



Sveriges lantbruksuniversitet
Swedish University of Agricultural Sciences

Institutionen för energi och teknik

Energieffektivisering av Saint-Gobain AB Sweden Gyprocs torksystem

*Energy efficiency of Saint Gobain AB
Sweden Gyproc drying system*

Elsa von Bergen, Linus Christiansen, Jonathan Eriksson, Karin Israelsson,
Algot Laurell, Emma Nedstrand, Anton Pettersson, Albin Werre

Kandidatuppsats i teknik

Civilingenjörsprogrammet i energisystem

**Examensarbete 2021:09
ISSN 1654-9392
Uppsala 2021**

Energieffektivisering av Saint-Gobain AB Sweden Gyproc torksystem

Energy efficiency of Saint Gobain AB Sweden Gyproc drying system

Elsa von Bergen, Linus Christiansen, Jonathan Eriksson, Karin Israelsson, Algot Laurell, Emma Nedstrand, Anton Pettersson, Albin Werre

Handledare: Gunnar Larsson, institutionen för energi och teknik, SLU
Examinator: David Ljungberg, institutionen för energi och teknik, SLU

Omfattning: 15 hp

Nivå, fördjupning och ämne: Grundnivå, G2E, teknik

Kurstitel: Självständigt arbete i energisystem

Kurskod: EX0946

Program/utbildning: Civilingenjörsprogrammet i energisystem 300 hp

Kursansvarig institution: energi och teknik

Utgivningsort: Uppsala

Utgivningsår: 2021

Serietitel: Examensarbete (Institutionen för energi och teknik, SLU)

Delnummer i serien: 2021:09

ISSN: 1654-9392

Elektronisk publicering: <http://stud.epsilon.slu.se>

Sveriges lantbruksuniversitet
Swedish University of Agricultural Sciences

Fakulteten för naturresurser och jordbruksvetenskap
Institutionen för energi och teknik

Förord

Detta arbete genomfördes i kursen Självständigt arbete i energisystem vårterminen 2021. Projektet gjordes i samverkan med Uppsala universitet, Sveriges lantbruksuniversitet (SLU), STUNS Energi samt Gyproc Saint-Gobain AB . Vi vill tacka Alexander Johnsson från Gyproc för värdefull data samt uppmuntrande vägledning under projektets gång. Ett stort tack vill vi även ge till Ralph Scheicher på Uppsala universitet för givande vägledning kring beräkningar.

Vi vill även tacka kursansvarig Jonas Fransson (Uppsala universitet), handledare Gunnar Larsson (SLU), Oscar Lagnelöv (SLU) och STUNS Energis kontaktperson Karolina Gahne.

Elsa von Bergen, Linus Christiansen, Jonathan Eriksson, Karin Israelsson,
Algot Laurell, Emma Nedstrand, Anton Pettersson och Albin Werre
Uppsala 2021

Abstract

When producing gypsum boards at Saint-Gobain AB Sweden Gyproc an approximately 200 m long oven is used in a drying process. In this process a lot of energy is wasted as hot flue gas and hot water. When investigating applicable heat recovery systems roughly 1 500 MWh/yr was found possible to reuse in their own facilities. To achieve this two heat exchangers need to be installed as well as insulating an already existing heat exchanger. In order to avoid high pressure drops in the heat exchangers an additional fan needs to be implemented. The study is done only on one product that Gyproc delivers, called GNE.

To extract highest possible energy from the hot water a plate heat exchanger with water to water flow has been implemented. Since the hot flue gas contains a lot of steam a condenser has been used to fully utilize the latent energy. The results obtained in the study shows that with the suggested solutions Gyproc will use less energy and therefore emit less CO_2 .

Innehåll

1	Inledning	4
1.1	Mål och syfte	4
1.2	Systembeskrivning	4
2	Metod	6
2.1	Avgränsningar	6
2.2	Kondensvatten	7
2.3	Rökgaser	9
2.3.1	Värmeöverföring av Mälardvatten	10
2.3.2	Värmeöverföring av rökgas	11
2.3.3	Tryckfall och fläktberäkning	12
2.4	Isolering	13
3	Resultat	14
3.1	Energibesparing	15
3.2	Ekonomi	16
4	Diskussion	18
5	Slutsats	19
6	Referenslista	20

1 Inledning

Att ta tillvara på energi är något som är av största intresse för samtliga system i samhället. Trots att beräkningar och analyser ofta utgår från att systemen som studeras har ideala förlopp är verkligheten ofta präglad av exempelvis lägre verkningsgrader eller stora energiförluster. En egenskap dessa energiförluster kan besitta är att ha hög energipotential. Den höga energipotentialen skulle kunna utnyttjas, dels genom att återinföras i dess befintliga system eller att appliceras på nya system. Detta skulle ge ett mer energieffektivt resultat med mindre energianvändning.

Industriella processer är system som ofta kan generera stora energiförluster. I Bålsta kommun finns den industriella verksamheten Gyproc lokaliserad, vars huvudsakliga produktion består av gipsskivor. Dessa används som byggnadsmaterial och produceras med mått och kvalitet efter kunders önskemål. Produktionen av gipsskivor är en värmekrävande process, där gipsskivornas kvalitet beror av att de genomgår en tillräckligt varm torkningsprocess. Gyprocs verksamhet är i ständigt behov av dels tillräckligt höga temperaturer, men också energieffektiva tekniker för att maximera sin verksamhet ur ett hållbart perspektiv. Ett lokaliserat problem i deras industri är att mycket av uppvärmningsprocesserna leder till lågkvalitativ spillvärme men i stor mängd, i vilken Gyproc vill utveckla befintlig spillvärmehantering.

1.1 Mål och syfte

Syftet med detta projekt är att identifiera värmeåtervinningspotential i det befintliga systemet samt att presentera möjliga tekniska åtgärder för att maximera energiåtervinning i dessa. Detta för att möjliggöra en energieffektivisering i Gyprocs torkningsprocess.

Gyproc har interna mål att använda mindre energi, minska CO_2 -utsläpp samt en önskan att minska sin vattenanvändning. De tekniker som presenteras i denna rapport kommer därför väljas för att gå i linje med företagets vision.

