

Slutrapport

Energimyndighetens titel på projektet – svenska

Design, optimering och tillverkning av högeffektiva värmeväxlare
tillverkade med 3D-printing

Energimyndighetens titel på projektet – engelska

Design, optimization and production of highly efficient 3D printed heat
exchangers

Organisation

KTH

Inst Energiteknik

100 44 Stockholm

Namn på projektledare

Björn Palm

Namn på eventuella övriga projektdeltagare

docent Sasan Dadbakhsh, Hamidreza Rastan

Nyckelord

Värmeväxlare, additiv tillverkning, 3D-printing

Förord

Detta projekt har utförts vid KTH och är ett samarbete mellan Institutionen för Energiteknik, Avdelningen för Tillämpad termodynamik och kylteknik (ETT), och Institutionen för Produktionsutveckling, Avdelningen för Tillverkning och mätsystem, (MLGA). Projektledare har varit professor Björn Palm (ETT). MLGA har representerats av docent Sasan Dadbakhsh, expert på additiv tillverkning. Projektet kom till stånd med hjälp av den mycket begåvade tidigare studenten vid ETT, Hamidreza Rastan, som varit behjälplig med råd rörande de numeriska simuleringarna.

Projektet har i sin helhet finansierats av Energimyndigheten.

Stockholm den 30 mars, 2025

Björn Palm

Innehållsförteckning

Sammanfattning	4
Summary	5
Inledning/bakgrund	6
Genomförande	7
Resultat	13
Diskussion	15
Publikationslista	17
Referenser, källor	18
Bilagor	19

Sammanfattning

Detta projekt behandlar utveckling, tillverkning och test av värmeväxlare tillverkade med additiv tillverkning, även känt som 3D-printing. Denna metod tillåter tillverkning av mycket komplexa geometrier som inte kan tillverkas med traditionella metoder. Därigenom blir det möjligt att utforma värmeväxlares kanaler för att uppnå bättre prestanda än vad som är möjligt med andra metoder.

I projektet har vi undersökt olika strukturer tillhörande familjen Triply Periodic Minimal Surfaces, TPMS. Dessa karakteriseras av mycket stor yta per volymenhet, samt mjukt formade kanaler där flödet ömsom delas upp, ömsom strömmar samman. Numeriska beräkningar av värmeövergång och tryckfall gjordes med programmet Star CCS+. Strukturer som gav goda resultat tillverkades därefter med additiv tillverkning och slutligen testades de tillverkade värmeväxlarna på labb för att verifiera de numeriska beräkningarna.

Resultaten visar att av de testade strukturerna gav Fischer Koch S de bästa resultaten. De numeriska resultaten bekräftades huvudsakligen av de experimentella testerna.

Undersökningen genomfördes med enfasströmning av vatten. Ursprungliga planer på att även undersöka prestanda vid kokning och kondensation var inte möjligt att genomföra på ett tillförlitligt sätt på grund av begränsningar i simuleringsprogrammet.

Summary

This project has focused on design, production and test of heat exchangers produced by additive manufacturing, also known as 3D-printing. This method allows production of very complex geometries which cannot be manufactured with traditional methods. Thereby it is possible to design the channels of the heat exchanger to reach better performance than what would be possible using other methods.

In the project we have investigated different structures belonging to the family of Triply Periodic Minimal Surfaces, TPMS. These structures are characterized by having very large surface area per unit volume, and softly shaped channels where the flow divides and comes together. Numerical calculations of heat transfer and pressure drop were done with the program Star CCS+. The structures which gave good results were then produced by additive manufacturing and finally the produced heat exchangers were tested in the lab to confirm the numerical simulations.

The results show that of the tested structures, the Fischer Koch S gave the best results. The numerical simulations were mainly confirmed by the experimental tests.

The investigation was done in single phase flow using water. The initial plan to also investigate the performance in flow boiling and flow condensation was not possible to perform in a trustworthy manner due to limitations in the simulation software.

Inledning/bakgrund

God värmeöverföring är en förutsättning för hög effektivitet i alla termodynamiska processer. Inte minst gäller detta värmepumpar, kylanläggningar, luftkonditioneringsanläggningar och liknande. För denna typ av installationer är energieffektiviteten, uttryckt som värmefaktor (COP1) eller köldfaktor (COP2), direkt en funktion av temperaturdifferensen mellan kondenseringstemperaturen och förångningstemperaturen. Oftast kan dessa godhetstal uppskattas som en faktor (ca 50%) av vad som är teoretiskt möjligt, vilket bestäms av Carnotprocessens värmefaktor eller köldfaktor, beräknade som $COP1 = T1 / (T1 - T2)$ respektive $COP2 = T2 / (T1 - T2)$, där temperaturerna ansätts i Kelvin. Eftersom temperaturdifferenserna i dessa processer normalt är relativt små, 40 – 80 grader, ger även en liten minskning av temperaturdifferensen mellan köldmediet och värmekällan (i förångaren) respektive mellan köldmediet och värmesänkan (i kondensorn) en märkbar förändring av värmefaktor eller köldfaktor. Som tumregel brukar man räkna med att en grads ökning av förångningstemperaturen ger 2 – 3% högre värmefaktor/köldfaktor. God värmeöverföring är alltså mycket viktig i dessa processer för att få god energieffektivitet.

Sedan länge har forskning och utveckling pågått för att förbättra värmeöverföringen i värmeväxlare. Detta görs ofta genom att förändra geometrin på värmeväxlarytorna, t.ex. genom olika typer av flänsar, genom att ge ytorna en ojämn struktur, genom att dela upp flödet i smalare kanaler, genom att störa flödet i gränsskiktet närmast ytan med hjälp av turbulatorer. Utförandeformerna har dock begränsats av vad som varit möjligt att tillverka. Värmeväxlarytor tillverkas ofta av kopparrör, dragna aluminiumprofiler eller stansade plattor. I alla dessa fall är det svårt eller omöjligt att skapa tredimensionella geometrier för flödeskanalerna. Sådana kanaler kan potentiellt förbättra värmeöverföringen och även möjliggöra betydligt mer kompakta värmeväxlare med god prestanda.

Additiv tillverkning, eller 3D-printing, är en relativt ny metod för att tillverka. Metoden innebär att geometrier byggs upp genom att tunna lager material byggs på successivt. Materialen kan vara polymerer eller metaller. Vid användning av metaller läggs ett tunt lager fint metallpulver på en basplatta, varefter pulverpartiklarna i lagret smälts samman med t.ex. laser i ett förutbestämt mönster. Därefter läggs ett nytt lager pulver, som smälts enligt ett något annorlunda mönster. Metoden medger uppbyggnad av mycket komplexa strukturer och lämpar sig utmärkt för att tillverka komplexa värmeväxlare som inte kan tillverkas med

konventionella metoder. Additiv tillverkning är en metod som är under snabb utveckling. Detta innebär att metoden kan användas med allt fler material, att allt finare/mindre strukturer kan tillverkas och att allt slätare ytor kan erhållas. Utvecklingen kan jämföras med den för digitala kameror, där upplösningen på bilderna ökat med tiopotenser de senaste 20 åren.

Detta projekt har genomförts som ett samarbete mellan två institutioner på KTH, Institutionen för Energiteknik, Avdelningen för Tillämpad termodynamik och kylteknik (ETT), och Institutionen för Produktionsutveckling, Avdelningen för Tillverkning och mätsystem, (MLGA). Genom samarbetet har kompetens om värmeöverföring och värmeväxlare kombinerats med kompetens om additiv tillverkning.

Projektet startades 1 juni 2019 och avslutades 28 februari 2025. Den långa projekttiden beror på oväntade personalförändringar vilket ledde till att projektet gick på sparklaga under viss del av projekttiden.

Genomförande

Arbetet har huvudsakligen följt beskrivningen i de arbetspaket som definierats i ansökan. En skillnad är dock att projektet inte kunnat genomföras med en doktorand. Detta är kopplat till att projektet är väsentligt försenat jämfört med den ursprungliga planen. Den person som utsetts till doktorand i projektet, och som även var involverad när projektet definierades, kunde av olika skäl i slutändan inte anställas. I detta skede var det tveksamt om tid och resurser skulle räcka till en annan doktorand att genomföra projektet. Vi valde då att istället anställa en forskningsingenjör för att arbeta med projektet. Detta har beskrivits i samband med begäran om förlängning av projektet.

Här följer en kortfattad redovisning av genomförandet. Mer detaljerade rapporter finns i bilagorna.

API Administration och litteraturundersökning:

Detta arbetspaket innefattar administrationen av projektet, från uppstart till slutredovisning, samt en litteraturgenomgång. Projektledaren, professor Björn Palm, har lett administrationen som i övrigt genomförts av institutionens administratörer vad gäller ekonomisk uppföljning etc.

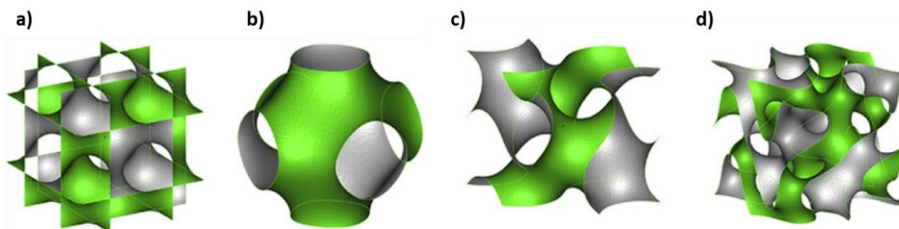
Litteraturundersökningen gjordes huvudsakligen i början av projektet för att tillse att all den senaste kunskapen vad gäller lämpliga geometrier och metoder för additiv tillverkning fanns tillgänglig. Litteraturstudien ledde till att valet av geometrier begränsades till en ”familj” av geometrier, så kallade Triply Periodic Minimal Surfaces, TPMS. Litteraturstudien gav också projektledaren grundläggande kunskaper om olika tekniker för additiv tillverkning, vilket ligger utanför projektledarens specialområde. Samarbetet med Institutionen för Produktionsutveckling inleddes också under denna inledande fas av projektet, och docent Sasan Dadbakhsh (SD), specialist på additiv tillverkning, knöts till projektet. Valet av tillverkningsteknik gjordes efter förslag från SD och baserades på bästa möjliga teknik tillgänglig vid institutionen.

AP2 Utveckling av geometrier, modellering av värmeöverföring och tryckfall, optimering

En forskarassistenttjänst utlystes för att finna en person med lämpliga förkunskaper för att genomföra modelleringen. Valet föll på en nyexaminerad Masters-student som i sitt examensarbete arbetat med simulering av värmeövergång och tryckfall i komplexa strukturer. Som verktyg vid simuleringarna användes Star-CCM+ som är ett av de mest avancerade programmen för denna typ av beräkningar. Simuleringarna gjordes på KTHs superdatorer. Trots stor beräkningskapacitet visade det sig svårt att simulera hela värmeväxlare. I stället valde vi att simulera en rad av de enhetsceller som strukturerna är uppbyggda av. Detta gav stabilare simuleringar och snabbare beräkningar vilket innebar att fler geometrier kunde undersökas. Modellerna kan sägas representera en ren motströms värmeväxlare, medan de fysiska värmeväxlarna hade ett visst mått av korsström, vilket var nödvändigt för att kunna skapa tillopp och utlopp för de två medieströmmarna. För bedömningen av bästa geometri hade detta dock ingen betydelse. Däremot kan resultaten från simuleringarna inte helt jämföras med laboratorieförsöken vad gäller tryckfall och utgående temperaturer.

Som redan nämnts beslutades efter litteraturstudien att fokusera på s.k. TPMS-strukturer. Dessa karakteriseras av att ha stor area per volymenhet, skapa mjuka vindlande kanaler som är sammanflätade så att flödet ofta fördelas och förs samman. Detta innebär att mjuka virvlar skapas, samt att gränsskikten invid ytorna bryts. Allt detta kan förväntas ge kompakta värmeväxlare med goda värmeöverföringsegenskaper, men måttligt tryckfall. Det finns flera olika typer av TPMS-strukturer, se figuren nedan, och flera av dessa testades i simuleringarna. Baserat på resultaten valdes ett fåtal ut för tillverkning med hjälp av additiv tillverkning. Arbetet med

de numeriska simuleringarna och val av strukturer finns beskrivet i detalj i Bilaga 1.



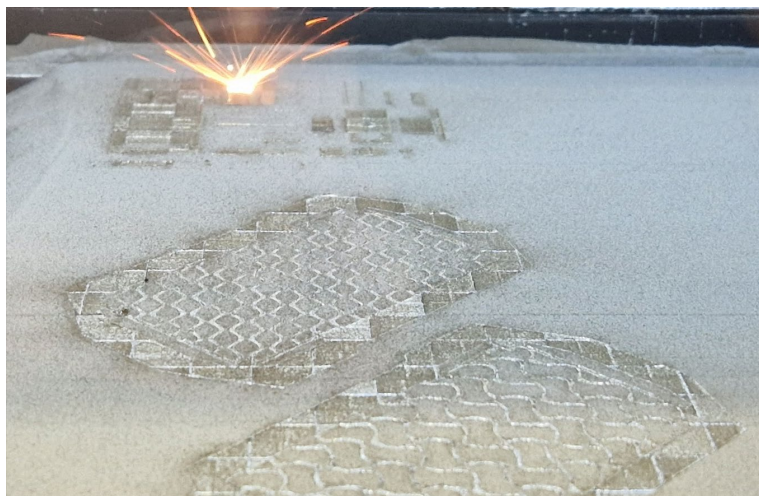
Figur 1: Exempel på TPMS-strukturer: a) Schwarz D (SD); b) Schwarz Primitive (SP); c) Schoen Gyroid (G); d) Fischer Koch S (FK)

Additiv tillverkning har vissa begränsningar som påverkade även valet av geometrier i de numeriska beräkningarna. Det viktigaste är upplösningen, dvs hur små strukturer som kan tillverkas. Detta påverkar valet av vägg tjocklek, vilken bör vara minst ca 1 mm. Orsaken är att det finns risk för porositeter i materialet efter tillverkning, och för en värmeväxlare är det naturligtvis absolut nödvändigt att väggen mellan de två flödena är tät. Begränsningen i vägg tjocklek innebär att om storleken på varje cell minskas så kommer en större andel av volymen upptas av det fasta materialet i väggarna. Av detta skäl är det inte självklart bättre att minska cellstorleken. Storleken blir i stället en kompromiss mellan att få in många celler och att få stor andel kanalvolym.

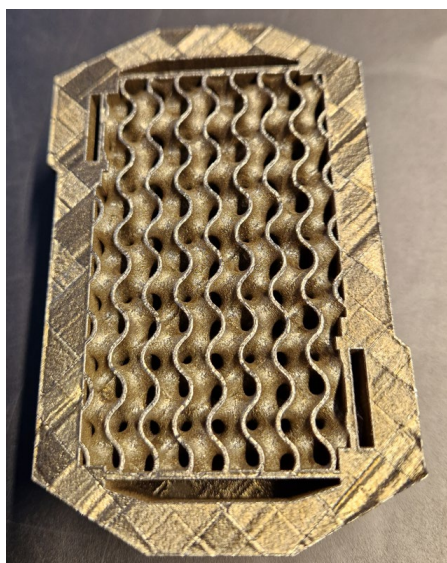
En annan begränsning är att strukturerna måste vara öppna så att överblivet metallpulver kan skakas ur strukturen efter tillverkning.

AP3 Tillverkning av värmeväxlare

Värmeväxlarna tillverkades med s.k. Laser-Powder Bed Fusion (L-PBF) vilket innebär att strukturen ”ritas upp” i ett tunt lager av metallpulver med hjälp av laser som smälter samman partiklarna. Efter att varje lager ritats färdigt läggs ett nytt lager metallpulver, vari ett något annorlunda mönster ritas upp och smälts samman med det som ritats upp tidigare, se Figur 2. Metoden kan användas med olika typer av metallpulver. I vårt fall använde vi rostfritt stål, SS 316L.



Figur 2: Utskrift av värmeväxlare i 3D-printern.



Figur 3: En av värmeväxlarna direkt från printern, efter att överblivet pulver skakats ur

Processen för tillverkning utgick från de modeller som ritats upp i modelleringsprogrammet. Dessa överfördes till ett CAD-format som kunde läsas av printern. I ett första försök tillverkades en värmeväxlare som var öppen både på översida och undersida. Detta för att säkert kunna få ur allt metallpulver efter tillverkningen. Den första prototypen visade sig ha minst ett hål i väggen mellan kalla och varma sidan på värmeväxlaren. I de följande prototyperna ändrades ritningen så att väggjockleken blev något större i kritiska punkter i hörnen. Dessutom byggdes strukturen upp utifrån en platta som printades som ett första steg. Detta innebar att värmeväxlarens undersida fick en fast vägg neråt, se exempel i Figur 3. På översidan placerades senare ett tätt lock. Som

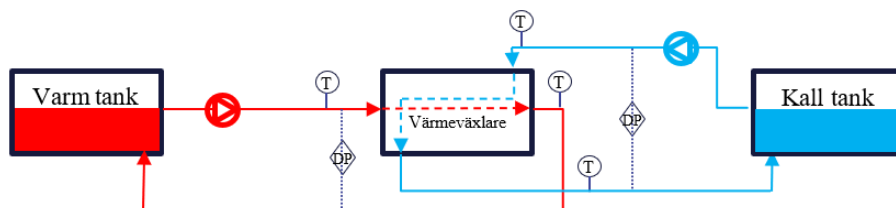
framgår av figuren blir ytorna inte släta. För att säkerställa att locket tätar mot värmeväxlaren planslipades ytan före testerna. Dessutom gjordes anslutningar överst och nederst i bilden, samt vid övre vänstra och nedre högra hörnet.

AP4 Doktorandkurser

Som beskrivits ovan kunde den utvalde doktoranden inte påbörja anställning på KTH. Detta berodde huvudsakligen på att personen i fråga inte hade rätt typ av visum, och att han av personliga skäl var förhindrad att återvända till hemlandet för att ansöka om ett nytt visum. Det var under lång tid osäkert om detta skulle kunna ordnas, vilket ledde till att projektet blev försenat. När det slutligen blev klart att han inte skulle kunna anställas på KTH sökte vi efter en annan person som var lämplig att utföra arbetet. Vid denna tidpunkt var det för kort tid kvar på det förlängda projektet för att en doktorand skulle kunna slutföra sina studier. Vi anställde därför en forskarasistent, Maria Xuan Celaya, som var intresserad av att påbörja doktorandstudier. Vår förhoppning var att kunna få medel för en fortsättning på projektet, och då anta Maria som doktorand. Vid projektets slut bestämde sig Maria för att gå till industrin i stället för att fortsätta studier på KTH. Eftersom ingen doktorand rekryterades till projektet så har heller inga doktorandkurser genomförts.

AP5 Experimentell verifiering

För att verifiera resultaten från de numeriska beräkningarna gjordes tester i en försöksuppställning enligt Figur 4. Systemet består av två tankar, en med varmt vatten och en med kallt vatten. Vattnet pumpas genom värmeväxlaren med pumpar med variabelt varvtal. Under mätningarna mäts temperaturen före och efter värmeväxlaren, volymflödena (syns ej i figuren) samt tryckfallet för båda flödena. Givarna är kopplade till en datalogger som är kopplad till en dator. Resultaten visas i realtid och lagras också till datorns minne.



Figur 4: Schematisk ritning över försöksuppställningen. DP, differenstryckgivare, T, temperaturgivare

Mätningar gjordes med flera olika flöden på varma och kalla sidan. För varje mätning bestämdes den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (*LMTD*) över värmeväxlaren, beräknad som.

$$LMTD = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \left[\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right]}$$

där ϑ_1 och ϑ_2 är temperaturdifferenserna mellan medierna vid varma sidans inlopp respektive utlopp. Från *LMTD* kunde värmeväxlarens *UA*-värde (produkten av värmegenomgångstal och värmeöverförande area) bestämmas utifrån den definierande ekvationen för *U*-värde

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD$$

där *Q* är den överförda effekten, beräknad som

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T$$

V är volymflödet av vatten, ρ vattnets densitet, *C_p*, vattnets specifika värmekapacitet och ΔT temperaturändringen på vattnet. Värmeväxlarens värmeöverförande yta *A* är känd från de numeriska beräkningarna, varför *U*-värdet lätt kunde bestämmas från *UA*-värdet.

Speciellt gjordes mätningar enligt den s.k. Wilson plot-metoden. Denna innebär att flödet av det ena mediet hålls konstant medan flödet av det andra mediet varieras. Därmed är värmemotståndet konstant på ena sidan, medan det varierar med flödet på den andra sidan. Genom att plotta totala värmemotståndet mot volymflödet på den sida där flödet varieras, upphöjt till en lämplig exponent, kan ett linjärt samband erhållas, vilket ger värmemotståndet på de två mediesidorna. I detta fall är kanalerna lika på båda sidor, varför värmemotståndet också förväntas vara ungefär lika. Viss skillnad kan dock förväntas eftersom ena flödet går rakt genom strukturen, medan det andra flödet har in- och utlopp på sidan av värmeväxlarens två ändar.

AP6 Redovisningar och publiceringar

Resultatet av projektet har redovisats i flera olika sammanhang både muntligt och skriftligt.

- Projektet presenterades vid ett Thermo-seminarium i juni 2024

- Projektet har presenterats vid flera möten och seminarier på KTH, där institutionens forskning presenterats.
- Under projektets gång har projektledaren handlett en examensarbetare. Detta arbete ligger utanför projektet, men har ändå bidragit till att höja kvaliteten på projektets resultat, bland annat eftersom examensarbetaren efter examen anställdes som forskarassistent i projektet.
- Projektet har delredovisats till Energimyndigheten under projektets gång i enlighet med myndighetens direktiv.
- Till denna formella projektredovisning fogas två bilagor, varav den första är en fristående rapport om den numeriska simuleringen. Denna kan läsas separat för den som är intresserad av ämnet.
- Resultatet förväntas att publiceras inom det närmaste året i en teknisk populärvetenskaplig artikel i tidningen Kyla & Värmepumpar.
- Resultatet förväntas också ligga till grund för en vetenskaplig artikel inom det närmaste året.

Resultat

Projektet har visat att det är möjligt att tillverka värmeväxlare med hjälp av additiv tillverkning (3D-printing). Tillverkningstekniken har dock visat sig ha vissa begränsningar som gör att det i dagsläget knappast är rimligt att använda metoden kommersiellt för värmeväxlare i värmepumpar och kylanläggningar. Orsakerna är flera:

- Tillverkningskostnaden är fortfarande betydligt högre än för andra tillverkningsmetoder. Även om tekniken utvecklas kommer det sannolikt att dröja åtskilliga år innan relationen mellan pris och prestanda blir sådan att dessa värmeväxlare kan konkurrera.
- Metoden att bygga värmeväxlaren i mycket tunna skikt innebär att tillverkningen tar lång tid. För ett givet produktionsflöde krävs därför ett större antal maskiner än för andra tillverkningsmetoder, vilket sannolikt innebär att priset för värmeväxlare tillverkade med additiv tillverkning kommer fortsätta att vara högre än för andra metoder.

- Tillverkningsmetoden har fortfarande vissa tekniska brister som skulle kunna förbättras:
 - Upplösningen i printningen ger råa ytor, vilket är en nackdel då det ökar strömningsmotståndet.
 - Den relativt låga upplösningen innebär också att väggjockleken för värmeväxlarna blir större än vad som kan erhållas med t.ex. plattvärmeväxlare. Vikten av den färdiga värmeväxlaren blir därmed inte nödvändigtvis lägre än för kompakta värmeväxlare som redan finns på marknaden.
 - Sammansmältning av metallpulver kan ge en porös struktur som potentiellt kan ge läckage, speciellt om väggjockleken är mycket tunn.
 - Det finns begränsningar i hur stora värmeväxlare som kan tillverkas. Storleken begränsas av hur stor kammare 3D-printern har.

Trots dessa tillkortakommanden kan det konstateras att additiv tillverkning redan används för tillverkning av värmeväxlare för speciella tillämpningar, t.ex. rymd- och flygindustrin, men även för kylning av komponenter i gasturbiner. Det är sannolikt att tekniken kommer att utvecklas så att den med fördel även kan användas inom andra områden där höga prestanda är viktigt, men priset inte avgörande.

De numeriska beräkningarna har visat att strukturer tillhörande klassen TPMS har potential att ge mycket kompakta värmeväxlare med måttligt tryckfall. Inom projektet har vi jämfört några olika sådana strukturer, nämligen Fischer Koch S, Schwarz Diamond and Schoen Gyroid och kan konstatera att den typ av dessa tre som har bäst förutsättningar att ge goda prestanda är Fischer Koch S. Det visade sig inte möjligt att modellera hela värmeväxlare, trots god tillgång till beräkningskapacitet. I stället gjordes simuleringarna för en rad med enhetsceller med samma längd som de tillverkade värmeväxlarna. Detta gör att resultaten inte kan jämföras i absoluta tal, men däremot gäller ändå jämförelsen mellan de olika strukturerna. En detaljerad redogörelse för de numeriska beräkningarna och deras resultat återfinns i bilaga 1.

De tillverkade värmeväxlarna har testats i en försöksuppställning på Institutionen för Energitekniks Granryd-laboratorium. Avsikten med dessa

mätningar var att verifiera resultaten från de numeriska beräkningarna. Mätresultaten finns samlade i bilaga 2. Som en generell slutsats gäller att mycket höga värmeegenomgångstal erhålls med dessa värmeväxlare, oavsett struktur. De experimentella resultaten verifierar i huvudsak de numeriska beräkningarna.

Vad gäller måluppfyllelse finns ett par avvikelser jämfört med ansökan.

- Som redan nämnts har projektet genomförts utan någon doktorand engagerad. Istället har arbetet genomförts av en forskarassistent under ledning av projektledaren.
- I ansökan anges att värmeväxlare ska utvecklas även för att användas som förångare och kondensor. De tillverkade värmeväxlarna har dock inte kunnat testas för dessa applikationer, varken i de numeriska beräkningarna eller vid labb-försök. Det är därmed inte möjligt att fastställa om de uppställda målen vad gäller ökning i prestanda har uppnåtts eller ej. Vad gäller de numeriska beräkningarna finns fortfarande inte bra modeller för att i detalj följa fasgränser, dvs gränssytorna mellan vätska och gas. Istället kan man använda modeller med förenklade antaganden om tvåfasflödets sammansättning och egenskaper. I vårt arbete prioriterade vi modellering av enfasflöde, och eftersom detta visade sig svårare än förväntat, som nämnts ovan, så beslutades att inte försöka genomföra de betydligt mer avancerade beräkningarna på förenklade modeller av tvåfasflöde. Generellt gäller att det finns en koppling mellan värmeövergången med tvåfasströmning och enfasströmning. För flödande förångning utnyttjas ofta enfas-korrelationer som en del av beräkningsgången för värmeövergång och tryckfall. De goda resultaten för undersökta geometrier som visats för enfas-strömning kan därför förväntas ge goda resultat även vid flödande kokning. Vid kondensation är dock sambandet inte lika självklart.

Diskussion

En diskussion om tillverkningsteknikens möjligheter och begränsningar har redan getts under rubriken Resultat. Sammanfattningsvis är additiv tillverkning (3D-printing) en metod som har potential att användas för mycket komplexa strukturer, vilka kan ge mycket goda prestanda. Metoden är dock dyr och kommer sannolikt att fortsätta vara dyr jämfört

med andra tillverkningsmetoder även i framtiden. Det är ännu för tidigt att förutsäga om metoden kan komma att användas för annat än mycket speciella applikationer, som rymd- eller flygindustrin.

