T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HÜCRESEL METALİK YAPILARDA AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİ

UBADE KEMERLİ

DOKTORA TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kamil KAHVECİ

EDİRNE-2020

UBADE KEMERLİ'nin hazırladığı "**HÜCRESEL METALİK YAPILARDA AKIŞ VE ISI TRANSFER KARAKTERİSTİKLERİ**" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makina Mühendisliği Anabilim Dalında bir **Doktora tezi** olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri (Ünvan, Ad, Soyad): İmza

Prof. Dr. Kamil KAHVECİ

Prof. Dr. Elif ÖĞÜT

Doç. Dr. Erhan PULAT

Doç. Dr. Hilmi KUŞÇU

Doç. Dr. Mehmet SEZGİN

Tez Savunma Tarihi: 20/01/2020

Bu tezin Doktora tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Prof. Dr. Kamil KAHVECİ

Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Murat YURTCAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

T.Ü. FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI DOKTORA PROGRAMI
DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

20/01/2020

Ubade KEMERLİ

Doktora Tezi
Hücresel Metalik Yapılarda Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri
T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Bu çalışmada, düzenli hücresel metal Kagome kiriş yapı ve yüksek gözenekliliğe sahip stokastik metal köpük yapı içeren kanallarda akış ve ısı transfer karakteristikleri farklı geometrik ve transport parametre değerleri için sayısal olarak incelenmiştir.

Kagome kiriş yapı ile ilgili çalışmada kanalın sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık sınır şartı ile ısıtıldığı varsayılmıştır. Kanalda türbülanslı akış ve ısı transferi RNG k-epsilon modeli iyileştirilmiş yakın duvar yaklaşımı ile simüle edilmiştir. Sonuçlar, Kagome yapı içeren kanalda kompleks bir akışın ve farklı vorteks yapılarının söz konusu olduğunu göstermektedir. Sonuçlar ayrıca, kiriş uzunluğunun azalmasıyla ısı transferinin ve sabit pompalama gücü başına ısı transfer performansının önemli mertebelerde arttığını, kiriş çapının ısı transferi üzerinde etkisinin ise nispeten küçük olduğunu göstermiştir.

Metal köpük ile ilgili çalışmada ise, kanal içerisindeki laminer akış ve ısı transferi gözenekli yapılar için genellikle kullanılan LTNE modeli aracılığı ile sabit ısı akısı şartı için simüle edilmiştir. Ayrıca, metal köpüklere farklı sayıda kanatçık ilave edilmesinin akış ve ısı transferine etkileri de incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, metal köpüklere kanatçık ilave edilmesinin ısı transferinde önemli artışlara neden olduğunu ve ısı transferindeki artışın gözeneklilik arttıkça daha da önemli hale geldiğini göstermektedir. Sonuçlardan ayrıca, belirli bir kanatçık sayısından sonra ısı transferindeki artışın giderek daha önemsiz hale geldiği gözlemlenmiştir. Sonuçlar son olarak, kanatçık kullanımının basınç düşüşünde önemli mertebelerde bir artışa neden olmadığını göstermektedir.

Yıl : 2020
Sayfa Sayısı : 188
Anahtar Kelimeler : Isı değiştiricisi, metal köpük, hücresel metalik yapı, ısı taşınım katsayısı, sürtünme faktörü

PhD Thesis

Flow and Heat Transfer Characteristics of Cellular Metals

Trakya University Institute of Natural Sciences

Department of Mechanical Engineering

ABSTRACT

In this study, flow and heat transfer characteristics in channels with a metallic Kagome truss core (a periodic cellular structure) and with a high porosity metal foam (a stochastic structure) were investigated numerically for various values of geometric and transport parameters.

In the study on the Kagome truss structure, it was assumed that the channel is heated with a constant heat flux or a constant temperature boundary condition. The turbulent flow in the channel was simulated by using the RNG k-epsilon model with the enhanced wall treatment approach. The results show that complex flow structures and various vortex types are present in the flow field in the channel with the Kagome core. The results also show that the average heat transfer rate and heat transfer performance for a fixed pumping power increase significantly with the decrease of the strut length, while the strut diameter has a relatively small effect on heat transfer.

In the study on the metal foams, the laminar flow and heat transfer in the channel heated with a constant heat flux was simulated by a LTNE model, which is usually used for porous media. Furthermore, the effects of the addition of different number of fins to the metal foam on flow and heat transfer were also examined. The results show that the heat transfer rate increases significantly by the addition of fins and the increase in the heat transfer rate gradually becomes more important with an increase in the porosity. The results also show that the increase in the heat transfer rate gradually becomes marginal after a certain number of fins. Finally, the results show that the addition of fins does not cause a significant increase in the pressure drop.

Year : 2020

Number of Pages : 188

Keywords : Heat exchanger, metal foam, cellular metals, heat transfer coefficient, friction factor.

TEŞEKKÜR

Bu tezin yazımında, beni her zaman sonuna kadar mücadele etmeye yönlendiren ve doğruluğu her şeyin üstünde tutan tez danışmanım değerli hocam Prof. Dr. Kamil KAHVECİ'ye emeklerinden dolayı teşekkürü borç bilirim.

Dünyanın en önemli mesleği olan anneliği, gecesini gündüzüne katarak sabırla icra eden şefkat kahramanı biricik eşime, büyük fedakârlıklarla beni bugünlere getiren sevgili anneme ve babama, manevi destekleriyle yanımda olan ablama, erkek kardeşime, eşimin ailesine, ayrıca bu süreçteki fedakârlıklarından ötürü dünya tatlıları oğlum Ahmet Furkan ve kızım Muhlise'ye teşekkür ediyorum.

Bu tezin yazımında bana maddi ve manevi yardımlarını esirgemeyen ikiz kardeşim Muaz KEMERLİ'ye, arkadaşlığımızın sadece çalışma saatlerinden ibaret olmadığı Ufuk GÜL'e, Muhsin Gökhan GÜNAY'a ve Turgut DOĞAN'a ve bana dualarıyla destek olan adını sayamadığım tüm iş arkadaşlarıma ve kardeşlerime teşekkürlerimi sunuyorum.

Ocak – 2020 Ubade KEMERLİ

İÇİNDEKİLER

DOĞRULUK BEYANI iii

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ xii

ÇİZELGELER VE ŞEKİLLER DİZİNİ xvi

BÖLÜM 1. GİRİŞ 1

1.1. Gözenekli Yapılar 2

1.2. Hücresel Metaller 2

1.2.1. PHM Yapılar 3

1.2.1.1. Prizmatik PHM Yapılar 3

1.2.1.2. Kabuk PHM Yapılar 3

1.2.1.3. Kafes PHM Yapılar 4

1.2.2. Metal Köpükler 5

1.3. Hücresel Metallerin Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri 7

1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı 9

BÖLÜM 2. HÜCRESEL METALLER 10

2.1. Giriş 10

2.2. Hücresel Metallerin Kullanım Alanları 10

2.2.1. Filtreler 11

2.2.2. Isı Değiştiricileri 11

2.2.3. Ses Kesiciler 12

2.2.4. Katalizör Destek Malzemeleri 12
2.2.5. Alev Tutucular 13
2.2.6. Biyomedikal Uygulamalar 13
2.2.7. Elektrokimyasal Uygulamalar 13
2.2.8. Hafif Yapı Malzemeleri 14
2.2.9. Darbe Sönümleyiciler 14
2.2.10. Dekorasyon ve Sanat 15
2.3. Hücresel Metallerin Üretim Yöntemleri 16
2.3.1. Ergimiş Metallerden Elde Edilen Metal Köpükler 16
2.3.1.1. Doğrudan Köpürtme Yöntemleri 16
2.3.1.1.1. Gaz Enjektesi ile Köpürtme 16
2.3.1.1.2. Köpürücü Madde ile Köpürtme 17
2.3.1.2. Hassas Döküm 18
2.3.1.3. Boşluk Tutucu Malzeme Üzerine Döküm 18
2.3.1.4. Polimer Köpük Malzeme Üzerine Döküm 19
2.3.1.5. Köpürtme Ön Malzemesinin Eritilmesi ile Köpürtme Yöntemleri 19
2.3.1.5.1. Toz Metalürjisi (TM) ile Üretilen Köpürtme Ön Malzemeleri 19
2.3.1.5.2. Yarı-Katı Halde Üretilen Köpürtme Ön Malzemeleri 20
2.3.1.5.3. Sıvı Halde Köpürtme Ön Malzemeleri 20
2.3.2. Katı Metallerden Metal Köpük Üretimi 20
2.3.2.1. Boşluk Tutucu ile Açık Hücre Metal Köpük Üretimi 21
2.3.2.2. Çamur Köpürtme 21
2.3.2.3. TM (Toz Metalürjisi) ile Sentaktik (Dizilimsel) Köpük Üretimi 21
2.3.2.4. İçi Boş Metal Kürelerden Metal Köpük Üretimi 22
2.3.3. Metal Buharından Elde Edilen Metal Köpükler 22
2.3.4. Elektrokaplama Yöntemi 22
2.3.5. Diğer Yöntemler 23
2.3.6. PHM Üretim Yöntemleri 23
2.4. Hücresel Metallerin İç Yapısı ve Parametreler 23
2.4.1. Hücresel Metallerin İçyapısı 24
2.4.1.1. Hücre 24
2.4.1.2. Bağ 24

2.4.1.3. Düğüm Noktası 25
2.4.2. Hücresel Metallere Ait Karakteristik Parametreler 25
2.4.2.1. Akış Yatağı 25
2.4.2.2. Ortalama Gözenek Çapı 25
2.4.2.3. Geçirgenlik 26
2.4.2.4. Gözeneklilik 26
2.4.2.5. Bağ Çapı 27
2.4.2.6. Efektif Isıl İletkenlik 27
2.4.2.7. PPI 27

BÖLÜM 3. HÜCRESEL METALLERLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR 28

3.1. Periyodik Hücresel Metaller ile İlgili Çalışmalar 28
3.1.1. Kiriş PHM Yapılar 28
3.1.2. Sac Metalden Elde Edilen Yapılar 29
3.1.3. Tel Örgü Yapılar 30
3.1.4. Metal Köpüğe Benzer Periyodik Yapılar (SLS) 32
3.1.5. Derleme Çalışmaları ve Üretim Yöntemleri 32
3.2. Metal Köpükler ile İlgili Çalışmalar 33
3.2.1. Geometrik Yapı İçin Varsayımlar 33
3.2.2. Geçirgenlik ve Efektif Isıl İletkenlik 35
3.2.3. Köpük Yapı ve Isı Transfer Yüzeyi Arasındaki Temas Direnci 38
3.2.4. Akış Karakteristikleri 39
3.2.4.1. Deneysel Çalışmalar 39
3.2.4.2. Sayısal Çalışmalar 41
3.2.5. Zorlanmış Taşınım 41
3.2.5.1. Analitik Çalışmalar 41
3.2.5.2. Deneysel Çalışmalar 42
3.2.5.3. Isı Değiştiricileri 45
3.2.5.4. Sayısal Çalışmalar 48
3.2.5.5. Metal Köpük ve Kanatçığın Birlikte Kullanımı 48
3.2.5.6. Metal Köpüklerin Kanal İçerisinde Yerleşimi 49
3.2.5.7. Salınımlı (Pulsating) Akışlar 50

3.2.5.8. Gradyan (Kademeli) Yapılar 50
3.2.5.9. Nanoakışkanlar 51
3.2.5.10. Işınım 52
3.2.5.11. Termal Giriş Bölgesi 52
3.2.6. Doğal Taşınım 52
3.2.7. Derleme Çalışmaları 54
3.2.8. Metal Köpüklerle İlgili Diğer Çalışmalar 56

BÖLÜM 4. HÜCRESEL METALLER VE GÖZENEKLİ YAPILARDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İÇİN DENKLEMLER VE BAĞINTILAR 57

4.1. Viskoz Akışa Ait Temel Denklemler 57
4.1.1. Süreklilik Denklemi (Kütlenin Korunumu) 57
4.1.2. Newton'un İkinci Yasası (Momentumun Korunumu) 58
4.1.3. Termodinamiğin Birinci Yasası (Enerjinin korunumu) 63
4.1.4. RNG k-epsilon Türbülans Modeli 67
4.2. Hacimsel Ortalama Yöntemi 71
4.3. Gözenekli Yapılarda Akış ve Isı Transferi İçin Ampirik Modeller 74
4.3.1. Akışa Ait Modeller 74
4.3.1.1. Darcy Rejimi 74
4.3.1.2. Darcy Sonrası Rejimler (Hazen-Dupuit-Darcy Modeli) 76
4.3.1.3. Metal Köpükler İçin Modeller 78
4.3.2. Isı Transfer Modelleri 84
4.4. Gözenekli Yapılarda Akış ve Isı Transfer İçin Korunum Yasalarına Dayalı Modeller 85
4.4.1. Kütlenin Korunumu 85
4.4.2. Momentumun Korunumu 85
4.4.3. Enerjinin Korunumu 87
4.4.4. LTE Modeli 92
4.4.5. LTNE Modeli 92
4.4.6. Isıl Dispersiyon 93

BÖLÜM 5. MODEL VE METOT 95

5.1. Kagome Kiriş Yapılar 95

5.1.1. Geometrik Model 95
5.1.2. Sayısal Model ve Yöntem 99
5.2. Metal Köpük Yapılar 103
5.2.1. Geometrik Model 103
5.2.2. Sayısal Model ve Yöntem 104

BÖLÜM 6. SONUÇLAR 109

6.1. Kagome Kiriş Yapılar 109
6.1.1. Ağ Bağımsızlığı Testi 109
6.1.2. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması 110
6.1.3. Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri 113
6.2. Metal Köpük Yapılar 124
6.2.1. Ağ Bağımsızlığı Testi 124
6.2.2. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması 125
6.2.3. Uygun C_D ve C_T Değerlerinin Belirlemesi 126
6.3. Kanatçıklı Metal Köpük Yapılar 130
6.3.1. Ağ Bağımsızlığı Testi 130
6.3.2. Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri 131