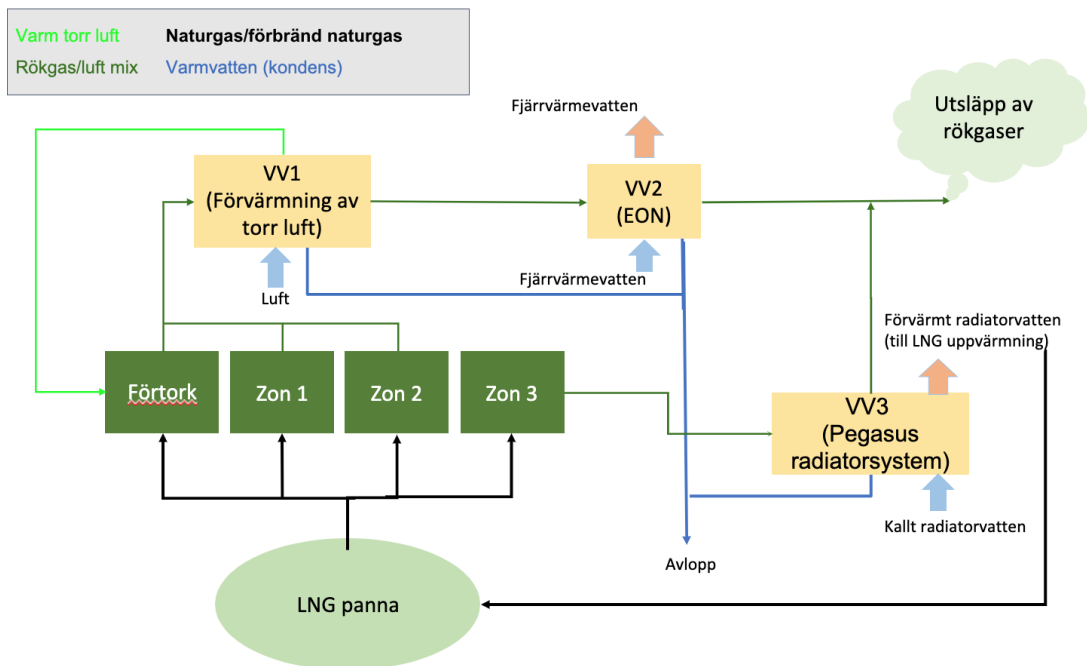
Fokus kommer i detta projekt att vara att bestämma hur mycket energi, i MWh, som kan utvinnas med respektive teknisk lösning. Detta kommer sedan att presenteras som en paketslösning, applicerbart på Gyprocs system. Slutligen kommer en övergripande ekonomisk kalkyl göras för att redogöra den eventuella ekonomiska vinningen med lösningen.

1.2 Systembeskrivning

Vid produktion av gipsskivorna blandas initialt en gipsgrund samman med uppvärmt vatten (s.k. processvatten), från den närliggande sjön Mälaren, till en gipsslurry. Denna skjuts sedan ut på ett ca 200 m långt rullband i önskad form. Vid rullbandets slut har massan hunnit stelna och skärs då i önskad storlek innan de skickas tillbaka genom en 200 m lång ugn. Denna ugn består av fyra zoner med specifika temperaturer vid in- och utflöden för att skivorna ska uppnå önskade egenskaper. Dessa zoner utgörs av en *förtork*, *zon 1*, *zon 2* samt *zon 3*. Ut ur dessa zoner avleds ca 100 °C luft med hög fukthalt ut ur systemet.

Innan de fuktiga rökgaserna från förtork, zon 1 och zon 2 släpps ut i atmosfären passerar de två värmeväxlare. Den första, se VV1 figur 1, förvärmer friskluft som sedan går in i torkugnens respektive zoner. Efter VV1 passerar rökgaserna ytterligare en värmeväxlare, se VV2 figur 1, som värmer returvatten i EONs fjärrvärmenät. Efter dessa två värmeväxlingssteg håller rökgasen en temperatur på ca 65 °C med ca 100 % relativ fuktighet och en viss mängd kondensvatten med en temperatur på ca 60 °C har bildats i värmeväxlarna. Rökgaserna släpps sedan ut genom en skorsten och det varma kondensvattnet går ner i en dagvattenbrunn. För att driva rökgaserna genom värmeväxlarna och ut ur fabriken sitter en fläkt efter VV2 som idag går på maximal effekt.

Luften ut ur *zon 3* utnyttjas idag för att förångas och värma upp bränslet LNG (liquid natural gas). Uppvärmningen beräknas kräva ca 150 kWh (Israelsson, K. & Pettersson, A. 2021). Förbränning av LNG används för att hetta upp luft till rätt temperatur som tillsätts i respektive zon. Denna varma luft tillsätts tillsammans med den återförda, uppvärmda luften från VV1 nämnd ovan. Utöver denna värmekälla använder fabriken också en värmepanna, benämnd Pegasuspanna, för uppvärmning av Mälardvatten nämnt ovan men också för uppvärmning av fastigheter och diverse mindre processer. I torkprocessen evaporeras en viss mängd vatten som ansamlas i dessa tre värmeväxlare och som idag leds ut i avloppet för dagvattenhantering. Även detta kondensvatten har en temperatur på ca 60 °C. Gyprocs anläggning är i drift 4 500 h/år.



Figur 1: En förenklad schematisk bild över det nuvarande systemet.

2 Metod

Återvinningspotential av energi identifierades vid fabriken två utlopp och två olika medium, kondensvatten samt rökgas. Ytterligare en förlust identifierades som värmeläckage från befintliga värmeväxlare. Undersökningen blev således tydlig att åtgärda dessa tre punkter.

2.1 Avgränsningar

Projektet avgränsades initialt av projektbeskrivningen till att endast innefatta de värmeförluster som uppstår i torksystemet. Ingen hänsyn har därför tagits till kalcineringsprocessen (gipsframställning) som också den är en energikrävande process. Gyproc bör därför se över denna process för att göra ytterligare energivinster.

Vidare har data endast givits för en specifik produkt av gipsskiva s.k. GNE. Till följd av detta har fullständigt resultat för ett års produktion inte kunnat presenterats. GNE står dock för ca 60 % av produktionen och är således en bra representation för produktionen över året, detta är avstämt med Gyproc. Uppmätning av parametrar för den rökgas som flödar ut ur VV3 (se figur 1) kunde heller inte göras och har därför inte tagits med i beräkningarna. Då inte all data har varit möjlig för Gyproc att framställa p.g.a. tekniska skäl har approximationer för dessa behövts göras.