Simulering av tvåfasflöden med värmeövergång (förångning / kondensation) är fortfarande en utmaning och inga tillförlitliga numeriska beräkningsprogram som beskriver flödet i detalj finns ännu tillgängliga. De förenklade metoder som finns tar inte hänsyn till komplexiteten i det verkliga flödet.

Även om de TPMS-strukturer som undersöktes gav goda prestanda kan det mycket väl hända att det för tvåfasflöde finns andra strukturer som skulle vara bättre, speciellt för kondensation. Man kan t.ex. tänka sig strukturer där gas och vätska åtskiljs för att maximera värmeövergången, eller där kanaltvärsnittet ändras längs värmeväxlaren vartefter ånghalten förändras. På grund av de komplicerade fysikaliska fenomenen i tvåfasströmning tror vi att sådana geometrier måste utvecklas delvis genom labbtester av olika tänkbara geometrier.

Även om projektmålen inte helt uppfylldes i detta projekt vill vi peka på vikten av att fortsätta forskning kring värmeöverföring vid tvåfasströmning. För att stoppa klimatkrisen krävs att vi slutar använda fossila bränslen. Detta innebär att framtidens energisystem är baserat på el från förnybara energikällor och kärnkraft. Elektrifieringen kommer att innebära en mycket kraftig ökning av antalet värmepumpar, speciellt i ett globalt perspektiv. Värmepumpar kommer i framtiden också att användas i industriella processer där bränslen idag används. Det varmare klimatet gör också att kylanläggningar kommer att användas i allt större omfattning. I alla dessa anläggningar är energieffektiviteten beroende av temperaturdifferensen i förångare och kondensator. Generellt kan sägas att värmefaktorn eller köldfaktorn kan förväntas öka med 2 – 3% för varje grads minskning av temperaturdifferensen mellan kondenserings- och förångningstemperaturen! Det bör vara möjligt, med bra utformning av värmeväxlarna, att i framtiden minska temperaturdifferensen med flera grader och öka energieffektiviteten med omkring 10%. Detta visar vikten av fortsatt forskning kring värmeväxlare och värmeöverföring.

Publikationslista

Celaya, M. X., 2024, Performance Evaluation of Fischer Koch Geometry Compared to Other Triply Periodic Minimal Surfaces for Heat Transfer Applications, Rapport, Inst Energiteknik, KTH (se bilaga 1)

Celaya, M. X., 2023, Study of Triply Periodic Minimal Surfaces for Heat Transfer Applications, MSc. in Energy Technologies, Uppsala Universitet,

Följande publikationer skrevs av den tilltänkte doktoranden och är huvudsakligen resultat av arbete som utfördes innan projektet påbörjades.

Rastan, H., Abdi, A., Hamawandi, B., Ignatowicz, M., Meyer, J.P., Palm, B., 2020, Heat transfer study of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, v. 161, p. 129271, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120271>

Rastan, H., 2019, 'Investigation of the heat transfer of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers', Examensarbete, KTH Royal Institute of Technology, 2019.

Rastan, H. et al., 2019, Heat Transfer Investigation of an Additively Manufactured Minichannel Heat Exchanger, *Proceedings of the ASME 2019 17th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels*.

Rastan, H., Ameel, T., and Palm, B., Parametric Study of Vortex Generator Effects in an Additive Manufactured Minichannel Heat Exchanger, *Proceedings of the ASME 17th ASME International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels (ICNMM 2019)*, 2019.

Referenser, källor

Se Bilaga 1, där den numeriska delen av projektet beskrivs mer i detalj.
Denna innehåller ett stort antal referenser.

Bilagor

Bilaga 1: Rapport över numeriska simuleringar,

Celaya, M. X., 2024, Performance Evaluation of Fischer Koch Geometry Compared to Other Triply Periodic Minimal Surfaces for Heat Transfer Applications, Rapport, Inst Energiteknik, KTH

Bilaga 2: Resultat från laboratoriemätningar.

Bilaga 1

Performance Evaluation of Fischer Koch Geometry Compared to Other Triply Periodic Minimal Surfaces for Heat Transfer Applications

Kungliga Tekniska Högskolan – Department of Energy Technology

Maria Xuan CELAYA GRANADOS

Abstract

In the pursuit of enhancing heat exchanger efficiency, a number of heat transfer-enhancing strategies are employed. The conventional techniques encompass surface vibrations, microchannels, and incorporation of vortex generators. Furthermore, novel solutions are being explored, taking advantage of other relevant improvements in the engineering field. The investigation of Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS) represents a relatively recent development and offers a passive and efficient approach to enhancing heat transfer performance.

The Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS), distinguished by their lattice structures, offer a novel prospect for heat transfer applications. Notable TPMS configurations, including Schwarz Diamond, Schoen Gyroid, and Fischer Koch, demonstrate potential due to their thermo-hydraulic characteristics. TPMS exhibits a high convection phenomenon due to its geometric attributes, namely great compactness (a large surface-area-to-volume ratio) and tortuosity, which promote fluid mixing and turbulency. The representative periodic structures devoid of sharp edges of TPMS result in low hydrodynamic resistance and small pressure losses. In addition to their thermo-hydraulic attributes, TPMS are positioned as robust candidates for high-pressure and high-temperature environments. The integration of TPMS into heat exchangers offers substantial advantages over traditional counterparts due to their enhanced heat transfer performance and reduced pressure drop.

This study centres on the comparative analysis of three TPMS geometries—Fischer Koch S, Schwarz Diamond and Schoen Gyroid—to discern their performance in heat transfer applications. The study was conducted by simulating the three TPMS cells at varying mass flow rates and analysing the obtained thermal and hydraulic data, which was obtained using the *Star-CCM+* Computational Fluid Dynamics software.

The findings indicate that the Fischer Koch S cell exhibits superior performance compared to the other two geometries. The results suggest that TPMS structures represent a promising avenue for developing more efficient heat exchangers, particularly for space-compromised applications.

Contents

1.	Introduction	1
2.	Theoretical background	3
2.1.	Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS)	3
2.2.	Additive manufacturing	9
3.	Numerical simulation	12
3.1.	Study description	12
3.2.	Geometry modelling	15
3.3.	Geometry clean-up	15
3.4.	Simulation setup	20
3.4.1.	Boundary conditions	20
3.4.2.	Mesh	22
3.4.3.	Processing	25
4.	Results	27
4.1.	Heat transfer coefficient	27
4.2.	Friction factor	29
4.3.	Temperature and flow distribution	31
4.4.	Numerical results	39
4.5.	Flat Plate Heat Exchanger calculations	39
5.	Conclusions	41
	References	43

Abbreviations

3D	Three Dimensional
AM	Additive Manufacturing
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CHT	Conjugate Heat Transfer
CPU	Central Processing Unit
CW	Cold Water
EBM	Electron Beam Melting
FEM	Finite Element Method
FK	Fischer Koch S
FPHX	Flat Plate Heat Exchanger
G	Schoen Gyroid
GPU	Graphics Processing Unit
HPC	High Performance Computing
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
HW	Hot Water
HX	Heat Exchanger
KTH	Kungliga Tekniska Högskolan
NTU	Number of Transfer Units
RAM	Random Access Memory
REV	Representative Elementary Volume
RMS	Root Mean Square
S	Solid
SS	Stainless Steel
SD	Schwarz D
SLM	Selective Laser Melting
SP	Schwarz Primitive
TPMS	Triply Periodic Minimal Surfaces
VG	Vortex Generators

Nomenclature

α	Overhang angle [°]
A_0	Surface area, where $A_0 = N_p w b$ [m ²]
A_s	Surface area [m ²]
A_T	Total heat transfer area in a heat exchanger [m ²]
b	Distance between plates in a Flat Plate Heat Exchanger (FPHX) [m]
C_{min}	Lowest heat capacity [W K ⁻¹]
C_r	Relation between lowest and highest heat capacity [W K ⁻¹]
c	Offset parameter
c_p	Specific heat capacity [J kg ⁻¹ K ⁻¹]
d_h	Hydraulic diameter [m]
D_p	Port diameter in a FPFX [m]
ε	Effectiveness of the heat exchanger
f_D	Darcy's friction factor
ϕ_{FK}	Fischer Koch S's level set equation
ϕ_G	Schoen Gyroid's level set equation
ϕ_{SD}	Schwarz Diamond's level set equation
ϕ_{SP}	Schwarz Primitive's level set equation
G	Fluid mass velocity in the core of a FPFX [kg m ⁻² s ⁻¹]
G_p	Fluid mass velocity in the port of a FPFX [kg m ⁻² s ⁻¹]
h	Convection heat transfer coefficient [W m ⁻² K ⁻¹]
k	Thermal conductivity [W m ⁻¹ K ⁻¹]
κ	Von Karman constant
L	Length [m]
L_c	Characteristic length [m]
\dot{m}	Mass flow rate [kg s ⁻¹]
μ	Dynamic viscosity [kg m ⁻¹ s ⁻¹]
μ	Dynamic viscosity in the wall of a FPFX [kg m ⁻¹ s ⁻¹]
Nu	Nusselt number
N_p	Number of fluid passes in a FPFX
Pr	Prandtl number
q	Heat flux [W m ⁻²]
\dot{Q}_{conv}	Heat transferred by convection [W]
ρ	Density [kg m ⁻³]
Re	Reynolds number

S_A	Surface area [mm ²]
t	Thickness of the plates in a FPHX [m]
T	Temperature [K] or [°C]
$T_{c,in}$	Inlet temperature of the cold fluid side [K] or [°C]
$T_{h,in}$	Inlet temperature of the hot fluid side [K] or [°C]
T_s	Surface temperature [K] or [°C]
T_∞	Bulk fluid temperature [K] or [°C]
U	Overall heat transfer coefficient [W m ⁻² K ⁻¹]
V	Volume [m ³]
v	Volume-averaged fluid velocity [m s ⁻¹]
w	Width of the plates in a FPHX [m]
Δp	Pressure drop across the cell [Pa]
ΔP_{core}	Pressure drop in the core of a FPHX [Pa]
ΔP_{port}	Pressure drop in the ports of a FPHX [Pa]

Units

°	Degree
°C	Degree Celsius
%	Percentage
g	Gram
GB	Gigabyte
GHz	Gigahertz
h	Hour
J	Joule
K	Kelvin
kg	Kilogram
m	Metre
m ²	Square metre
m ³	Cubic metre
mm	Millimetre
mm ²	Square millimetre
mm ³	Cubic millimetre
Pa	Pascal
s	Second
W	Watts

List of Figures

Figure 1. TPMS-based shell counterflow heat exchanger [2].	1
Figure 2. TPMS unit-cells and periodic structures: a) Gyroid (G) unit cell; b) Schwarz Diamond (SD) unit cell; c) Schwarz Primitive (SP) unit cell; d) G lattice; e) SD lattice; f) SP lattice [4].	3
Figure 3. Examples of TPMS: a) Solid-TPMS; b) Sheet-TPMS [5].	4
Figure 4. Sheet-gyroid unit cell showing two equivalent domains [9].	5
Figure 5. a) Solid-TPMS creation; b) Sheet-TPMS creation [1].	5
Figure 6. Tortuosity representation in a solid-gyroid cell, yellow line showing the fluid's pathway and red line showing the straight path between the ends [12].	6
Figure 7. Surface area, S_A , of sheet-gyroid cells in a REV: a) 1 cell of 2 mm periodic length; b) 8 gyroid cells of 1 mm periodic length [4].	7
Figure 8. TPMS HX thermal-hydraulic performance comparison: (a) Nusselt number vs. inlet Reynolds number; (b) Friction factor vs. inlet Reynolds number [6].	8
Figure 9. a) FK and SD unit cells manufactured in copper; b) FK-based HX manufactured in stainless steel.	9
Figure 10. Additively manufactured elements: a) Overhang angle representation; b) Overhanging element with supporting structures [29].	11
Figure 11. Workflow followed in the project.	12
Figure 12. 7x4x2 cells FK lattice structure.	13
Figure 13. Frontal view of TPMS cells showing the hydraulic diameter: a) FK cell; b) SD cell; c) G cell.	14
Figure 14. Rough cells: a) FK; b) SD; c) G.	16
Figure 15. Polished cells: a) FK; b) SD; c) G.	16
Figure 16. Cold water volume of TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.	17
Figure 17. Hot and cold water volumes of TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.	17
Figure 18. Hot and cold water volumes and TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.	17
Figure 19. One cell design: a) FK; b) SD; c) G.	18
Figure 20. Seven-cell designs: a) FK; b) SD; c) G.	19
Figure 21. TPMS-based HX: a) FK-based; b) SD-based; c) G-based; d) FPHX.	20

Figure 22. Final mesh for FK seven cells laminar.	24
Figure 23. Final mesh for SD cell in laminar flow.	24
Figure 24. Final mesh for G cell in laminar flow.....	25
Figure 25. Inlet and outlet planes of the TPMS cell.	25
Figure 26. Seven-cell TPMS thermal performance comparison, Heat transfer coefficient vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.	28
Figure 27. TPMS hydraulic performance comparison, Friction factor vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.	29
Figure 28. TPMS hydraulic performance comparison, Pressure drop vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.	30
Figure 29. TPMS hydraulic performance comparison, Velocity vs. volumetric flow: a) Hot water; b) Cold water.	30
Figure 30. Cross-sections across the TPMS cells.	31
Figure 31. TPMS temperature difference between the inlet and outlet of the cell, Temperature difference vs Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.	32
Figure 32. Temperature map of the TPMS cells at 0.00125 kg/s: a) FK; b) SD 10 mm; c) SD 11.75 mm; d) G 10 mm; e) G 13 mm.	32
Figure 33. Temperature map of the TPMS cells at 0.02 kg/s: a) FK; b) SD 10 mm; c) SD 11.75 mm; d) G 10 mm; e) G 13 mm.	36

List of Tables

Table 1. Equations for common TPMS [6].	4
Table 2. Summary of the studied TPMS unit cells.....	14
Table 3. Thermo-physical properties of 316L SS and distilled water [35],[36].	21
Table 4. Mesh parameter conditions for mesh validity [41].	23
Table 5. Cross-section temperature map for TPMS cells at 0.00125 kg/s. ...	34
Table 6. Cross-section velocity map for TPMS cells at 0.00125 kg/s.	35
Table 7. Cross-section temperature map for TPMS cells at 0.02 kg/s.	37
Table 8. Cross-section velocity map for TPMS cells at 0.02 kg/s.	38

1. Introduction

Heat transfer enhancement mechanisms are crucial for the improvement of heat exchangers (HX) performance and efficiency. These mechanisms are categorised into active, which involve the application of external forces or energy inputs, and passive methods, which rely on geometric modifications or surface extensions [1].

Among the available techniques for heat transfer enhancement, Triply Periodic Minimal Surface (TPMS)-based heat exchangers have gathered substantial attention due to their great compactness, high heat transfer performance, and low-pressure drops. These attributes grant TPMS-based HXs a particularly promising prospect within the heat transfer domain. These HXs integrate TPMS in the interior, which will endow the HX with the aforementioned characteristics.

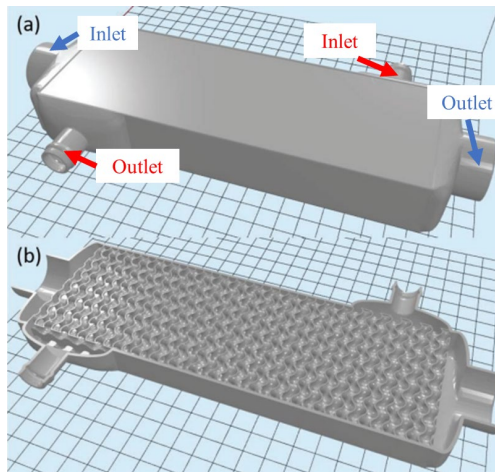


Figure 1. TPMS-based shell counterflow heat exchanger [2].

The objective of this research is to analyse and compare the performance of the most commonly used TPMS in heat transfer applications. The following TPMS will be considered: Fischer Koch S (FK), Schwarz Diamond (SD) and Schoen Gyroid (G). Furthermore, the thermal and hydraulic performance of the TPMS will be compared to that of a Flat Plate Heat Exchanger (FPHX). In addition to the numerical simulations, a TPMS-based HX is manufactured at Kungliga Tekniska Högskolan (KTH) for the purpose of experimental pro-

cedures and comparing the resulting testing data with the numerical simulations. This allows for the validation of the numerical simulations and the determination of their reliability.

The numerical analysis of the project is conducted using the commercial software Star-CCM+, with the objective of investigating the fluid behaviour and the heat transfer processes within the geometries. The research is divided into three principal phases, each of which analyses both laminar and turbulent flow:

1. A study of TPMS unit cells in a counterflow configuration is presented.
2. A simulation comprising seven units was conducted.
3. The entire TPMS-based HX is subjected to simulation.

It is noteworthy that the actual report is based on the previous TPMS study conducted for a master's thesis ([*Study of TPMS for Heat Transfer Applications*](#)), in which TPMS base cell analysis was performed. The current project and report have been developed with reference to the following sources:

- Literature research
- Boundary conditions
- Mesh convergence study

2. Theoretical background

The current report requires a basic understanding of various topics related to heat transfer and manufacturing processes. This section aims to explain these topics to provide readers with a deeper understanding of the subject.

2.1. Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS)

Over the past few years, new heat transfer improvement mechanisms have been researched in an effort to continuously increase heat exchanger performance. The integration of vortex generators (VG) into fluid channels [3] and the development of Triply Periodic Minimal Surfaces are of particular interest. TPMS, a class of differential surfaces called minimal surfaces, present a promising and effective passive approach for enhancing heat exchanger performance.

TPMS are lattice structures characterised by a periodic arrangement of points spanning three dimensions, thus forming a grid-like structure. Their elemental cell is embedded in a cubic volume, and by stacking multiple cells together, a larger component can be generated.

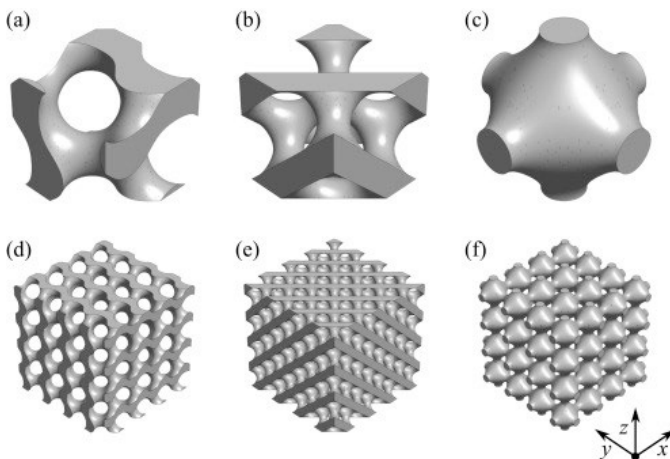


Figure 2. TPMS unit-cells and periodic structures: a) Gyroid (G) unit cell; b) Schwarz Diamond (SD) unit cell; c) Schwarz Primitive (SP) unit cell; d) G lattice; e) SD lattice; f) SP lattice [4].

Numerous types of TPMS are commonly considered for heat transfer applications, including Schwarz Diamond (SD), Schoen Gyroid (G), Schwarz Primitive (SP), and Fischer Koch S (FK).

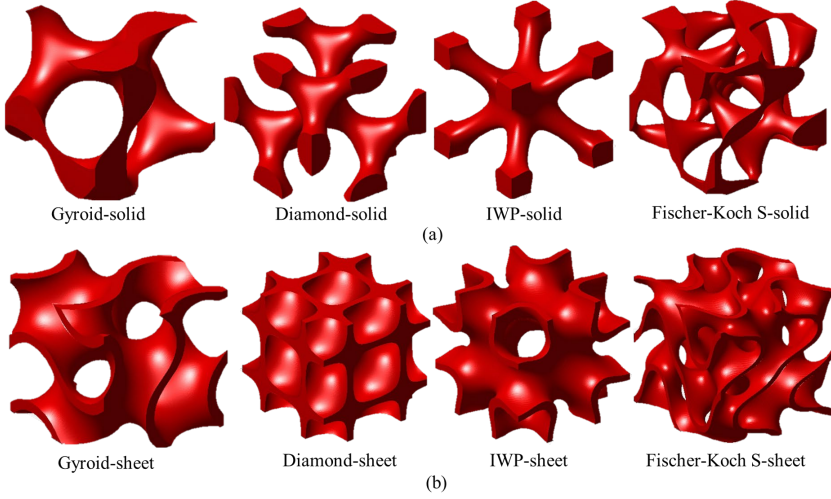


Figure 3. Examples of TPMS: a) Solid-TPMS; b) Sheet-TPMS [5].

TPMS geometries are constructed using mathematical equations, making the design straightforward. Each surface has unique geometries, which will affect their suitability for heat transfer applications.

Table 1. Equations for common TPMS [6].

TPMS cell	Equation
Schwarz Primitive	$\phi_{SP} \equiv \cos(X) + \cos(Y) + \cos(Z) = c$
Gyroid	$\phi_G \equiv \sin(X)\cos(Y) + \sin(Y)\cos(Z) + \sin(Z)\cos(X) = c$
Schwarz D	$\phi_{SD} \equiv \cos(X)\cos(Y)\cos(Z) + \sin(X)\sin(Y)\cos(Z) + \sin(X)\cos(Y)\sin(Z) + \cos(X)\sin(Y)\sin(Z) = c$
Fischer Koch S	$\phi_{FK} \equiv \cos(2X)\sin(Y)\cos(Z) + \cos(X)\cos(2Y)\sin(Z) + \sin(X)\cos(Y)\cos(2Z) = c$

Table 1 presents the TPMS equations for each TPMS cell. When the level-set equation is calculated at $c=0$, zero offset parameter, the iso-surfaces divide the space into two equivalent domains [7]. In scenarios where different fluids are required, a non-zero offset value is appropriate, as it creates non-equal hydraulic diameters within each domain [8]. Figure 3 illustrates the representation of a TPMS as either a sheet or solid structure. In contrast to solid TPMS, sheet-type TPMS partition the space into two interpenetrating yet separate domains, thereby accommodating dual fluid streams [7]. Furthermore, sheet-type TPMS enable a greater surface-area-to-volume ratio than solid-TPMS.

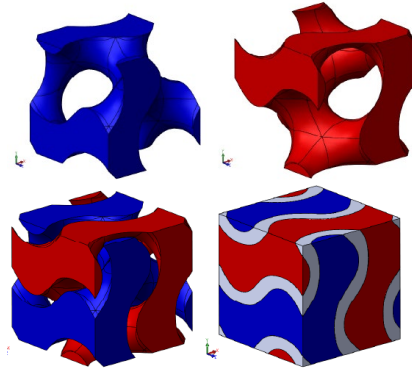


Figure 4. Sheet-gyroid unit cell showing two equivalent domains [9].

Solid-type TPMS are created by solidifying either of the volumes bounded by the surface so that $\phi > c$ or $\phi < c$, as shown in *Figure 5*. Conversely, the sheet-network configuration is achieved through the thickening of the surface. This is accomplished by offsetting the surface in two opposite directions and solidifying the volume enclosed by the offset surfaces, $c \leq \phi \leq c$ [1].

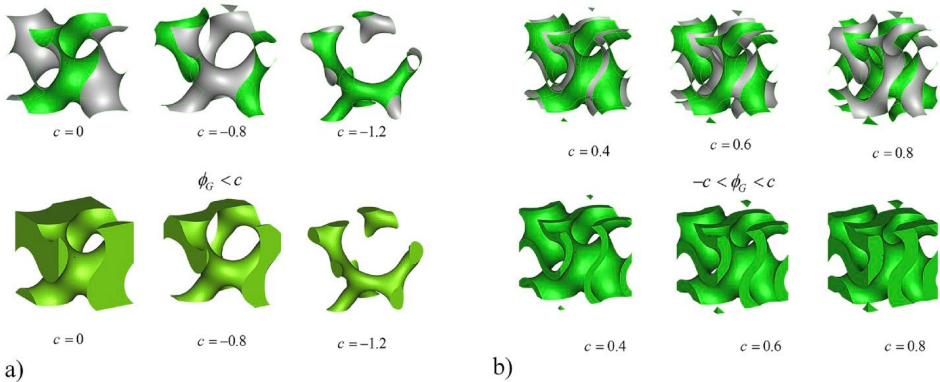


Figure 5. a) Solid-TPMS creation; b) Sheet-TPMS creation [1].

TPMS represent a passive technique for heat transfer enhancement, characterised by periodic structures and a lack sharp edges. This results in low hydrodynamic resistance and pressure drop, while maintaining a high heat transfer coefficient [1]. The main advantages are:

- High heat transfer coefficient:**

Tortuosity, defined as a measure of the deviation of a pathway from the straight path between the ends [10], creates complex flow patterns that contribute to improved heat transfer rates. A tortuous path leads to a disturbed flow, causing greater interaction between different fluid layers, thus promoting fluid mixture. Furthermore, abrupt changes in cross-sectional area, characteristic of TPMS, promote turbulence [11]. These traits facilitate the generation of a

turbulent flow at a lower Reynolds number compared to less tortuous geometries, thereby enhancing heat transfer.

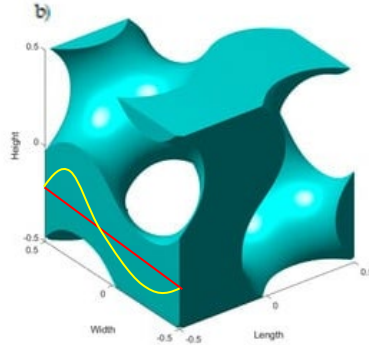


Figure 6. Tortuosity representation in a solid-gyroid cell, yellow line showing the fluid's pathway and red line showing the straight path between the ends [12].

2. Increased surface area and compactness:

The geometry intricacies inherent to TPMS allow for a greater surface-area-to-volume ratio than conventional HXs, enhancing heat transfer [13]. Femmer et al. [14] corroborated that the Nusselt number of TPMS geometries – parameter correlating convection and conduction in the fluid – is higher than that of plate and tube HXs. It is important to note that the surface area of a cell is inversely proportional to the cell size. The smaller the periodic length, i.e., the length of the unit cell, to fill a specific volume, the higher the surface area. *Figure 7* shows a cubical volume of 2 mm in length filled with a sheet-gyroid unit cell of a periodic length of 2 mm, in which the surface area is smaller than that of the same volume filled with eight cells of 1 mm of periodic length. The surface-area-to-volume ratio for the one-cell configuration, considering the Representative Elementary Volume (REV), which is taken as a cube of 2 mm in length, is $S_A/V=3.09 \text{ mm}^2/\text{mm}^3$, while for the eight cells is double, $6.18 \text{ mm}^2/\text{mm}^3$. The surface-area-to-volume ratio for one SD cell of 2 mm periodic length is $4.06 \text{ mm}^2/\text{mm}^3$, and for FK, $5.83 \text{ mm}^2/\text{mm}^3$.

TPMS provide a relatively large surface area within a given volume [6], which is especially advantageous within spatially limited or weight-constrained applications. As stated previously, FK cells display higher compactness than SD and G.