BÖLÜM 7. DEĞERLENDİRME 145

KAYNAKLAR 148

EKLER 164

ÖZGEÇMİŞ 168

TEZ ÖĞRENCİSİNE AİT TEZ İLE İLGİLİ BİLİMSEL FAALİYETLER 169

SİMGELER DİZİNİ

a_i	Mevcut çözüm ağında elde edilen sonuç
a_n	En yüksek hücre sayısına sahip çözüm ağında elde edilen sonuç
$A_i\%$	Farklı çözüm ağlarının verdiği sonuçlar arasındaki fark
A	Alan
A_{sf}	Katı-akışkan ara yüzeyi
$\boldsymbol{a}$	İvme
c_p	Özgül ısı
C	Form katsayısı
C_D	Isıl dispersiyon katsayısı
$\overline{C_D}$	Form sürüklenme katsayısı
C_E	Ergun Denklemi için boyutsuz form katsayısı
C_T	Katı-akışkan ara yüzeyi ısı taşınım katsayısı ile ilişkili katsayı
d	Çap
$d_{1,2,3}$, $e_{1,2,3}$, $f_{1,2,3}$	x, y ve z yönlerindeki doğrultman kosinüsleri
d_f	Bağ çapı
d_p	Gözenek çapı
D_h	Hidrolik çap
Da	Darcy sayısı
e	Birim kütle başına düşen enerji
E	Enerji
$\boldsymbol{f}$	Birim hacime etkiyen kuvvet
f	Sürtünme faktörü
$\boldsymbol{F}$	Kuvvet
F	Boyutsuz form katsayısı
$\boldsymbol{g}$	Yerçekimi ivmesi
G	Şekil fonksiyonu

$G_{\acute{k}}$	Viskoz kuvvetlerden dolayı oluşan türbülans üretimi
$\hat{h}$	Entalpi
h	Isı taşınım katsayısı
h_{fs}	Katı-akışkan ara yüzeyi ısı taşınım katsayısı
$\bar{h}$	Denklem (5.10b)'den elde edilen ısı transfer katsayısı
H	Yükseklik
j	j faktörü
k	Isıl iletkenlik
$\acute{k}$	Türbülans kinetik enerjisi
K	Geçirgenlik
K_{Cell}	Kagome kiriş yapılar için basınç düşüşü katsayısı
k_k	Kozeny sabiti
l	Kiriş uzunluğu
L	Kanalın ısıtılan uzunluğu
m	Kütle
$\dot{m}$	Kütlesel debi
$\boldsymbol{n}$	Yüzey normali
N_{rows}	Akış doğrultusundaki birim hücre sıra sayısı
Nu	Ortalama Nusselt sayısı
$\overline{Nu}$	Denklem (5.13)'den elde edilen ortalama Nusselt sayısı
p	Basınç
P_m	Mekanik basınç
Pr	Prandtl sayısı
ΔP	Basınç düşüşü
$\boldsymbol{r}$	Yer değiştirme vektörü
$r_{c/t}$	Tabandan iletimle kiriş yapıya gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine oranı
Re	Reynolds sayısı
S	Ortalama şekil değiştirme hızı modülü tensörü
t	Zaman
T	Sıcaklık

$\dot{q}$	Birim alan başına ısı akısı
Q	Sisteme giren ısı enerjisi
$\dot{Q}$	Toplam ısı geçişi
U_{in}	Giriş hızı
U_{int}	Yapı içerisindeki hız
$\boldsymbol{V}$	Hız vektörü
V	Hacim
u, v, w	x, y ve z yönlerindeki hızlar
w	Birim kütle başına düşen iş
W	İş
x, y, z	Kartezyen koordinatlar
a_{fs}	Birim hacim başına düşen yüzey alanı
β	Isıl genleşme katsayısı
ε	Gözenekllik
ϵ	Türbülans kinetik enerji sönümlenmesi
ϵ_{ij}	Şekil değiştirme hızı
η	Verim
Θ	Katı içerisindeki ısı üretimi
λ	Lamé sabiti
$\hat{\lambda}$	Kanat faktörü (finning factor)
μ	Dinamik viskozite
μ_t	Türbülans viskozitesi
ρ	Yoğunluk
τ_{ij}	Gerilme tensörü
$(\tau_{ij})_{eff}$	Deviatorik gerilme tensörü
Φ	Viskoz disipasyon fonksiyonu
χ	Akış yatağı
Ω	Katı-akışkan ara yüzeyinde ısı üretimi
δ_{ij}	Varyasyonel parametre

KISALTMALAR

CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
CRUC	Temsili Kübik Birim Hücre (Cubic Representative Unit Cell)
LFM	Kiriş Yapı (Lattice Frame Material)
LTE	Isıl Denge Modeli (Local Thermal Equilibrium)
LTNE	Isıl Dengesiz Model (Local Thermal Non-Equilibrium)
PHM	Periyodik Hücresel Metal
PIV	Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçme (Particle Image Velocimetry)
PPI	İnç Başına Gözenek Sayısı (Pores Per Inch)
PVD	Fiziksel Buhar Biriktirme (Physical Vapor Deposition)
RANS	Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes)
RMSE	Kök Ortalama Kare Hatası (Root Mean Square Error)
RNG	Renormalizasyon Grubu (Re-Normalization Group)
RUC	Temsili Birim Hücre (Representative Unit Cell)
SLS	Seçici Lazer Sinterleme (Selective Laser Sintering)
TLC	Termokromik Sıvı Kristal (Thermochromic Liquid Crystal)
TM	Toz Metalurjisi
UDF	Kullanıcı Tanımlı Fonksiyon (User-Defined Function)
WBD	Karo Örgü Yapı (Wire Bulk Diamond)
WBK	Kagome Örgü Yapı (Wire Bulk Kagome)

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1. Geometrik parametre değerleri ve karşılık gelen ısı transfer yüzey alanları. 97
Çizelge 5.2. Ele alınan metal köpüklerin özellikleri. 104
Çizelge 6.1. Sabit ısı akısı için ağ bağımsızlığı testi ($d/l = 1.6/3 = 0.53$, $Re_{Dh} \approx 17000$). 110
Çizelge 6.2. Sabit sıcaklık için ağ bağımsızlığı testi ($d/l = 1.6/3 = 0.53$, $Re_{Dh} \approx 16300$). 110
Çizelge 6.3. Tabandan iletimle kiriş yapıya gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine oranları ve kanatçık verimi değerleri. 117
Çizelge 6.4. Regresyon analizi sonuçları ve RMSE değerleri. 118
Çizelge 6.5. Kanatçıksız durum için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük A). 125
Çizelge 6.6. Kanatçıksız durum için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük G). 125
Çizelge 6.7. 6 kanatçıklı yapı için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük A). 131
Çizelge 6.8. 6 kanatçıklı yapı için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük G). 131

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Hücresel metallerin gruplandırılması (Kang, 2015). 2
Şekil 1.2. Açık ve kapalı hücreli metal köpüklerin görünümü (X.-H. Han vd., 2012). 6
Şekil 1.3. Prizmatik PHM'nin farklı çeşitleri (Wadley, 2006). 3
Şekil 1.4. Yumurta kutusu PHM yapıların görünümü (Zupan vd., 2003). 4
Şekil 1.5. Kiriş PHM çeşitlerinden bir kısmı (Tian vd., 2004). 4
Şekil 1.6. Tel örgü (wire-woven) yapıların görünümü (Kang, 2015). 5
Şekil 1.7. Çeşitli hücresel metal yapıların basınç düşüşü karakteristikleri (Tian vd., 2004). 7
Şekil 1.8. Çeşitli hücresel metal yapıların ısı transferi karakteristikleri (Tian vd., 2004). 8
Şekil 1.9. Çeşitli hücresel metal yapılar için ısıl verim endeksi (Tian vd., 2004). 8
Şekil 2.1. Hücresel metallerin kullanım alanlarının gözenek ve uygulama tipine göre sınıflandırılması (Degischer & Kriszt, 2002). 11
Şekil 2.2. Metal köpük ısı değiştiricisi (Nawaz, Bock, Dai, & Jacobi, 2010). 12
Şekil 2.3. Titanyum köpükten yapılmış spinal füzyon cihazı (Dukhan, 2013). 13
Şekil 2.4. Metal köpüklerin tren gövdelerinde kullanımı (Rybandt, Lies, & Hipke, 2017). 14
Şekil 2.5. Hücresel metal yapıya sahip çarpışma kutusu (Matthieu, 2012). 15
Şekil 2.6. Hücresel metalden yapılmış bir kahve masası (Matthieu, 2013). 15

Şekil 2.7. Gaz enjektesi yöntemi ile köpürtme (Asholt, 1999). 17
Şekil 2.8. Köpürücü madde enjektesi ile köpürtme yöntemi (Banhart, 2001). 18
Şekil 2.9. Eriyik sızdırma yöntemi ile elde edilmiş metal köpük (Dukhan, 2013). 19
Şekil 2.10. Boşluk tutucu ile açık hücre metal köpük üretimi (Dukhan, 2013). 21
Şekil 2.11. Metal köpük yapıda bağlar, düğüm noktaları ve hücreler (Yao, Wu, & Liu, 2018). 24
Şekil 2.12. Akış yatağının farklı değerler alması durumunda akışın izlediği yollar. 25
Şekil 2.13. Metal köpüğün iç yapısı (Ryan, Hedman, & Christiansen, 2009). 26
Şekil 4.1. Gerilme tensörünün bileşenleri (White, 1991). 59
Şekil 4.2. Kontrol hacmi üzerinde tek yönde ısı ve iş giriş-çıkışlarının gösterimi (White, 1991). 65
Şekil 4.3. Gözenekli yapı içerisinde akış. 71
Şekil 4.4. Hacimsel ortalama için seçilen kontrol hacmi (Quintard & Whitaker, 2000). 73
Şekil 4.5. Form katsayısı değerlerinin kıyaslanması (Bhattacharya vd., 2002). 81
Şekil 4.6. Farklı gözeneklilik değerleri için yapılar (Bhattacharya vd., 2002). 82
Şekil 5.1. Kagome kiriş yapıya ait geometrik model. 96
Şekil 5.2. Birim hücre için geometrik model. 96
Şekil 5.3. Sandviç panel ve Kagome kiriş yapıya ait geometrik parametreler. 97
Şekil 5.4. Kagome yapının kanal içerisinde yerleşimi. 98
Şekil 5.5. Metal köpük içeren yapı için geometrik model. 104
Şekil 5.6. Farklı kanatçık sayıları için geometrik ölçüler. 108
Şekil 6.1. Sayısal çözüm için ağ yapısı. 110
Şekil 6.2. d = 1.3 mm için K_{Cell} değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması. 111
Şekil 6.3. d = 1.6 mm için K_{Cell} değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması. 112
Şekil 6.4. d = 1.3 mm için Nu değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması. 112
Şekil 6.5. d =1.6 mm için Nu değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması. 113
Şekil 6.6. Sabit ısı akısı sınır şartı için K_{Cell} değerinin farklı kiriş boyu ve çapları için Reynolds sayısıyla değişimi. 114
Şekil 6.7. Sabit sıcaklık sınır şartı için K_{Cell} değerinin farklı kiriş boyu ve çapları için Reynolds sayısıyla değişimi. 115
Şekil 6.8. Sabit ısı akısı sınır şartında Denklem 5.13a'ya dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için Re sayısı ile değişimi. 115
Şekil 6.9. Sabit ısı akısı sınır şartında Denklem 5.13b'ye dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için Re sayısı ile değişimi. 116
Şekil 6.10. Sabit sıcaklık sınır şartında Denklem 5.13a'ya dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için Re sayısı ile değişimi. 116
Şekil 6.11. Sabit sıcaklık sınır şartında Denklem 5.13b'ye dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için Re sayısı ile değişimi. 117
Şekil 6.12. Sabit ısı akısı sınır şartı durumu için Nu sayısının $KCellRe3DhDh,r$ ile değişimi. 119

Şekil 6.13. Sabit sıcaklık sınır şartı durumu için Nu sayısının $KCellRe3DhDh,r$ ile değişimi. 119
Şekil 6.14. Birim hücre etrafında akım çizgileri (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$). 120
Şekil 6.15. Birim hücrenin ön ayağının alt kısmında akım çizgileri (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$). 121
Şekil 6.16. Birim hücrenin arka ayağının üst kısmında akım çizgileri (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$). 121
Şekil 6.17. Birim hücrenin ön ayağının üst kısmında akım çizgileri (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$). 122
Şekil 6.18. Birim hücre civarında hız konturları (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 14800$). 123
Şekil 6.19. Birinci ve ikinci sırada kiriş yüzeylerinde lokal Nusselt sayıları. (a) önden görünüş (b) arkadan görünüş (c) yandan görünüş (d) izometrik görünüş ($q = \text{sabit}, d$ = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$). 124
Şekil 6.20. Kanatçıksız durum için ağ yapısı. 124
Şekil 6.21. Basınç düşüşü için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal sonuçların karşılaştırılması. 126
Şekil 6.22. Metal köpük A için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 127
Şekil 6.23. Metal köpük B için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 127
Şekil 6.24. Metal köpük C için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 128
Şekil 6.25. Metal köpük D için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 128
Şekil 6.26. Metal köpük E için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 129
Şekil 6.27. Metal köpük F için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 129
Şekil 6.28. Metal köpük G için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri. 130
Şekil 6.29. 6 kanatçıklı geometri için çözüm ağı. 130
Şekil 6.30. Farklı kanatçık sayılarında f 'in $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük A). 131
Şekil 6.31. Farklı kanatçık sayılarında f 'in $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük G). 132
Şekil 6.32. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük A). 132
Şekil 6.33. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük B). 133
Şekil 6.34. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük C). 133
Şekil 6.35. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük D). 134
Şekil 6.36. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük E). 134
Şekil 6.37. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük F). 135
Şekil 6.38. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $DCD\mu$ ile değişimi (metal köpük G). 135
Şekil 6.39. Farklı kanatçık sayıları için Nu sayısında kanatçıksız duruma göre olan artışların gözeneklilik ile değişimleri (U_{in} = 1 m/s). 136