Gyproc har meddelats av sin kommun, Håbo, att ingen ytterligare elektrisk energi finns att tillgå i dagsläget, på grund av bristande överföringskapacitet i elnätet. Lösningen i denna rapport måste således helt baseras på de energislag som finns att tillgå i fabriken. Gyproc har dessutom en målbild att inom en tioårs horisont avveckla användningen av LNG, lösningen bör således inte fokusera på vidare användning av detta. De temperaturförhållanden som i dagsläget råder i torkugnens respektive zoner kan heller inte varieras då produkternas kvalitet prioriteras framför maximering av värmeåtervinning.

I projektbeskrivningen efterfrågades en ekonomisk analys över de presenterade lösningsteknikerna. I denna rapport behandlas enbart de eventuella energibesparingar som respektive teknik beräknas generera. Energibesparingens vinst i svenska kronor baseras sedan på vad Gyproc betalar per MWh för LNG. De investeringskostnader samt eventuella underhållskostnader för de presenterade lösningsteknikerna har inte behandlats. Detta eftersom det inte fanns tillräckligt utförligt underlag i tillräckligt god tid för att kunna begära in offerter från leverantörer av dessa produkter samt installationsarbeten. Detta lämnas som en punkt för Gyproc att undersöka vidare för att utvärdera om de föreslagna lösningarna är ekonomiskt lönsamma.

Att designa värmeväxlare, och speciellt industriella värmeväxlare, innebär komplexa beräkningar. I denna rapport används LMTD-metoden (log mean temperature difference) för att ge en uppskattad värmeöverföringsarea, A_s , för en tänkt värmeväxlare. Då det krävs simuleringar och tester vid framställning av värmeväxlare kommer ett företag som har tillgång till detta vidare behöva fastställa den faktiska storleken på värmeväxlaren. Då syftet med rapporten är att redovisa den energivinst som är möjlig för Gyproc har förenklingar gjorts i vid bestämning av A_s .

Med avgränsningar nämnda ovan följer lösning på de tre identifierade potentialerna nedan.

2.2 Kondensvatten

För att utvinna energi från kondensvattnet tillämpas en plattvärmeväxlare med motsatta flödesriktningar vilket möjliggör största möjliga temperaturutbyte. Det varma respektive kalla flödet går in i respektive rör och fördelas mellan varannan platta. Värmeöverföringen, \dot{Q} [W], sker sedan då flödet möts i ett motflöde över dessa plattor. Kondensvatten motsvarar det varma flödet som via plattorna i värmeväxlaren avger sin värme till det kalla radiatorvattnet som cirkulerar i ett separat system som värmer upp LNG (figur 1). Denna typ av värmeväxlare valdes då den ger en hög värmeöverföringsyta, A_s [m^2], men värmeväxlarens storlek hålls nere då plattorna placeras parallellt med varandra. Detta i sin tur ger en hög värmeöverföringsförmåga, \dot{Q} [W] (Çengel, Y.A, Cimbala, J.M Turner, M.H. 2017). Detta enligt:

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{lm}} \quad (1)$$

Där ΔT_{lm} är den s.k. logaritmska medeltemperaturen [K] och U är den genomsnittliga värmeöverföringskoefficienten för mediet (Çengel et al. 2017). ΔT_{lm} bestäms med LMTD-metoden som är ett exakt sätt att bestämma den genomsnittliga temperaturen i en värmeväxlare mellan det kalla och varma mediet. U kan vidare beskrivas som ett kvantitativt mått på hur väl värme överförs mellan två medier genom ett material. Effekten som kan överföras från det varma mediet via värmeväxlaren bestäms med:

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2)$$

Där \dot{m} är massflöde [kg/s], T är in- respektive utflödestemperatur och c_p är den specifika värmekapaciteten för kondensvattnet vid dess medeltemperatur ($(T_{h,in} + T_{h,out})/2$). För att få energiöverföring per år har \dot{Q} multiplicerats med antal drifttimmar (4 500 h) per år. Vidare har energibesparingen bestämts som den mängd LNG som ej behövt användas till följd av denna energiöverföring. Då ingen LNG används vissa månader är således också vinsten noll denna tid (von Bergen, E., Christiansen, L., Israelsson, K., Pettersson, A. & Werre, A. 2021).

Vidare bestämdes U med värmeöverföringskoefficienten, h , för det varma respektive kalla mediet på båda sidorna av plattorna. Plattan antas vara tunn för att möjliggöra högsta möjliga värmeöverföring. Den termiska resistansen i plattan kan därför försummas och U kan därför uttryckas som:

$$U = \frac{h_h \cdot h_c}{h_c + h_h} \quad (3)$$

Vidare är h flödesberoende och Reynolds- samt Nusselt-tal tillämpas således enligt ekvationer nedan:

$$h = \frac{k}{D_h} Nu \quad (4)$$

$$Nu = \frac{0.3387 Pr^{1/3} Re^{1/2}}{[1 + (0.0468/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \quad (5)$$

$$Re = \frac{\dot{m}vD_h}{\rho A_c} \quad (6)$$

Pr , v , ρ samt k avläses från tabell i Çengel et al. (2017) vid medeltemperaturen hos respektive medium. v är den kinematiska viskositeten hos mediet [$kg/m \cdot s$] och beskriver flödets tröghet, ρ är dess densitet [kg/m^3] och k är mediets termiska konduktivitet [$W/m \cdot K$] vilket representerar mediets värmeledningsförmåga. A_c är genomsärkningsarean där mediet kan flöda. D_h avser den hydrauliska diametern i varje flödeskanal [m], d.v.s. den diameter där mediet kan flöda fritt. Förhållandet mellan kinematisk viskositet och termisk diffusivitet, α [m^2/s], beskrivs av Prandtl's tal. Det beskriver alltså förhållandet mellan utbredning av rörelse och utbredning av värme i en fluid. Nusselts tal är ett enhetslöst tal som beskriver förhållandet mellan konvektiv- och konduktiv värmeöverföring i ett flödesskikt på en platt yta. Slutligen bestäms den logaritmiska medeltemperaturen ΔT_{lm} med LMTD-metoden vid motströmsflöde ('counter-flow') medeltemperaturen (Israelsson 2021).

$$\Delta T_{lm,CF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} \quad (7)$$

Där $\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$ och $\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$.