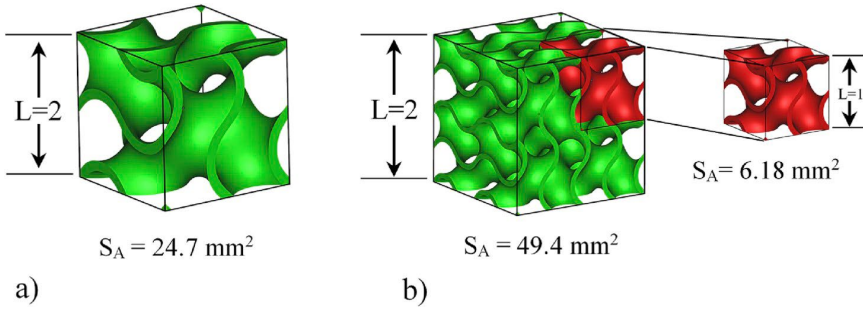


Figure 7. Surface area, S_A , of sheet-gyroid cells in a REV: a) 1 cell of 2 mm periodic length; b) 8 gyroid cells of 1 mm periodic length [4].

3. Low pressure drop:

The smooth surfaces and edges of TPMS geometries result in low hydrodynamic resistance. The lower the pressure drop or loss across the geometry, the lower the power requirements from the fluid pumping device will be, leading to energy savings and lower operational costs. However, it is important to note that the higher the tortuosity of geometry, the higher the pressure losses will be [15].

4. Mechanical properties:

Due to its geometry, pressure applied on two fluid sides of a TPMS tends to equalise, making them appropriate for demanding working conditions such as high pressure and temperature [2].

Numerous studies have been conducted to assess the suitability of the most prevalent TPMS geometries for heat transfer applications, with numerous studies proving corroborating evidence. For instance, Peng et al. [2] examined a gyroid-based HX and achieved heat transfer enhancements spanning from 35% to 88% compared to a traditional plate heat exchanger at various fluid velocities. However, they observed leakages due to voids when the wall thickness was 0.2 mm, an issue rectified through augmentation to a thickness of 1 mm. Reynolds [16] conducted a comparative analysis of G, SD, and SP cells with flat plates that separated the two fluid channels and were employed in place of TPMS. The findings indicated that the gyroid exhibited the highest heat transfer performance but also the highest pressure drop. In contrast, the SP cell demonstrated a lower pressure drop and heat transfer rate than the gyroid, with the SD exhibiting a performance of SD and G cells. Similarly, Wadsö et al. [17] assessed the performance of SD and G cells, finding comparable friction factors and heat transfer coefficients for both. Furthermore, Attarzadeh et al. [18] observed that the non-linear dependence of thermo-hydraulic parameters on design inputs presents a significant challenge in optimisation TPMS. They also noted complex flow patterns within the cell and difficulty performing optical examination. Their findings suggest that the thermal performance of TPMS is susceptible to the wall thickness and periodic

length, with the thermal performance improving when reducing the wall thickness.

Most of the existing studies have focused on Schwarz-type geometries and gyroids, neglecting another TPMS type, the Fischer Koch S (FK) geometry. Nevertheless, recent research by Dharmalingam et al. [6] demonstrated the superiority of FK in relation to SD in terms of thermal performance and comparable friction factor, as shown in *Figure 8*.

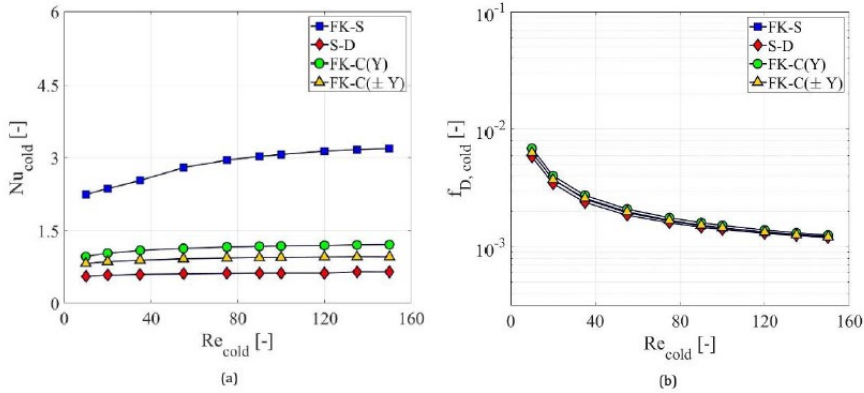


Figure 8. TPMS HX thermal-hydraulic performance comparison: (a) Nusselt number vs. inlet Reynolds number; (b) Friction factor vs. inlet Reynolds number [6].

The objective of this study is to examine the thermal and hydraulic characteristics of Fischer Koch S, and compare the results with other common TPMS geometries. Ultimately, the most optimal TPMS for heat transfer purposes will be identified. Furthermore, the analysis will be conducted in both laminar and turbulent flow regimes, in contrast to previous studies that focused solely in the laminar regime.

Overall, TPMS offer significant improvements within heat transfer applications, and their potential for industrial use makes them a promising option in sectors such as automotive, aerospace, and heating and cooling, particularly in applications where space, weight, and energy efficiency prevail. Nonetheless, it is important to note that the study of the TPMS-based HXs is still ongoing, and therefore, commercialisation has yet to be realised. One of the current challenges lies in manufacturing these complex geometries, which cannot be achieved through traditional means (e.g., forging, machining). Consequently, new manufacturing techniques, such as additive manufacturing, are being explored. When manufacturing TPMS-based HXs, considerations for roughness, tolerances, surface quality, and porosity are critical to ensure proper functioning.

2.2. Additive manufacturing

Additive manufacturing (AM), also known as 3D printing, is an innovative manufacturing method that has transformed the industry since it makes the production of complex models and designs possible. It provides significant advantages, such as design freedom, reduced material waste, and material combination. This manufacturing technology suits various materials, e.g., metals, plastics, ceramics, and composites [19].

TPMS unit cell models and a TPMS-based HX were manufactured at Kungliga Tekniska Högskolan's Department of Production Engineering. Due to material and machine limitations, the material used to manufacture the unit cells and the HX were manufactured in different materials: copper for the unit cells (for manufacturing testing purpose), and stainless steel for the HX. The FK-based HX was printed in SAE 316L stainless steel with an EOS M270 Selective Laser Melting (SLM) machine with 100 microns laser spot size.

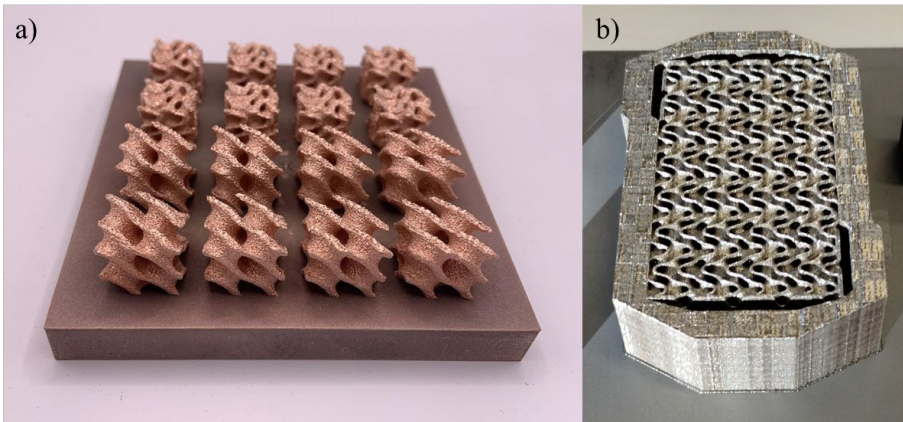


Figure 9. a) FK and SD unit cells manufactured in copper; b) FK-based HX manufactured in stainless steel.

SLM utilises a high-power laser to melt metal powder layers selectively. The melted layers solidify and bond with the previously deposited layers, resulting in a fully dense component. SLM offers excellent resolution and can fabricate complex geometries [20].

It is essential to consider some AM attributes, such as surface roughness and tolerances, since they will influence heat transfer phenomena and manufacturability.

Surface roughness or rugosity quantifies the small-scale fluctuations in amplitude and spacing within a surface's height profile [21]. This metric plays a significant role in heat transfer since it can affect the flow characteristics by influencing the boundary layer development and altering the heat transfer performance of the component. An increased roughness can result in enhanced

convective heat transfer due to increased turbulence and improved fluid mixing [22]. However, excessively rough surfaces may lead to flow instability, higher pressure drops, and non-uniform heat transfer distribution. In contrast, at low roughness and low Reynolds number, the heat transfer performance is lower than that of a smooth channel [23]. Depending on the manufacturing process and materials, the product will have different characteristics. For example, Electron Beam Melting (EBM)-printed aluminium components generally exhibit higher surface roughness compared to SLM, a consequence attributable to the larger electron beam size and the lower precision intrinsic to the EBM process [24].

Tolerances refer to the allowable deviations from the nominal dimensions specified in the digital model [25], and they affect the accuracy and precision of the printed component. In heat transfer simulations, tolerances can affect flow characteristics, pressure gradients, and heat transfer distribution. Tighter tolerances result in more accurate simulations but may increase manufacturing costs and time.

These parameters can significantly affect the component's fluid dynamics and heat transfer characteristics, so an accurate simulation must consider the influence of surface roughness and tolerances. Characterising these parameters through experimental measurements or computational analysis is essential for obtaining reliable simulation results. However, their consideration will be omitted in this study to simplify the study case.

In component design, it is essential to consider the inherent limitations of additive manufacturing in order to guarantee the quality of the final product. Key parameters include minimum thickness, overhanging length, and overhang angle. Each AM machine presents unique characteristics and constraints, with minimum allowable thickness constituting one. It is important to note that due to the nature of the manufacturing process, surfaces produced by AM lack the polished finish characterising those produced by traditional manufacturing methods. Consequently, they present a higher porosity. Furthermore, the fabrication of thin walls may result in the formation of voids and holes within the structure, which could potentially lead to leakage and fluid mixing [26]. Furthermore, the presence of overhangs, which are structures extending beyond the base of a component and lacking underlying support, can present additional challenges during the manufacturing process. The maximum length of an overhang that can be printed without the incorporation of additional support structures is referred to as the overhanging length. This value is dependent upon the overhang angle and the surface roughness [27]. The overhang angle is represented in *Figure 10*, and angles below 45° are critical and will need supporting structures to create them. A practical approach to address overhanging structures is replacing horizontal overhangs with angled ones, making manufacturing easier [28]. TPMS are usually self-supporting structures, eliminating the need to construct supporting structures and the time-consuming

process of removing them after manufacturing. Each TPMS has a unique geometry, and some particular TPMS might show a small angle α , making them non-self-supporting.

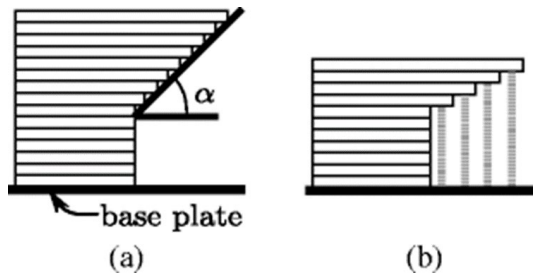


Figure 10. Additively manufactured elements: a) Overhang angle representation; b) Overhanging element with supporting structures [29].

In conclusion, during the design process of a TPMS-based HX, certain limiting parameters of AM play a crucial role in achieving high-quality products. Understanding the limitations and techniques to address the challenges contributes to successfully manufacturing TPMS-based components. Future development and research in AM will refine the manufacturing processes and optimise TPMS designs for enhanced performance and broader industrial implementation.

3. Numerical simulation

This chapter presents a comprehensive overview of the numerical simulation process, encompassing key aspects such as geometry modelling, meshing, simulation, and analysis of results. Moreover, a detailed explanation of the simulation setup and boundary conditions will be provided to ensure repeatability.

The heat transfer and fluid dynamic analysis are performed using *Star-CCM+* software, a widely recognised computational fluid dynamics (CFD) tool. *Star-CCM+* enables the examination of a conjugate heat transfer (CHT) scenario, which implicates the combination of heat transfer in both fluid and solid regions [30]. CHT simulations allow for investigating temperature distribution and heat transfer rates in systems where heat transfer occurs across solid boundaries. Accurately representing fluid-solid interactions, boundary conditions, and material properties is vital for obtaining reliable conjugate heat transfer simulation results.

Figure 11 represents the workflow employed to perform the numerical simulation:

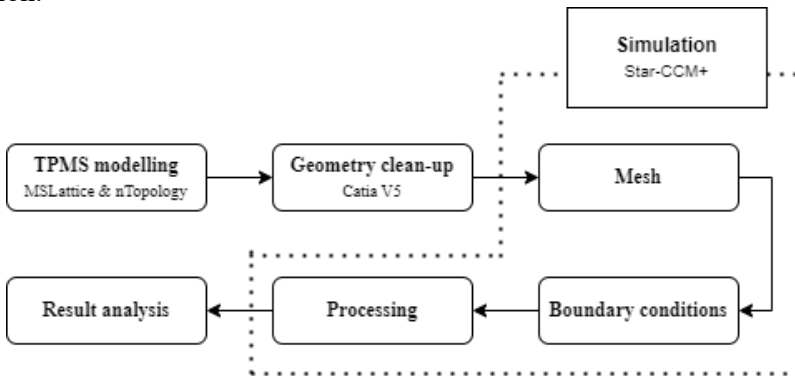


Figure 11. Workflow followed in the project.

3.1. Study description

The goal of the research project is to perform a numerical simulation of a TPMS-based HX and compare its thermal performance to that of a traditional HX, such as a FPHX. The TPMS-based HX is manufactured by AM to test it

and compare the results obtained by the two means. Due to machine limitations, the dimensions of the HX are limited to 70x40x20 mm volume of lattice structure, with additional shell dimensions. These constraints will allow a 7x4x2 cell arrangement of 10 mm periodic length TPMS unit cells, with the fluid flowing along the direction of the seven cells.

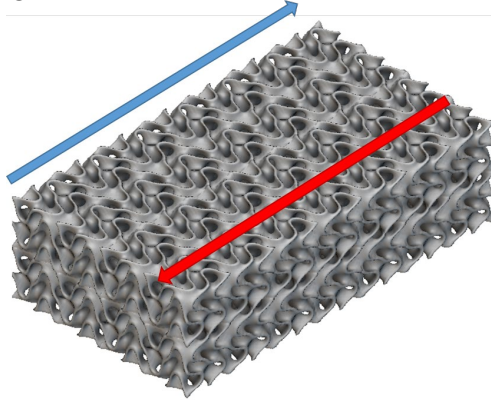


Figure 12. 7x4x2 cells FK lattice structure.

The numerical study is divided into three parts to facilitate the progression of the study. Firstly, a simple configuration is analysed to understand the thermal performance of each TPMS cell: a unit cell. An intermediate step between the unit cell and the entire HX analysis is added in which a seven-cell study is performed for each TPMS (following the fluid path). The following simulations are performed in a counterflow configuration:

- TPMS unit cell
- Seven-cell row

The TPMS geometries considered are:

- Fischer Koch
- Schwarz Diamond
- Gyroid

Additionally, manual thermal calculations are carried out for a flat plate HX (FPHX) with similar dimensions (70x40 mm surface area each plate) to the TPMS-based HX in order to compare the traditional HX to the innovative solution proposed in this project.

Simulations of the whole HX (7x4x2 cells) models were intended to be carried out. However, due to the Computer-Aided Design (CAD) and CFD software limitations and the high complexity of the HX model, it was not possible. In order to obtain an accurate model for the HX geometries, document files of too large weight must be created. The current computational equipment available was not able to provide it, thus, the whole HX models could not be created. *Catia V5* was the CAD software used for part of the TPMS modelling and was not available at the High Performance Computing (HPC)

service centre at Kungliga Tekniska Högskolan (KTH). More detailed information regarding the super-computing resources are provided in section 4.4 *Numerical results*. Pre-processing with CFD software was also tried, with the support of a HPC, but showed limitations when handling such a complex model. Additionally, model simplifications, such as symmetry assumption, could not be adopted due to the nature of the geometry; as well as structured meshing.

It is worth noting that the comparison between the TPMS cells is conducted under consideration of the same surface area through which heat transfer will occur. The main cell considered is a FK of 10 mm of periodic length. Two SD cells of different periodic length are studied: of 10 and 11,75 mm; as well as two G cells: 10 and 13 mm. Due to their varying compactness, the surface area in a 10 mm periodic length cell will differ from TPMS cells; thus, cells with same periodic length and others with similar surface area are taken into account in the study to properly compare them. The following table summarises the geometrical information for the cells being studied, with the hydraulic diameter being measured with the *Catia V5* software, as illustrated in *Figure 13*, and taking an average value for the measurements:

Table 2. Summary of the studied TPMS unit cells.

Cell	Hydraulic diameter d_h (mm)	Thickness (mm)	Periodic length (mm)	Surface area per side (mm ²)
Fischer Koch	2.70	1.00	10.00	519.40
Schwarz D	3.9	1.00	10.00	374.76
Schwarz D	4.65	1.10	11.75	517.22
Gyroid	4.1	1.00	10.00	304.70
Gyroid	5.46	1.20	13.00	514.95

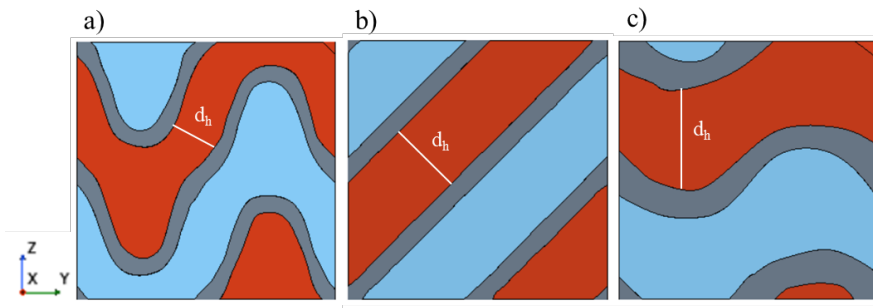


Figure 13. Frontal view of TPMS cells showing the hydraulic diameter: a) FK cell; b) SD cell; c) G cell.

3.2. Geometry modelling

To initiate the simulation, an accurate representation of the physical geometry is created using a CAD software. The model must capture the precise dimensions, intricacies, and features of the TPMS cell to be analysed. The geometry modelling phase is crucial as it sets the foundation for subsequent simulation steps.

This first step consists of generating the TPMS models, which are generated with geometry modeller software. This step employs two programs: *nTopology* and *MSLattice*. A detailed explanation of the process followed for the geometries is provided.

- Schwarz D and Gyroid cells:

The software employed for the SD and G cells is *nTopology*, equipped with a lattice creation module that offers various TPMS cells, including SD, SP and G. *nTopology* possesses the characteristic of operating in an implicit environment, allowing for a seamless working experience and avoiding typical CAD software errors when editing geometries. However, to prepare the model for simulation, the implicit bodies must be converted either into a CAD part or a mesh.

The cell is created by defining the TPMS cell and its periodic length, followed by the definition of the volume to be filled by the lattice structure. Depending on the case being studied, one-cell, seven-cells, or entire HX, this will vary: for the one-cell case, the volume to be filled will be a cube of the same dimensions as the periodic length; while in the seven-cell case, it will be a prism of $7 \times 1 \times 1$ times periodic length.

It is important to note that the geometry will be slightly larger than the base cell size, allowing for the removal of the extra volume to obtain the polished base cell (geometry contained in a cube, with no burr nor excess volume). The resulting cell is exported as a mesh in a .stl file since the software used to clean up the model (*Catia V5*) is equipped with a module to import mesh files and convert them into CAD parts. This is done by converting the mesh into a surface and transforming it into CAD using existing commands.

- Fischer Koch S cell:

The software employed for the FK cell is *MSLattice*, which offers additional TPMS cells beyond the previous program. The creation process for this case is similar to the SD cell, and the resulting geometry is also exported as a .stl file.

3.3. Geometry clean-up

The second step involves polishing and cleaning up the geometry using *Catia V5* software. This step is essential as it prepares the geometry for the simulation by addressing various tasks.

- Polish faces:

As shown in *Figure 14*, the cells obtained after the geometry modelling have rounded outer edges and faces, making it more complicated to extract the water volume that will fill the cell cavities.

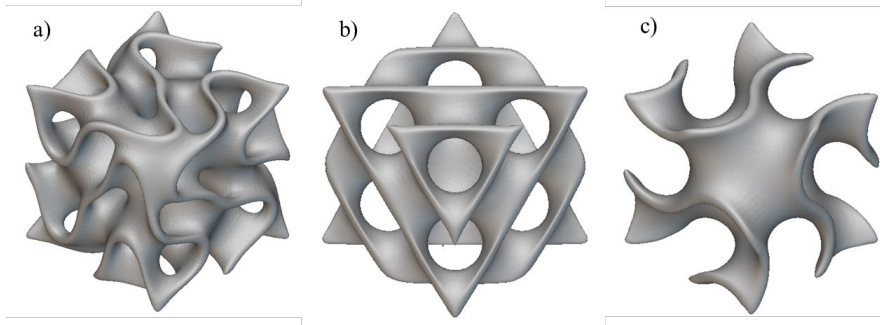


Figure 14. Rough cells: a) FK; b) SD; c) G.

The excess volume is removed, and the following cells are obtained:

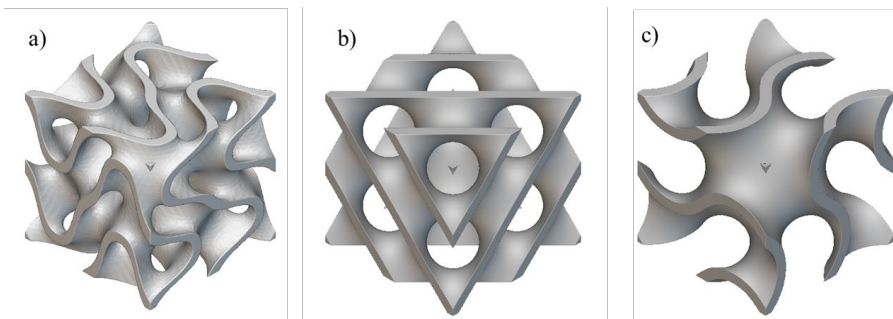


Figure 15. Polished cells: a) FK; b) SD; c) G.

- Extracting the volume of water bodies:

In this step, the volume of water that will fill the inside of the cells is modelled to properly simulate the geometry on the CFD software. *Figure 16* represents the volume of *cold water* inside the cell. An additional water volume is also created, corresponding to the *cold water*, physically separated from the hot water by the solid partition made of stainless steel. *Figure 16* illustrates the cell containing the solid and fluid region, in which the red domain represents the hot water, the blue domain represents the cold water, and the grey domain is the solid.

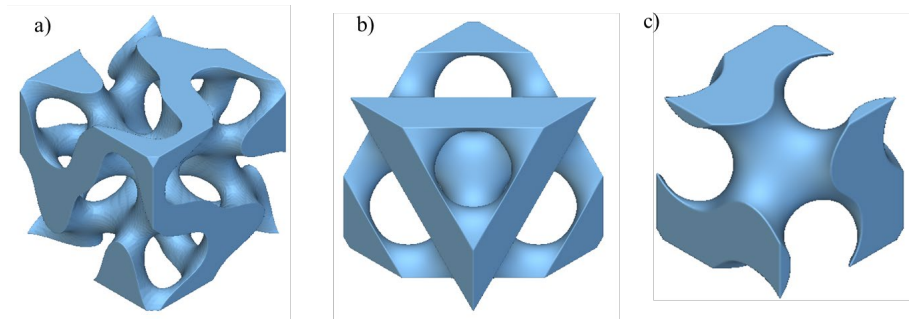


Figure 16. Cold water volume of TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.

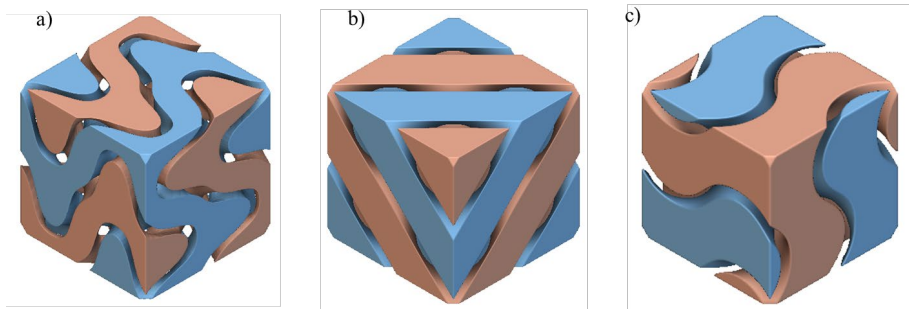


Figure 17. Hot and cold water volumes of TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.

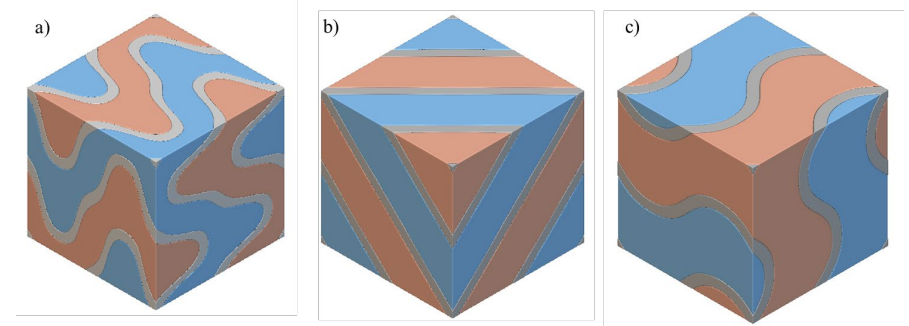


Figure 18. Hot and cold water volumes and TPMS cells: a) FK; b) SD; c) G.

- Extending inlet and outlet sides:

To simulate under accurate conditions, the inlet and outlet are extended. A pressure outlet with its corresponding pressure value must be inputted into the CFD software. Since no pressure value at the outlet is known before the simulation, a pressure of 0 Pa, atmospheric pressure, will be used to ensure that the simulation is stabilised and to prevent reverse flow at the outlet face. The inlet is also extended to guarantee flow stabilisation upon entering the cell. The optimum inlet and outlet extensions found for this model, the minimum length necessary to avoid reverse flow at the outlet and ensure flow and result

stability, are 5 mm and 30 mm, respectively, and are illustrated in *Figure 19*. As previously defined, the red volume corresponds to hot water, the blue one to cold water, and the aluminium (grey) will solely be located in the unit cell.

- Export to .step file for *Star-CCM+*:

Lastly, the CAD parts are exported as .stp files, which are compatible with *Star-CCM+* software.

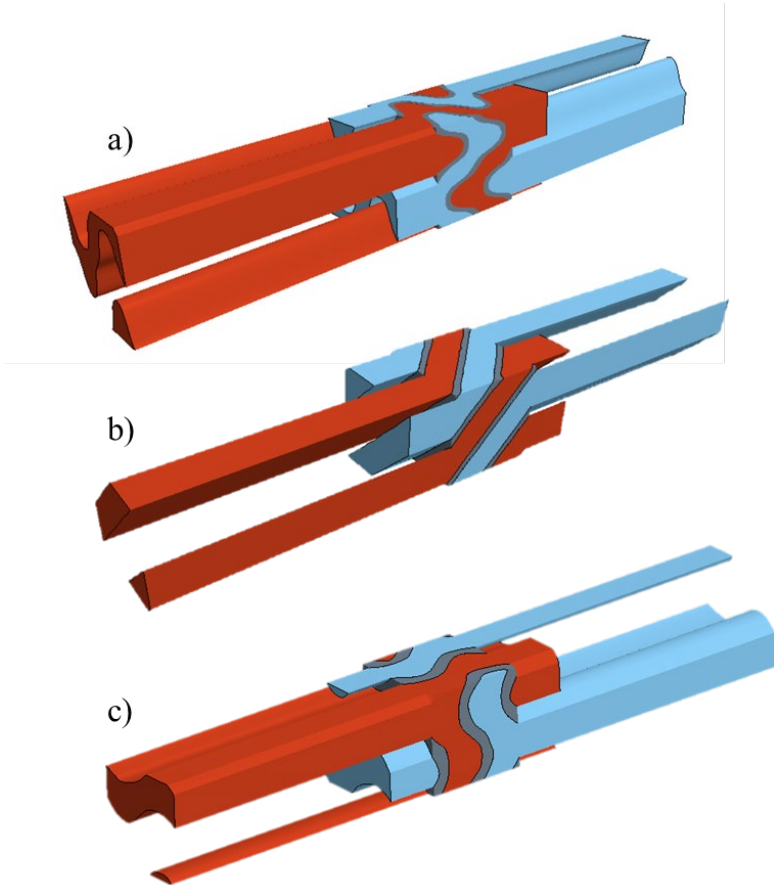


Figure 19. One cell design: a) FK; b) SD; c) G.