Şekil 6.40. Farklı kanatçık sayıları için NuL sayısında kanatçıksız duruma göre olan artışların gözeneklilik ile değişimleri (U_{in} = 3 m/s). 136
Şekil 6.41. Farklı kanatçık sayıları için NuL sayısında kanatçıksız duruma göre olan artışların katı efektif ısıl iletkenliği ile değişimleri (U_{in} = 1 m/s). 137
Şekil 6.42. Farklı kanatçık sayıları için NuL sayısında kanatçıksız duruma göre olan artışların katı efektif ısıl iletkenliği ile değişimleri (U_{in} = 3 m/s). 137
Şekil 6.43. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $fDCD\mu 3$ ile değişimi (metal köpük A). 138
Şekil 6.44. Farklı kanatçık sayılarında NuL'nin $fDCD\mu 3$ ile değişimi (metal köpük G). 139
Şekil 6.45. Metal köpük A için kanatçıksız durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 140
Şekil 6.46. Metal köpük A için 1 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 140
Şekil 6.47. Metal köpük A için 2 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 141
Şekil 6.48. Metal köpük A için 3 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 141
Şekil 6.49. Metal köpük A için 4 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 141
Şekil 6.50. Metal köpük A için 5 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 142
Şekil 6.51. Metal köpük A için 6 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 142
Şekil 6.52. Metal köpük G için kanatçıksız durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 142
Şekil 6.53. Metal köpük G için 1 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 143
Şekil 6.54. Metal köpük G için 2 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 143
Şekil 6.55. Metal köpük G için 3 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 143
Şekil 6.56. Metal köpük G için 4 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 144
Şekil 6.57. Metal köpük G için 5 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 144
Şekil 6.58. Metal köpük G için 6 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s). 144

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Dünya nüfusunun artışı, artan rekabet koşulları ve enerji maliyetlerinin yükselmesi gibi faktörler, yeni teknolojilere olan ihtiyacı giderek artırmaktadır. Bunun yanında, teknolojik gelişmeler farklı alanlarda yeni ürünlerin daha hızlı bir şekilde ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Teknolojik ürünler hantal, büyük ve maliyetli yapılardan hafif, kompakt ve işlevsel yapılara doğru dönüşmektedir. Doğada sıkça rastlanılan gözenekli yapılardan ilham alınarak geliştirilen hücresel metalik yapılar, XXI. yüzyılın teknolojileri arasında anılabilir. Çünkü bu yapılar geleneksel yapılara göre daha kompakt, işlevsel, hafif ve yüksek dayanıma sahip ürünlerin ortaya çıkmasını sağlamıştır ve mühendisliğin birçok alanında uygun çözümler sunmaktadır.

Hücresel metaller birden fazla işlev için kullanabildiğinden çoklu-işlevli (multi-functional) olarak isimlendirilir. Bu özellikleri sayesinde mühendisliğin birçok alanında kullanımları hızla yaygınlaşmaktadır. Özellikle ısı transferi ve yüksek dayanımı bir arada bulundurma işlevlerinden dolayı ilgi çekmektedirler. Bu durum, bahsi geçen yapıları içeren sistemlerin roket ve uzay aracı gibi yüksek teknoloji gerektiren uygulamalarda kullanımı ile ilgili çalışmalara hız kazandırmıştır (Avenall, 2004; Ferrari vd., 2016; Klein vd., 2003).

Bu bölümde, öncelikle gözenekli yapı kavramı açıklanmış, ardından hücresel metallerin çeşitleri hakkında bilgi verilmiş, daha sonra hücresel metallerin ısı transferi ve momentum karakteristikleri kısaca ele alınmıştır. Son olarak ise tezin konusu, kapsamı ve amaçları belirtilmiştir.

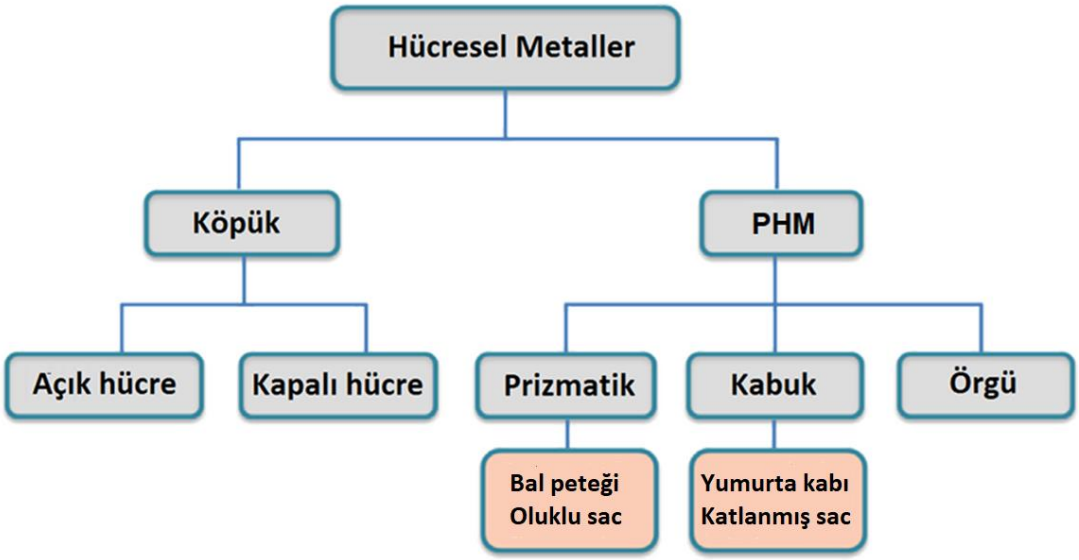
1.1. Gözenekli Yapılar

Gözenekli yapılar, içinden bir veya daha fazla sayıda akışkan geçebilen katı bir iskelet ve birbirleriyle bağlantılı boşlukların birleşiminden oluşur. Bu yüzden "yapı" terimi yerine, literatürde "ortam" terimi de kullanılmaktadır (Baytaş, 2011).

Doğada gözlemlenen gözenekli yapılar, ahşap, deniz kumu, kireçtaşı, sünger, akciğer ve diğer canlı dokulardır. Doğal olmayan gözenekli yapılara ise yalıtım malzemeleri, tekstil malzemeleri, dolgulu yataklar, metalik hücresel yapılar ve metal köpükler örnek olarak verilebilir.

1.2. Hücresel Metaller

Hücresel metal, içerisinde boşlukların düzensiz olarak bulunduğu bir metal yapıyı niteleyen en genel ifadedir (Banhart, 2000b). Bir diğer tanımda ise içerisine boşlukların bilinçli olarak yerleştirildiği metalik yapılara verilen genel isim olduğu belirtilmiştir (Lefebvre, Banhart, & Dunand, 2008). Hücresel metaller, periyodik hücresel metaller ve metal köpükler olmak üzere iki başlık altında toplanabilirler (Şekil 1.1). Bu iki kategori yapıların düzenli olup olmaması ile ilgilidir. Periyodik hücresel metal (PHM) yapılarda katı ve boşluklar düzenli ve tekrar eden (periyodik) bir şekilde dağılırken, köpük yapılarda boşluklar düzensiz olarak (rastgele) dağılır.



Şekil 1.1. Hücresel metallerin gruplandırılması (Kang, 2015).

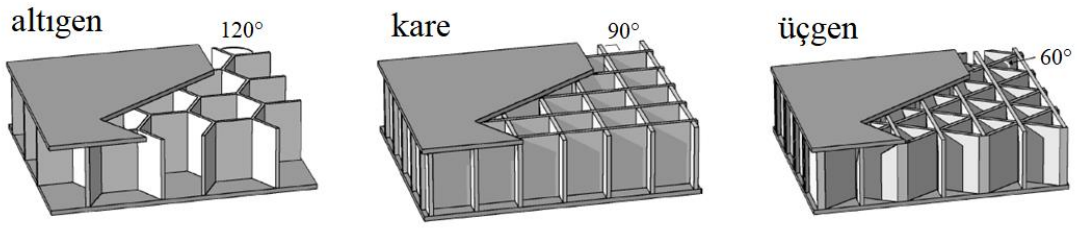
Periyodik hücresel metaller kendi içinde prizmatik, kabuk ve kafes olmak üzere üçe ayrılırlarken, metal köpükler ise açık ve kapalı olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bir PHM çeşidi olan prizmatik yapılar genellikle bal peteği veya oluklu sac gibi basit yapılardır. Kabuk PHM'ye yumurta kabı geometrisi örnek verilebilir. Kafes yapılar ise ısıl uygulamalarda daha geniş kullanım alanına sahiptirler. Bu yapılar kendi içlerinde kiriş (truss) ve örgü (lattice) olmak üzere ikiye ayrılır. Açık hücreli metal köpükler, herhangi bir akışı içerisinden geçirebilme özelliğine sahiptir. Kapalı hücreli metal köpükler ise bu özelliğe sahip değildir. Bu yüzden, kapalı hücreli metal köpükler daha çok yüksek dayanım gerektiren yerlerde veya ses/darbe sönümleyici olarak kullanılırlar.

1.2.1. PHM Yapılar

Düzenli bir yapıya sahip olmaları periyodik hücresel metalleri metal köpüklerden ayıran en önemli özelliklerden biridir. Bu nedenle, belirli bir yük altında metal köpüklere göre daha dayanıklı ve rijit bir karakteristik gösterirler (Kang, 2015). Periyodik hücresel metallerin çeşitleri Şekil 1.1'de verilmiştir.

1.2.1.1. Prizmatik PHM Yapılar

Prizmatik PHM'ler, bal peteği ve oluklu metal saclar gibi yapılardır ve iki boyutlu bir yapının ekstrüze edilmiş halidir. Şekil 1.2'de gösterildiği gibi, altıgen, kare ve üçgen (Wadley, 2006) gibi farklı geometrilere sahip olabilirler. Buna benzer şekilde, diğer prizmatik PHM yapılar da farklı geometrik şekillerde üretilebilirler.

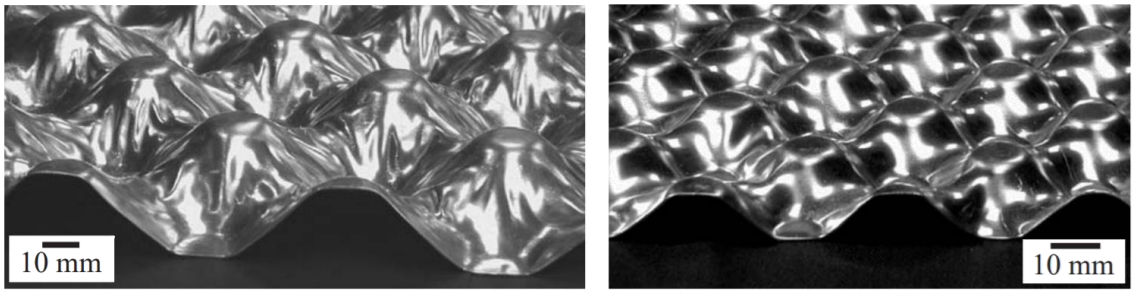


Şekil 1.2. Prizmatik PHM'nin farklı çeşitleri (Wadley, 2006).

1.2.1.2. Kabuk PHM Yapılar

Kabuk PHM yapılar, sac metallerin pres veya abkant pres ile işlenerek üç boyutlu periyodik yapıların oluşturulmasıyla elde edilirler (Kang, 2015). Şekil 1.3'te görülen yumurta kutusu geometrisi (Zupan, Chen, & Fleck, 2003) buna örnek verilebilir. Bunun yanında farklı şekillerde katlanmış saclardan oluşan ve "foldcore" olarak isimlendirilen

yapı da (Fischer, Drechsler, Kilchert, & Johnson, 2009) kabuk PHM yapılara örnek olarak verilebilir.

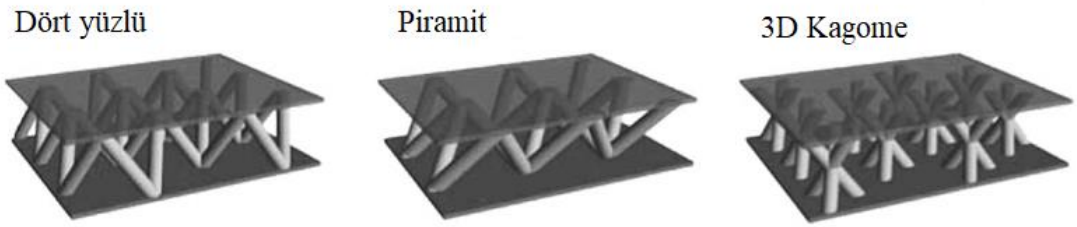


Şekil 1.3. Yumurta kutusu PHM yapıların görünümü (Zupan vd., 2003).

1.2.1.3. Kafes PHM Yapılar

Kafes (Lattice) PHM yapılarda, kabuk ve prizmatik PHM yapıların aksine, akışkan geçişi mümkündür. Yüksek dayanım ve ısı transferi karakteristikleri nedeniyle araştırmacıların ilgisini çekmiştir. Kafes PHM yapılara, kiriş (truss) ve metal tellerin tekstil yöntemleri ile örülmesiyle elde edilen ve son yıllarda oldukça popüler hale gelen tel örgü (wire-woven) metaller örnek verilebilir. Kafes PHM yapılar, kabuk ve prizmatik yapılara göre daha dayanıklı olmasının yanı sıra, ısıl uygulamalar için de dikkate değer bir performansa sahiptirler.