Värmeväxlarens storlek, A_s samt D_h , har bestämts med LMTD-metoden för att möta den uppskattade \dot{Q} enligt ekvation (2). Vidare har $T_{h,out}$ approximerats för att få en så effektiv värmeväxlare som möjligt och samtidigt ta höjd för att radiatorvattnet kan överstiga de approximerade $T_{c,in} = 3$ °C (Israelsson, K., Nedstrand, E. Werre, A. 2021).

Kondensvattnet har relativt låg temperatur ($T_{h,in} = 60$ °C) och lågt massflöde ($\dot{m} = 0,33$ kg/s). Användningsområdet för kondensvattnet begränsas av dess låga temperatur och det bör därför anses som lågkvalitativ värme. Då LNG erhåller en kokpunkt på -160 °C lämpar sig denna låga kvalitet, eftersom trots den låga temperaturen genereras en stor temperaturgradient. Då de flesta andra processer som beaktades för användningen av detta kondensvatten kräver en högre temperatur för att generera samma temperaturgradient, kunde dessa metoder bortses från. Följaktligen har denna energikälla valts att återanvändas för att värma upp LNG (se figur 2 i sektion 3).

Tabell 1: Uppmätta värden givna från Gyproc samt avlästa från tabell vid T_{mean} (Israelsson et al. 2021).

Storhet	Kondensvatten (hot)	Radiatorvatten (cold)	Dimension
T_{in}	59.0	3.0	°C
T_{ut}	15.0	30.0	°C
T_{mean}	37.0	16.5	°C
\dot{m}	0.33	0.5	kg/s
D_h	1.57	1.57	cm
A_c	0.14	0.14	m ²
c_p	4178.4		J/kg · K
Pr	4.626	7.766	1
ν	0.7	1	mg/m · s
ρ	993.24	998.77	kg/m ³
k	0.6262	0.5917	W/m · K

Värden för temperaturen, $T_{c,in}$, samt massflödet, \dot{m}_c , har inte kunnat framställas p.g.a. tekniska skäl och har därför fått uppskattas med hjälp av Gyprocs systemövervakningsprogram, 'Citect'.

2.3 Rökgaser

Efter att torkningsprocessen är genomförd släpps i dagsläget en stor mängd rökgaser ut. Dessa rökgaser har både relativt hög temperatur och fukthalt, vilket innebär att rökgaserna har hög energimängd som kan återvinnas till systemet. Trots den relativt låga energikvaliteten i rökgaserna gör dess höga massflöde att en liten temperaturförändring genererar ett högt energiutbyte. Nedan följer därför en lösning för att utvinna denna energi i rökgaserna, detta genom att värmeväxla mellan kallt vatten från Mälaren och de varma rökgaserna med en kondensor. Resultatet blir ett uppvärmt processvatten som ska erhålla 19 °C för att användas i den initiala gipsslurryn, se figur 1.

En kondensor är en vanlig tubvärmeväxlare där ett varmt medium kommer i indirekt kontakt med ett kallt medium. Värmeöverföringen följer termodynamikens andra huvudsats. Skillnaden mellan en tubvärmeväxlare och en kondensor är att den senare syftar på att kondensera det vatten som finns i det varma mediet. Till följd av detta går värmeöverföringen inte enbart att beskriva och beräkna utifrån en temperaturförändring på den varma sidan då en stor del av energiutbytet kommer från fasomvandling i den vattenånga som rökgaserna innehåller, även kallad *latent* värme. Den *sensibla* värmen är den värme som orsakar en temperaturförändring i det kalla- och varma mediet i kondensorn. Sensibel värme uttrycks matematiskt enligt ekvation (2). Således leder detta till att rökgasers energisammansättning, \dot{Q} [W], utgörs av latent och sensibel värme.

I beräkningarna för rökgas har det utgått ifrån att rökgasen utgörs av luft, och utifrån detta har tabellvärden för luft använts. I verkligheten är rökgasen en blandning av olika ämnen som tenderar att variera. För att genomföra beräkningarna krävs information om rökgasernas fukthalt, vilka räknades ut genom beräkningsmodell från Gyprocs Humidity

calculations (Eriksson, J., Laurell, A. Pettersson, A. 2021). Med ekvation (2) bestämdes den önskade värmeöverföringen till värmeväxlarens kalla medium. Vidare motsvarar detta den sensibla energin som är temperaturberoende.

För beräkning av den energi som finns i rökgasernas fasövergångar används ekvation (8). Detta genererar den latent energi, i vilken hög energipotential ofta återfinns.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{kondens} h_{fg} \quad (8)$$

Med ekvation (2) och (8) kan den totala värmeöverföringen för rökgasen beräknas (Eriksson et al. 2021). Med detta har en värmeväxlare kunnat designas med LMTD-metoden (Israelsson 2021). För att definiera en lämplig värmeväxlare samt dess dimensioner har ekvation (1) använts. Den konvektiva värmeöverföringskoefficienten h har bestämts med ekvation (4), där D avser rördiametern på värmeväxlaren vilken mediet flödar igenom. Vidare bestäms h med beräkningar för de två respektive flöden som sker i kondensorn enligt nedan. Eftersom flödena i värmeväxlaren är av olika karaktär samt har olika geometriska förutsättningar krävs två olika beräkningssätt för att bestämma Nusselts tal för att vidare kunna bestämma värmeöverföringen.

2.3.1 Värmeöverföring av Mälarevatten

Den första beräkningen av värmeöverföringen berör konvektion genom vattnet som tas upp från Mälaren. Vattnet har en medeltemperatur på 8 °C (Eriksson et al. 2021). Denna beräkning genomförs genom att bestämma hastigheten V [m/s] för mediet som flödar genom N antal rör med radie r .

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho r^2 \pi N} \quad (9)$$

Med hastigheten från ekvation (9) kan Reynolds tal bestämmas. Prandlts tal bestäms liksom i sektion 2.2 som tabellvärde vid mediets medeltemperatur (Çengel 2017). Med dessa två dimensionslösa tal kan Nusselts tal slutligen beräknas enligt ekvationerna nedan (Eriksson et al. 2021).

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (10)$$

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (11)$$

Vidare används ekvation (11) i (4) tillsammans med tabellvärde för k samt rördiametern D för att bestämma värmeöverföringskoefficienten h för vattnet.