For the case of seven cells, the unit cell will be replicated along an axis in order to create the seven cell row. As in the unit cell geometry, the inlet and outlet will also be extended.

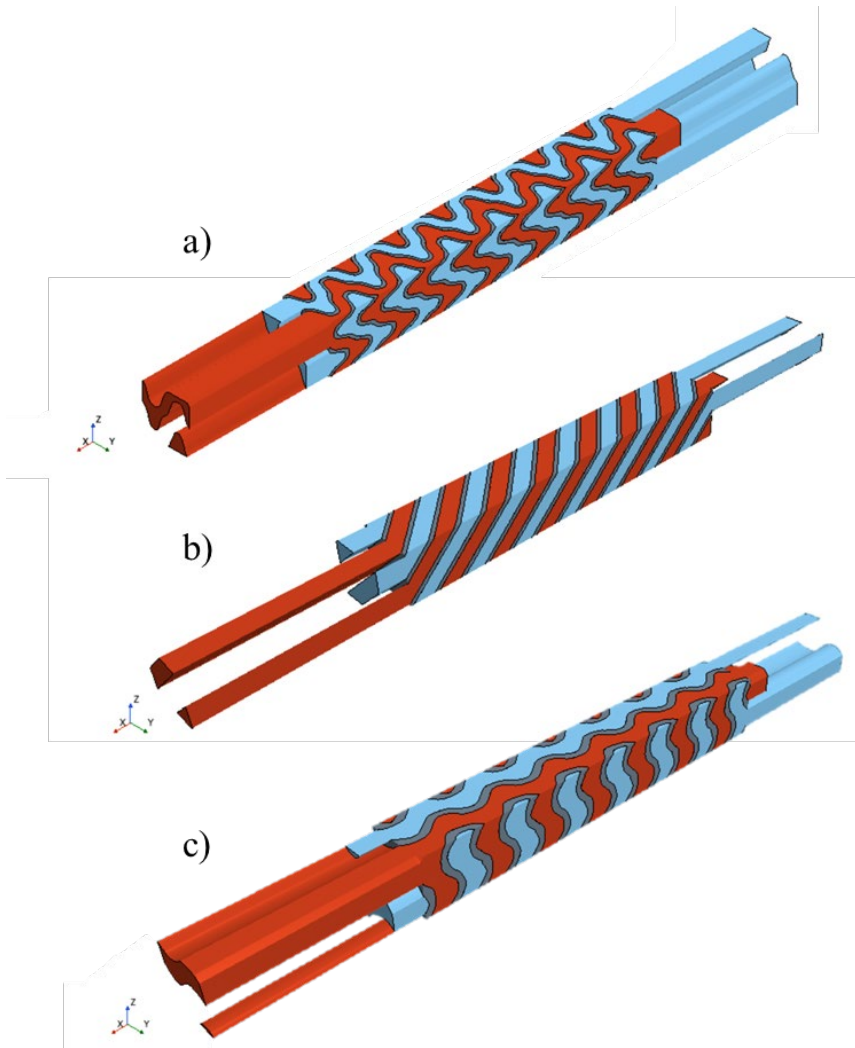


Figure 20. Seven-cell designs: a) FK; b) SD; c) G.

The final HX designs are shown below in *Figure 21*. Although the design of the whole HXs have been carried out, the model preparation for CFD simulation has not been possible to be executed, and therefore, simulated. It is expected that in later projects this can be achieved by accessing software that has higher computational resources.

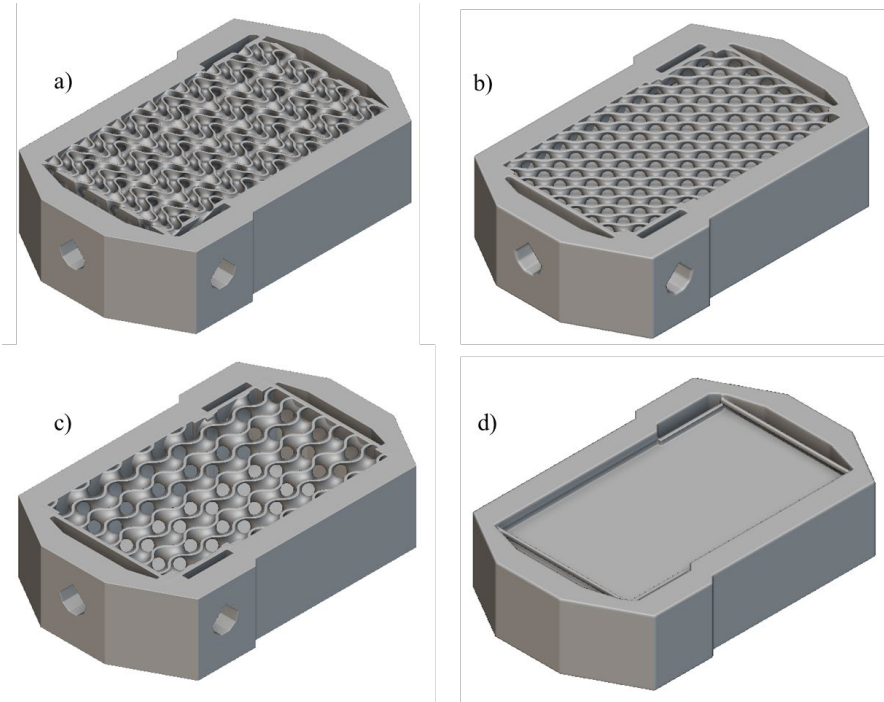


Figure 21. TPMS-based HX: a) FK-based; b) SD-based; c) G-based; d) FPHX.

3.4. Simulation setup

After defining the cell's geometry for simulation, the setup process is carried out using *Star-CCM+* software for CFD simulation. The aim is to establish an accurate scenario that will allow for trustworthy results. In total, 18 simulations are performed for each TPMS under laminar and turbulent flow conditions covering mass flow ranging from 0.1 to 90 g/s to analyse the thermal behaviour along the cell.

The cleaned geometry created in the previous step is imported, and the inlet and outlet surfaces are defined for hot and cold fluids. This part gives a detailed explanation of the boundary conditions, mesh, and processing. The parameters and simulation setup is the same for all the studied cases.

3.4.1. Boundary conditions

Careful attention is given to selecting and applying appropriate boundary conditions throughout the simulation. These conditions define the inflow, outflow, and wall conditions that govern the behaviour of the fluid and heat transfer at the system boundaries. Parameters such as fluid velocity, temperature, and pressure are prescribed to ensure realistic and representative simulations.

To simplify the numerical simulation, certain assumptions are made. The flow is considered steady-state, single-phase, laminar, and incompressible. Gravity and thermal radiation effects, as well as viscous dissipation, are neglected. A counterflow configuration is chosen for the study since typically has better heat transfer performance [13]. Lastly, the no-slip wall condition is applied, assuming that the speed of the fluid layer in contact with the boundary is identical to the velocity of the boundary itself [31].

Two physic continuums are defined: fluid (water) and solid (stainless steel). To optimise the software's problem-solving capability, physics models must be selected, e.g., the flow model and steady or transient time model [32]. Laminar and turbulent flow are considered for this study to facilitate a more stable simulation, and a three-dimensional model is selected due to the unique geometry of the cells to be analysed. The turbulence model chosen is the K-Epsilon due to its robustness and easy implementation compared to K-Omega. In this case, the segregated flow solver is chosen as the solver, as it solves the flow equations in an uncoupled or segregated manner, requiring fewer resources than the coupled flow model [33]. The latter solves the conservation equation of mass, momentum, and energy simultaneously, and it is more stable under high-density fluctuations, such as supersonic flow [34].

Additionally, the materials for each physics continuum must be carefully chosen and their properties defined. Distilled water and SAE 316L Stainless Steel (SS) are selected for the liquid and the solid continuum, respectively. SS has been chosen as the thermal conductor material due to material limitations on the manufacturing site. At the same time, distilled water is selected due to its thermal properties and easy maintenance and prevention of corrosion. The properties are defined from the values shown in the paper by Rastan H. et al. [35], obtained from experimental results. The thermal properties of the working fluid are temperature-dependent and can be observed in *Table 3*, where the temperature unit is Kelvin. Conversely, for the solid domain, the properties remain constant.

The initial temperatures are set to be 25°C, 50°C and 37.5°C for the Cold Water (CW), Hot Water (HW), and solid (stainless steel), respectively. The starting wall temperature is also assumed to be 37.5°C. The bulk fluid, solid, and wall temperature will vary during the simulation due to heat transfer phenomena until balance is achieved. The temperature of the water entering the cell in the inlet plate will maintain the same value as the initial temperature.

Table 3. Thermo-physical properties of 316L SS and distilled water [35],[36].

Thermal property	316L SS	Distilled water
μ [kg m ⁻¹ s ⁻¹]	–	$(3.82937E -11) T^4 - (5.19160E -8) T^3 + (2.64389E -5) T^2 - (6.00086E -3) T + (5.13161E -1)$

c_p [J kg ⁻¹ K ⁻¹]	500	$(3.04565E-6) T^4 - (4.03634E-3) T^3 + (2.01262) T^2 - (4.47105E2) T + (4.14867E4)$
k [W m ⁻¹ K ⁻¹]	15	$(2.18062E-8) T^3 - (2.93359E-5) T^2 + (1.32323E-2) - 1.30788$
ρ [kg m ⁻³]	8000	$(1.69701E-5) T^3 - (1.99752E-2) T^2 + (7.13761) T + (1.94866E2)$

Regarding the definition of regions, three different regions are created: hot water, cold water, and solid. This step sets further boundary conditions, such as fluidic and thermal stipulations. The surfaces considered as inlet and outlet are defined as mass flow inlet and pressure outlet, respectively. A mass flow inlet is specified for both water streams, hot and cold, which will vary in each simulation. As mentioned, 18 different mass flow values, ranging from 0.1 to 90.0 g/s, are given, covering both laminar and turbulent conditions. Mass flow has been chosen as an inlet parameter instead of velocity, as it offers better convergence and a more realistic approach since, during testing, the flow is measured employing a mass flow meter. Additionally, as explained previously, the pressure value is set to 0 Pa at the outlet of both water volumes.

All the remaining surfaces are kept as default, adiabatic, as no other thermal condition is applicable for the case. It is important to note that the surfaces in contact between different regions must be defined as contact interfaces, which, in this study, will be the contacts between solid and HW and solid and CW. There is no need to specify any condition for these surfaces through which heat transfer will occur, as they are already defined as contact interfaces. The software will solve a conjugate heat transfer case in the interfaces, disregarding any set thermal condition, and the thermal and fluidic equations will be solved at the boundary between the regions [37],[38].

For the turbulent cases, a study of turbulence parameters is carried out to find the optimal setup. The study is performed in a similar way as the mesh convergence study, which is explained in the following part. The parameters for the blended wall function required by *Star-CCM+* are 9.0 for ϵ and 0.42 for κ , typical value of the von Karman constant. Turbulence intensity is set to 0.01, which is a value valid for medium- to high-turbulence cases [39]. Turbulence viscosity ratio, the ratio of turbulent to laminar viscosity, is set to 10 as a default value.

3.4.2. Mesh

Following the geometry modelling, a mesh is generated to discretise the computational domain. A well-structured and refined mesh is essential to accurately capture the fluid flow and heat transfer behaviour within the system. Consideration is given to factors such as cell size, boundary layer resolution, and mesh quality to ensure reliable and precise results. An appropriate mesh

must be obtained to ensure the accuracy of the results. For that, a mesh convergence study is carried out, and various mesh parameters are checked to ensure the mesh quality.

The volume mesh can be evaluated employing the following tools or parameters: cell skewness angle, face validity metric, cell quality metric, volume change metric, and chevron quality indicator [40].

Table 4. Mesh parameter conditions for mesh validity [41].

Mesh parameters	Condition	Value
Skewness angle	<	85°
Face validity	>	0.99
Cell quality metric	>	0.015
Volume change metric	>	0.015
Chevron quality indicator	=	0

A fine mesh results in a more accurate solution; however, the finer the mesh, the higher the computation time [42]. A mesh convergence study is performed to find the optimal mesh size that provides accurate results while maintaining a low computation time. First, a basic mesh is created using the fewest reasonable number of elements, and the model is analysed. Next, the mesh is recreated with a finer mesh, resulting in more elements. The model is then reanalysed, and the results are compared to the previous mesh. After, the mesh density is increased again, and the model is re-analysed until the results converge [43].

The mesh convergence study is performed by analysing the convergence of the heat transfer parameter, the most interesting for this study, obtaining the value at which the solutions will converge by applying the Richardson extrapolation and computing the error for each mesh [42]. Three meshes have been considered for the mesh convergence study, with increasing refinement. The coarser mesh is composed of base cells of 2 mm for the solid phase and 1 mm for the water. The element size is reduced by half in each finer mesh.

The mesh convergence study is not included in this report since it has been carried out previously for the master thesis' project that preceded the actual project. The mesh that provided the best result-resource balance has been chosen.

The final mesh is constructed of polyhedral cells, refining the specific volume attributed to the TPMS cell. The meshing is done slightly differently for the solid and the fluid volumes.

The solid mesh is constructed of elements of 1 mm in size, as well as water's base size is 1 mm. Depending on the regime in which the HX is working, the mesh will be constructed differently, creating a mesh according to the boundary layer. The boundary layer composition is done by calculating the

specific parameters with the help of the *Volupe boundary layer calculator* [44]. For laminar flow, the boundary layer is composed of 2 prism layers of 1.2 stretching factor, which indicates the target growth rate of consecutive prism layers away from the wall [45], and the prism layer total thickness is set to be 10% of the base size. To capture the behaviour near the walls of the TPMS, a small thickness of the prism layer is needed [46]. Contrarily, for turbulent flow, a mesh refinement is performed in the TPMS part to capture the fluid's behaviour more accurately. The size of the elements in the TPMS cell is 35% of the base cells, resulting in a size of 0.7 mm. The number of prism layers is 10, with a stretching factor of 1.2 and the prism layer total thickness is 60% relative to the base, which represents 1.2 mm.

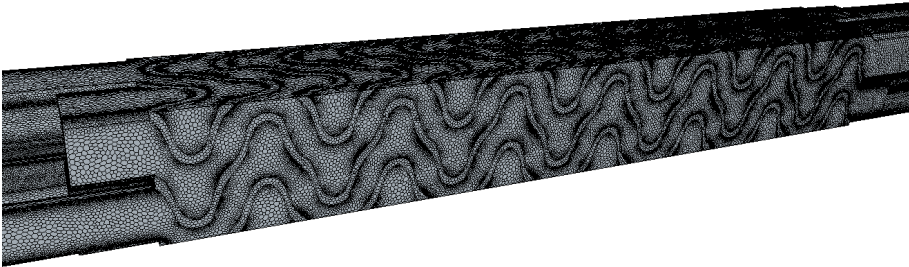


Figure 22. Final mesh for FK seven cells laminar.

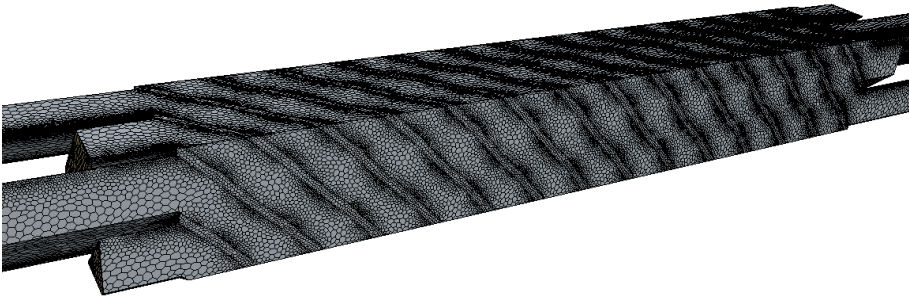


Figure 23. Final mesh for SD cell in laminar flow.

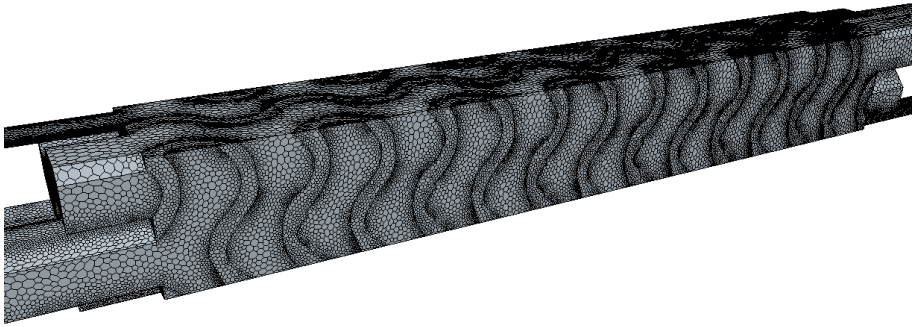


Figure 24. Final mesh for G cell in laminar flow.

3.4.3. Processing

After completing the meshing process and setting up the boundary conditions, simulation is performed using the defined physics and numerical methods.

The following parameters are inputted in the simulation:

- Material properties.
- Initial temperature of the components.
- Mass flow at the inlet.
- Pressure at the outlet.

Some other parameters are implicitly inputted by the geometrical design, such as the hydraulic diameter and the heat exchange surface area.

To retrieve data for posterior analysis, several reports are created:

- Pressure drop along the TPMS cell.
- Heat transfer across the interface between HW-S and CW-S.
- Surface-averaged velocity at the inlet and outlets of the TPMS geometry, as illustrated in *Figure 25*.
- Volume-averaged temperature at the inlet and outlet of the cell
- Computational time.

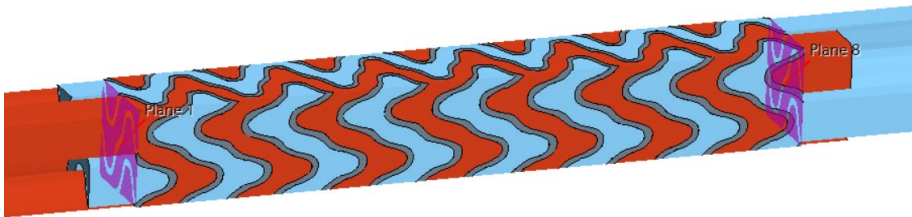


Figure 25. Inlet and outlet planes of the TPMS cell.

A stopping criterion is set, allowing the simulation tool to stop iterating when certain conditions are met. In this case, the stopping criterion is set for the residual value reaching $1E-05$. The residuals are a normalised value of the root mean squared (RMS) absolute error for the variables in each cell for the

equations that are calculated when simulating CFD [47]. Low and converging residuals tend to indicate that the correct result of the simulation has been reached; however, it is also important to check that the reports' solutions have converged, too. This residual value is chosen for this study since the results shown in the reports converge when this value is achieved.

4. Results

This section shows the results obtained from the analysis of the simulations carried out during the project. Several output data are retrieved from the CFD software and are later analysed and used to compute the results. The study aims to compare the TPMS geometries in terms of thermo-hydraulic parameters, which is achieved by analysing the cell's heat transfer coefficient and friction factor.

4.1. Heat transfer coefficient

The heat transfer coefficient is a quantitative characteristic of convective heat transfer, proportional to the temperature difference between the surface and the bulk temperature. The heat transferred by convection is expressed by Newton's law of cooling and is dependent on the heat transfer coefficient [13]:

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (1)$$

Where h is the convection heat transfer coefficient, measured in $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$, A_s is the surface area through which convection phenomena take place, measured in m^2 , T_s is the surface temperature, in K, and T_∞ is the temperature of the bulk fluid sufficiently far from the surface, also in K. The heat transfer coefficient h is not a property of the fluid, and its value depends on several factors influencing convection, such as the surface geometry, properties of the fluid, and bulk fluid velocity [13].

The heat transfer coefficient will be obtained for each simulation and geometry to compare the two TPMS cells. This is an especially helpful parameter since it provides a clear insight into the heat transfer capacity of a particular element. The higher the h , the more heat is transferred through the same surface area. Consequently, it is essential to consider geometries with similar surface areas to ensure an appropriate comparison.

In order to compute the coefficient, the heat transferred between the fluid and the solid, Q_{conv} , must be obtained from the simulation, as well as the temperature at the surface, T_s , taken as the mean surface temperature inside the cell, and at the bulk fluid, T_∞ , considered as the volume-averaged temperature of the fluid inside the cell.

Figure 26 shows the heat transfer coefficient comparison between the analysed TPMS. The parameter is plotted against the Reynolds number, which

is directly proportional to the fluid's velocity and is given by the following equation:

$$Re = \frac{\rho v d_h}{\mu} \quad (2)$$

Where ρ is the density of the fluid, in kg/m^3 , v is the volume-averaged velocity of the fluid inside the cell in m/s , d_h is the hydraulic diameter of the fluid domain in mm , and μ is the dynamic viscosity of the fluid in kg/ms .

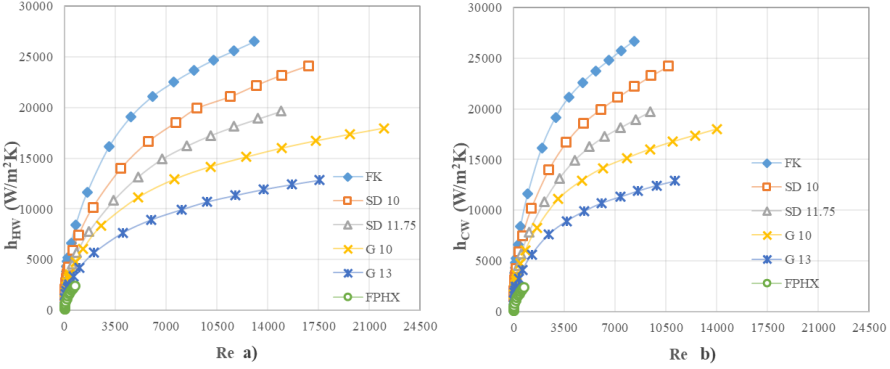


Figure 26. Seven-cell TPMS thermal performance comparison, Heat transfer coefficient vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.

The graphs show the heat transfer coefficients for the hot and the cold fluids. Since the volumes for both fluids are not identical, their behaviour will be distinct. As *Figure 26* illustrates, the heat transfer coefficient for the FK cell is superior to the rest of the TPMS cells. As expected from the compactness study, the FK outperforms SD and G, while SD shows a higher heat transfer coefficient than G cells. Focusing on SD, it can be seen that SD of 10 mm of periodic length has a higher thermal coefficient. Although SD 11.75 mm has a higher surface area, it also presents a larger hydraulic diameter, which will affect the velocity reached along the TPMS cell, therefore, the heat transfer coefficient too. Similarly, G 13 mm has a lower coefficient due to the same reasons.

FPHX's heat transfer coefficient is also portrayed in the graph. The results are shown for a complete HX. As expected, due to the lack of tortuosity, the flow will not likely develop turbulence, thus Re remaining low. Although having larger surface area compared to the 7-cell configuration, its thermal performance is not comparable to the TPMS cells. Therefore, it is demonstrated that TPMS-based HX are a valid solution for space-compromised applications, since a 7-TPMS cells outperform a traditional FPHX.

It can be appreciated that cold water side of the TPMS cells reach lower Reynolds numbers. Reynolds number depends on density and dynamic viscosity, which decrease at high temperatures. Therefore, usually increasing at high temperatures.

4.2. Friction factor

The Darcy friction factor, f_D , is a dimensionless quantity that describes the resistance to fluid flow in a pipe [48]. It is tightly related to the pressure drop, which is the pressure that is lost along a specific segment. It is described by the following formula [7]:

$$f_D = \frac{2 \Delta p d_h}{\rho v^2 L_c} \quad (3)$$

Where Δp is the pressure drop across the TPMS cell in Pa, and L_c is the characteristic length of the cell in m (for simplicity, the length of the REV of the cell, 10 mm).

It is essential for many applications the determination of the pressure drop. On the one hand, the fluid must be pumped through the HX, translating into the pumping power requirement, which will increase as the pressure drop grows. Some applications present power consumption restrictions, cost and weight limitations, restricting the pumping options.

This parameter is directly proportional to the hydraulic diameter and inversely proportional to the fluid velocity and the characteristic length. To properly compare the friction factor for the TPMS cells, the same hydraulic diameter or characteristic length should be considered. However, as previously mentioned, two variants of the TPMS cells are analysed: considering the same characteristic length and considering a similar surface area.

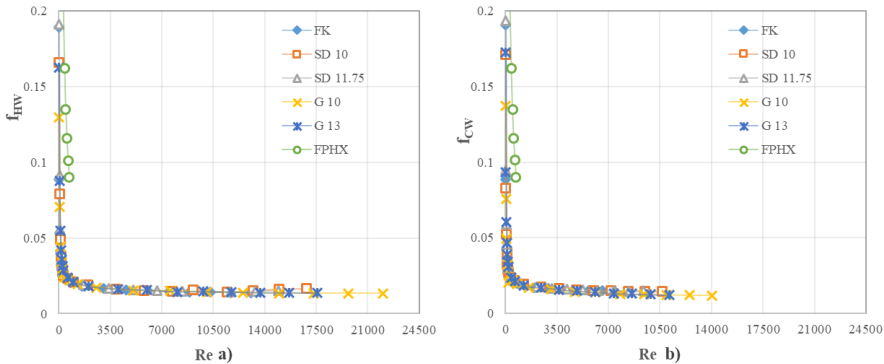


Figure 27. TPMS hydraulic performance comparison, Friction factor vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.

As expected, the friction factor decreases with the Reynolds number until it reaches a more stable value. This phenomenon happens because the flow must overcome the resting inertia, which will require higher pressure. Once the fluid is moving, the fluid friction will lessen until the fluid develops into the transition regime [49]. Overall, the friction factor is generally higher for laminar flow than for turbulent flow, but the actual friction losses are lower for laminar regime [49], [50].

It can be appreciated that the friction factor is similar for all the TPMS cells. However, for the laminar regime, the FK cell shows a slightly higher friction factor, compared to the SD 10 mm and G 10 mm, which is expected due to its higher tortuosity. This is not surprising since the FK geometry is more intricate than the other comparable cells, affecting the fluid flow. Contrarily, SD 11.75 mm and G 13 mm showcase even higher friction factor than FK cell. For turbulent flow, FK cell is the TPMS cell that presents the lowest friction factor among the studied cells.

