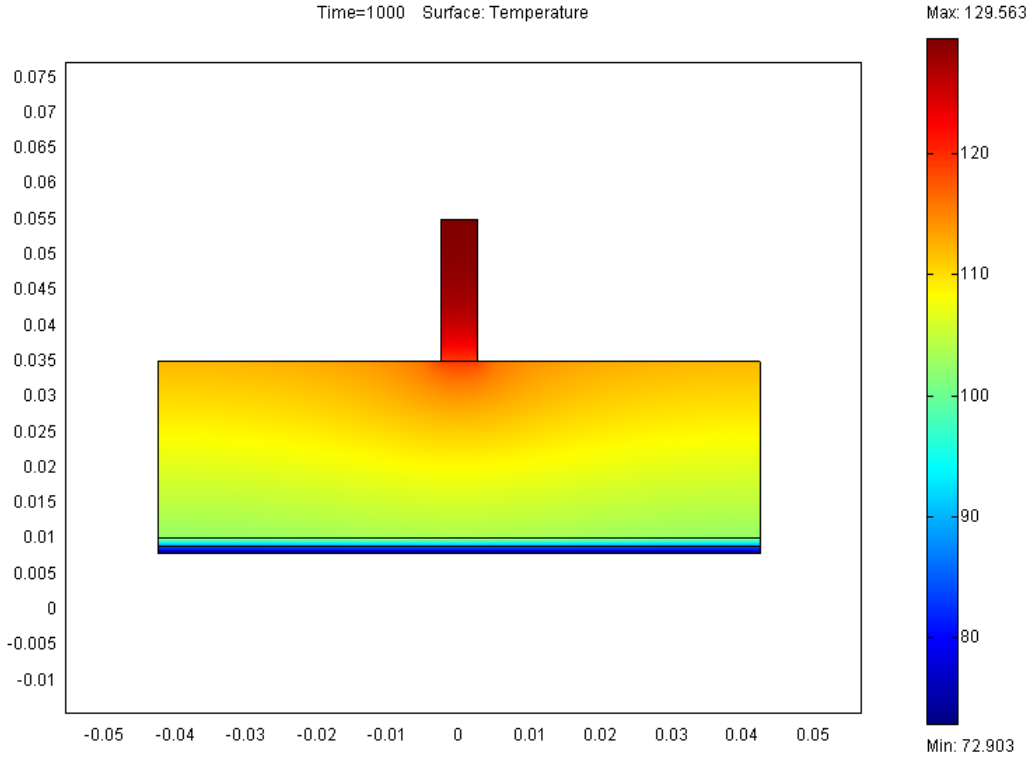
Temperaturprofil för ’40-10-10-50’



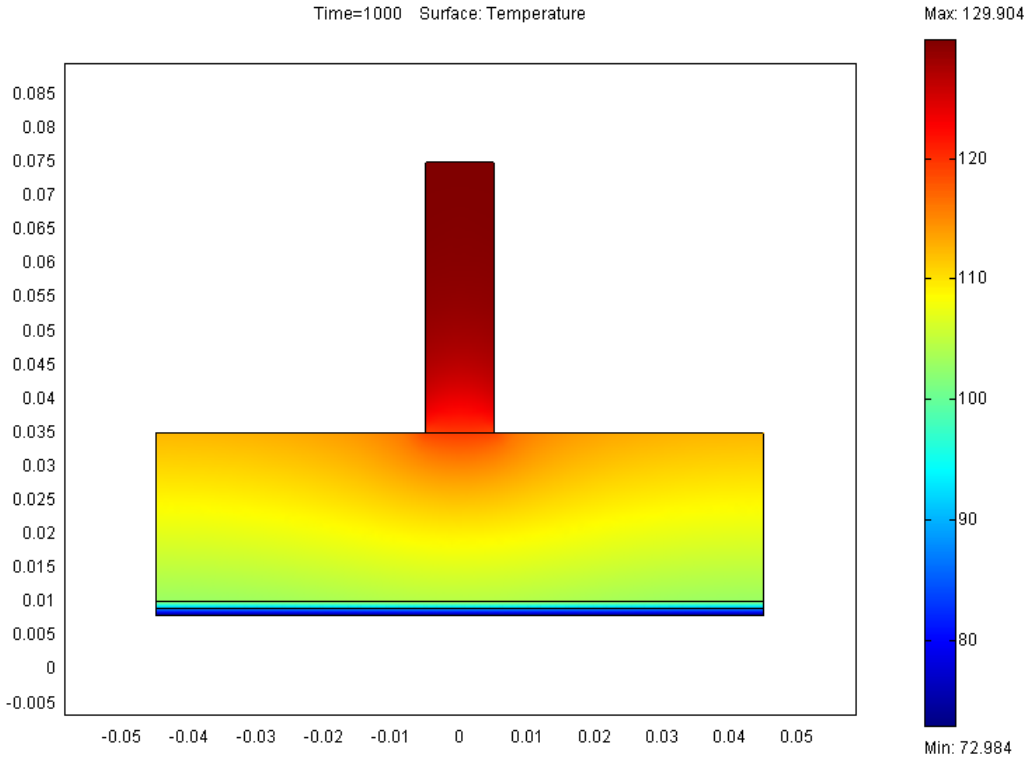
Temperaturprofil för ’40-20-10-50’



Temperaturprofil för ’80-20-10-50’



Temperaturprofil för ’80-20-5-50’



Temperaturprofil för ’80-40-10-50’

Värmeforsk är ett organ för industrisamverkan inom värmeteknisk forskning och utveckling. Forskningsprogrammet är tillämpningsinriktat och fokuseras på energi- och processindustriernas behov och problem.

Bakom Värmeforsk står följande huvudmän:

- Elforsk
- Svenska Fjärrvärmeföreningen
- Skogsindustrin
- Övrig industri

VÄRMEFORSK SAMARBETAR MED STATENS ENERGIMYNDIGHET



VÄRMEFORSK SERVICE AB
101 53 Stockholm
Tel 08-677 25 80
Fax 08-677 25 35
www.varmeforsk.se

Beställning av trycksaker
Fax 08-677 25 35

M6-635

Nr

Rubrik