2.3.2 Värmeöverföring av rökgas

Då rökgaserna flödar över en mer komplex geometrisk yta än vad kallvattnet gör, är konvektionsberäkningarna för rökgaser något mer komplexa. För korsflöde över ett rör finns etablerade beräkningsmodeller för Nusselts tal, men i detta fall kommer rören påverka varandra. De rör som är placerade i början av värmeväxlaren kommer göra flödet turbulent för rören som är placerade i slutet och därför kommer den konvektiva värmeöverföringskoefficienten, h , att variera beroende på rørets positionen i flødets riktning. I en studie av A. Zukauskas (1987) så undersöks värmeöverföring i värmeväxlare med korsflöde och multipla rader av rör. Där rekommenderar författaren ekvation (12) för praktiska lösningar.

$$Nu = c * Re^m Pr^{0,37} \left(\frac{Pr}{Pr_{wall}} \right)^{0,25} \quad (12)$$

Där Pr_{wall} är Prandtls tal vid mediets yttersta skikts temperatur, medan Pr antas vara Prandtls tal för mediets genomsnittliga temperatur. m samt c är korrektionsfaktorer vars syfte är att formeln ska matcha det varierande Reynolds-talet. Re kommer i detta fall antas vara det maximala Reynolds-talet vid rökgasens maxhastighet. Reynolds-talet beräknas sedan enligt ekvation (10) med maximala hastigheten V_{max} som bestämdes till 21,2 m/s. Beräkning av V_{max} beror av rørets geometri och mediets flöde i värmeväxlaren och är bestämt enligt (Eriksson et al. 2021).

Ekvation (4) används vidare för att bestämma värmeöverföringskoefficienten h för ångan.

Tabell 2: Uppmätta värden givna från Gyproc samt avlästa från tabell vid T_{mean} (Eriksson et al. 2021).

Storhet	Rökgas (hot)	Processvatten (cold)	Dimension
T_{in}	66.1	8.0	°C
T_{ut}	64.7	19.0	°C
T_{mean}	65.0	13.5	°C
\dot{m}	16.1	4.47	kg/s
D	1.5	1.3	cm
c_p		4.2	kJ/kg · K
Pr	0.77	8.5	1
Pr_{wall}	0.77		1
c	0.26		1
m	0.6		1
μ	0.018	1.2	g/m ³
ρ	0.95	999.3	kg/m ³
k	0.027	0.59	W/m · K

2.3.3 Tryckfall och fläktberäkning

Extrahering av värme från rökgaser genererar ett tryckfall. Tryckfallet kan på sikt leda till att gaserna drivs bakåt i tillverkningsprocessen till en miljö där trycket är lägre. För att undvika att rökgaserna dras in i systemet igen kan en fläkt användas för att driva luften i önskad riktning.

Tryckfallet kan delas upp i två delar. Den ena delen beror av temperatursänkningen hos den gas som inte kondenserar och tryckförändringen blir därför direkt kopplad till den allmänna gaslagen. Den andra delen av tryckfallet utgörs av ångans partialtryck som sjunker när en del av gasen övergår i flytande form (Eriksson et al. 2021).

För att beskriva trycken före och efter kondensorn utnyttjas att summan av alla tryck kan beskrivas enligt Daltons lag, detta enligt ekvation (13):

$$P_{tot} = P_{luft} + P_{vapour} \quad (13)$$

P_{tot} [mbar] antas vara summan av luften respektive ångans partialtryck innan och efter kondensorn. Luftens initiala partialtryck, $P_{luft,in}$, samt luftens partialtryck efter kondensorn, $P_{luft,ut}$, beräknas genom allmänna gaslagen (ekvation (14)).

$$P_{luft,in/ut} = \frac{n_{luft}RT_{in/ut}}{V} \quad (14)$$

Utifrån de två partialtrycken erhållna från ekvation (14) så kan det totala tryckfallet för luft beräknas, genom ekvation (15).

$$\Delta P_{luft} = P_{luft,in} - P_{luft,ut} \quad (15)$$

Partialtrycket för ångan beräknas utifrån våt- och torrtemperatur före och efter kondensorn enligt Eriksson et al. (2021). Torrtemperaturen har uppmäts genom avläsning av en vanlig termometer. Våttemperaturen avläses från samma termometer efter att den täckts med en blöt strumpa. Slutligen kommer P_{tot} bestämmas med ekvation (13), detta med de två partialtrycken för ångan från adderat till luftens partialtryck enligt ekvation (15).

Efter att ha kunnat presentera det tryckfall som systemet kan komma att generera, måste en lämplig fläkt presenteras. Fläkten måste kunna uppnå en så pass hög effekt att den kompenserar för det tryckfall som kondensorn medför. För att bestämma minsta effekt, W_{fan} [W], som krävs på installerad fläkt används ekvation (16) (Eriksson et al. 2021). Där \dot{m}_f är massflöde, $c_{p,f}$ är specifik värmekapacitet och $T_{f,in}$ är den inflödande temperaturen för rökgasen.

$$W_{fan} = \frac{1}{\eta_{air}} \left(\dot{m}_f c_{p,f} T_{f,in} \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (16)$$

2.4 Isolering

När värmeöverföring sker mellan olika medium i värmeväxlare sker också viss förlust av värme. En förlust är genom växlarens ytterväggar till omkringliggande kall luft vilket kan beskrivas enligt termodynamikens 2:a lag. Omgivningstemperaturen utanför värmeväxlarna i fabriken är uppmätt till ca 41 °C.

Ett beräkningsprogram för teknisk isolering, Paroc (2021), har använts för att bestämma de energibesparingar som isolering medför till en värmeväxlare (VV1, figur 1) hos Gyproc ($6,7 \times 4,5 \times 5,3$ m) vid olika yttemperaturer. Yttemperaturen beror av vilken temperatur mediet i värmeväxlaren aktuellt hanterar, vilket i sin tur är beroende av aktuell produkt som produceras. Hur mycket värme som överförs från värmeväxlaren beror också på ytans emissivitet. Vid dessa beräkningar har detta approximerats till 0,9 vilket är ett tabellvärde för galvaniserat stål, vilket uppskattas vara en bra approximation utifrån den aktuella värmeväxlaren.