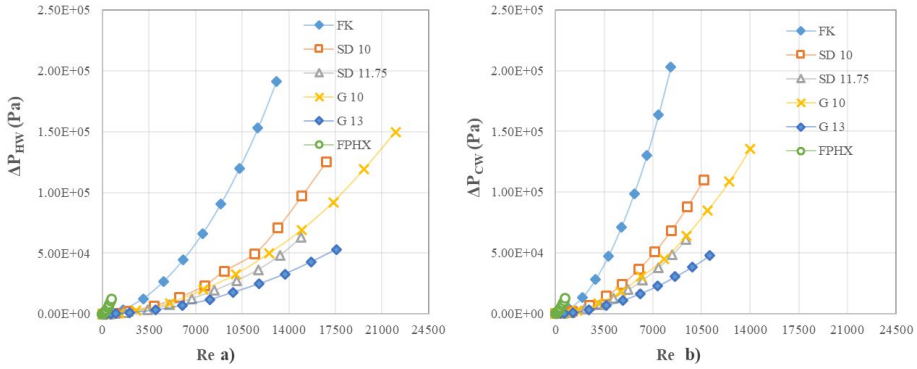


Figure 28. TPMS hydraulic performance comparison, Pressure drop vs. Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.

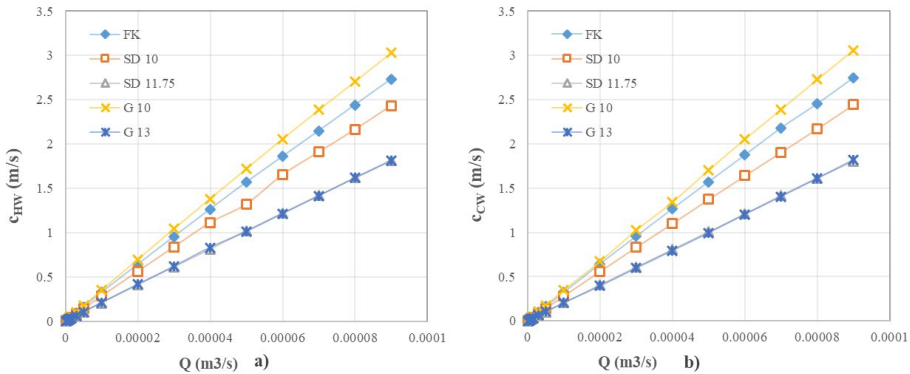


Figure 29. TPMS hydraulic performance comparison, Velocity vs. volumetric flow: a) Hot water; b) Cold water.

Looking into the pressure drop profiles of the cells, *Figure 28*, it can be seen that FK presents the highest ones, while G 13 mm shows low values. Due to its geometric characteristics, G 13 mm has the lowest pressure drop, which is thanks to its high hydraulic diameter, its characteristic length (which is the highest among them), and the low velocities achieved through the geometry. Additionally, due to the geometry of each cell, the reached Re varies among them, being FK the one with the lowest Reynolds, and G 10 mm the one with

higher. Re depends on four parameters, one of them, the hydraulic diameter. FK is the cell with the smallest diameter and, although the velocity along the channels is one of the highest among all the TPMS cells, it will lead to low Re values.

4.3. Temperature and flow distribution

A deeper understanding of the performance of the cells can be obtained from analysing the temperature and flow distribution along the cell. The temperature distribution analysis can identify heat-accumulating regions or hotspots. Moreover, recirculating zones and flow-restricting areas can be identified by studying the fluid flow pattern. By spotting the restricting zones that induce flow stagnation and, therefore, heat accumulation, optimisation of the fluid pathways to achieve better uniformity and reduced stagnation.

The temperature and flow distribution figures are shown for cases at 0.00125 kg/s and 0.02 kg/s, which represent a laminar and turbulent case, respectively. The values have been chosen arbitrarily, taking into account to select cases that can satisfactorily show stagnation points, temperature gradient and fluid pattern.

The temperature distribution and fluid velocity are shown in the following figures and tables. *Tables 5, 6, 7 and 8*, show those parameters at different sections across the TPMS cells. Plane 1 represents the inlet of the cold water side, and each subsequent plane is taken at the next starting point of the following TPMS cell (10 mm, 11.75 mm or 13 mm, depending on the TPMS cell); thus, the planes' positions are different for the geometries, since the characteristic length of their base cells vary. *Figure 30* illustrates the planes' locations along the geometry.

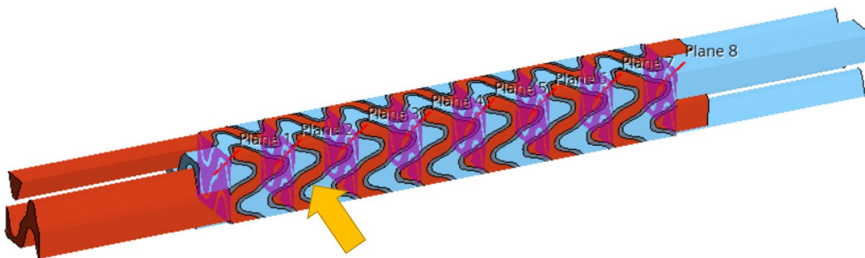


Figure 30. Cross-sections across the TPMS cells.

Figure 31 shows the temperature difference between the inlet and the outlet of each fluid channel. The FK can clearly decrease the fluid temperature along the cell more significantly than the rest of the cells due to the higher heat transfer coefficient. The rest of the cells achieve a similar temperature difference between the ends of the channels, not evidencing any clear superior geometry.

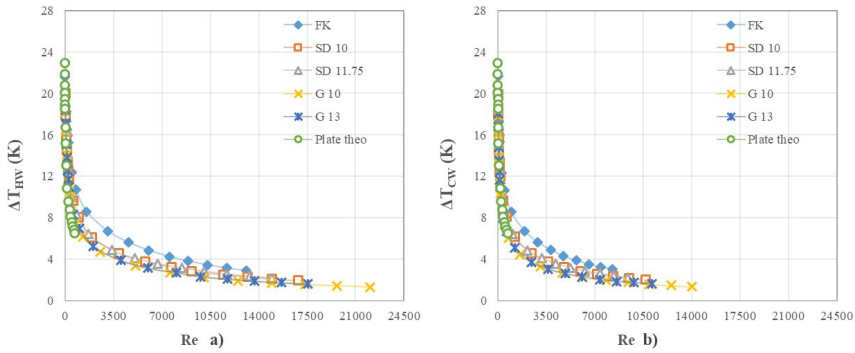


Figure 31. TPMS temperature difference between the inlet and outlet of the cell, Temperature difference vs Reynolds number: a) Hot water; b) Cold water.

Figure 32 shows a complete lateral view of the temperatures achieved (marked by the yellow arrow in Figure 30) at the 7-cell TPMS geometries, at 0.00125 kg/s, which corresponds to a laminar flow scenario. The colour-scale is the same for all the geometries, being 25°C the lowest temperature, and 50°C, the maximum. It can be appreciated that the FK geometry achieves lower temperatures at the outlet of the hot water side, and higher temperatures at the cold water side, thanks to its superior thermal performance. At this particular mass flow, the gyroid geometry seems to achieve a higher temperature difference between the inlet and outlet than SD. However, it is more convenient to analyse the data obtained for the simulations to make conclusions.

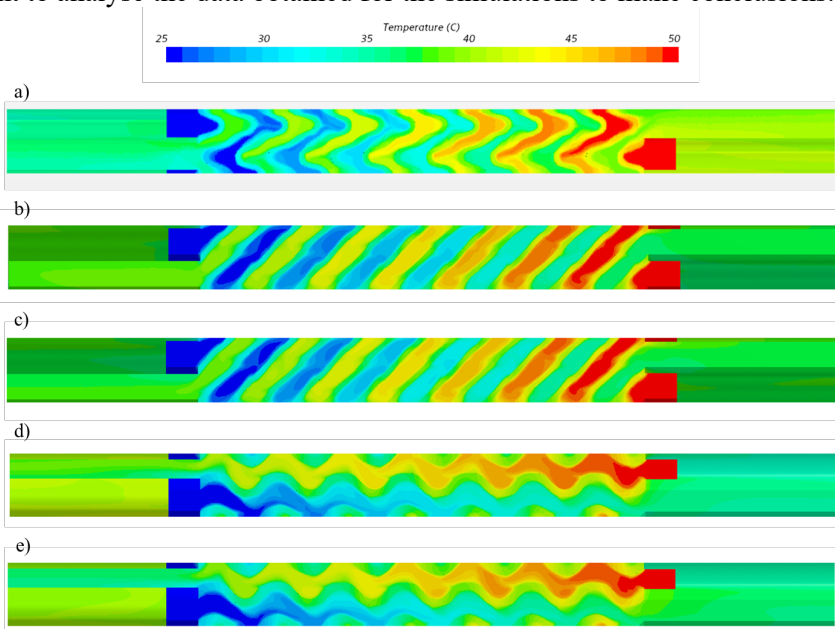


Figure 32. Temperature map of the TPMS cells at 0.00125 kg/s: a) FK; b) SD 10 mm; c) SD 11.75 mm; d) G 10 mm; e) G 13 mm.

As expected, the temperature difference between the two fluid sides is similar, and the temperature difference will decrease as the velocity of the fluid, therefore the Reynolds number, increases.

Table 5 and 6 shows the temperature and velocity cross the planes of the different cells at 0.00125 kg/s. The aluminium domain has been hidden to make the images' interpretation easier. It can be seen that the fluid temperature in contact with the aluminium will show a higher temperature in the case of the cold water and a lower temperature for the hot water than the bulk temperature.

Looking into Plane 1, it can be seen that FK geometry obtains the lowest temperature in the hot water outlet, which indicates a good convective heat transfer, and efficient cooling. Contrarily, G 13 mm shows the highest temperatures, plus hotspot location in the lowest part.

SD cells show a more uniform temperature distribution due to less heat stagnation in all planes, contrasting to G geometries, which show the most notable localised hotspots along the whole geometry. Analysed along with the velocity, it can be seen that these heat-accumulating spots are coincident with high velocity zones, especially in G cells. Although high velocities usually indicate higher turbulence and fluid mixing, residence time also plays an important role on heat transfer. In the regions where the fluid has a higher velocity, the residence time will decrease, which results in less time to transfer the heat from the hot fluid to the cold one. In heat exchangers, if the fluid flows at an excessive high velocity, its thermal efficiency will decrease, which explains the low temperature differences at high Reynolds shown in Figure 32. Additionally, G 13 mm shows the worst thermal performance, most likely due to the low fluid velocity.

From Plane 1 to 4, it can be seen that G geometries show also cold spots of fluid, and has no smooth gradient of temperatures. This indicates low thermal interaction due to the slightly larger wall thickness, and larger hydraulic diameter, which causes less turbulence, as mentioned previously, in the cold water side, and weaker mixing between fluid layers. Some vortex generation can be appreciated at the more tortuous or curvy geometries.

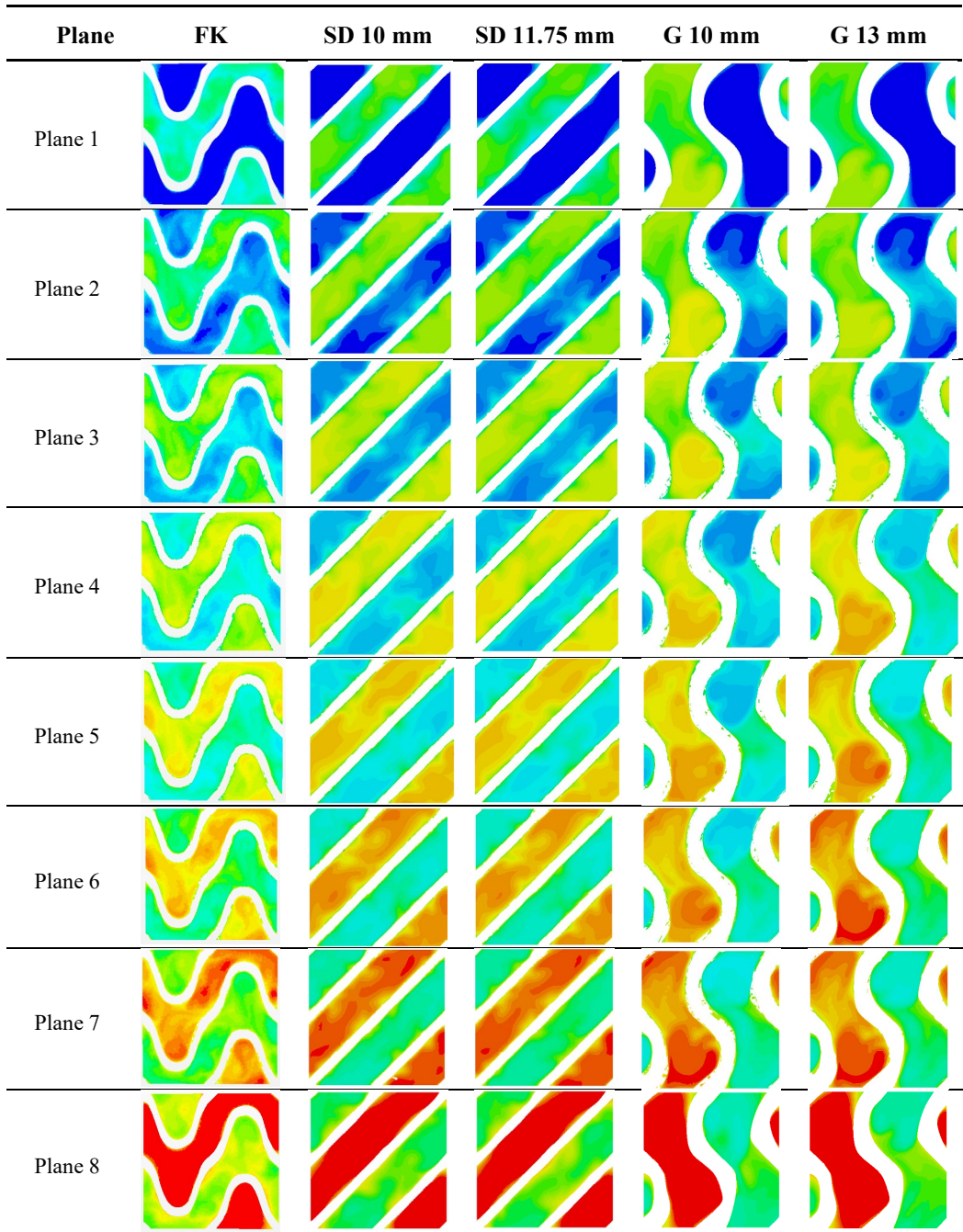
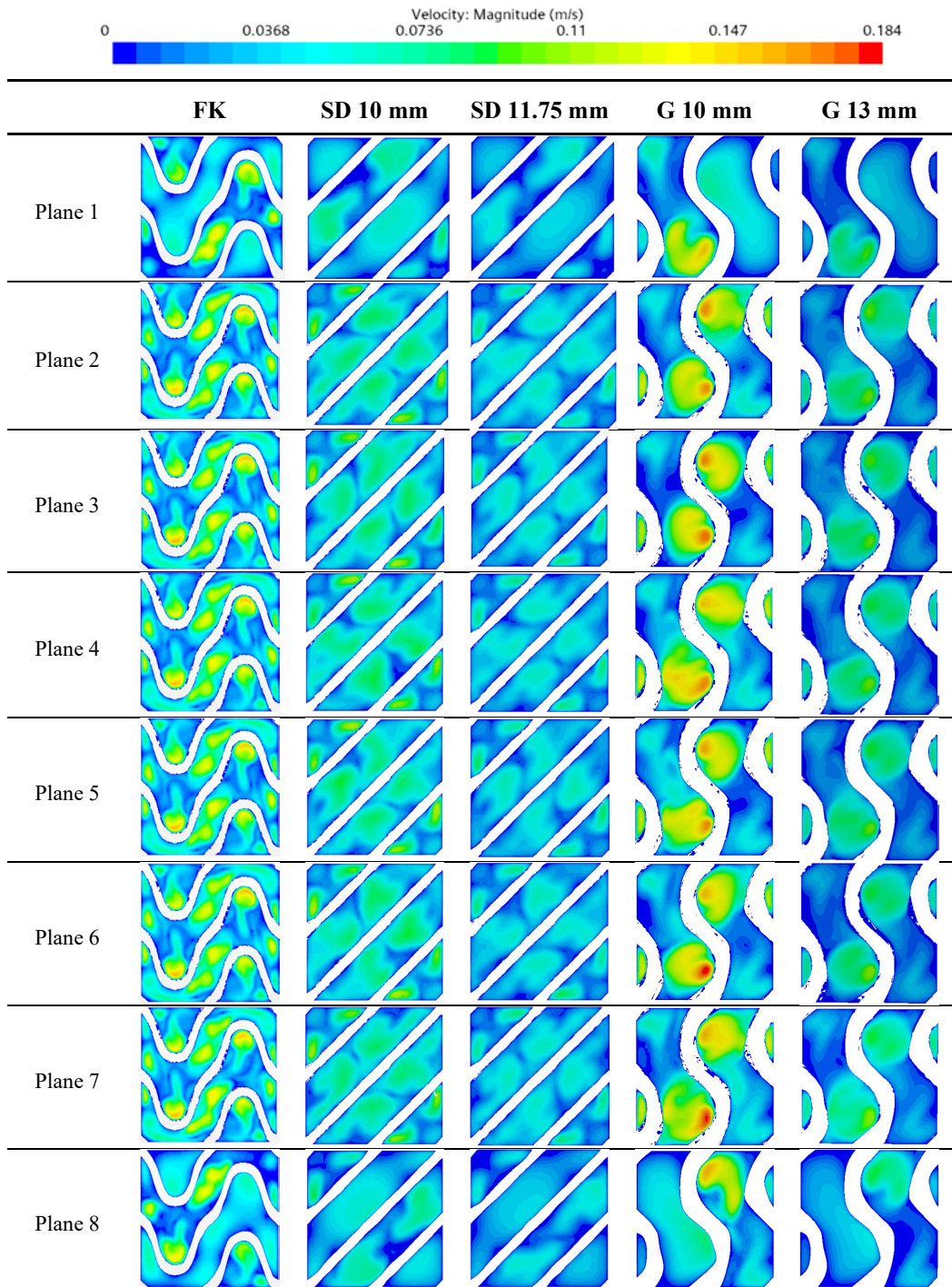
Table 5. Cross-section temperature map for TPMS cells at 0.00125 kg/s.

Table 6. Cross-section velocity map for TPMS cells at 0.00125 kg/s.

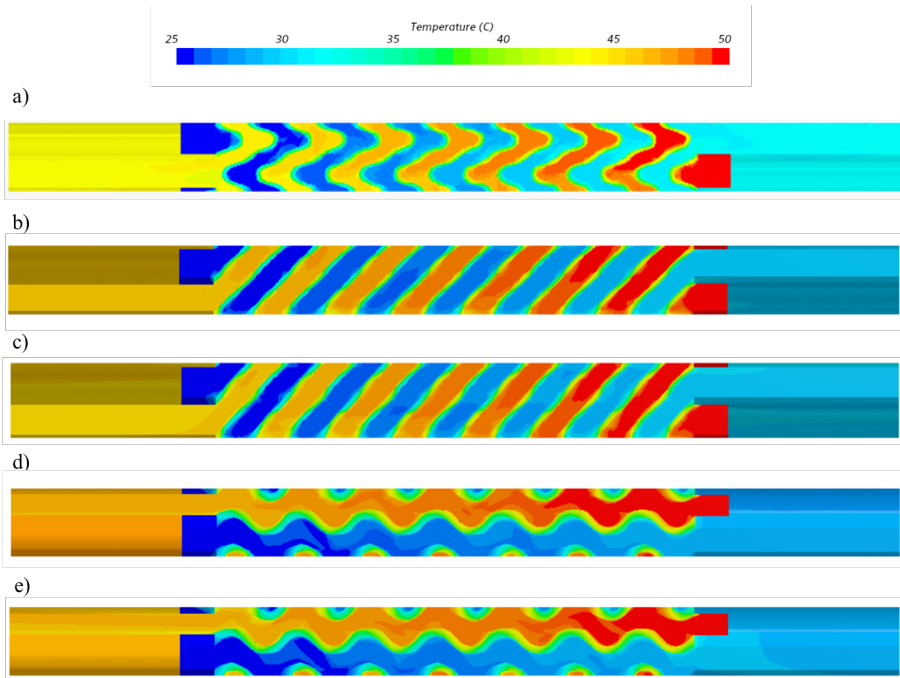


Figure 33. Temperature map of the TPMS cells at 0.02 kg/s: a) FK; b) SD 10 mm; c) SD 11.75 mm; d) G 10 mm; e) G 13 mm.

At higher mass flow, the velocity of the fluid is considerably higher, and thus, the temperature difference between the inlet and the outlet are lower. The thermal performance of the TPMS cells is still similar to the previous case, being FK the most efficient one, and G 10/13 mm the least.

The temperature gradient will be lower at 0.02 kg/s, compared to the previous laminar scenario. No higher mass-flow cases are shown since the temperature graphs would not show much contrast, and a comparison would not be viable.

G cell is still the geometry with the less uniform temperature distribution in the planes. Hotspots are noticeable in G and FK cells, due to the same reasons as stated in the previous case.

It can be appreciated that the geometries with the largest hydraulic diameter, i.e. SD 11.75 mm and G 13 mm, have the lowest average velocities. However, due to its geometry, G 13 mm will have spots with contrasting velocities, which is promoted by the tortuosity characteristic of G cells. Contrarily, SD cells have, overall, a uniform fluid distribution.

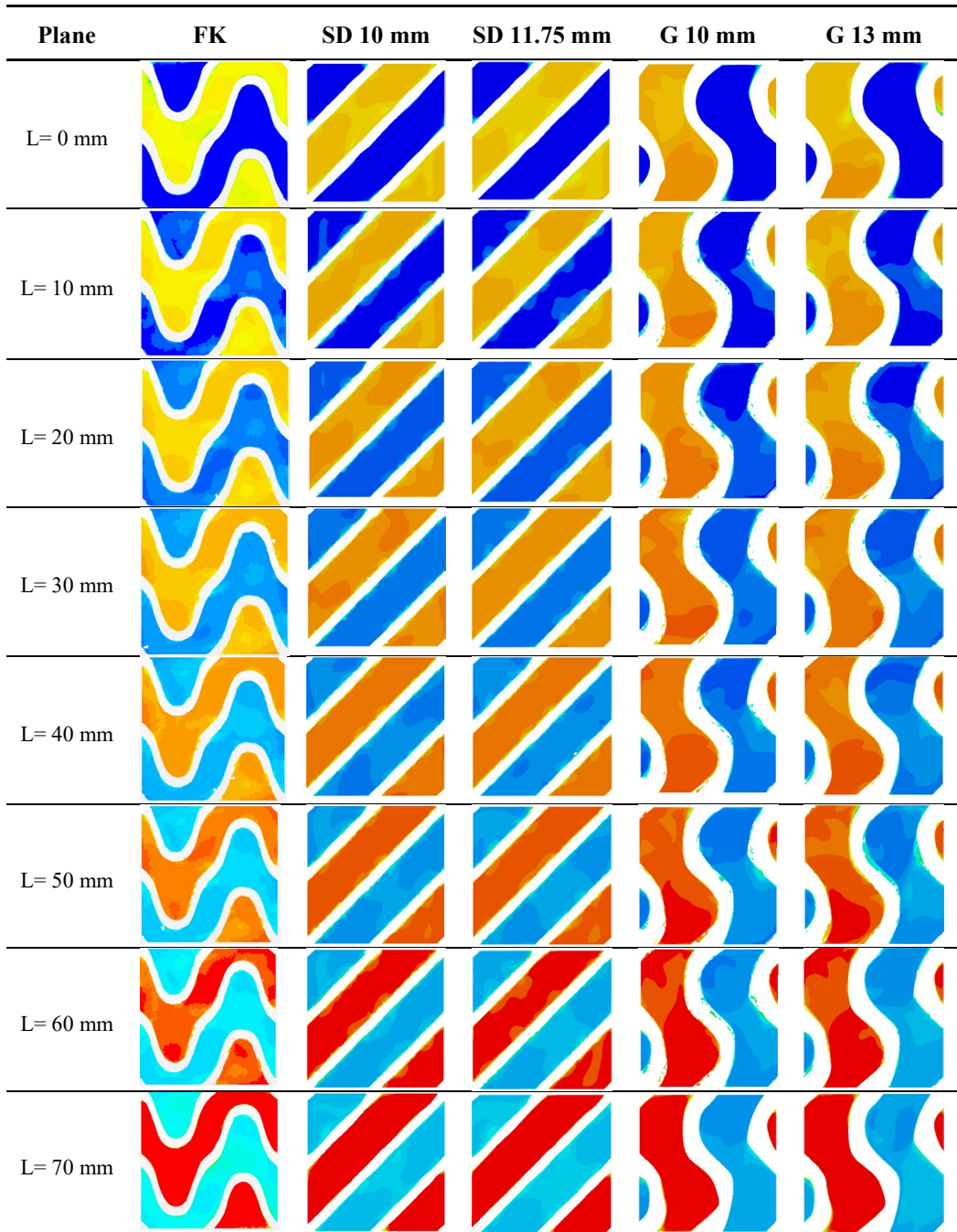
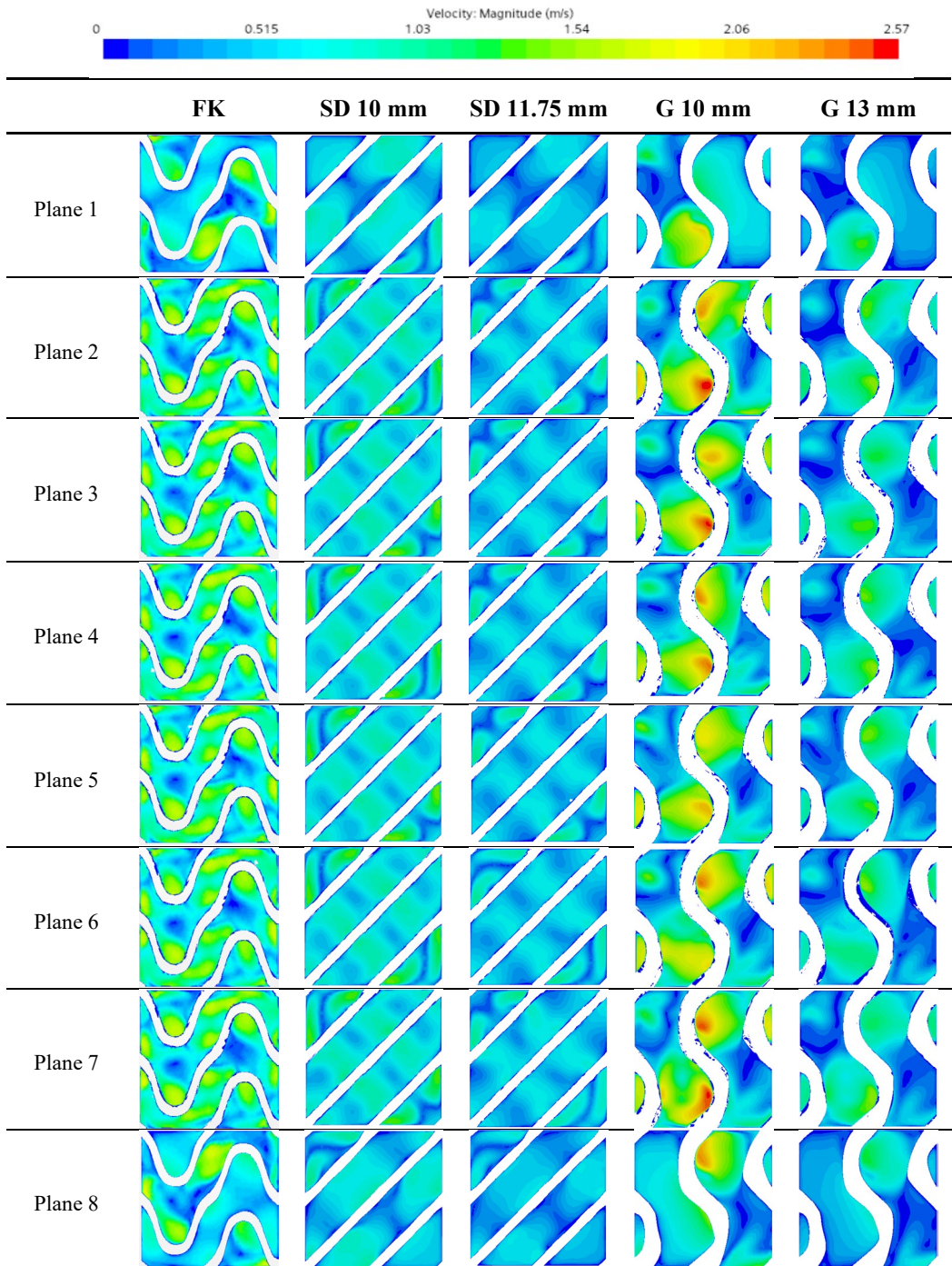
Table 7. Cross-section temperature map for TPMS cells at 0.02 kg/s.