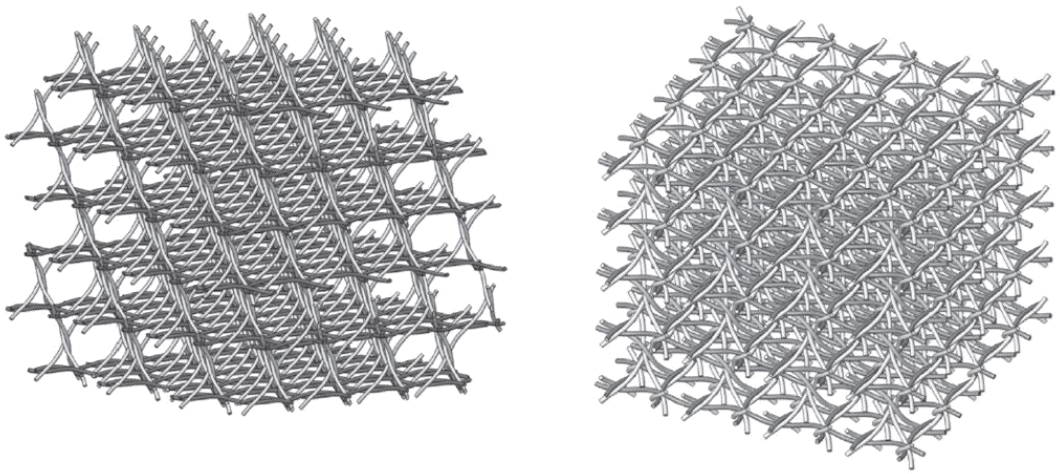
Kiriş PHM yapılar ince çubukların bir araya getirilmesi ile oluşur ve Şekil 1.4'te görüldüğü gibi, dört yüzlü, piramit veya üç boyutlu Kagome geometrisine sahip olabilir (Wadley, 2006).



Şekil 1.4. Kiriş PHM çeşitlerinden bir kısmı (Tian vd., 2004).

Tellerden oluşturulan örgü yapılar ise diğer PHM yapılara nispeten daha yenidir. Bu tip yapılarda, teller belirli noktalarda birleşmek yerine birbirlerine hafifçe dokunarak dolanan bir yapı oluşturur. Bu yapılar, kiriş PHM yapılara nazaran daha sık dokunabilmekte ve böylece malzeme homojenliği sağlamaktadır. Bunun sonucunda daha dayanıklı yapılar ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, örgü yapıların üretimi daha kolaydır. Bunun sayesinde daha büyük boyutta yapılar da elde edilebilmektedir.

Tel örgü metaller kiriş PHM yapılara benzer şekilde piramit, üçgen veya Kagome gibi geometrik şekillere sahip olabilir. Yüksek mukavemet sağladığı için Kagome yapılara daha çok rastlanılır. Bunun yanında örgü PHM yapılar kiriş yapıların aksine Şekil 1.5'te görüldüğü gibi çok katmanlı olarak da üretilebilirler.



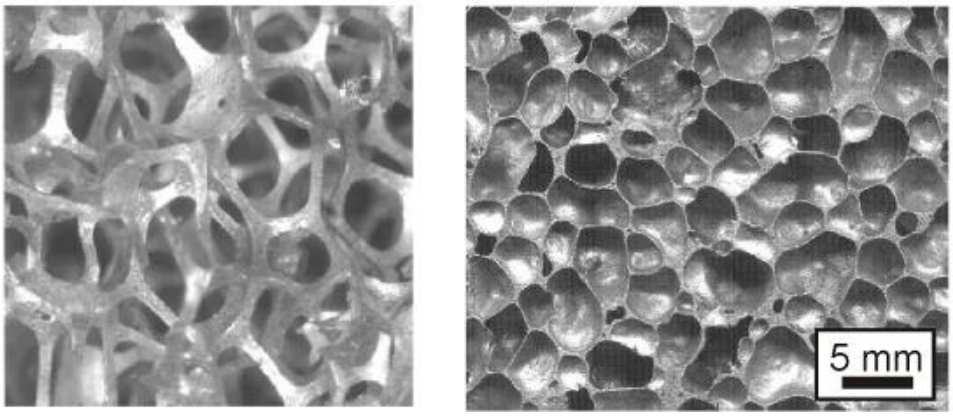
Şekil 1.5. Tel örgü (wire-woven) yapıların görünümü (Kang, 2015).

1.2.2. Metal Köpükler

Metal köpükler; ısıl, mekanik, elektriksel ve akustik olarak geleneksel yapılardan farklı özellikler sergileyen yapılardır. Köpüklerin en önemli avantajlarından biri hafif olmalarıdır. Metal köpüklerin periyodik hücresel metallere nazaran en ayırt edici özelliği ise üretim yöntemlerinden dolayı yapılarının düzensiz olmasıdır. Bu tip yapılar her ne kadar gözeneklilik, PPI (inç başına gözenek sayısı) gibi parametreler ile tanımlansa da, yapıyı tam olarak belirleyen bir parametreye sahip değillerdir.

Bazı metal köpükler 500 ile 10000 m^2/m^3 arasında değişen özgül yüzey alanına sahip olduğundan dolayı (Lu, Stone, & Ashby, 1998) ısı değiştiricilerinde kullanıma uygundur. Bununla beraber metal köpükler, uzay sanayii, inşaat sanayii, otomotiv sanayii, filtreler, ses ve alev yalıtımı, darbe sönümleme, askeri cihazlar, ısı değiştiricileri, ısı kuyuları gibi pek çok başka alanda da kullanılmaktadırlar (Avenall, 2004; Banhart, 2001; García-Moreno, 2016; Yoon, Mali, Kim, Al-Deyab, & Yoon, 2016). Son yirmi yıl içerisinde metal köpükler ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır ve günümüzde de ilgi çeken bir araştırma alanıdır. Literatürde metal köpüklerinin üretimi ve kullanım alanlarıyla ilgili çok sayıda derleme makale de bulunmaktadır (Banhart, 2001; García-Moreno, 2016; X.-H. Han vd., 2012; Kränzlin & Niederberger, 2015; Lefebvre vd., 2008).

Şekil 1.6'da iç yapısı sunulmuş olan metal köpükler daha önce de ifade edildiği gibi açık hücreli ve kapalı hücreli olmak üzere iki kısma ayrılırlar. Açık hücreli metal köpükler, daha çok ısı değiştiricilerinde, ısı kuyularında ve filtrelerde kullanılırken; kapalı hücreli metal köpükler ise çoğunlukla yapı malzemesi, ses yalıtım malzemesi ve darbe sönümleyici olarak kullanılır.



Şekil 1.6. Açık ve kapalı hücreli metal köpüklerin görünümü (X.-H. Han vd., 2012).

Açık hücreli metal köpükler yüksek özgül yüzey alanlarına sahip olduklarından, geleneksel kompakt ısı değiştiricilerindeki kanatçıkların yerini alarak ısı transfer yüzey alanının daha efektif bir şekilde artırılabilmesini sağlarlar. Ayrıca düzensiz yapılara sahip olmaları, akışın daha çok karışmasını ve sınır tabakaların daha fazla bozulmasını da sağladığından, ısı transferini de olumlu yönde etkiler.

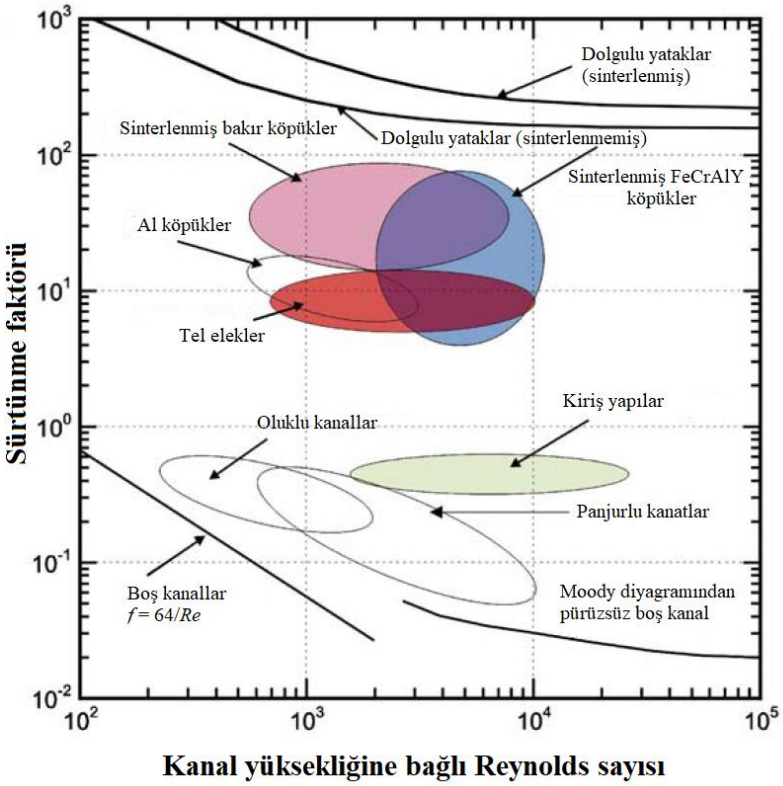
Metal köpükler pek çok farklı malzemeden üretilebilirler. En çok kullanılan malzemeler alüminyum, bakır (genellikle ısı değiştiricilerinde), paslanmaz çelik ve nikeldir. Bunların haricinde; kalay, çinko, altın, gümüş gibi malzemelerden de üretilmektedirler.

Metal köpükler çoğunlukla metal eriyiklerden veya katı metallerden elde edilirler (Banhart, 2000a; Dukhan, 2013; Goodall & Mortensen, 2007; Güven, 2011; Kränzlin & Niederberger, 2015). Ergimiş metallerden metal köpük elde etme yöntemleri; ergimiş metal içerisine gaz enjektesi, ergimiş metal içerisine köpürücü madde ilavesi, hassas döküm, boşluk tutucu malzeme üzerine döküm, polimer köpük malzeme üzerine döküm ve katı-gaz ötektik katılaştırma olarak sıralanabilir. Katı metallerden metal köpük elde etme yöntemleri ise; boşluk tutucu kullanarak kompaktlama, çamur köpürtme ve sentaktik köpük üretimi ve içi boş metal kürelerden metal köpük üretimidir. Bununla birlikte metal köpükler, herhangi bir kalıbın elektriksel olarak yüklenerek metal

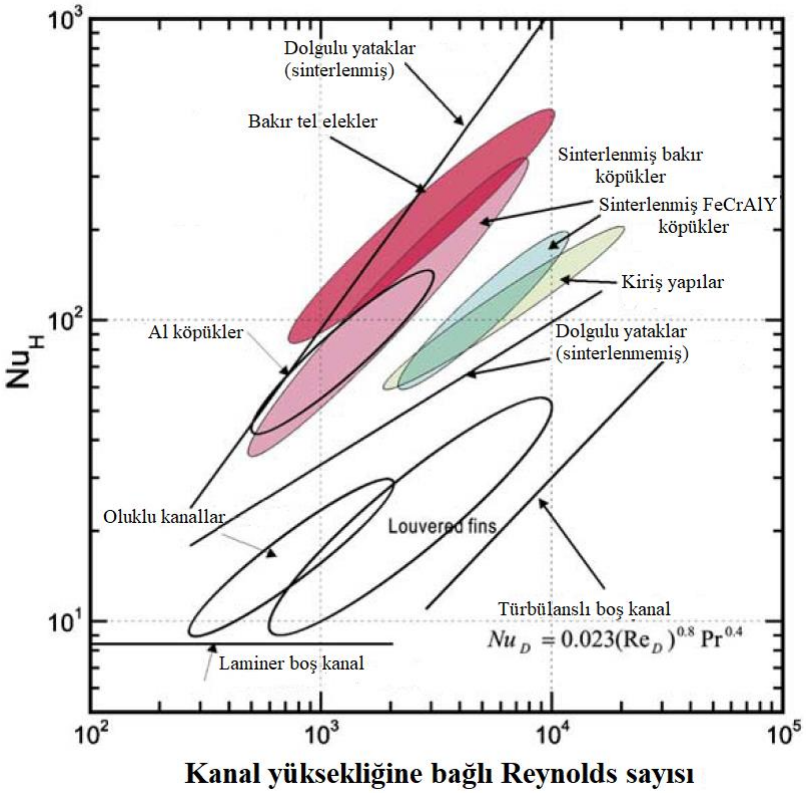
parçacıklarının üzerine kaplanması ile (elektroliz) de üretilebilirler. Bu yöntemde üretilen metal köpüklerin bağlarının içi boşlukludur. Bundan dolayı gözeneklilik değerleri yüksektir. Bahsi geçen yöntemler içerisinde açık hücreli metal köpük üretimine uygun olanlar, hassas döküm, katı-gaz ötektik katılaştırma, yer tutucu kullanarak kompaktlama, çamur köpürtme, sentaktik ve elektroliz yöntemleridir. Bölüm 2'de, metal köpüklerin üretim yöntemleri daha ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

1.3. Hücresel Metallerin Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri

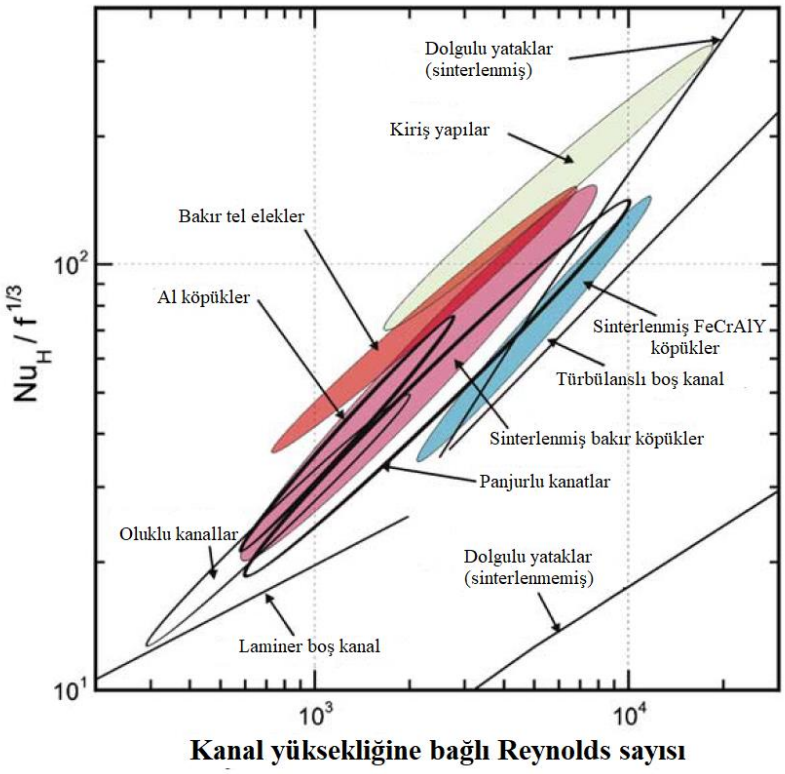
Farklı hücresel metal yapıların akış ve ısı transfer karakteristikleri Tian vd. (2004) tarafından yapılan çalışmada ayrıntılı olarak incelenmiştir. Şekil 1.7'de görüldüğü üzere örgü yapılar ve Kagome yapılar metal köpüklere göre daha düşük sürtünme katsayısına sahiptir. Ancak, Şekil 1.8'de sunulan ısı transferi baz alındığında, metal köpüklerin daha iyi sonuç verdiği görülebilir. Şekil 1.9'da sunulan ısıl verim endeksi göz önüne alındığında ise, en iyi performansı kafes ve Kagome kiriş yapıların verdiği görülmüştür. Bu bilgiler ışığında, bu çalışmada metal köpükler ve Kagome kiriş yapılar detaylı olarak incelenmiştir.