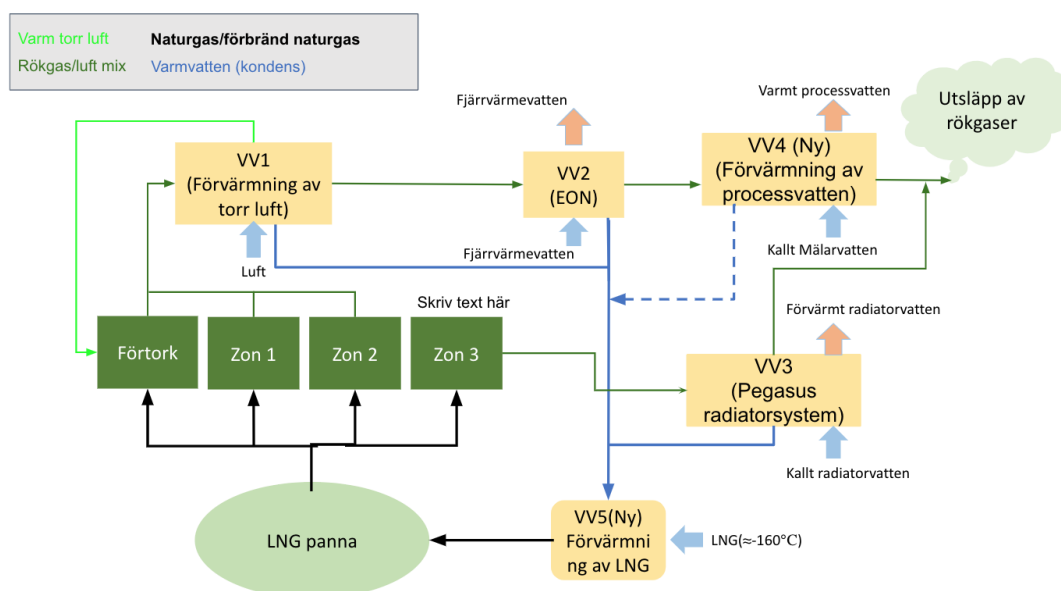
Syftet med isoleringen är att minska de energiförluster som ger upphov till en önskad temperatursänkning och tryckfall hos gasen. I fallet med luft till luft värmeväxlare används en fläkt för att driva flödet genom värmeväxlaren. Då tryckfall uppstår måste fläktens drivkraft öka för att bibehålla samma hastighet hos flödet. Vidare innebär minskad energiförlust minskad användning av LNG och följaktligen lägre CO_2 -utsläpp. Beräkningar är gjorda med fabriken drifttid på 4 500 h/år (von Bergen et al. 2021b).

3 Resultat

Resultatet visas som en pakettlösning för hela Gyprocs torksystem för att bestämma den årliga besparingen. I figur 2 visas den slutliga lösningen. Mängden energi som de tre teknikerna beräknas spara var för sig samt totalt redovisas som hur mycket LNG som kan besparas till följd av detta.

Från noggranna studier av befintligt system och lokalisering av energispill följer de tre lösningar som presenteras i pakettlösningen. Dessa anses som de bästa lösningarna för ytterligare energibesparing ur systemens energirika utflöden, inom ramarna för projektet. Eftersom kondensvattnet har låg energikvalitet är det lämpligt att använda för uppvärmning av det kalla LNG-bränslet, som tidigare nämnts i sektion 2.2. Uppvärmning av LNG lokaliserades därför som det optimala användningsområdet för kondensvattenflödet. Vidare kunde energipotentialen i de överblivna rökgaserna lokaliseras och delvis kvantifieras, tack vare dess relativt höga temperatur och ånghalt. Efter studier av befintliga tekniker för dessa typer av flöden valdes en kondensator som den optimala lösningen för den energirika rökgasen. Denna lösning parades ihop med uppvärmning av processvatten eftersom det relativt kalla Mälardvatten ansågs kunna ge en nödvändig temperaturgradient för kondenseringen av den fuktiga rökgasen.

Den presenterade pakettlösningen, se figur 2, innehåller två nya värmeväxlare samt vissa omdirigeringar av flöden, jämfört med det befintliga flödet i figur 1. De största skillnaderna i systemen är till följd av implementering av VV4 samt VV5. VV4 kräver nödvändigtvis inte någon omdirigering av flöden, då denna endast sätts in mellan VV2 och utloppet till skorstenen. Däremot kräver implementeringen av VV5 en viss omdirigering av det flöde som tidigare använts till samma uppvärmning, men som i framtiden förväntas flöda mer mot det radiatorsystem som värmer upp lokaler och dylikt.



Figur 2: Schematisk bild över lösningförslag för Gyprocs torksystem med avsikt att åstadkomma energibesparingar.

3.1 Energibesparing

Med beräkningar i Israelsson et al. (2021) samt Eriksson et al. (2021) har ekvationer i sektion 2.2 respektive 2.3 bestämts m.h.a. tabell 1 och tabell 2. Med dessa resultat har den möjliga effektöverföringen \dot{Q} enligt ekvation (2) för kondensvattnet respektive rökgaserna kunnat bestämmas enligt tabell 3. Vidare har också U samt ΔT_{lm} för de olika värmeväxlarna beräknats för att redovisa vilken storlek värmeväxlarens (VV5 och VV4, figur 2) värmeöverföringsarea, A_s , behöver ha för att uppnå uppskattat \dot{Q} , detta enligt ekvation (1).

Tabell 3: Resultat från beräkningar av ekvation (1) till (3) samt (7) vid massflödet för produkten GNE vid VV4 samt VV5.

Värmeväxlare	U [W/m ² ·K]	\dot{Q} [kW]	A_s [m ²]	ΔT_{lm} [°C]
VV4	142.0	218.7	45.2	54.8
VV5	111.1	60.7	28.3	19.3

Vid isolering av VV1 visas resultat i tabell 4 vid de olika yttemperaturerna 70 °C, 80 °C samt 90 °C. Vidare används resultatet för den lägsta temperaturen från tabell 4 som energibesparing i tabell 5. Detta för att ta höjd för den lägsta beräknade besparingen då denna del förlitar sig på att senare värmeväxlare kan utnyttja den extra värmen i rökgaserna.

Tabell 4: Värmeförluster vid isolering och oisolerad samt total energibesparing och CO_2 -reducering vid isolerad värmeväxlare. Redovisat vid olika väggtemperaturer bestämda med Paroc (2021).