Table 8. Cross-section velocity map for TPMS cells at 0.02 kg/s.

4.4. Numerical results

The numerical results were computed from the data obtained from the CFD simulations. A device with 32 GB of RAM, an x64 processor, and an Intel Core i7 of 1.9 GHz was used to perform the simulations and may give helpful insight for relating it with the computational time.

Additionally, Kungliga Tekniska Högskolan's High Performance Computing (HPC) services were used to carry out the simulations. The Dardel supercomputer was used during this project, which is an HPE Cray Ex supercomputer, featuring a CPU and GPU partition. The first one is suitable for a broad range of computations applications, while the latter, is intended for the most computationally demanding applications. Dardel counts with 858 nodes, 109,824 cores and a memory of 323,936 GB, compared to the 16 GB of an average computer [51].

The formulas presented in the Results section have also been employed to obtain parameters such as Reynolds number, Nusselt number, friction factor, temperature difference, and heat transfer coefficient. A compilation of the numerical results can be found in the Annexe.

4.5. Flat Plate Heat Exchanger calculations

This section will focus on the description of the design and calculation steps for the Flat Plate Heat Exchanger (FPHX). The dimensions considered for the FPHX are 70x40x20 mm volume, taking into account solely the flat plate part of the heat exchanger, equivalent to the TPMS cell volume. A reference pressure drop value in the FPHX is taken to calculate the distance between plates. Having some geometrical and ΔP constraints, the number of plates and the distance (b), can be obtained.

The equations used for these calculations are retrieved from the book *Fundamentals of Heat Exchanger Design* [52].

$$b = \frac{0.02 - 0.0003(N_p + 1)}{2N_p} \quad (4)$$

Where b is given in metres, N_p is the number of passes, and 0.0003 represents t , the thickness of the plate in metres. Additionally, 0.02 is the whole height of the heat exchanger, also in metres.

Equation 8 shows the limitations that have to be taken into account so the number and thickness of plates can fit in the predefined HX space. *Equation 5* represents the total pressure drop in the FPHX, which is the summation of the pressure drop in the ports or collectors, and the one in the core part, that corresponds to the flat plates.

$$\Delta P = \Delta P_{port} + \Delta P_{core} \quad (5)$$

$$\Delta P_{port} = \frac{1.4N_p G_p^2}{2\rho} \quad (6)$$

Where G_p is the fluid mass velocity in the port, in $\text{kg/m}^2\text{s}$, and is given as the following:

$$G_p = \frac{\dot{m}}{\frac{\pi D_p^2}{4}} \quad (7)$$

D_p is the port diameter (m).

$$\Delta P_{core} = 4f_D \frac{L_p N_p G^2}{d_h 2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_{wall}} \right)^{-0.17} \quad (8)$$

Where L_p is the channel length, which is 0.07 m, d_h is the hydraulic diameter which is calculated for a rectangular duct and depends on b , the channel spacing. G is the fluid mass velocity in the core, in $\text{kg/m}^2\text{s}$, and it is assumed that $\mu = \mu_{wall}$.

$$G = \frac{\dot{m}}{A_0} = \frac{\dot{m}}{N_p w b} \quad (9)$$

And G will be related in the following way:

$$Re = \frac{G d_h}{\mu} \quad (10)$$

The reference total pressure drop in the FPHX will be considered to be the pressure drop of the 7-cell FK element, previously simulated, at a laminar flow case, with a mass flow of 0.00075 kg/s.

The channel spacing obtained for this particular case is 0.94 mm and 9 plates will be required.

Once the geometrical parameters have been defined, thermal calculations are carried out. The NTU method will be applied since the specific temperatures are unknown.

$$Q = \varepsilon C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (11)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}} \quad (12)$$

$$NTU = \frac{UA_T}{C_{min}} \quad (13)$$

Taking this correlation of Nu, appropriate for flow in rectangular ducts.

$$Nu = 0.332 Re^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (14)$$

5. Conclusions

This thesis explored the potential of Triply Periodic Minimal surfaces (TPMS) to enhance heat exchanger performance. The investigation involved comparing three TPMS cells, Fischer Koch S (FK), Schwarz Diamond (SD), and Schoen Gyroid (G), under various Reynolds numbers to conclude which cell performs better. This comparison was done by analysing the heat transfer coefficient h , the friction factor f_D , and the temperature and flow distribution across the cell. Based on the simulations conducted using Computational Fluid Dynamics (CFD), a detailed comparison was made among these geometries, highlighting the differences in heat transfer coefficients, friction factors, and the overall flow distribution. The study showed that TPMS applied on heat transfer offers a promising alternative to conventional heat exchanger designs. Their characteristic geometric properties, such as a higher surface-area-to-volume ratios, tortuosity, which allow for enhanced fluid mixing and thermal performance while maintaining relatively low pressure drops.

The study has shown the superior performance of the FK geometry. Due to its high surface-area-to-volume ratio and intricate tortuosity, which promotes better fluid mixing and turbulence, its thermal properties are enhanced. After the optimal geometry, the FK, SD 10 is the second best TPMS, being followed by SD 11.75, G 10 and G13, at last. The heat transfer coefficient for FK was 19.5% higher than SD 10, 40.2% higher than SD 11.75, and 65.7% and 122.2% superior than G 10 and G 13 geometries, respectively. This values are taken into account at Reynolds number 13,000, approximately. If the geometries are compared at the same mass flow, the maximum 90 g/s, the order is maintained, but the percentage of improvement varies. FK is superior by 9.8%, 34.8%, 47.6%, and 106.1% to SD 10, SD 11.75, G 10 and G 13, respectively. It has been also concluded that the mass flow in which the FK geometry performs better compared to the other TPMS, is at 1.5 g/s, in which FK obtains a higher heat transfer ratio than the other alternatives.

Additionally, although FK provided the best heat transfer coefficient, it did so with a slightly higher friction factor, particularly in laminar flow conditions. This means that the increased tortuosity of the FK geometry not only contributed to better fluid mixing, but also led to a higher resistance to fluid flow. However, in turbulent flow regimes, the difference in friction factors among the geometries became less pronounced.

In terms of temperature distribution, FK again demonstrated superior performance by reducing the temperature along the fluid channels more effectively than SD and G. This suggests that FK is not only beneficial for space-compromised applications due to its compactness but also for heat exchangers that require efficient cooling in a limited volume.

Additionally, the comparison of TPMS-based heat exchangers with traditional flat plate heat exchangers (FPHX) revealed that TPMS geometries are a more efficient alternative, particularly in compact applications. The study confirmed that even a seven-cell TPMS heat exchanger could outperform a flat plate design, especially in scenarios where heat transfer efficiency and compactness are prioritised over pressure drop minimization.

From a manufacturing perspective, the study underscored the potential of additive manufacturing in producing these complex geometries. The use of Selective Laser Melting (SLM) for creating TPMS-based heat exchangers proved feasible, though challenges such as surface roughness, tolerance issues, and void formation during manufacturing were noted. These factors could influence heat transfer and fluid dynamics in practical applications, and future studies should consider optimizing the manufacturing process to minimize these effects.

The conclusions of this study highlight the promising potential of TPMS in enhancing heat exchanger performance, but they also underscore the importance of computational resources for the studying of them. While the numerical simulations conducted using Star-CCM+ provided valuable insights into the thermal and hydraulic behaviour of TPMS geometries, the scope of the study was constrained by the computational resources available. The limitations in processing power and memory capacity restricted the simulations to smaller geometries and cell configurations, impeding the study of the whole HX model. Access to more powerful computational resources, such as high-performance computing systems with greater memory and processing capabilities, could enable larger-scale simulations that more closely replicate full heat exchanger systems. This expansion would allow for a deeper exploration of complex flow behaviours or advanced turbulence modelling, further validating the potential of TPMS in real-world applications.

In conclusion, the study provides a thorough scientific analysis of TPMS geometries for heat transfer applications. The findings confirm the potential of TPMS structures, particularly the Fischer Koch S geometry, to significantly enhance heat exchanger performance. The integration of these innovative surfaces, combined with advances in manufacturing technology, opens new avenues for designing highly efficient, compact heat exchangers, suitable for applications across various industries, including automotive, aerospace, and HVAC systems. Further experimental validation and exploration of more complex fluid conditions are recommended to fully realize the industrial potential of TPMS-based heat exchanger.

References

- [1] O. Al-Ketan, D.-W. Lee, R. Rowshan, and R. K. Abu Al-Rub, ‘Functionally graded and multi-morphology sheet TPMS lattices: Design, manufacturing, and mechanical properties’, *J Mech Behav Biomed Mater*, vol. 102, p. 103520, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.jmbbm.2019.103520.
- [2] H. Peng, F. Gao, and W. Hu, ‘Design, modeling and characterization of Triply Periodic Minimal Surface heat exchangers with additive manufacturing’, 2019. Accessed: Jan. 19, 2023. [Online]. Available: https://www.researchgate.net/publication/340077269_design_modeling_and_characterization_of_triply_periodic_minimal_surface_heat_exchangers_with_additive_manufacturing
- [3] H. Rastan, ‘Investigation of the heat transfer of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers’, KTH Royal Institute of Technology, 2019.
- [4] I. Maskery *et al.*, ‘Insights into the mechanical properties of several triply periodic minimal surface lattice structures made by polymer additive manufacturing’, *Polymer (Guildf)*, vol. 152, pp. 62–71, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.polymer.2017.11.049.
- [5] K. Yeranee and Y. Rao, ‘Triply Periodic Minimal Surfaces Thermal Hydraulic Effects’. Accessed: Aug. 02, 2023. [Online]. Available: <https://encyclopedia.pub/entry/39188>
- [6] L. Kannah Dharmalingam, V. Aute, and J. Ling, ‘Review of Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS) based Heat Exchanger Designs’, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 2022, [Online]. Available: <https://docs.lib.purdue.edu/iracc>
- [7] K. Yeranee and Y. Rao, ‘A Review of Recent Investigations on Flow and Heat Transfer Enhancement in Cooling Channels Embedded with Triply Periodic Minimal Surfaces (TPMS)’, *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 23, p. 8994, Nov. 2022, doi: 10.3390/en15238994.
- [8] E. A. Ramírez, N. Béraud, F. Pourroy, F. Villeneuve, and M. Museau, ‘Design parameters effects on relative density of triply periodic minimal surfaces for additive manufacturing’, *Procedia CIRP*, vol. 100, pp. 13–18, 2021, doi: 10.1016/j.procir.2021.05.002.
- [9] A. Passos, ‘Laminar flow and heat transfer in triply periodic minimal surfaces’, Instituto Superior Técnico, 2019.

- [10] Energy Glossary, ‘Tortuosity’. Accessed: Aug. 13, 2023. [Online]. Available: <https://glossary.slb.com/en/Terms/t/tortuosity.aspx>
- [11] A. J. Pappano and W. Gil Wier, ‘Hemodynamics’, in *Cardiovascular Physiology*, Elsevier, 2013, pp. 119–134. doi: 10.1016/B978-0-323-08697-4.00006-X.
- [12] K. Dutkowski, M. Kruzel, and K. Rokosz, ‘Review of the State-of-the-Art Uses of Minimal Surfaces in Heat Transfer’, *Energies (Basel)*, vol. 15, no. 21, p. 7994, Oct. 2022, doi: 10.3390/en15217994.
- [13] Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass transfer: Fundamentals & Applications*, 6th ed. McGraw Hill, 2020.
- [14] T. Femmer, A. J. C. Kuehne, and M. Wessling, ‘Estimation of the structure dependent performance of 3-D rapid prototyped membranes’, *Chemical Engineering Journal*, vol. 273, pp. 438–445, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.cej.2015.03.029.
- [15] L. Wang *et al.*, ‘Pressure Drop in Tortuosity/Kinking of the Internal Carotid Artery: Simulation and Clinical Investigation’, *Biomed Res Int*, vol. 2016, pp. 1–8, 2016, doi: 10.1155/2016/2428970.
- [16] B. W. Reynolds, ‘Simulation of Flow and Heat Transfer in 3D Printable Triply Periodic Minimal Surface Heat Exchangers’, University of Canterbury, 2020.
- [17] I. Wadsö and S. Holmqvist, ‘Additively Manufactured Heat Exchangers’, Lund University, 2020. Accessed: Jan. 19, 2023. [Online]. Available: <https://lup.lub.lu.se/luur/download?func=downloadFile&recordId=9019472&fileId=9019479>
- [18] R. Attarzadeh, S.-H. Attarzadeh-Niaki, and C. Duwig, ‘Multi-objective optimization of TPMS-based heat exchangers for low-temperature waste heat recovery’, *Appl Therm Eng*, vol. 212, p. 118448, Jul. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118448.
- [19] J. B. Jones, ‘Additive Manufacturing basics. An Introduction to Additive Manufacturing (Also known as 3D printing)’. Accessed: Jun. 24, 2023. [Online]. Available: <https://additivemanufacturing.com/basics/>
- [20] X. Song, W. Zhai, R. Huang, J. Fu, M. W. Fu, and F. Li, ‘Metal-Based 3D-Printed Micro Parts & Structures’, in *Encyclopedia of Materials: Metals and Alloys*, Elsevier, 2022, pp. 448–461. doi: 10.1016/B978-0-12-819726-4.00009-0.
- [21] Keyence, ‘What is surface roughness?’ Accessed: Aug. 13, 2023. [Online]. Available: <https://www.keyence.com/ss/products/microscope/roughness/line/>
- [22] K. Mandloi *et al.*, ‘Toward specification of complex additive manufactured metal surfaces for optimum heat transfer’, Joint Special Interest Group meeting between euspen and ASPE Advancing Precision in Additive Manufacturing, St. Gallen, CH, Aug. 2021. [Online].

- Available: https://tsapps.nist.gov/publication/get_pdf.cfm?pub_id=932800
- [23] M. Kadivar, D. Tormey, and G. McGranaghan, ‘CFD of roughness effects on laminar heat transfer applied to additive manufactured minichannels’, *Heat and Mass Transfer*, Aug. 2022, doi: 10.1007/s00231-022-03268-1.
- [24] A. R. Balachandramurthi, J. Moverare, N. Dixit, and R. Pederson, ‘Influence of defects and as-built surface roughness on fatigue properties of additively manufactured Alloy 718’, *Materials Science and Engineering: A*, vol. 735, pp. 463–474, Sep. 2018, doi: 10.1016/j.msea.2018.08.072.
- [25] Xometry Europe, ‘Tolerances in 3D Printing’. Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <https://xometry.eu/en/tolerances-in-3d-printing/>
- [26] X. Sun, M. Mazur, and C.-T. Cheng, ‘A review of void reduction strategies in material extrusion-based additive manufacturing’, *Addit Manuf*, vol. 67, p. 103463, Apr. 2023, doi: 10.1016/j.addma.2023.103463.
- [27] J. C. Fox, S. P. Moylan, and B. M. Lane, ‘Effect of Process Parameters on the Surface Roughness of Overhanging Structures in Laser Powder Bed Fusion Additive Manufacturing’, *Procedia CIRP*, vol. 45, pp. 131–134, 2016, doi: 10.1016/j.procir.2016.02.347.
- [28] H. Bikas, A. K. Lianos, and P. Stavropoulos, ‘A design framework for additive manufacturing’, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 103, no. 9–12, pp. 3769–3783, Aug. 2019, doi: 10.1007/s00170-019-03627-z.
- [29] E. van de Ven, R. Maas, C. Ayas, M. Langelaar, and F. van Keulen, ‘Continuous front propagation-based overhang control for topology optimization with additive manufacturing’, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 57, no. 5, pp. 2075–2091, May 2018, doi: 10.1007/s00158-017-1880-4.
- [30] N. Huc, ‘Conjugate Heat Transfer’. Accessed: Jul. 04, 2023. [Online]. Available: <https://www.comsol.com/blogs/conjugate-heat-transfer/>
- [31] B. E. Rapp, ‘Fluids’, in *Microfluidics: Modelling, Mechanics and Mathematics*, Elsevier, 2017, pp. 243–263. doi: 10.1016/B978-1-4557-3141-1.50009-5.
- [32] Star-CCM+, ‘What are continua?’ Accessed: Jul. 28, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-94FA5AB7-E17B-4716-8BDA-D408265D7313%3Den%3D.html>
- [33] Star-CCM+, ‘The Segregated Flow Model’. Accessed: Jul. 27, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR->

- CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-D41C3633-8456-4C84-80DA-4124FA1713D0%3Den%3D.html%23
- [34] Star-CCM+, ‘The Coupled Model Flow’. Accessed: Jul. 27, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-D1620A9D-185C-4156-B00C-6611024F0455%3Den%3D.html>
- [35] H. Rastan, A. Abdi, B. Hamawandi, M. Ignatowicz, J. P. Meyer, and B. Palm, ‘Heat transfer study of enhanced additively manufactured minichannel heat exchangers’, *Int J Heat Mass Transf*, vol. 161, p. 120271, Nov. 2020, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120271.
- [36] thyssenkrupp, ‘Stainless Steel 316L 1.4404’. Accessed: Jul. 29, 2024. [Online]. Available: <https://www.thyssenkrupp-materials.co.uk/stainless-steel-316l-14404.html>
- [37] Star-CCM+, ‘Contact Interface’. Accessed: Jul. 28, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-33B3729C-A732-40D8-9990-791A86A022CB%3Den%3D.html>
- [38] Star-CCM+, ‘Working with Interfaces’. Accessed: Aug. 17, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-7B125864-98BA-4E1C-BA09-BD7955F0C819%3Den%3D.html>
- [39] CFD Online, ‘Turbulence Intensity’, Accessed: Aug. 16, 2024. [Online]. Available: https://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity
- [40] Star-CCM+, ‘Checking the Volume Mesh’. Accessed: Jul. 28, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-0D5DB87F-2477-457A-B136-8762CBC7B23E%3Den%3D.html>
- [41] Star-CCM+, ‘Checking The Face Validity, Cell Quality, And Volume Change Cell Metrics’. Accessed: Jul. 28, 2023. [Online]. Available: file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-733A3104-A053-47A1-AD86-8B16F4E4757B%3Den%3D.html%23ww3_4_14_24_22_3_10_2
- [42] NASA, ‘Examining Spatial (Grid) Convergence’. Accessed: Aug. 08, 2023. [Online]. Available: <https://www.grc.nasa.gov/www/wind/valid/tutorial/spatconv.html>

- [43] Autodesk, 'How to Perform a Mesh Convergence Study'. Accessed: Jul. 29, 2023. [Online]. Available: <https://www.autodesk.com/support/technical/article/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/How-to-Perform-a-Mesh-Convergence-Study.html>
- [44] Volupe, 'y+ Compute Grid Spacing online'. Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <https://volute.se/wall-y-calculator-when-meshing-a-geometry-for-cfd-analysis-this-handly-volute-calculator-computes-the-height-of-the-first-mesh-cell-off-the-wall-required-to-achieve-a-desired-y-using-flat-plate-boun/>
- [45] Star-CCM+, 'Prism Layer Stretching'. Accessed: Aug. 04, 2023. [Online]. Available: <file:///C:/Program%20Files/CD-adapco/STAR-CCM+10.02.012-R8/doc/en/online/index.html#page/STARCCMP%2FGUID-3CDA0E4C-B2C0-4450-B277-808645D3DFEB%3Den%3D.html>
- [46] N. Baobaid, M. I. Ali, K. A. Khan, and R. K. Abu Al-Rub, 'Fluid flow and heat transfer of porous TPMS architected heat sinks in free convection environment', *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 33, p. 101944, May 2022, doi: 10.1016/j.csite.2022.101944.
- [47] Volupe, 'Residuals in Simcenter STAR-CCM+'. Accessed: Jul. 29, 2023. [Online]. Available: <https://volute.se/residuals-in-simcenter-star-ccm/>
- [48] G. Barker, 'Pipe sizing and pressure drop calculations', in *The Engineer's Guide to Plant Layout and Piping Design for the Oil and Gas Industries*, Elsevier, 2018, pp. 411–472. doi: 10.1016/B978-0-12-814653-8.00018-7.
- [49] tec-science, 'Moody Chart Diagram'. Accessed: Aug. 05, 2023. [Online]. Available: <https://www.tec-science.com/mechanics/gases-and-liquids/moody-chart-diagram/>
- [50] 'Moody Friction Factor'. Accessed: Aug. 05, 2023. [Online]. Available: <https://www.eng-tips.com/viewthread.cfm?qid=4698>
- [51] PDC KTH University, 'Dardel HPC System'. Accessed: Aug. 22, 2024. [Online]. Available: <https://www.pdc.kth.se/hpc-services/computing-systems/about-the-dardel-hpc-system-1.1053338>
- [52] R. K. Shah and D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Wiley, 2003.

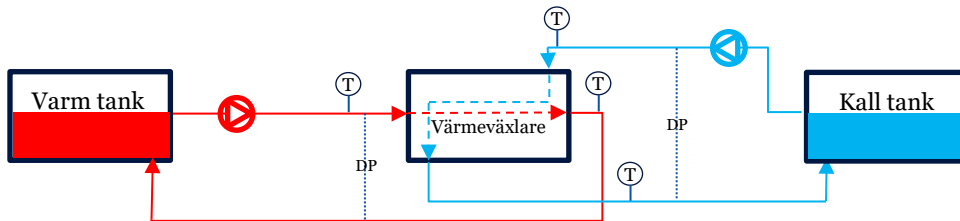
Bilaga 2,

Experimentell verifiering av numeriska beräkningar

Beskrivning av försöksuppställningen

Översiktlig beskrivning

De tre värmeväxlarna testades i en enkel försöksuppställning enligt Figur 1. Uppställningen består av två vattentankar, en med kallt vatten, en med varmt vatten. Vatten pumpas från båda tankarna till värmeväxlaren så att flödet i denna blir i huvudsak motström. Vattenpumparnas varvtal kan varieras genom att ändra drivspänningen. Temperaturen mäts i vattenflödet omedelbart före och efter värmeväxlaren på kalla och varma sidan. Tryckfallet över värmeväxlaren mäts också, liksom flödet på kalla och varma sidan.



Figur 1: Schematisk skiss av försöksuppställningen

Detaljerad beskrivning av mätuppställningen

Temperaturmätningar

Temperaturerna mäts med termoelement typ T kopplade till en speciell mätbox där kalla lödstället för samtliga termoelement finns placerade i en väl termiskt isolerad aluminiumkapsel. I kapseln mäts temperaturen med en Pt100 givare med mycket hög noggrannhet. Spänningarna från termoelementen mäts med en datalogger, Agilent 34972A. Ett separat termoelement mäter temperaturen i ett isbad för att säkerställa att hela mätkedjan är korrekt. Isbadets temperatur registrerades till omkring $+0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ när is just tillsatts isbadet.

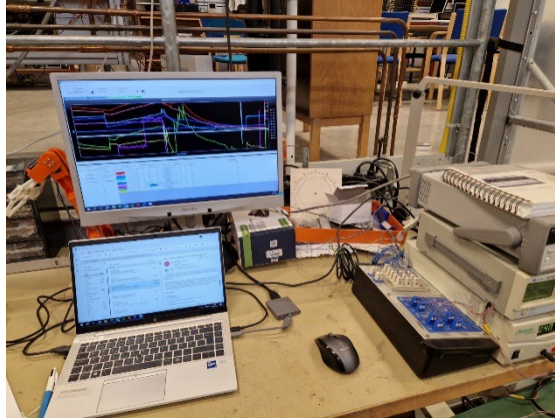


Figur 2: Försöksuppställning visande datalogger, överst, spänningsaggregat för pumpar, mätlåda för termoelementens kalla lödställe samt i förgrunden värmeväxlaren med anslutningar, termoelement och differensstryckgivare.

Tryckfallsmätningar

Tryckfallet bestämdes med två differenstryckgivare från Druck, med maximalt differenstryck 700 mbar resp 2000 mbar. Givarna nollpunktskalibrerades när inget flöde gick genom kretsarna. Spänningssignalen från givarna kopplades till dataloggern, Agilent 34972A.

För att kompensera för tryckfallet i anslutningarna gjordes separata mätningar där värmeväxlaren



Figur 3: Datainsamlingssystemet bestående av dator, datalogger (överst till höger) samt mätlåda för termoelementens kalla lödställe. Lådorna nederst till höger är spänningsaggregat för de två pumparna.

ersattes av två nipplar av samma typ som satt på värmeväxlarna. Mätningar gjordes vid flera olika flöden och en ekvation för tryckfallet för nipplarna som funktion av flödet kunde därmed bestämmas. Detta samband användes sedan för att korrigera de uppmätta tryckfallen för värmeväxlarna, så att tryckfallet för enbart värmeväxlarna kunde bestämmas. (Genom att subtrahera tryckfallet över nipplarna från uppmätt tryckfall för värmeväxlare och nipplar).

Flödesmätningar

Flödet mättes med hink och klocka. Detta betyder att flödet tillbaka till tanken riktades om så att det samlades upp i en hink. Massan vatten som fyllde hinken under 60 sekunder bestämdes genom vägning på en våg med upplösningen 1/10 gram. Felet i tidtagningen uppskattades vara ca 0,5 sekunder. Felet i mätningen av massflödet uppskattades därmed till högst 1%.

Datainsamling

Som nämnts användes en datalogger, Agilent typ 34972A, för insamling av temperatur- och tryckfall. Loggern var kopplad till en PC där programmet Agilent BenchLink kördes för att samla in och spara mätvärdena. Mätningar gjordes var tionde sekund och resultaten plottades kontinuerligt. Data exporterades slutligen till Excel för vidare bearbetning.

Mätmatris

Mätningar gjordes vid flera olika flöden. Förutom några kontrollmätningar genomfördes mätningarna med samma flöde på den varma sidan, dvs där flödet går rakt genom värmeväxlaren, från ena änden till den andra. Däremot varierades flödet på den kalla sidan, med anslutningar på sidan av värmeväxlaren. Detta gjordes genom att spänningen som drev pumpen ändrades från 4 till 12 V i steg om 2 V.

Beräkningar

Beräkningarna har huvudsakligen beskrivits i huvudrapporten, men upprepas här för att ge en sammanhängande beskrivning av mätningarna och utvärderingarna.