Şekil 1.7. Çeşitli hücresel metal yapıların basınç düşüşü karakteristikleri (Tian vd., 2004).



Şekil 1.8. Çeşitli hücresel metal yapıların ısı transfer karakteristikleri (Tian vd., 2004).



Şekil 1.9. Çeşitli hücresel metal yapılar için ısıl verim endeksi (Tian vd., 2004).

1.4. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, iki farklı hücresel metal yapıyı içeren ısı değiştiricilerinde akış ve ısı transfer karakteristikleri sayısal olarak incelenmiştir. İncelenen yapılardan ilki, Kagome kiriş yapılardır ve bu yapıların akış ve ısı transfer karakteristikleri, farklı kiriş çapları ve kiriş uzunlukları dikkate alınarak incelenmiştir. İncelenen diğer yapı ise, açık hücreli ve yüksek gözenekliliğe sahip metal köpüklerdir. Metal köpükler, farklı gözeneklilik, geçirgenlik ve PPI değerlerine sahip 7 farklı metal köpük yapının akış ve ısı transfer karakteristikleri dikkate alınarak geliştirilen model ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Metal köpük yapılara kanatçık eklendiğinde akış ve ısı transfer karakteristiklerindeki değişim de ayrıca belirlenmiştir. Bu doğrultuda çalışmanın amaçları şu şekilde sıralanabilir:

- Kagome kiriş yapılarda farklı kiriş çapı ve kiriş uzunluklarının, sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık sınır şartlarında 3 boyutlu akış ve ısı transferine olan etkilerinin incelenmesi.
- Farklı geometrik parametrelere sahip metal köpüklerin 3 boyutlu akış ve ısı transfer karakteristiklerinin belirlenmesi.
- Metal köpüklerin kanatçık ile beraber kullanılması durumunda kanatçık sayısı ve diğer parametrelerin 3 boyutlu akış ve ısı transferine olan etkilerinin incelenmesi.

BÖLÜM 2

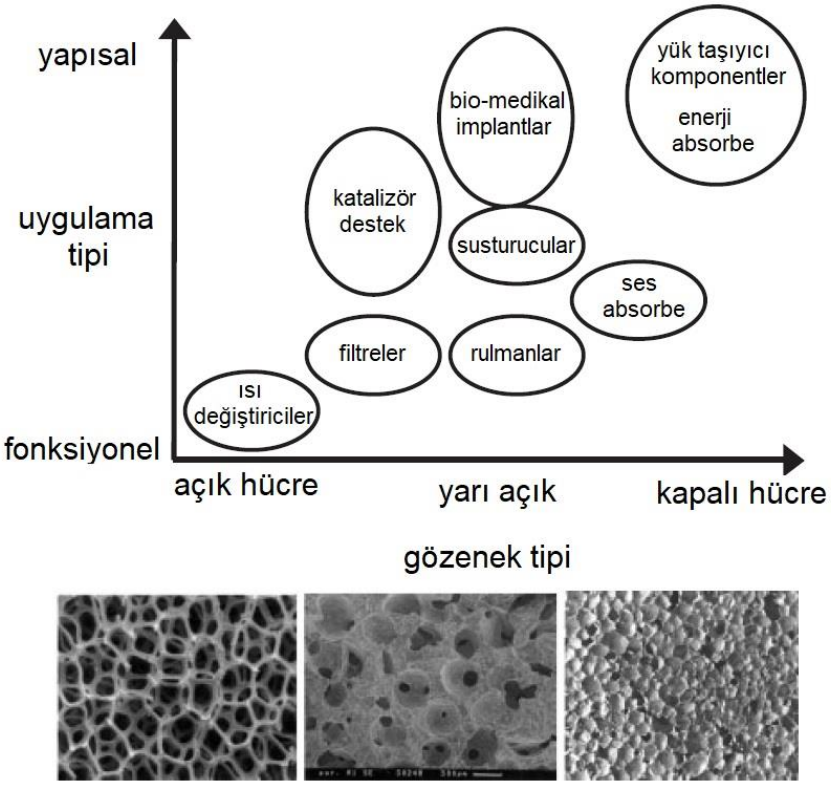
HÜCRESEL METALLER

2.1. Giriş

Hücresel metaller farklı üretim yöntemleri nedeniyle birbirlerinden oldukça farklı yapısal parametrelere sahiptirler. Farklı yapısal parametreler hücresel metallerin farklı uygulamalarda kullanılmasını mümkün kılar. Bu nedenle, kullanılan üretim yöntemlerinin, uygulama alanlarının ve bu yapıları karakterize eden parametrelerin detaylı şekilde bilinmesi gerekir. Bu bağlamda, bu bölümde hücresel metallerin kullanım alanları, üretim yöntemleri ve iç yapılarını karakterize eden parametreler ele alınmıştır.

2.2. Hücresel Metallerin Kullanım Alanları

Şekil 2.1'de hücresel metallerin gözeneklilik değerlerine göre uygulama alanları görülmektedir. Söz konusu şeklin dikey ekseninde, hücresel metallerin uygulama alanları, yapısal ve fonksiyonel olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Yapısal uygulamalarda, malzemelerin hafifliği ve özgül mekanik değerleri ön plana çıkarken, fonksiyonel uygulamalarda ise yüksek yüzey alanı/hacim oranı, ısı yayılımı gibi özellikler öne çıkmaktadır (García-Moreno, 2016). Hücresel metalleri avantajlı hale getiren temel olgu ise bazı durumlarda hem yapısal hem de fonksiyonel (birden fazla uygulama için) olarak kullanılabilmeleridir. Örneğin, Kagome kiriş yapılar iyi bir ısı transfer oranı sağlarken, aynı zamanda yapısal olarak üstün mekanik özelliklere sahiptir. Benzer şekilde, açık hücreli metal köpükler aynı anda hem filtre, hem de ısı değiştiricisi olarak kullanılabilmektedir (Exxentis, 2019). İlerleyen alt bölümlerde, hücresel metaller kullanım alanlarına göre sınıflandırılmıştır. Her bir kullanım alanı tek başına ele alınmıştır.



Şekil 2.1. Hücresel metallerin kullanım alanlarının gözenek ve uygulama tipine göre sınıflandırılması (Degischer & Kriszt, 2002).

2.2.1. Filtreler

Filtreler, katı parçacıkları sıvıdan veya katı-sıvı parçacıkları gazdan ayıracak şekilde iki tipte bulunabilir (Banhart, 2001). Metal köpükler, bahsi geçen iki tip filtrede de kullanılabilir. Filtre uygulamaları, gaz, yağ, hava, su, atık su, ince kum ve sıcak gaz filtreleri olarak sıralanabilir. Filtreler için genellikle alüminyum malzemeden oluşan yüksek gözenekliliğe sahip açık hücreli metal köpükler kullanılır (Exxentis, 2019). Bununla birlikte, açık hücreli metal köpükler çeşitli maddeler ile kaplanarak su arıtıcı olarak da kullanılabilmektedir (Yoon vd., 2016).

2.2.2. Isı Değiştiricileri

Isı değiştiricisi uygulamaları için genellikle yüksek gözenekliliğe sahip açık hücreli metal köpükler veya kafes PHM yapılar kullanılır. Malzeme olarak ise ısı değiştiricilerinde yaygın olan alüminyum ve bakır gibi malzemeler kullanılmaktadır. Şekil 2.2'de geleneksel yapılarda kullanılan kanatçıkların yerini alan hücresel metaller gösterilmiştir. Hücresel metallerin kanatçıkların yerine kullanılması ile birim hacim

başına düşen yüzey alanı artırılır. Ayrıca akışkan hücresel metal yapının içinden geçerken ısıl sınır tabakada sürekli bozulmalar meydana gelir ve akışın daha iyi bir şekilde karışması sağlanır. Isı değiştiricileri ve ısı kuyularında hücresel metallerin kullanımıyla ilgili yapılan çalışmalar hakkında ayrıntılı bilgi Bölüm 4'te sunulmuştur.



Şekil 2.2. Metal köpük ısı değiştiricisi (Nawaz, Bock, Dai, & Jacobi, 2010).

2.2.3. Ses Kesiciler

Yapılan bazı çalışmalar metal köpüklerin iç yapıları sayesinde ses yalıtımı sağladığını göstermiştir (Lu, Hess, & Ashby, 1999). Bunun haricinde metal köpükler, bazı frekansları tutup bazı frekansları ise geçirecek şekilde tasarlanabilirler (Banhart, 2001). Böylece, metal köpük yapı gürültü karakteristiğine göre tasarlanabilir (Alupor, 2019). Literatürde gözenek büyüklüğü ve gözeneklilik gibi parametrelerin ses yalıtımı ile ilişkisini ortaya koyan çalışmalar mevcuttur (Lu, Chen, & He, 2000).

2.2.4. Katalizör Destek Malzemeleri

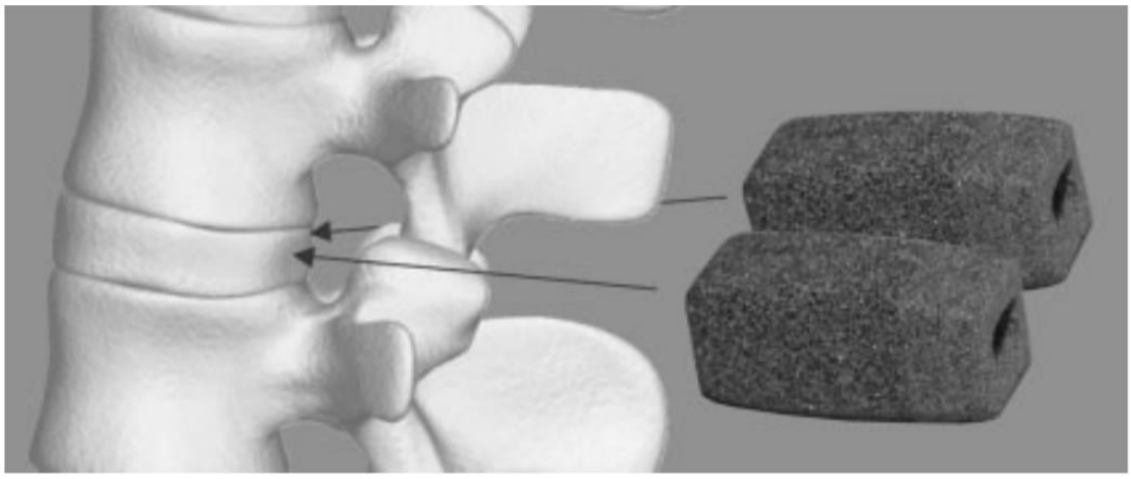
İçerisinde çoklu kanallar bulunan yekpare yapılar katalizörlerde destek malzemesi olarak kullanılabilirler. Hücresel metaller ve metal köpükler bu özelliğe sahip olmakla beraber, belirli bir hacim için yüksek yüzey alanı sunduklarından dolayı bu tarz işlemler için uygudur. Literatürde, metal köpüklerin farklı katalizörlere destek olarak kullanılması ile ilgili çalışmalar mevcuttur (Kolaczkowski vd., 2016; Podyacheva vd., 1997; Sirijaruphan vd., 2005).

2.2.5. Alev Tutucular

Alev tutucular, tesisatlar veya havalandırma sistemleri boyunca alevin yayılmasını önlemek için son derece önemlidir. Açık hücreli metal köpükler, geçirgen yapıda yanmaz malzemelerdir ve alev yayılımını durdurma özelliğine sahiptir (Davies & Zhen, 1983). Yapılan çalışmalarda bazı açık hücreli metal köpüklerin 550 m/s hıza sahip alev yayılımlarını durdurduğu gözlenmiştir (Banhart, 2001).