Väggtemp.	Isolerad [kW]	Oisolerad [kW]	Besparing [MWh/år]	CO_2 -reducering [t/år]
70°C	2.3	55.4	240.0	48.5
80°C	3.1	79.3	344.0	69.5
90°C	3.9	105.0	456.1	92.1

Resultat i tabell 3 har använts för att bestämma den årliga energibesparingen som är möjlig för Gyproc till följd av den minskad användning av LNG, se tabell 5. Vidare har beräkningar för fläkteffekten enligt kapitel 2.3.3 visat att ytterligare fläkteffekt på **25 kW** behöver tillsättas det nuvarande systemet för att driva rökgaserna genom värmeväxlare VV1, VV2 samt VV4. Detta motsvarar ett elbehov på **73,8 MWh/år** för att driva fläkten. En ytterligare fläkt kan placeras efter VV4 alternativt ett utbyte av den nuvarande fläkten mot en kraftigare (Eriksson et al. 2021).

Tabell 5: Energiutveckling från spillvatten samt rökgas vid produktion av GNE samt den årliga energibesparingen. *Förutsatt att energin kan tas upp i senare processer.

Teknik	Energiutveckling [MWh/år]	Årlig besparing [MWh/år]
Isolering (VV1)	0	240.0 *
Rökgas (VV4)	984.0	984.0
Kondensvatten (VV5)	273.2	250.3
Totalt	1257.2	1474.3

Energipotentialen i rökgasen innan VV4 (figur 2) är beräknad till en medeleffekt på ca **7 MW** med ekvation (2) adderat med ekvation (8), vilket motsvarar ca **31 500 MWh/år**. Då lösningen endast avser att värma upp processvattnet (figur 2) används inte dess fulla potential och fortsatt energi går förlorad genom rökgaserna i skorstenen. För att vidare kunna utnyttja denna effekt behöver en större värmeöverföringsyta, A_s , bestämmas samt fler användningsområden för denna stora mängd energi. Vid utnyttjande av denna effekt kan Mälärvattnet potentiellt uppnå $T_{c,ut} = 60$ °C som mest, enligt termodynamikens andra huvudsats Eriksson et al. (2021).

3.2 Ekonomi

Som en del av slutresultatet efterfrågades en analys över hur ekonomiskt hållbara lösningsförslagen är. För detta har en ekonomisk kalkyl sammanställts. Den ekonomiska kalkylen utgår från de tre olika priserna som Gyproc kunnat presentera per MWh, vilka presenteras i tabell 6. Utifrån de två lösningsteknikernas genererade energi (MWh) har en beräkning utifrån priserna i tabell 6 genomförts (von Bergen, E, Christiansen, L. & Nedstrand, E. 2021a).

Tabell 6: Pris som påverkar beräkningar för kostnaden per MWh.

Inköp LNG [kr/MWh]	Försäljning EON [kr/MWh]	Kostnad CO2 [kr/MWh]
376	118	104.55

I det uppdaterade systemet har det utgått från att den energivinst som genereras kommer avlasta Pegasuspannan, alltså subtraheras bort från den totala MWh/år som Pegasuspannan stått för innan uppdateringen av systemet. Det innebär att priset kommer styras av hur mycket mindre LNG som kommer förbrukas i och med återinföring av rökgasens och spillvattnets värmeenergi i systemet. Utifrån detta kommer den konstaterade vinsten för de två återinföringsteknikerna kunna presenteras. Den ekonomiska beräkningen har inte tagit installationskostnader, underhållskostnader samt andra utgifter i beaktning (von Bergen et al. 2021a).

Utöver en ekonomisk analys över de två presenterade lösningsteknikerna har även en ekonomisk kalkyl gjorts över hur pass kostnadseffektivt isolering av värmeväxlare är. Detta genom programmet PAROC Calculus tillsammans med tre olika medietemperaturer (Paroc 2021).

Tabell 7: Årliga besparingar utifrån tre olika väggtemperaturer.

Medietemperatur [°C]	Årlig besparing [MWh]	Besparingar per år [kr/år]
70	239,9	119982,5
80	343,9	171997,6
90	456,1	228055,0

För de presenterade lösningsförslagen framgår det att varje teknik skulle generera en ekonomisk driftbesparing och således ha potential att vara ekonomiskt hållbar. Den totala vinsten för de två huvudsakliga teknikerna i form av kondensering av rökgas samt värmeväxling av spillvatten genererar en driftbesparing på **443 969 kr** årligen, vilket får ställas mot den framtida kostnaden för installation och underhåll (von Bergen et al. 2021a).

4 Diskussion

Något som är viktigt att ha i åtanke vid framställning av de slutliga resultat som redovisas i rapporten, är hur och var i systemet energivinsten kan utvinnas. Energi som sparas i en värmeväxlare kan endast anses som en energivinst om denna energi kan användas någon annanstans, eller om den kan ersätta en annan energikälla. Resultaten som framställts i varje beräkningsmodell är därför i sin tur översatta i hur mycket LNG-bränsle företaget kan spara då energin som kan extraheras ersätter en idag LNG-uppvärmd process. I fallet för rökgaskondensering till exempel, så används VV4 till att värma upp processvatten. Detta blir en vinst för företaget eftersom processvattnet annars värms upp av den LNG-drivna Pegasuspannan. Fallet för spillvattnet är däremot aningen mer komplicerat.

Då det följde av resultaten i Israelsson et al. (2021) att VV5 genererar ungefär 40 % av uppvärmningsbehovet av LNG, skulle VV5 kunna användas som en typ av Economizer till det redan befintliga systemet. Vidare kan 40 % av värmen som extraheras ur VV3 ersätta en del av Pegasuspannans uppvärmning, eftersom dessa system är sammankopplade (von Bergen et al. 2021). Således kan en energivinst redovisas i form av minskad förbrukning av LNG.

Vinsten från isoleringen av VV1 är även denna aningen komplicerad. Det är vid första anblick inte klart var i systemet denna vinst kan göras. Detta har dessutom inte tagits hänsyn till i beräkningar. Det som presenteras som resultat i tabell 4 är den energimängd som går att behålla i systemet till följd av isoleringen. Denna energimängd blir inte en vinst innan den kan tas tillvara på i ett annat steg av processen. Det vill säga utan någon åtgärd för att aktivt använda denna energi till nånting, kommer denna troligtvis släppas ut i rökgaserna och gå till spillo. Ur denna synpunkt skulle VV4 kunna spela en roll i att utvinna ytterligare energi ur rökgaserna, men detta har inte funnits i åtanke vid beräkningar av VV4.