För varje mätning bestämdes den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (*LMTD*) över värmeväxlaren, beräknad som.

$$LMTD = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{\ln \left[\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right]}$$

där ϑ_1 och ϑ_2 är temperaturdifferenserna mellan medierna vid varma sidans inlopp respektive utlopp. Från $LMTD$ kunde värmeväxlarens UA -värde (produkten av värmegenomgångstal och värmeöverförande area) bestämmas utifrån den definierande ekvationen för U -värde

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot LMTD$$

där Q är den överförda effekten, beräknad som

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta T$$

V är volymflödet av vatten, ρ vattnets densitet, C_p , vattnets specifika värmekapacitet och ΔT temperaturändringen på vattnet. Värmeväxlarens värmeöverförande yta A är känd från de numeriska beräkningarna, varför U -värdet lätt kunde bestämmas från UA -värdet.

Mätningar gjordes enligt den s.k. Wilson plot-metoden. Denna innebär att flödet av det ena mediet hålls konstant medan flödet av det andra mediet varieras. Därmed är värmemotståndet konstant på ena mediesidan, medan det förväntas variera med flödet på den andra sidan. Allmänt gäller:

$$m_{tot} = m_1 + m_{vägg} + m_2$$

där m_{tot} är totala värmemotståndet, m_1 och m_2 motståndet på de två sidorna av värmeväxlaren och $m_{vägg}$ motståndet i väggen mellan de två mediesidorna. De olika motstånden kan beräknas som

$$m_{tot} = \frac{1}{U \cdot A} \quad m_1 = \frac{1}{h_1 \cdot A_1} \quad m_2 = \frac{1}{h_2 \cdot A_2} \quad m_{vägg} = \frac{\delta}{k \cdot A_{vägg}}$$

där h är värmeövergångstalen, δ vägg tjockleken och k värmeledningstalet för väggen. Arealen A är godtycklig och kan väljas lika med A_1 . Om flödet hålls konstant på sida 2 ger detta tillsammans:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + konst$$

Där konstanten är summan av värmemotståndet i väggen och på mediesida 2.

Värmeövergångstalet h kan allmänt antas bero av flödet upphöjt till någon exponent.

$$h_1 \sim \dot{V}_1^n$$

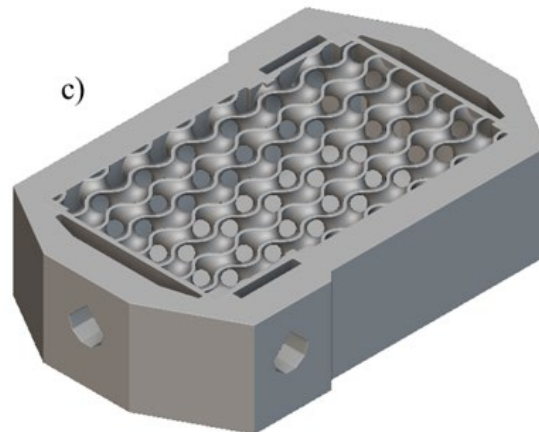
För turbulent rörströmning är till exempel exponenten 0,8. Genom att plotta totala värmemotståndet mot inversen av volymflödet på den sida där flödet varieras, upphöjt till en lämplig exponent, kan ett linjärt samband erhållas.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\dot{V}_1^n} + konst$$

Exponenten tas fram genom prövning och behöver inte vara 0,8 som vid turbulent rörströmning. Rätt exponent ger ett linjärt samband. Vid oändligt medieflöde blir uppenbarligen också värmeövergångstalet oändligt, vilket är detsamma som att värmemotståndet är noll. Genom att extrapolera det linjära sambandet till oändligt flöde, ($\frac{1}{\dot{V}_1^n} = 0$) erhålls konstanten i ekvationen ovan, vilken alltså är summan av värmemotståndet i väggen och på den sida som hållits konstant.

Värmemotståndet, och värmeövergångstalet, på den sida där flödet varierats kan nu beräknas ur lutningen av linjen som konstruerades enligt ovan.

I detta fall är kanalerna lika på båda sidor, varför värmemotståndet också förväntas vara ungefär lika. Därmed kan även värmemotståndet i väggen mellan medierna uppskattas. Viss skillnad i värmemotstånden kan dock förväntas eftersom ena flödet går rakt genom strukturen, medan det andra flödet har in- och utlopp på sidan av värmeväxlarens två ändar, se Figur 4.



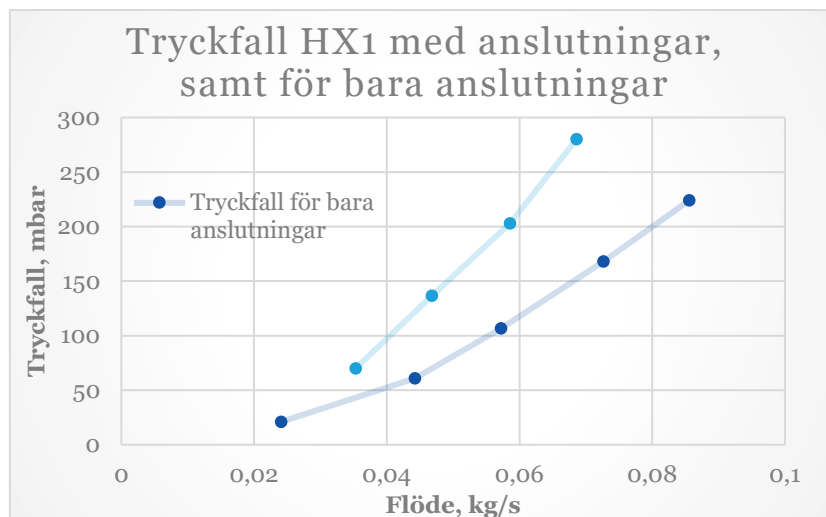
Figur 4: Värmeväxlarnas utformning, med ett flöde rakt igenom och det andra med in- och utlopp på sidorna.

Beräkningar enligt ovan har genomförts för de tre värmeväxlarna och resultaten redovisas nedan.

Mätresultat

För samtliga tre värmeväxlare redovisas först tryckfall, UA-värde och värmegenomgångstal som funktion av flödet. Dessutom visas Wilson-plot, dvs totala värmemotståndet som funktion av inversen av flödet upphöjt till en exponent som valts speciellt för varje värmeväxlare. För varje värmeväxlare varierades som nämnts flödet på ena sidan (med sidoanslutningar) genom att pumpens drivspänning varierades från 4V till 12V i steg om 2 V, dvs fem mätpunkter.

För att erhålla ett rättvisande tryckfall för själva värmeväxlaren, utan inflytande av de nipplar som användes för att koppla in flödet gjordes separata mätningar där tryckfallet mättes över enbart två nipplar, utan värmeväxlare. Utifrån dessa mätningar ställdes ett samband upp för nipplarnas tryckfall som funktion av flödet. De uppmätta tryckfallen för värmeväxlarna korrigerades därefter för tryckfallet i nipplarna. Figur 5 visar som exempel tryckfallen för värmeväxlare 1 med nipplar, samt tryckfallet för bara nipplarna. Som framgår hade nipplarna en stor betydelse för det totala tryckfallet.



Figur 5: Tryckfall för värmeväxlare 1 jämfört med tryckfallet för bara anslutningsnipplarna

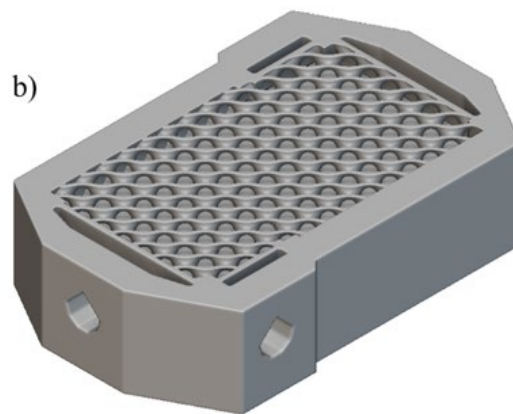
Areorna för värmeväxlarna hämtas från de numeriska beräkningarna, se bilaga 1. Tabell 1 nedan är delvis hämtad från Tabell 2 i denna bilaga. Värmeväxlaren består av 56 celler, varför totala arean lätt kan beräknas. Utifrån UA-värdet och Areorna kan värmeväxlarnas värmegenomgångstal beräknas.

Tabell 1: Specifikationer för de testade värmeväxlarnas enhetsceller

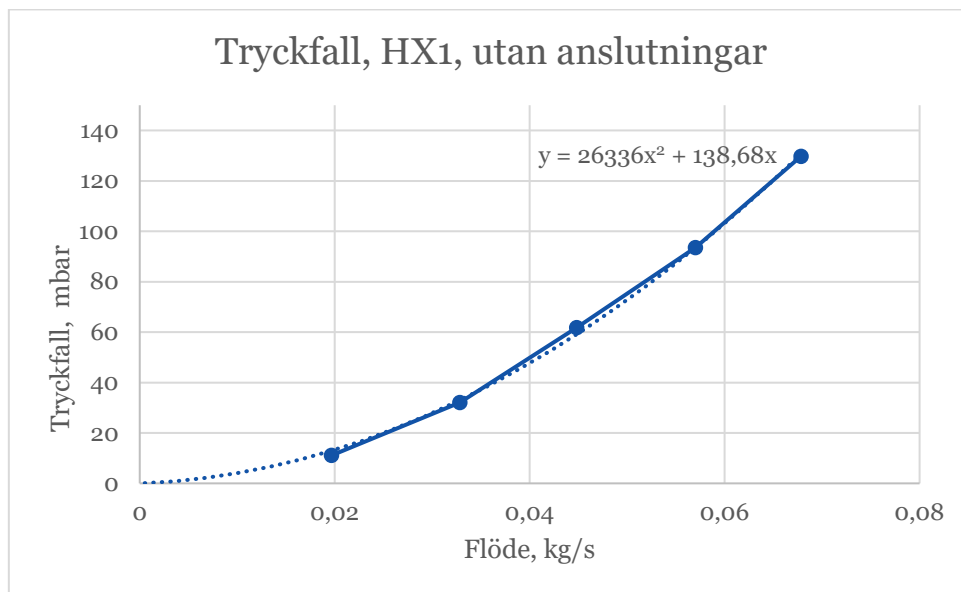
Cell	Hydraulisk diameter d_h (mm)	Vägg-tjocklek (mm)	Cell längd (mm)	Area per sida för en cell (mm^2)	Total area för värmeväxlaren (m^2)
Fischer Koch	2,70	1,00	10,00	519,40	0,029086
Schwarz D	3,9	1,00	10,00	374,76	0,020987
Gyroid	4,1	1,00	10,00	304,70	0,017063

Det visar sig att Wilson-plot har tydliga begränsningar: Värdet på lutningen är mycket känslig för små variationer i mätvärdena och det skulle varit önskvärt med ett större antal mätningar för att säkerställa att rätt exponent erhöles. Metoden förutsätter också att exponenten är oberoende av flödet inom flödesområdet. Om det sker ett omslag från laminärt till turbulent flöde så kan ett linjärt förhållande (konstant exponent) inte förväntas. Med tanke på detta lades ingen större vikt vid att genomföra Wilson-plot beräkningar av värmeövergångstalen. Felen skulle ha blivit alltför stora.

Värmeväxlare 1, Schwarz Diamond (SD)

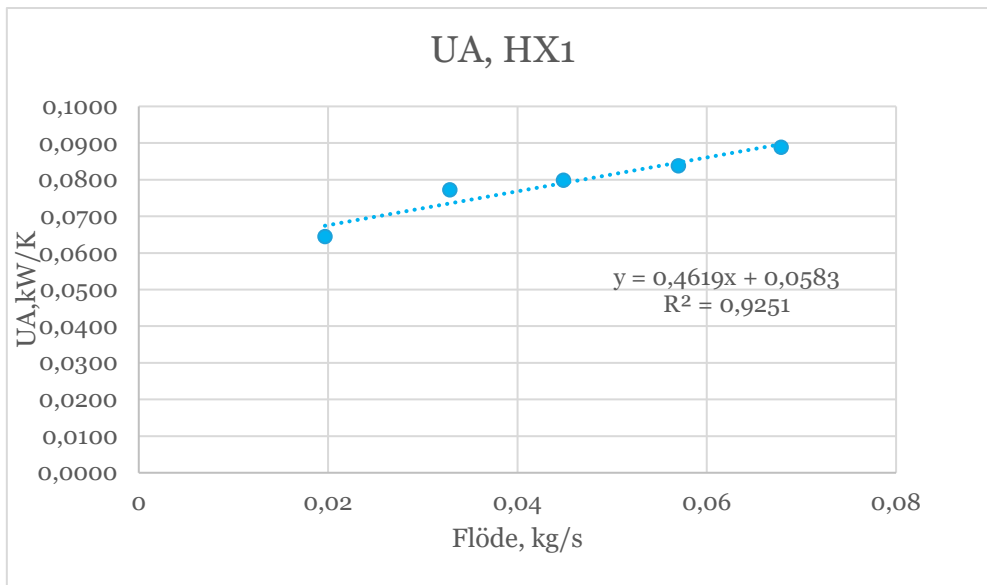


Figur 6: Bild av värmeväxlare 1, SD, från ritning



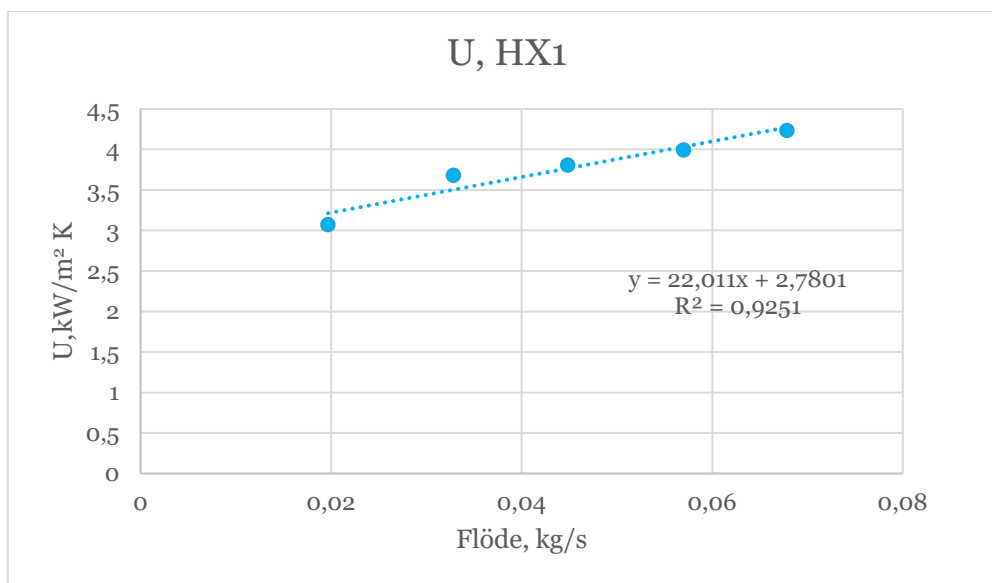
Figur 7: Tryckfall som funktion av flöde för värmeväxlare 1

Figur 7 visar tryckfallet som funktion av flödet för värmeväxlare 1, SD. Som förväntat är tryckfallet proportionellt mot flödet i kvadrat.



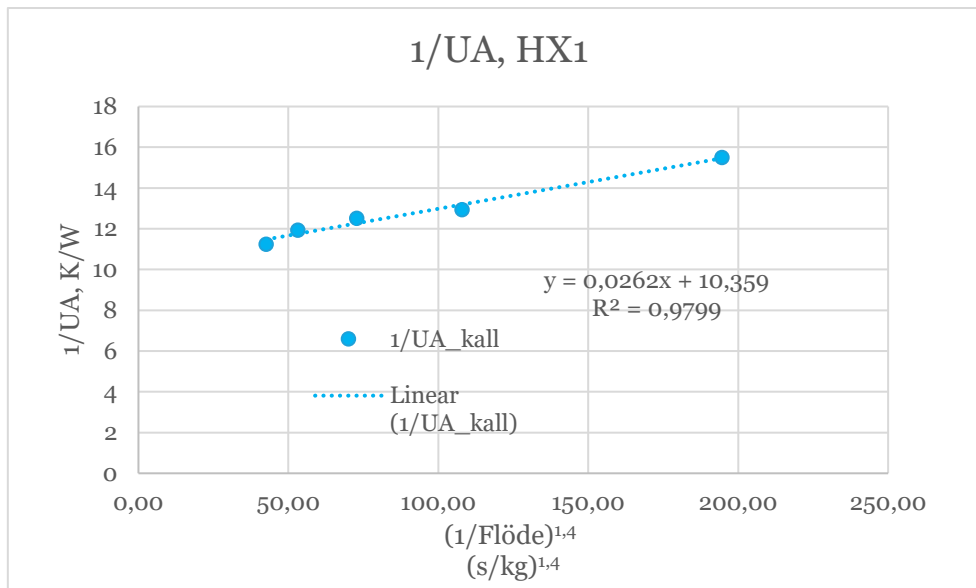
Figur 8: UA-värde som funktion av flöde för värmeväxlare 1, SD

Figur 8 visar UA-värdet för värmeväxlare 1 som funktion av flödet. I grafen har en linjär funktion ritats in. Som framgår avviker punkten för det lägsta flödet från trenden för de övriga mätpunkterna. Detta indikerar att flödesregimen kan ha ändrats. Att UA varierar med flödet visar att flödet inte är laminärt, då värmeövergångstalet, och därmed totala värmemotståndet, förväntas vara oberoende av flödet vid laminär strömning.



Figur 9: Värmegenomgångstal, U, som funktion av flödet för värmeväxlare 1

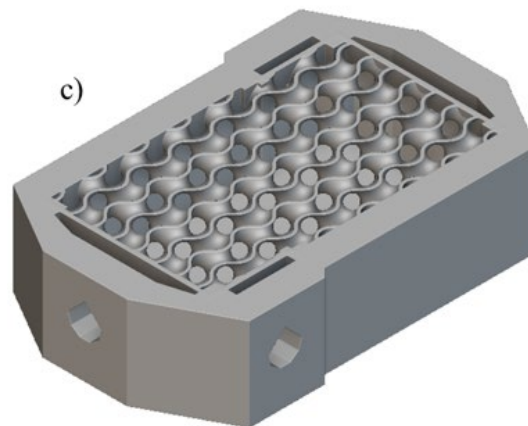
Figur 9 visar värmegenomgångstalet, U, som funktion av flödet för värmeväxlare 1. Jämfört med traditionella värmeväxlare är värdena mycket höga.



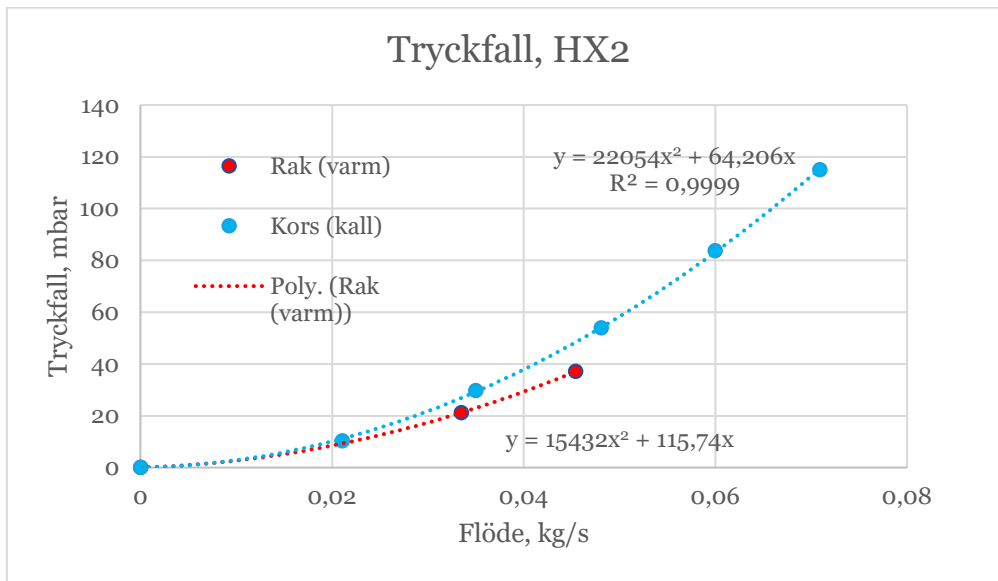
Figur 10: Totalt värmemotstånd som funktion av 1/flödet upphöjt till exponenten 1,4, värmeväxlare 1

Figur 8 visar $1/UA$, dvs totala värmemotståndet som funktion av $1/\text{flödet}$ upphöjt till exponenten 1,4 för värmeväxlare 1. Detta var den exponent som gav bäst passning av ett linjärt samband (högst R^2 värde). Exponenten är betydligt högre än vad som förväntas för turbulent rörströmning. Det bör dock noteras att om punkten för det lägsta flödet tas bort (eventuellt laminär strömning) så blir bästa exponenten betydligt lägre, t.o.m. under det förväntade värdet om 0,8 som gäller för turbulent rörströmning.

Värmeväxlare 2, Gyroid (G)

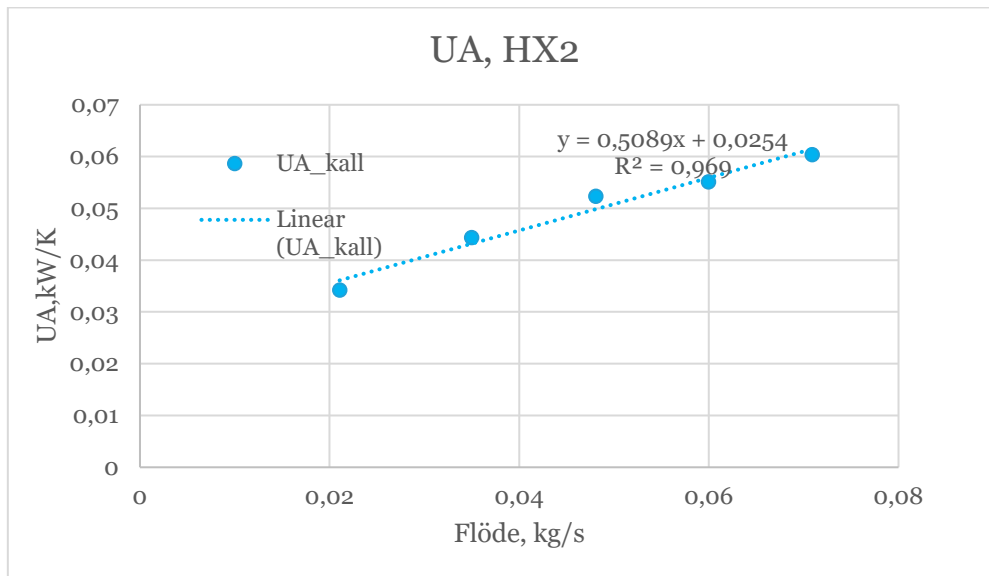


Figur 11: Bild av värmeväxlare 2, från ritning



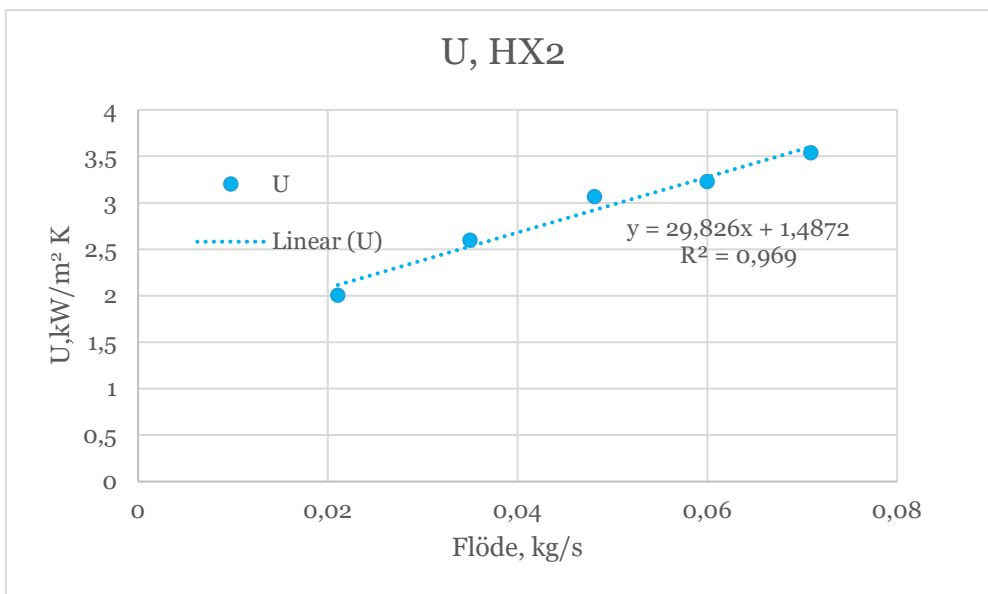
Figur 12: Tryckfall som funktion av flödet för värmeväxlare 2, G. Röd kurva avser flödet rakt genom värmeväxlaren, blå kurva avser flödet via sidoanslutningarna

Tryckfallet för värmeväxlare 2 framgår av Figur 12. I detta fall mättes tryckfallet vid ett par flöden även för det flöde som gick rakt genom värmeväxlaren. Som förväntat ger sidoanslutningarna ett något högre tryckfall än den raka anslutningen.



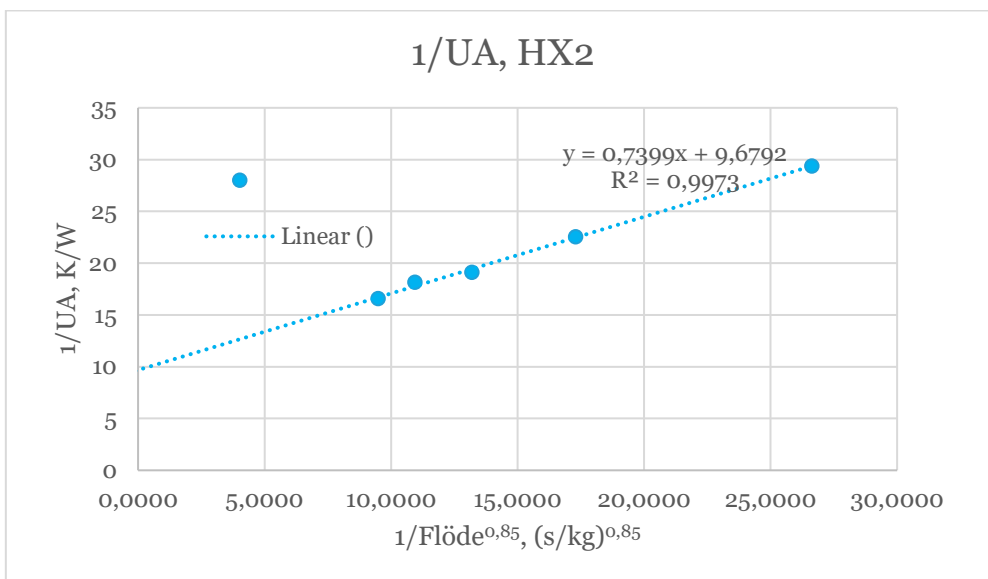
Figur 13: UA-värde som funktion av flödet för värmeväxlare 2.

UA värdena för värmeväxlare 2 framgår av Figur 13. Värdet för det lägsta flödet ligger något under trenden för de övriga värdena, vilket kan antyda att flödesbilden är nära laminär.