2.2.6. Biyomedikal Uygulamalar

Doğaya baktığımızda, canlı kemiklerinde gözenekli bir yapının olduğu gözlenir. Metal köpükler gözenekli yapılarından dolayı hafiflik sağlamaktadırlar ve titanyum ve kobalt-krom gibi malzemelerden üretildiklerinde biyolojik yapılarla uyumlu olmaktadır. Bunun yanında, metal köpükler gözenekli yapıları sayesinde kemiklerin gözeneklerin içine doğru büyümesine izin verebilir. Şekil 2.3'de metal köpüklerin spinal füzyon cihazında kullanımı görülmektedir. Konuyla ilgili yapılan çalışmalarda, üretim yöntemleri ve farklı parametrelerin metal köpüklerin biyomedikal uygulamalarda kullanımına etkileri incelenmektedir (Lefebvre, 2013; Singh, Lee, Dashwood, & Lindley, 2010; Wen, Yamada, & Hodgson, 2005).



Şekil 2.3. Titanyum köpükten yapılmış spinal füzyon cihazı (Dukhan, 2013).

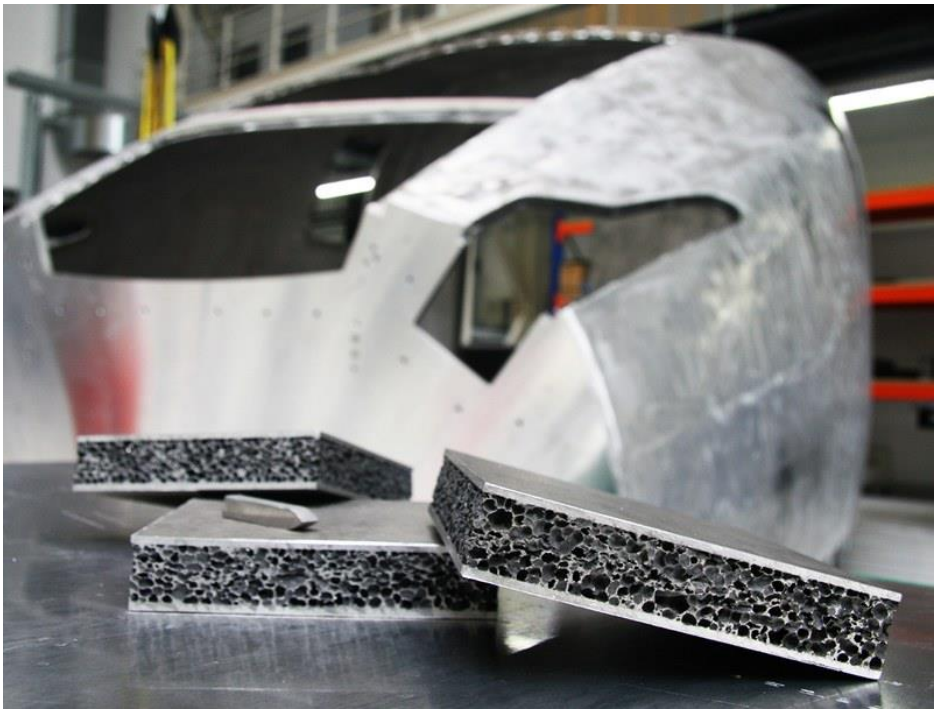
2.2.7. Elektrokimyasal Uygulamalar

Yapılan çalışmalarda metal köpüklerin filtre pres tipi elektrokimyasal reaktörlerde kullanılması durumunda, hem türbülans artırıcı etkiye sahip olduğu hem de elektrotun

yüzey alanının artmasını sağladığı görülmüştür (Montillet, Comiti, & Legrand, 1993). Bu şekilde elektrokimyasal reaktörler daha kompakt hale gelmektedir.

2.2.8. Hafif Yapı Malzemeleri

Kapalı hücre metal köpükler hafifliklerinden dolayı yapısal uygulamalarda tercih edilirler. Örneğin; otomotiv sektöründe araçların kaputlarında, bagaj kapaklarında ve açılır tavanlarında kullanılmaktadırlar. Ayrıca, havacılık sektöründe, bal peteği yapılar yerine metal köpük yapılar da kullanılmaya başlanmıştır. Böylece hem maliyet azaltılmakta hem de dayanım artırılmaktadır. Bunlara ek olarak, metal köpük yapıların denizcilik ve Şekil 2.4'de görüldüğü gibi raylı sistem araçlarında da kullanımları mevcuttur.



Şekil 2.4. Metal köpüklerin tren gövdelerinde kullanımı (Rybandt, Lies, & Hipke, 2017).

2.2.9. Darbe Sönümleyiciler

Hücresel metaller, gözenekli yapılarından dolayı rijitliği ve darbe dayanımı yüksek malzemelerdir. Bu konuyla alakalı yapılan çeşitli çalışmalarda, hücresel metallerin çarpışma durumlarında enerji sönümleyici olarak kullanılabileceği belirtilmiştir (Kim, Hasan, Nahm, & Cho, 2005; Yu & Banhart, 1997). Bu özellikleri dolayısıyla, otomotiv sektörü başta olmak üzere askeri araçlarda ve havacılıkta darbe sönümleyici olarak

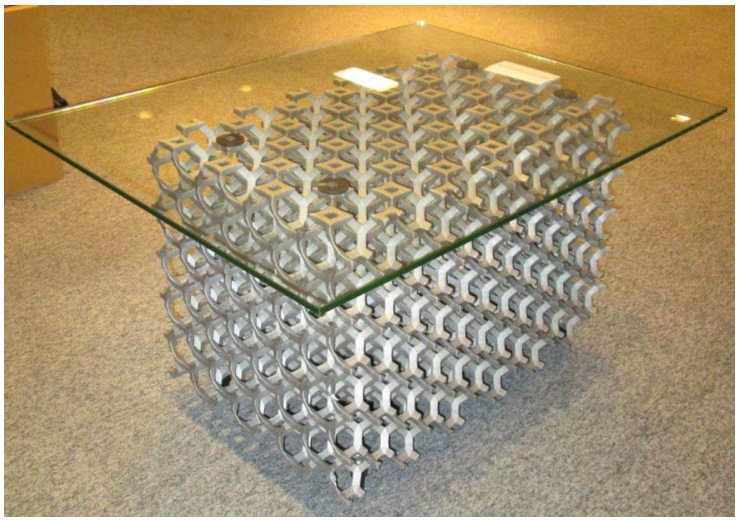
kullanılmaktadırlar. Şekil 2.5'te içerisine hücresel metal yerleştirilmiş bir çarpışma kutusu gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Hücresel metal yapıya sahip çarpışma kutusu (Matthieu, 2012).

2.2.10. Dekorasyon ve Sanat

Hücresel metal yapılar günümüzde dekoratif amaçlı veya sanatsal çalışmalarda da kullanılmaktadır. Alüminyum metal köpüklerin, bina cephelerinde; hücresel metallerin ise Şekil 2.6'da görüldüğü gibi mobilyalarda ve çeşitli dekoratif ürünlerde kullanılabilmektedir. Bunun yanında, altın veya gümüş metal köpükler sıra dışı görüntüleri ve hafif yapıları sayesinde, gelecekte takılarda kullanılmaya aday malzemeler olarak görülmektedir (Banhart, 2001).



Şekil 2.6. Hücresel metalden yapılmış bir kahve masası (Matthieu, 2013).

2.3. Hücresel Metallerin Üretim Yöntemleri

Banhart (2001) hücresel metalleri üretim yöntemlerine göre dört ana başlık altında toplamıştır. Bunlar ergimiş metallerden (liquid state/sıvı faz), katı metallerden (powdered metal/toz metalurjisi), metal buharından ve elektro kaplama yöntemi ile elde edilen metal köpüklerdir. Periyodik hücresel metallerin üretimi için ise çoğunlukla abkant pres ve kaynak gibi geleneksel yöntemler kullanılmaktadır.

2.3.1. Ergimiş Metallerden Elde Edilen Metal Köpükler

Ergimiş metallerden metal köpük elde edilmesi dört ana başlık altında toplanabilir. Bunlar; doğrudan köpürtme, hassas döküm, boşluk tutucu malzeme üzerine döküm ve polimer köpük malzeme üzerine döküm ve köpürtme ön malzemesinin eritilmesi ile köpürtme yöntemleridir.

2.3.1.1. Doğrudan Köpürtme Yöntemleri

Doğrudan köpürtme yöntemlerinde ergimiş metalin doğrudan köpürtülmesi ve ardından soğuması sağlanır. Bu yöntemler, kendi içinde, metal eriyiğin köpürtülme metoduna göre ikiye ayrılırlar. İlk yöntemde ergimiş metal, içerisine gaz enjekte edilerek köpürtülürken; diğerinde, içerisine köpürme etkisi oluşturacak maddeler eklenir ve bu şekilde köpürme sağlanır.

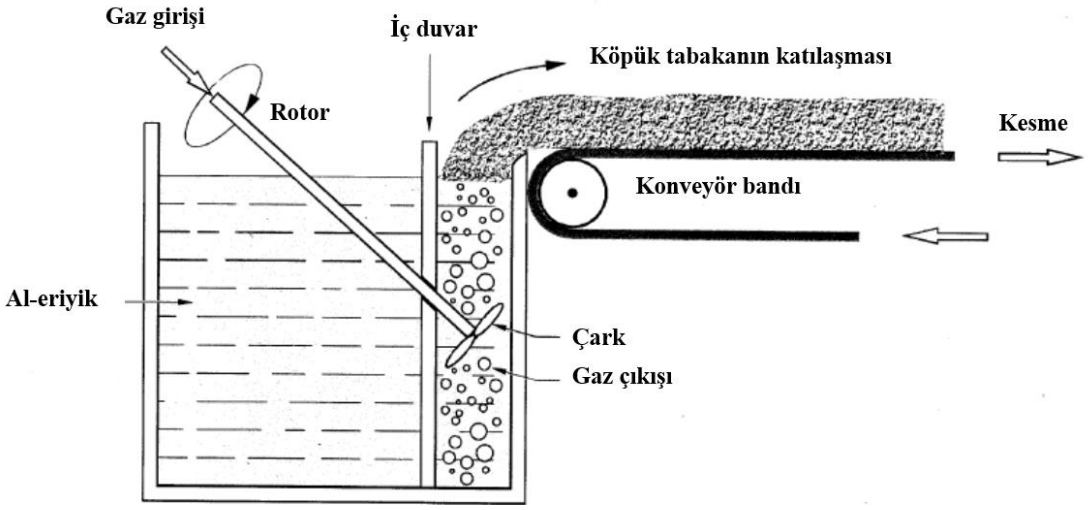
2.3.1.1.1. Gaz Enjektesi ile Köpürtme

Bu yöntemde öncelikle ergimiş metalin içine silisyum karbür, alüminyum oksit veya magnezyum oksit gibi tozlar katılarak viskozitesinin artması sağlanır. Hazırlanan karışım içerisine Şekil 2.7'de görüldüğü gibi hava, nitrojen veya argon gibi gazlar enjekte edilerek köpürmesi sağlanır. Bu esnada, dönen çarklar ile veya titreşim halindeki püskürtücüler vasıtasıyla çok küçük gaz baloncukları oluşturulur. Gaz baloncuklarının düzenli olarak dağıtılması son derece önemlidir. Ardından, yukarıya doğru çıkan gazlar ile birlikte ergimiş metal köpüklü bir yapıya dönüşür. Bu yapı konveyör vasıtasıyla çekilir ve soğutulur.

Bu yöntemle elde edilen metal köpüklerin gözeneklilik değerleri %80 ile %98 arasında değişir. Ortalama gözenek çapları ise 25 mm ile 3 mm arasındadır (Banhart,

2001; Kenny, 1996). Üretilen metal köpüklerin kalınlığı 5 mm ile 250 mm arasında değişmekle beraber, standart üretim kalınlığı genellikle 10 mm'dir (Dukhan, 2013).

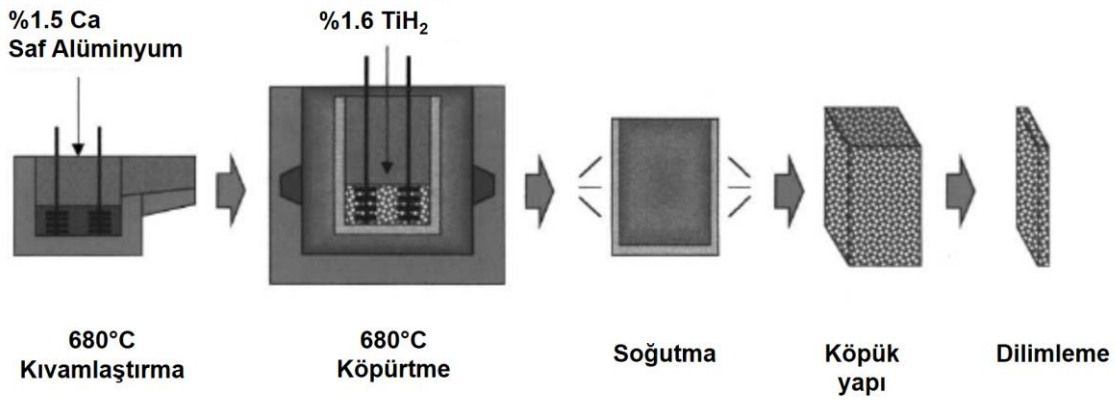
Bu yöntem, daha çok Norveç'teki Hydro Aluminium ve Kanada'daki Cymat Aluminyum firmaları tarafından kullanılmaktadır.



Şekil 2.7. Gaz enjektesi yöntemi ile köpürtme (Asholt, 1999).

2.3.1.1.2. Köpürücü Madde ile Köpürtme

Bu yöntemde, ergimiş metali köpürtme işlemi, içerisine gaz enjekte etmek yerine bazı köpürücü maddeler ilave edilerek gerçekleştirilir. Şekil 2.8'de görülen ve ALPORAS yöntemi olarak da anılan bu yöntemde 680°C'deki alüminyum eriyik içerisine kütlece %1.5-3 civarında kalsiyum eklenir. Oluşan bileşikler (CaO, $CaAl_2O_4$ vs.) ile eriyik viskozitesi 5 kata kadar artar. Daha sonra, TiH_2 eklenir. Bu madde, içerisindeki hidrojeni açığa çıkararak ergimiş viskoz metalin köpürmesini sağlar. Böylece ergimiş metal genişler ve içinde bulunduğu kalıbı doldurur. Son olarak, metal soğutulur ve köpük yapı elde edilir (Banhart, 2001).