I figur 2 är det tydligt att en installation av VV4 skulle betyda att ytterligare kondensvatten skulle finnas tillgängligt, vilket även följer från beräkningarna i Eriksson et al. (2021). Följaktligen skulle denna ytterligare utvunna vattenmängden kunna användas för vidare uppvärmning av LNG i VV5. Däremot finns det en betydande risk att det vatten som kondenseras i VV4 har en lägre temperatur än resterande kondensvatten, tack vare den låga vattentemperaturen i det kylande mediet. Denna temperatur är svår att fastställa teoretiskt, och lämnas för vidare utforskning och bedömning.

Då rökgaserna innehåller fortsatt mycket energi finns möjlighet till vidare energiutvinning. Som nämnt i sektion 3 finns möjlighet att värma upp det kalla Mälarvattnet till maximalt 60 °C för att användas vidare. Då ingen befintlig process kräver denna typ av temperatur har detta ej presenterats som en lösning. Vidare diskussion med Gyproc har visat att de eventuellt har möjlighet att sänka det radiatorvatten som idag cirkulerar och värms upp med hjälp av Pegasuspannan till 60 °C från nuvarande 70 °C. Det finns dock osäkerhet om ventiler och shuntar i systemet klarar av dessa låga temperaturer. Sänkningen av temperatur till 70 °C gjordes våren 2021 och Gyproc inväntar således vintern för att se om systemet kan fortsatt fungera. Om detta är möjligt bör Gyproc undersöka möjligheten att sänka temperaturen ytterligare till 60 °C för att utvinna ytterligare energi i rökgasen. Som nämnt i sektion 3 kräver detta en större värmeväxlare än den som har dimensionerats

enligt Eriksson et al. (2021).

Den ekonomiska kalkylen redovisad i sektion 3.2 innefattar som nämnt endast den mängd MWh som besparas vid implementering av ovan nämnda tekniker. Detta har presenterat ett resultat utan att ha tagit andra potentiella utgifter i form av installation, underhållskostnader eller liknande i beaktning. Detta på grund av begränsad information samt att det antagligen skulle generera ett resultat som inte skulle vara särskilt användbart för Gyproc. Dessutom är det sannolikt att Gyproc själva besitter mer intern kunskap och kommer nog få ut mer av att själva fråga om offerter från leverantörer som de idag har kontakt med. Risken med att ta med dessa utgifter i beräkningarna är att de skulle ge ett svårtydat resultat för Gyproc. Vidare har därför ingen tidshorisont kunnat bestämmas för när denna implementering blir gynnsam.

De flesta beräkningar som gjorts använder uppmätt data från det givna systemet, utförda vid olika tidpunkter, och används i teoretiskt begründade beräkningsmodeller. Viss nödvändig data har saknats från företagens håll, vilket bidragit till vidare antaganden och osäkerheter. De förluster som följer i ett verkligt system, särskilt på industriell skala, har inte tagits hänsyn till. Det är följaktligen rekommenderat att se på dessa resultat som en översiktlig bild av det framtida systemet, snarare än exakta prediktioner. För vidare undersökning och mer korrekta resultat krävs mer tester och empiriska beräkningsmodeller, som tar hänsyn till de förluster som finns i det studerade systemet. Vidare behöver också den fabrikör som Gyproc beställer värmeväxlare från se över den exakta utformningen av värmeväxlarna samt fläkten. Detta då denna rapport endast har bestämt den teoretiska värmeöverföringsytan, A_s , och inte så som den faktiska värmeväxlaren kommer att se ut.

En omfattande validering av samtliga slutresultat har inte ansetts vara möjlig, i och med att beräkningarna bakom dessa resultat bygger på mer eller mindre vedertagna fysikaliska beräkningsmodeller. För att validera resultat för ett system på industriell skala krävs omfattande testet på ett liknande befintliga system, vilket inte varit möjligt i detta projekt. Dessutom är samtliga beräkningar som gjorts baserade på vissa antaganden och bör anses som mer övergripande, vilket gör att en noggrann teoretisk validering inte nödvändigtvis ger en bättre bild av verkligheten.

5 Slutsats

Sammanfattningsvis finns stor potential för Gyproc att återvinna den energi som i dagsläget läcker ut från torkprocessen. Genom att installera en kondensor samt plattvärmeväxlare kan spillvärmens vid anläggningens två utlopp totalt spara ca 1 234 MWh/år. Om den befintliga luft till luft värmeväxlaren isoleras kan ytterligare energi sparas vilket ger en total besparing på ca 1 500 MWh/år. Detta ger en ekonomisk vinst på ca 444 000 SEK per år. Det finns fortsatt ytterligare beräkningar och möjligheter för Gyproc att undersöka för att vidare få en ännu mer energieffektiv anläggning.

6 Referenslista

- von Bergen, Christiansen, L., E Nedstrand, E. (2021a). *Delrapport 5 - Ekonomisk kalkyl.*
- von Bergen, E., Christiansen, L., Israelsson, K., Pettersson, A. Werre, A. (2021b) *Delrapport 2 - Framtida Scenario.*
- Eriksson, J., Laurell, A. Pettersson, A. (2021). *Delrapport 7 - Kondensor LMTD.*
- Israelsson, K. (2021) *Delrapport 3 - Värmeväxlare.*
- Israelsson, K. Pettersson, A. (2021). *Delrapport 1 - Systembeskrivning.*
- Israelsson, K., Nedstrand, E. Werre, A. (2021). *Delrapport 6 - Spillvattensystem*
- Paroc (2021). *PAROC Calculus - Räkna med Teknisk Isolering.* <https://www.paroc.se/koncept/paroc-calculus> [2021-05-05].
- ZUKAUSKAS, A. (1987). ADVANCES IN HEAT TRANSFER, VOLUME 18. *Heat Transfer from Tubes in Crossflow.* Academy of Sciences of the Lithuanian SSR, MTP-I Vilnius 232600, USSR. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0065271708701187>
- Çengel, Y.A, Cimbala, J.M Turner, M.H. (2017). *Fundamentals Of Thermal-fluids Science.* 5 uppl., New York: McGraw-Hill Education.

SLU
Institutionen för energi och teknik
Box 7032
750 07 UPPSALA
Tel. 018-67 10 00
pdf.fil: www.slu.se/energiogteknik

SLU
Department of Energy and Technology
P. O. Box 7032
SE-750 07 UPPSALA
SWEDEN
Phone +46 18 671000