Figur 14: Värmeöverföringskoefficienten för värmewäxlare 2 som funktion av flödet

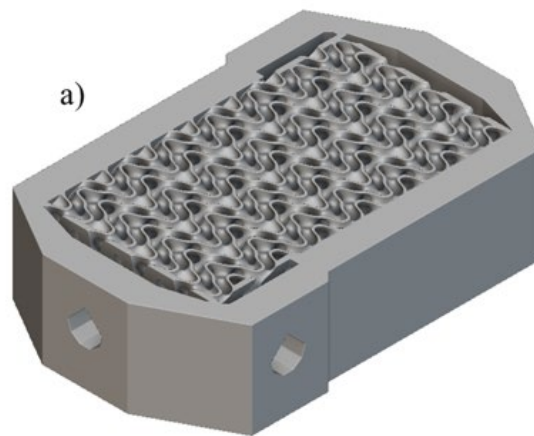
Värmeöverföringskoefficienten för värmewäxlare 2 visas i Figur 14. Grafen är lik den för UA-värdet, naturligtvis, men visas här för att U-värdena ska kunna jämföras mellan värmewäxlarna. Värdena är generellt lägre än för värmewäxlare 1, men fortfarande höga.



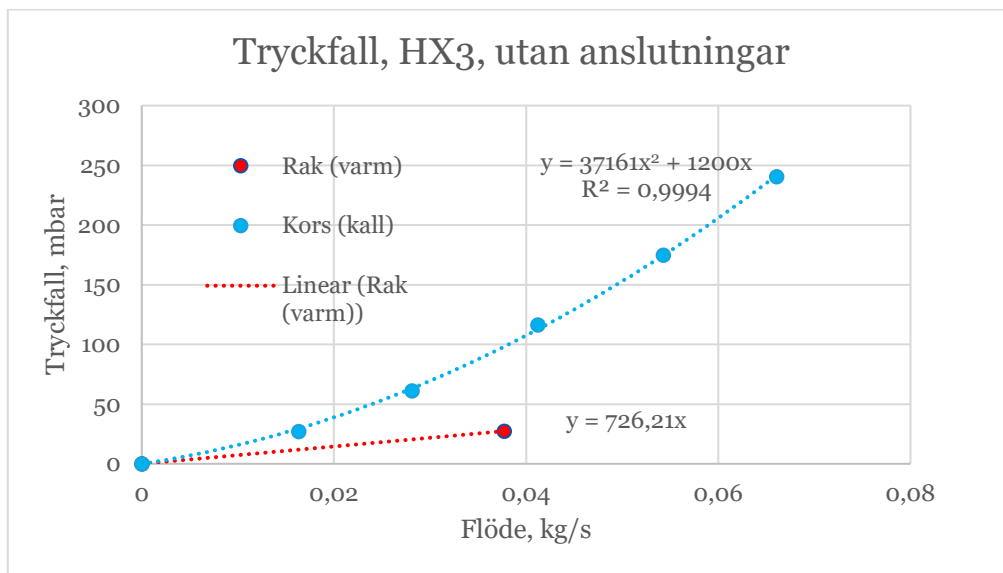
Figur 15: Totalt värmemotstånd som funktion av 1/flödet upphöjt till exponenten 0,85, värmewäxlare 2

Figur 15 visar totala värmemotståndet som funktion av 1/flödet upphöjt till exponenten 0,85. Denna exponent gav den bästa passningen och ligger mycket nära vad som förväntas för turbulent rörströmning.

Värmeväxlare 3, Fischer Koch (FK)

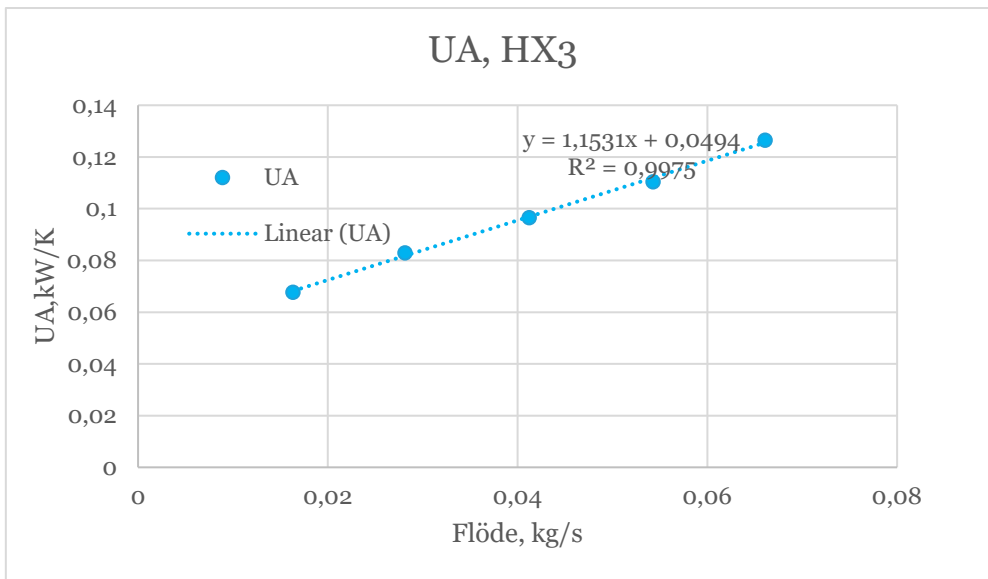


Figur 16: Bild av värmeväxlare 3, från ritning



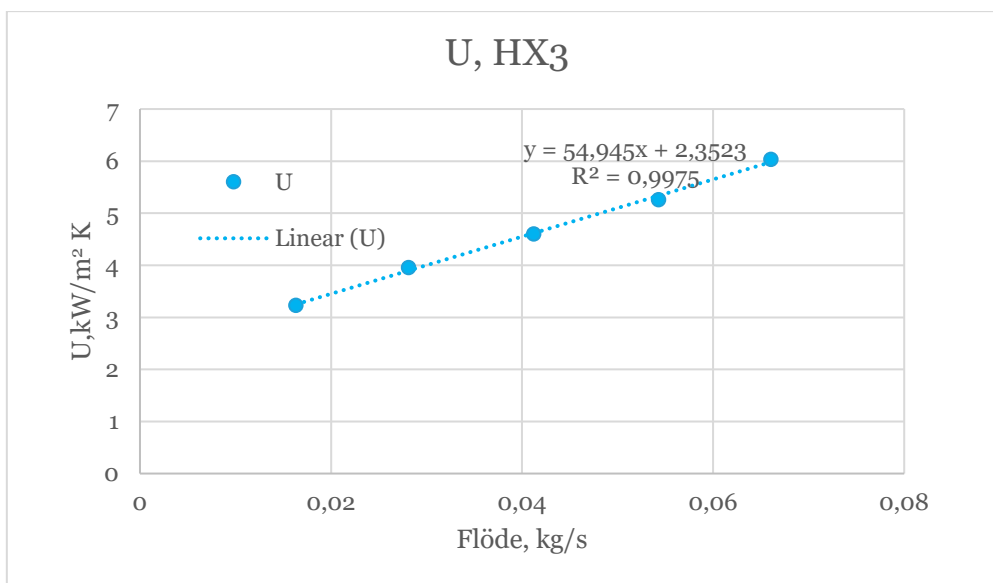
Figur 17: Tryckfall som funktion av flödet för värmeväxlare 3. Röd kurva avser flödet rakt genom värmeväxlaren (endast en punkt mätt), blå kurva avser flödet via sidoanslutningarna

Figur 17 visar tryckfallet för värmeväxlare 3 som funktion av flödet med sidoanslutningarna. En mätpunkt togs för flödet rakt genom värmeväxlaren. Som förväntat varierar tryckfallet med flödet i kvadrat.



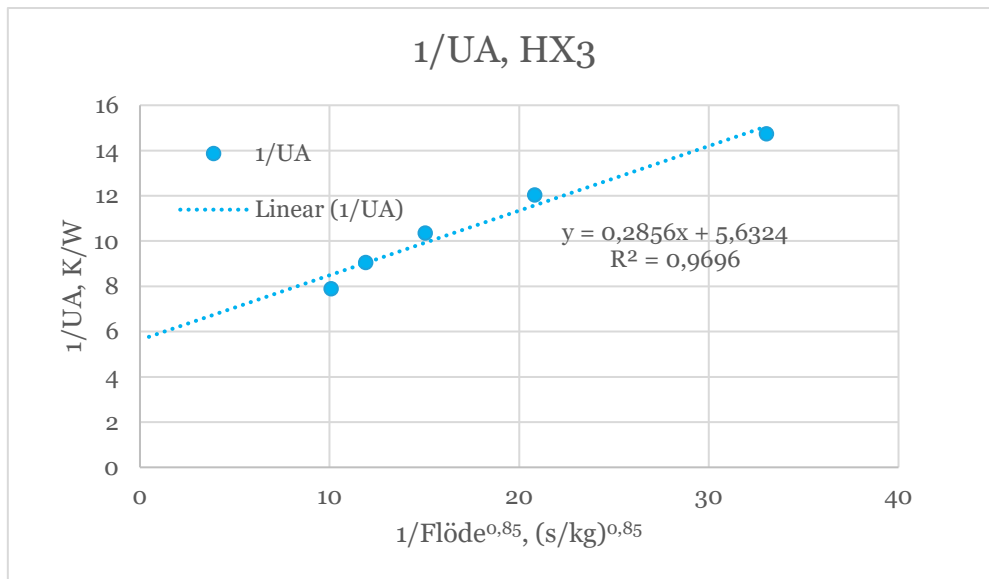
Figur 18: UA-värde som funktion av flödet för värmeväxlare 3

Figur 18 visar UA-värdet för värmeväxlare 3 som funktion av flödet. Mätpunkterna hamnar mycket nära en rät linje.



Figur 19: Värmegenomgångstalet för värmeväxlare 3 som funktion av flödet

Figur 19 visar värmegenomgångstalet för värmeväxlare 3 som funktion av flödet. Värdena är betydligt högre än för värmeväxlare 2 och vid höga flöden även betydligt högre än för värmeväxlare 1.



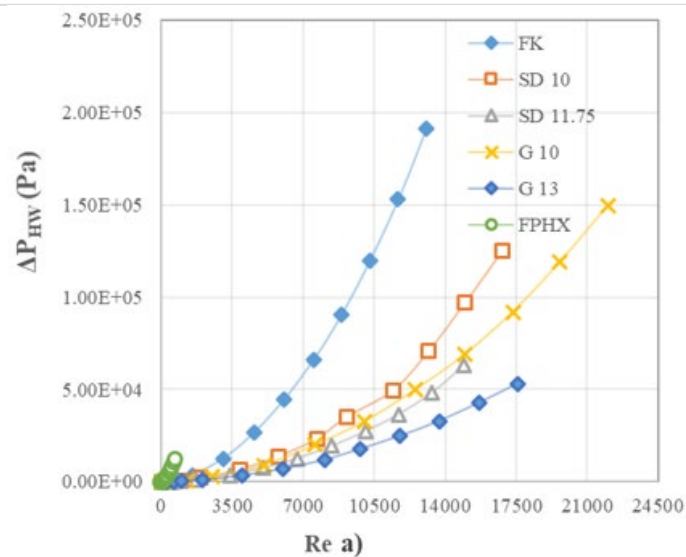
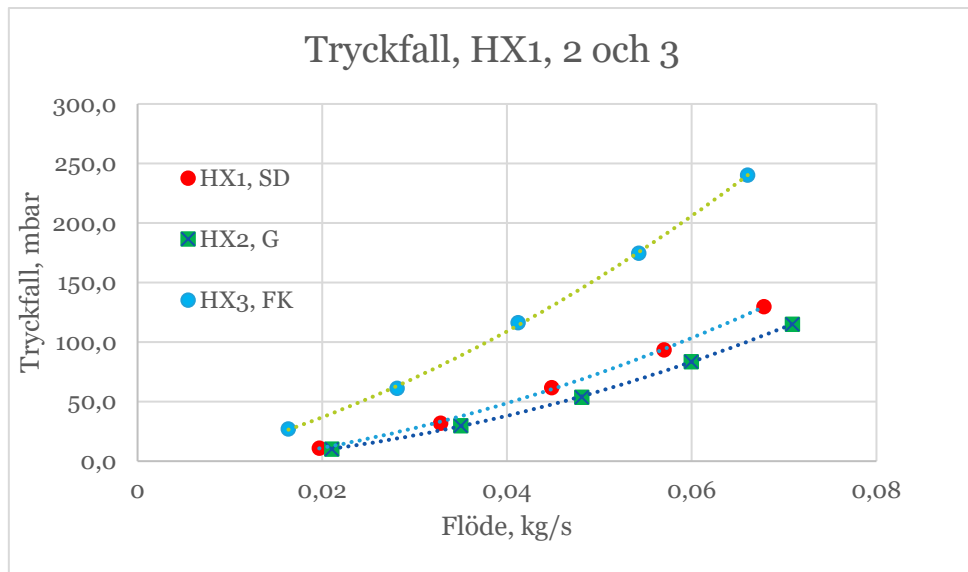
Figur 20: Totalt värmemotstånd som funktion av 1/flödet upphöjt till exponenten 0,85, värmeväxlare 3

I Figur 20 visar för värmeväxlare 3 det totala värmemotståndet som funktion av 1/flödet upphöjt till exponenten 0,85, dvs samma som för värmeväxlare 2. Som figuren antyder skulle en lägre exponent gett bättre passning, men det visade sig omöjligt att få riktigt bra passning varför resultaten här visas med exponenten 0,85.

Jämförelse mellan experimentella resultat för de tre värmeväxlarna

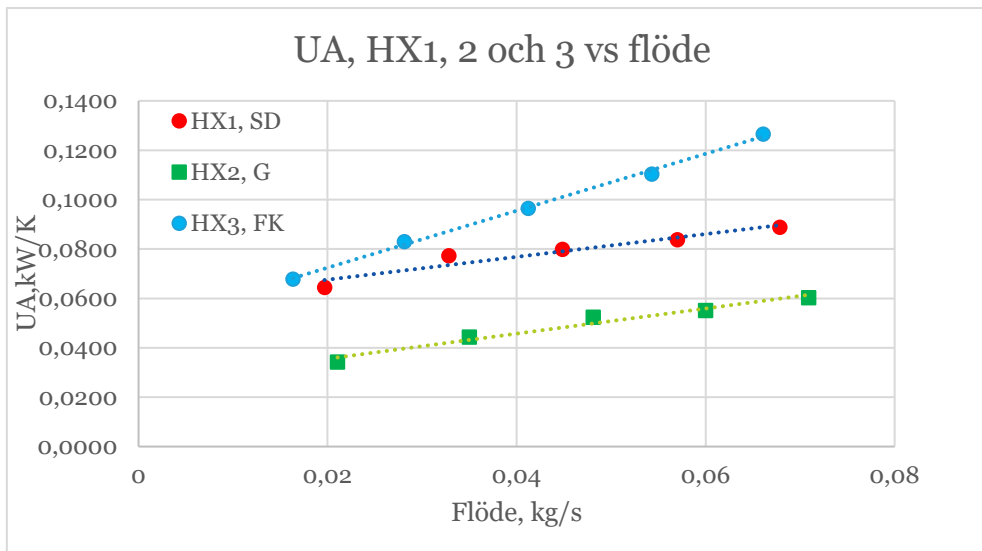
För att enklare kunna jämföra resultaten visas nedan några grafer med alla tre värmeväxlarna. Dessutom finns ett par grafer som visar prestanda som funktion av tryckfallet, vilket i många fall är det mest väsentliga.

Det bör poängteras att värmeväxlarnas yttre geometri är lika, samt att de alla innehåller lika antal celler. Det innebär dock att areorna inte är lika, som visades i Tabell 1 ovan.



Figur 21: Överst: Jämförelse av de experimentella tryckfallen som funktion av flödet för de tre värmeväxlarna, nederst resultat från de numeriska beräkningarna, där FK, SD10 och G10 motsvarar de testade värmeväxlarna

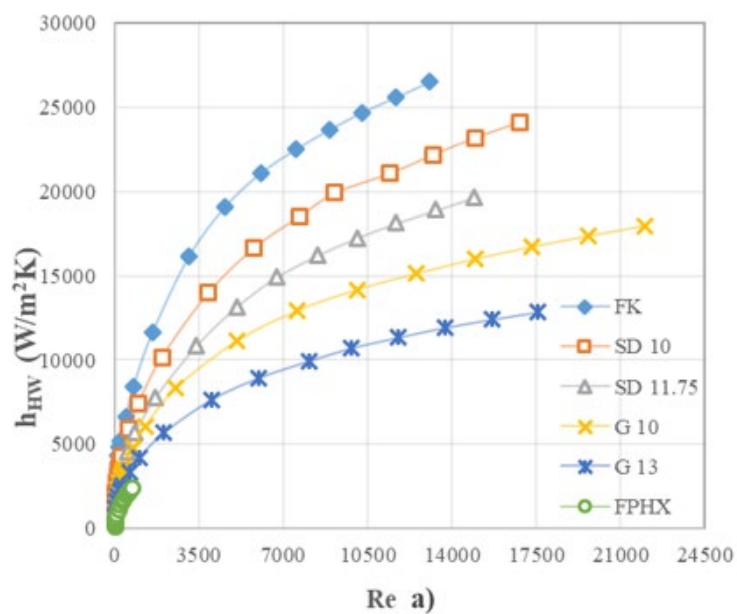
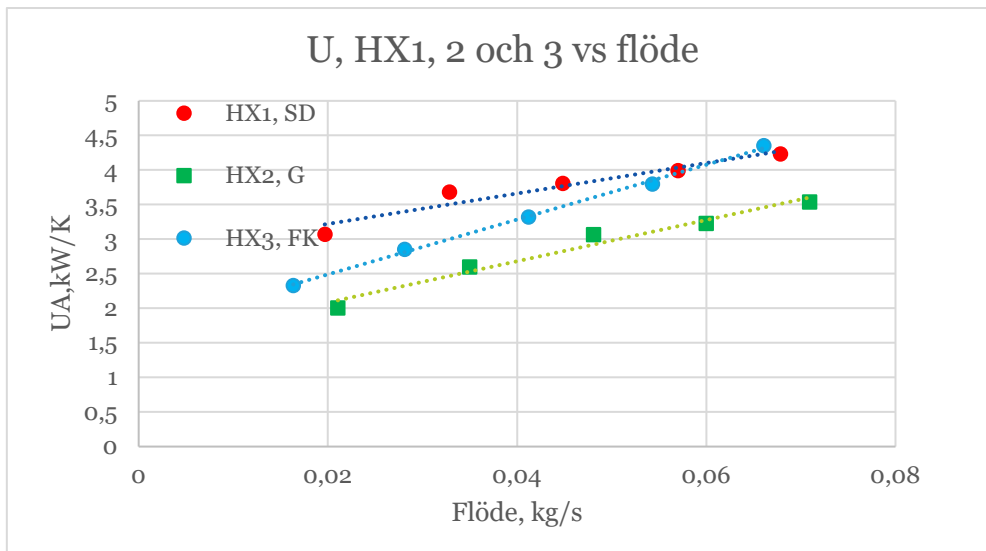
Som framgår av Figur 21 så har värmeväxlare 3, FK, betydligt högre tryckfall än de andra två, som i sin tur har likartade tryckfall. I den undre delen av bilden syns resultatet av de numeriska beräkningarna, där FK, SD10 och G10 är de kurvor som ska jämföras med de experimentella resultaten. De absoluta värdena kan inte direkt jämföras, men vi ser att de relativa resultaten är mycket lika. Reynolds tal är proportionellt mot massflödet, men beräkningarna har fortsatt till högre flöden än som testades i labb, varför tryckfallen också är mycket större.



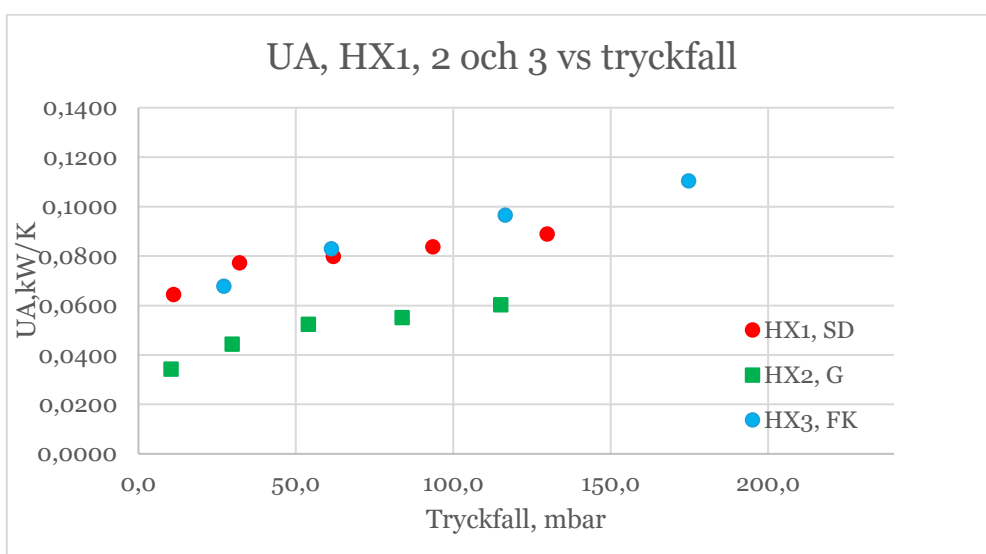
Figur 22: Jämförelse av UA-värdet för de tre värmeväxlarna som funktion av flödet

Figur 22 visar UA-värdena för de tre värmeväxlarna. Värmeväxlare 3, FK, som har betydligt större area per enhetscell, har i denna representation en fördel jämfört med de andra två. Värmeväxlare 2, G, med minsta arean har lägst UA, medan HX1, SD, ligger emellan och vid låga flöden har nästan lika höga UA-värden som HX3. UA-värdena har inte beräknats med numeriska metoder och kan därför inte jämföras direkt. Däremot har värmeövergångstalen beräknats. Dessa syns i nedre delen av Figur 23. I övre delen syns de experimentella värmeövergångstalen. OM värmemotståndet i väggen kan försummas, och geometrierna och flödena är lika så är värmeövergångstalet hälften av värmeövergångstalet. De numeriska beräkningarna är återigen gjorda upp till högre flöden (Re) än som var möjligt experimentellt, och har gjorts med fler punkter varför tydliga kurvor kan urskiljas. Trots detta kan vi jämföra de relativa värdena. Vi ser att HX1, SD, har högst värmeövergångstal i nästan alla mätpunkter. HX3, FK, har dock en brantare lutning och vid extrapolation till högre flöden så skulle HX3 ge högst värden. Detta stämmer med resultaten från de numeriska beräkningarna. Vidare ser vi att HX2, G ger sämre värden än de andra två. Skillnaden förefaller dock vara större i de numeriska beräkningarna än i experimenten.

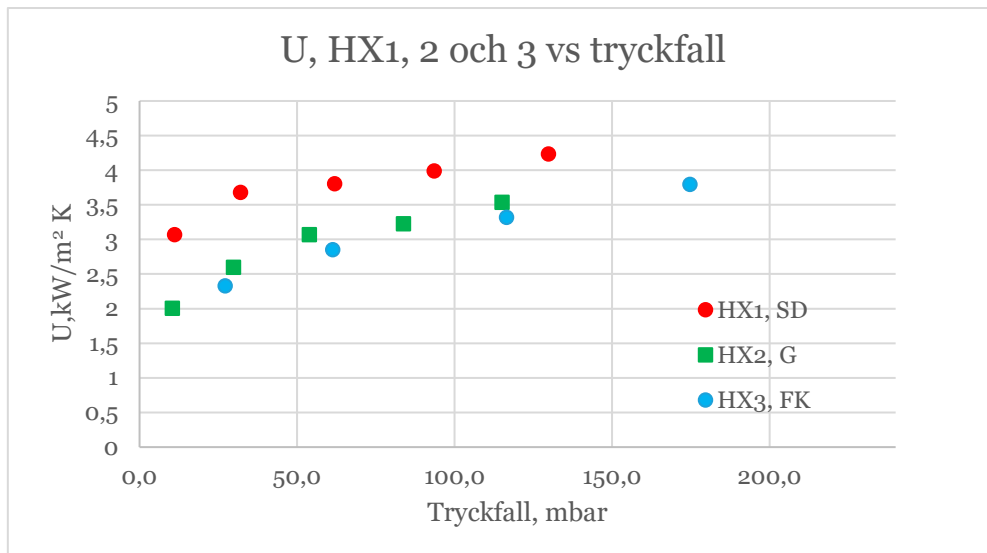
Resultaten i Figur 22 och Figur 23 antyder att HX3, FK är överlägsen både vad gäller UA-värde och U-värde (utom vid låga strömningshastigheter). För valet av värmeväxlare har dock även tryckfallet betydelse. Tryckfallet är kopplat till pumparbetet och ett lägre tryckfall skulle kunna möjliggöra ett större flöde, vilket skulle ge högre värmeövergångstal/värmeövergångstal. Det är därför av intresse att jämföra prestanda som funktion av pumparbetet. Detta har gjorts för de experimentella resultaten i Figur 24 och Figur 25. Figur 24 visar hur UA-värdet varierar med tryckfallet. Om målsättningen är att få högsta möjliga energiutbyte av en given värmeväxlarevolym till ett givet tryckfall är det denna typ av jämförelse som ska beaktas. Vi ser här att HX1, SD och HX3, FK, vid låga tryckfall/låga flöden får ungefär samma värden, medan med högre tryckfall/flöde HX3, FK verkar ge högst värden. Om vi istället vill veta vilken struktur som ger högst värmeövergångstal vid ett givet tryckfall ska vi betrakta Figur 25. Vi ser här att HX1, SD ger högre värden än de andra två.



Figur 23: Jämförelse av värmegenomgångstalet resp värmeövergångstalet för de tre värmeväxlarna som funktion av flödet eller Reynolds tal. Övre delen, experimentella resultat, nedre delen, numeriska beräkningar.



Figur 24: Jämförelse av UA-värdet för de tre värmeväxlarna som funktion av tryckfallet



Figur 25: Jämförelse av U-värdet för de tre värmeväxlarna som funktion av tryckfallet

Sammanfattande slutsatser

Sammanfattningsvis kan vi konstatera att de experimentella resultaten i stort verifierar de numeriska beräkningarna vad gäller de tre värmeväxlarnas relativa prestanda, både vad gäller tryckfall och värmeövergång.

De absoluta värdena för tryckfall och värmeövergång är däremot svåra att jämföra av några olika skäl:

- De numeriska beräkningarna har kunnat göras vid ett betydligt större flödesintervall, från mycket låga Reynolds tal till mycket höga.
- De numeriska beräkningarna har bara behandlat sju seriekopplade celler, inte en hel värmeväxlare (se Bilaga 1). De numeriska beräkningarna har därmed inte inkluderat effekterna av inloppet, eller effekten av att ena strömmen går från sida till sida på värmeväxlaren, inte helt i cellernas riktning.
- I de numeriska beräkningarna har antagits att ytorna är släta. I praktiken ger tillverkningstekniken råa ytor, vilket kan påverka både omslag till turbulent strömning och gränsskiktet närmast kanalväggarna, och därmed såväl tryckfall som värmeövergång.

Av dessa skäl har en exakt överensstämmelse mellan modell och experiment inte kunnat förväntas. Den huvudsakliga slutsatsen är dock, som redan nämnts, att de experimentella resultaten bekräftar den jämförelse mellan geometrierna som framkommit av de numeriska beräkningarna.

Av de tre strukturerna gav Fischer Koch (FK) de bästa resultaten följt av Schwartz Diamond (SD). FK gav dock även betydligt högre tryckfall än de andra två. För givet tryckfall är FK och SD ungefär jämbördiga.