Şekil 2.8. Köpürücü madde enjektesi ile köpürtme yöntemi (Banhart, 2001).

2.3.1.2. Hassas Döküm

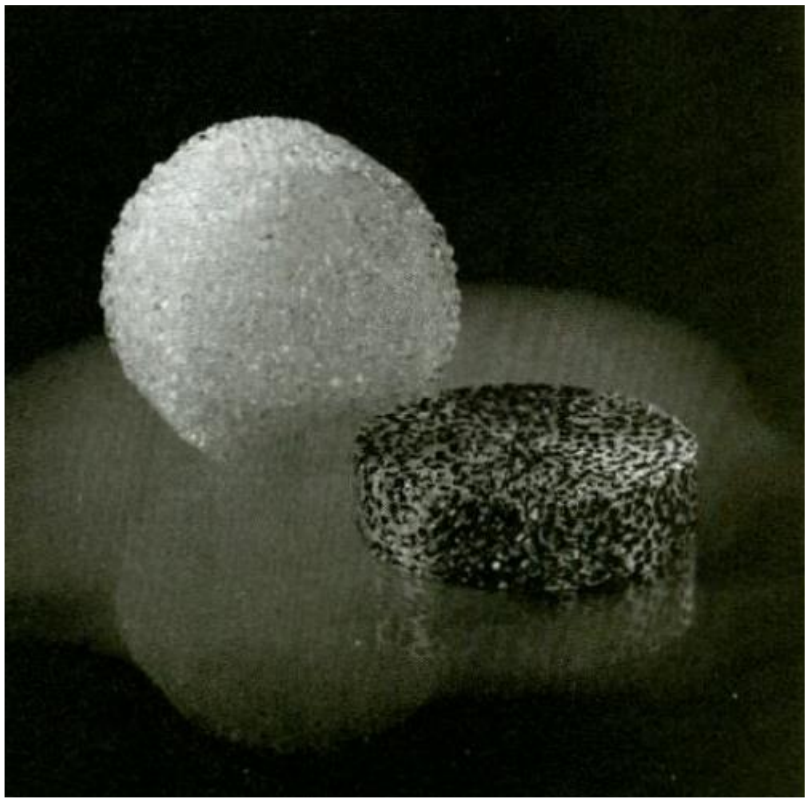
Hassas döküm metodu ERG (Oakland, CA, ABD) ve M-Pore (Dresden, Almanya) gibi firmalar tarafından kullanılmaktadır. Bu yöntemde, öncelikle poliüretan köpüğe şoklama uygulanarak içerisindeki kapalı bölgelerin açılması sağlanır. Böylece, tamamen açık hücreli bir yapı elde edilir. Ardından, ters kalıp yöntemi ile ısıya dayanıklı bir kalıp malzemesinden poliüretan köpüğün negatifi elde edilir ve poliüretan köpük yakılarak kalıptan atılır. Bu işlemin ardından, kalıp malzemesinin içerisindeki boşluklara ergimiş metal dökülür. Metal soğuduktan ve katılaştıktan sonra kalıp malzemesi alınır. Böylece, poliüretan köpüğün formu metal köpük olarak elde edilmiş olur. Bu işlem ile 10 ila 45 PPI (inç başına gözenek sayısı) arasında ve %80 ile %95 gözeneklilik değerlerinde açık hücreli metal köpükler elde edilebilir (Dukhan, 2013).

2.3.1.3. Boşluk Tutucu Malzeme Üzerine Döküm

Bu yöntemde ergimiş metal, önceden dizilmiş olan organik veya inorganik boşluk tutucu maddelerin üzerine dökülür. Böylece boşluk tutucu maddeler ile ergimiş metalin bir karışımı elde edilir. Daha sonra, boşluk tutucu maddeler alınır ve geriye metal köpük yapı kalır. Eğer boşluk tutucu madde alınmazsa, oluşan yapılara “sentaktik köpük” adı verilir. Sentaktik köpüklerde boşluk tutucu maddeler içi boş küreler de olabilir. Bu yöntem ile en fazla %80 gözenekliliğe sahip kapalı hücreli metal köpükler üretilmektedir (Banhart, 2001).

2.3.1.4. Polimer Köpük Malzeme Üzerine Döküm

Bu yöntemde polimer köpük yapıların içerisine yüksek basınç ile alüminyum, magnezyum veya çinko eriyikler dökülür ve metal köpük direkt olarak elde edilir. Bu şekilde polimer yapının formunun negatifi olan metal köpük elde edilir. Yüksek basınçta ani olarak dökülen ve hızlı şekilde katılaştırılan metal, polimer granüllerin erimesine engel olmaktadır. Ardından, ısıl işlemle (piroliz) polimer yapı içeriden alınır. Böylece, gözenekliliği %60 ile %85 arasında değişen metal köpükler elde edilir. Bu yöntemle elde edilmiş olan metal köpük yapı Şekil 2.9'da görülmektedir (Dukhan, 2013).



Şekil 2.9. Eriyik sızdırma yöntemi ile elde edilmiş metal köpük (Dukhan, 2013).

2.3.1.5. Köpürtme Ön Malzemesinin Eritilmesi ile Köpürtme Yöntemleri

Metal köpükler, köpürme özelliğine sahip bir maddenin ikinci bir ısıl işlemle köpürtülmesi yoluyla da elde edilebilir. Köpürmeye hazır ön malzemeler toz halinde, yarı-katı halde veya doğrudan sıvı halde elde edilebilirler (Dukhan, 2013).

2.3.1.5.1. Toz Metalürjisi (TM) ile Üretilen Köpürtme Ön Malzemeleri

Toz metalürjisi ile köpürme ön malzemesi üretimi 1990 yılında Fraunhofer-IFAM'da geliştirilmiştir. Bu yöntemde, piyasada bulunan toz metaller, az miktarda metal-

hidrit (köpürücü madde) ile karıştırılır. Bu karışım, sıcak ekstrüzyon veya sıcak basma gibi yöntemlerle kompaktlanır ancak sinterleme yapılmaz. Böylece, istenilen boyutlarda sac veya profil formları elde edilir. Ardından, ihtiyaca göre kesilerek alınan ön malzeme kalıba konur. Sıcaklığın metal alaşımın ergime sıcaklığına yakın olduğu bir noktada ön malzeme genişler ve kalıbı doldurarak yüksek gözenekliliğe sahip kapalı hücre metal köpük yapısını oluşturur (Dukhan, 2013).

2.3.1.5.2. Yarı-Katı Halde Üretilen Köpürtme Ön Malzemeleri

Bu yöntemde amaç toz metalürjisi kullanımındaki maliyeti düşürmektir. İşleme artıklarından elde edilen metaller köpürücü maddeler ile karıştırılarak briketleme işlemine tabi tutulur. Elde edilen yapı yarı-katı hale gelecek kadar ısıtılır ve ardından yüksek basınçta tikso döküm ile kalıbın şeklini alması sağlanır (Dukhan, 2013).

2.3.1.5.3. Sıvı Halde Köpürtme Ön Malzemeleri

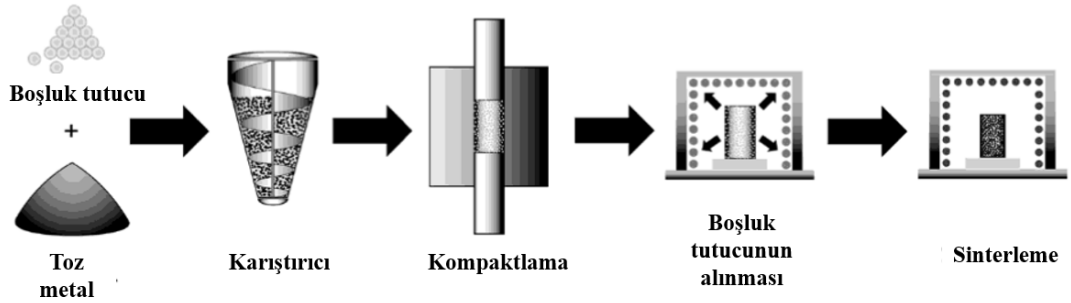
Bu yöntem Cambridge Üniversitesi'nde geliştirilmiş ve FORMGRIP (Foaming of Reinforced Metals by Gas Release in Precursors) olarak adlandırılmıştır (Gergely & Clyne, 1999). Bu yöntemde öncelikle köpürücü madde olan TiH_2 ısıl işlemden geçirilerek parçacıklarının yüzeyinde oluşabilecek difüzyon engellenir ve hidrojen içeriği azaltılır. Daha sonra hazırlanan TiH_2, ergimiş alüminyum alaşım ile karıştırılır ve soğumaya bırakılır. TiH_2'ye yapılmış olan ısıl işlemden dolayı bu karışma esnasında hidrojen ortaya çıkmaz. Elde edilen madde kalıba alınır ve tekrar ısıtılarak eritilir. Bu süreçte, yüksek sıcaklıktan dolayı TiH_2'deki hidrojen açığa çıkar ve metal köpük yapı elde edilir. Benzer bir işlemin TiH_2 yerine $CaCO_3$ kullanılarak yapılması ile metal köpük elde edilmesi ise FOAMCARP olarak adlandırılmıştır (Gergely, Curran, & Clyne, 2003).

2.3.2. Katı Metallerden Metal Köpük Üretimi

Katı metallerden köpük üretimi genellikle toz metalürjisi (TM) ile gerçekleştirilir. Boşluk tutucu ile açık hücre metal köpük üretimi, çamur köpürtme, TM ile dizilimsel metal köpük üretimi ve içi boş metal kürelerden köpük üretimi gibi farklı yöntemler söz konusudur. Bu yöntemlerde yapısal stabilite ve dayanım sinterleme prosesi ile sağlanır (Dukhan, 2013).

2.3.2.1. Boşluk Tutucu ile Açık Hücre Metal Köpük Üretimi

Şekil 2.10'da gösterilen bu yöntemde önce boşluk tutucular ile metal tozu karıştırılır. Ardından, bu iki malzeme birlikte kompaktlanır. Böylece, boşluk tutucular ile toz metal stabil bir katı oluştururlar. Daha sonra, yer tutucu maddeler ısıl işlem veya durulama gibi yöntemlerle içeriden alınır ve son olarak sinterleme ile oluşan metal köpük daha stabil hale getirilir. Bu yöntemle üretilen magnezyum köpükler biyomedikal uygulamalarında kullanılmaktadır (Dukhan, 2013).



Şekil 2.10. Boşluk tutucu ile açık hücre metal köpük üretimi (Dukhan, 2013).

2.3.2.2. Çamur Köpürtme

Çamur köpürtme yönteminde toz metal ve sıvı ile bir çamur oluşturulur. Kullanılan sıvı genellikle çözücü veya polimer gibi bağlayıcı bir maddedir. Daha sonra karışım köpürtülür ve köpük formuna gelen karışımdan bağlayıcı sıvı alınır. Geriye kalan köpük halindeki metal yapı sinterlenir. Bu yöntemle elde edilen metal köpüklerde, yapının içerisindeki büyük boşluklardan başka, metal köpük bağlarının içinde de boşluklar bulunabilir. Bu nedenle, üretilen metal köpüklerin dayanımı diğer metal köpüklere nazaran daha düşük olabilmektedir (Dukhan, 2013).

2.3.2.3. TM (Toz Metalürjisi) ile Sentaktik (Dizilimsel) Köpük Üretimi

Sentaktik köpük üretimi, boşluk tutucu malzeme üzerine döküme benzer. Özellikle yüksek ergime sıcaklığına sahip metallerde kullanımı avantajlıdır. Bu yöntemde toz metale hacimce %50 civarında bağlayıcı madde ve ağırlıkça yaklaşık %10 civarında boşluklu cam küreler katılır. Daha sonra bu karışım, kalıbın içerisine enjekte edilir. Bu yönteme metal tozu enjeksiyonu (Metal Powder Injection Method, MIM) adı verilir (Weise, Ruparelia, Wichmann, & Baumeister, 2010). Bağlayıcı madde enjeksiyon işleminden sonra çıkarılır. Son olarak elde edilen yapı sinterlenir. Cam küreler malzeme

içerisinde kaldığından dolayı bu metoda sentaktik (dizilimsel) köpük üretimi denilmiştir (Dukhan, 2013).

2.3.2.4. İçi Boş Metal Kürelerden Metal Köpük Üretimi

Bu yöntem, Fraunhofer IFAM tarafından özel sektör ile işbirliği yapılarak geliştirilmiştir (Gohler, Lothman, Waag, Schneidereit, & Bernhard, 2001). Önce küçük strafor köpükler bağlayıcı madde ile karışık olan metal tozu ile kaplanırlar. Daha sonra bağlayıcı madde ve strafor köpükler malzeme içerisinden alınır. Kalan malzeme sinterleme işlemine tabi tutulur ve böylece içi boşluklu metal kürelerden oluşan bir yapı ortaya çıkar (Dukhan, 2013). Bu yöntemle üretilen metal köpükler çoğunlukla ses yalıtımında kullanılır.

2.3.3. Metal Buharından Elde Edilen Metal Köpükler

Genellikle batarya sektöründe, metal köpüklerin üretiminde bu yöntem, günümüzde, INCOFOAM (Çin) firması tarafından kullanılmaktadır. Bu yöntemde, vakum ortamında buhar haline getirilen metallerin nispeten soğuk olan kalıp malzemesinin üzerinde yoğuşması sağlanır. Kalıp için genellikle polimer köpük malzemeler kullanılır. Yoğuşan metal, kalıp üzerindeki bekleme süresi ve ortamdaki metal buharı yoğunluğuna bağlı olarak değişen kalınlıkta bir metal tabakası oluşturur. Son olarak, polimer kalıp kimyasal veya ısıl işlemler ile içerden alınır. Bu yöntemde elde edilen metal köpüklerin bağlarının içi boştur (Banhart, 2001). Bununla birlikte metalin kalıp malzemesi üzerine kaplanması için ark buhar biriktirme (Pinkhasov, 1991) gibi yöntemler de kullanılmaktadır.

2.3.4. Elektrokaplama Yöntemi

Bu yöntemde, önce polimer köpük Fiziksel Buhar Biriktime (PVD), sputter (sıçratmalı) biriktirme ve kolloidal kaplama gibi yöntemlerle elektriksel olarak iletken olacak şekilde kaplanır (Liu & Liang, 2001). Ardından, metal polimer üzerine istenilen kalınlıkta elektrokaplama ile kaplanır. Son olarak, polimer kalıp içerden alınır ve metal buharından elde edilen metal köpüklere benzer şekilde, içi boşluklu bağlara sahip metal köpük yapı ortaya çıkar (Dukhan, 2013).

2.3.5. Diğer Yöntemler

Ele alınan metotlar dışında da birçok metal köpük üretim yöntemi bulunur. Örneğin, lotus tipi metal köpükler genellikle gaz-metal ötektik katılaştırma yöntemleri ile elde edilirler ve tek doğrultuda uzayan gözeneklere sahiptir. Lotus tipi metal köpüklerin farklı üretim yöntemleri ile ilgili bilgi literatürden elde edilebilir (Nakajima, 2007). Buna ek olarak, 3D yazıcı prensibiyle çalışan SEBM (Selective Electron Beam Melting) makineleri ile istenilen ölçülerde ürün elde etmek mümkündür (Heinl, Rottmair, Körner, & Singer, 2007). SEBM makinelerinde CAD çizimi yapılmış herhangi bir model, elektron hüzmeleri kullanılarak toz metalin tabakalar halinde birleştirilmesi ile üretilebilir. Bu yöntem kullanılarak metal köpük yapıların yanında PHM yapılar da elde edilebilir.

2.3.6. PHM Üretim Yöntemleri

PHM yapıların üretilmesi için genellikle geleneksel üretim yöntemleri yeterli olmaktadır. Üretim yöntemleri PHM tipine göre değişir. Prizmatik PHM yapılar sac metallerin abkant preslerde işlendikten sonra üst üste konularak kaynaklanması ile elde edilir. Kabuk PHM yapılar da benzer şekilde sac metal üretim yöntemleri ile elde edilebilir. Kafes PHM yapıların üretimi kiriş ve örgü yapılarda farklılık gösterir. Kiriş yapılar, hassas döküm gibi yöntemler veya sac metallerin preste kesilip daha sonra abkant preslerde bükülmesiyle elde edilirler. Ancak ikinci yöntem çok fazla malzeme artığına yol açtığı için daha az tercih edilmektedir. Örgü şeklinde olan PHM yapılar (wire-woven metals) ise tekstil yöntemleri kullanılarak üretilirler. Genellikle tel haline getirilen metallerin tekstil yöntemleri ile örüldükten sonra lehim kullanılarak kesişme noktalarının birleştirilmesi ile elde edilir. Son yıllarda geliştirilen WBK, WBD ve WBC gibi yapılar, helis şeklinde teller haline getirilen metalin altı doğrultuda birleştirilmesi sonucu elde edilir (Kang, 2015).

2.4. Hücresel Metallerin İç Yapısı ve Parametreler

Hücresel yapıların doğru şekilde anlaşılabilmesi için iç yapılarının bilinmesi gerekmektedir. Özellikle metal köpüklerin içinde bulunan düğüm noktaları ve bağlar, yapısal parametrelerin tanımlanması açısından önem arz eder. Hücresel metaller başta gözeneklilik olmak üzere; PPI, akış yatağı, geçirgenlik, efektif ısıl iletkenlik gibi yapısal

parametrelere sahiptirler. Bu parametreler, hücresel metallerde momentum ve ısı transfer karakteristiklerini etkileyen faktörlerdir.

2.4.1. Hücresel Metallerin İçyapısı

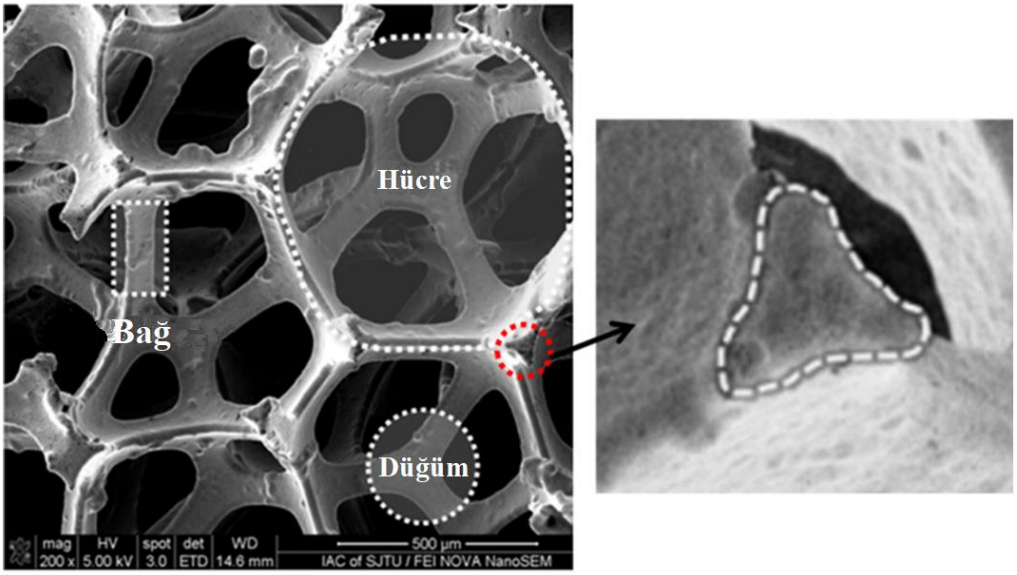
Hücresel metaller ve özellikle metal köpükler, bağlardan ve birleşme noktalarından oluşur. Şekil 2.11'de metal köpüğü oluşturan bölgeler görülmektedir.

2.4.1.1. Hücre

Metal köpüklerde bağların ve düğüm noktalarının oluşturduğu birim yapılar hücre olarak isimlendirilir. PHM yapılarda ise, tekrar eden yapılara hücre denilmektedir.

2.4.1.2. Bağ

Bağ literatürde "ligament" olarak isimlendirilir. Üretim yöntemi veya gözeneklilik gibi birçok parametre bağların yapısını etkiler. Bağların kesitlerinin geometrisi de akış ve ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu yüzden bağlar, metal köpüklerdeki akış ve ısı transferi karakteristiklerinin anlaşılması için oldukça önemlidir.



Şekil 2.11. Metal köpük yapıda bağlar, düğüm noktaları ve hücreler (Yao, Wu, & Liu, 2018).

2.4.1.3. Düğüm Noktası

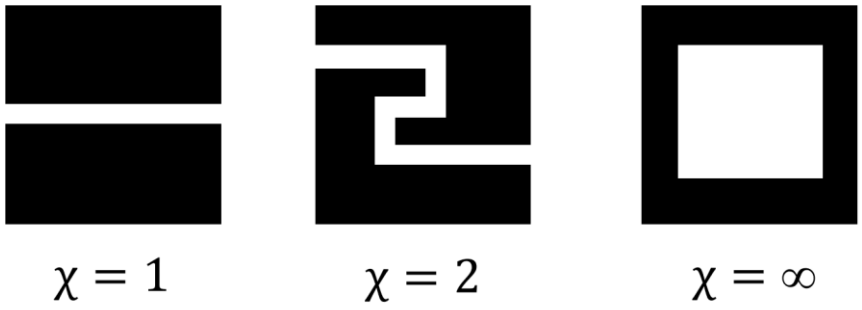
Düğüm noktaları, Şekil 2.11'de görüldüğü gibi, bağların kesiştiği bölgelerdir. Yapılan çalışmalar, düğüm noktalarının efektif ısıl iletkenliğe etkisinin önemli derecede olduğunu göstermektedir (Coquard & Baillis, 2009).

2.4.2. Hücresel Metallere Ait Karakteristik Parametreler

Hücresel metalik yapıları karakterize eden birçok parametre mevcuttur. Bu parametrelerden bazıları literatürde yer alan çalışmalarda yaygın şekilde kullanılır. Bu alt başlıkta, hücresel metalik yapıları tanımlayan bazı önemli parametreler ele alınmıştır.

2.4.2.1. Akış Yatağı

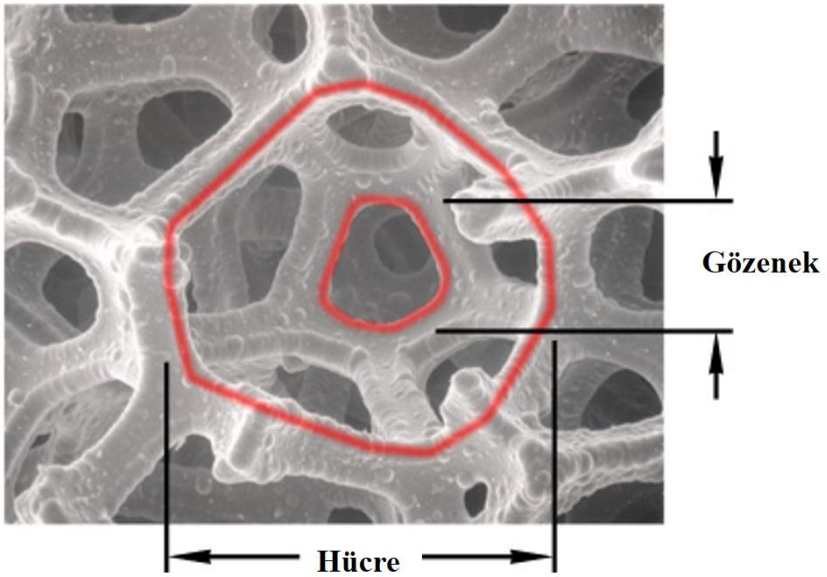
Akış yatağı literatürde "tortuosity" olarak isimlendirilir. Bu parametre, akışın metal köpük içerisinde ne kadar dolambaçlı bir yol izlediğinin bir ölçüsüdür. χ sembolü ile gösterilir. 1 ile ∞ arasında değişir. Şekil 2.12'de görüldüğü gibi bu parametrenin 1'e eşit olması akışın düz bir çizgi izlediğini gösterirken, ∞ değerini alması, kapalı bir alanda izlediği yolu ifade eder. Akış yatağı boyutsuz bir parametredir. Akışın izlediği yolun, izleyebileceği en kısa yola oranı olarak da ifade edilebilir (Özgümüş, 2015).



Şekil 2.12. Akış yatağının farklı değerler alması durumunda akışın izlediği yollar.

2.4.2.2. Ortalama Gözenek Çapı

Ortalama gözenek çapı, Şekil 2.13'te görülen metal köpük yapının içindeki bağlar arasında kalan gözeneklerin ortalama çapını ifade eder. Ortalama gözenek çapı verisi genellikle metal köpük üreticisi firmalar tarafından sağlanır. PHM yapılarda ise ortalama gözenek çapı yerine, geometride birbirini tekrar eden hücrelerin boyu kullanılabilir (Hoffmann, Hodson, & Lu, 2003).



Şekil 2.13. Metal köpüğün iç yapısı (Ryan, Hedman, & Christiansen, 2009).

2.4.2.3. Geçirgenlik

Geçirgenlik akışkanların gözenekli yapı içinden geçebilme kabiliyetini ifade eder. Gözenekli yapılarda basınç düşüşü ifadesinden elde edilen (bkz. Bölüm 3) bu parametrenin birimi m^2'dir. Kullanılan bir diğer birim Darcy'dir. 1 Darcy yaklaşık olarak 10^{-12} m^2'ye eşittir. Geçirgenlik, genellikle gözeneklilik ile ilişkilidir. Ancak gözeneklerin şekli ve bağların kesitleri ile de değişebilir. Geçirgenlik, malzemenin doğrudan bir özelliği olarak ele alınır ve ampirik olarak elde edilir. Bu özellik farklı yönlerde değişkenlik gösterebilir.

2.4.2.4. Gözeneklilik

Gözeneklilik hücresel metaller için en önemli ve en sık kullanılan parametredir. Malzemenin boşluk oranını ifade eder. Boyutsuzdur ve değeri 0 ile 1 arasında değişir. Değeri yükseldikçe malzeme daha boşluklu ve genellikle açık hücreli bir yapı sergilerken, değeri düştükçe kapalı hücre karakteristiği gösterir (sıfır olması ise tamamen kapalı bir yapıyı ifade eder). Gözeneklilik değeri yapı içerisinde konuma göre de değişkenlik gösterebilir. Tüm yapının toplam gözeneklilik değeri genellikle ağırlık ölçümleri ile belirlenir. Gözenekliliğin konuma bağlı değişimlerini ölçmek için ise gama ışınlarının yapı içerisinden geçerken zayıflaması esasından yararlanılır.

2.4.2.5. Bağ Çapı

Bu parametre literatürde “filament” veya “fiber” çapı olarak geçmektedir. Kabaca, köpük yapıyı oluşturan bağların çapını ifade eder. Bağ çapı da geçirgenliği etkileyen parametrelerden birisidir. Bağ çapı; PHM kiriş yapılarda, yapıyı oluşturan bağların çapı, PHM örgü yapılarda ise tellerin çapı olarak ele alınabilir.

2.4.2.6. Efektif Isıl İletkenlik

Bu parametre, yapının ısıl karakteristiğini ortaya koyması açısından oldukça önemlidir. Birimi W/mK’dır. Akışkanın hareketsiz olduğu durumda akışkan ve katının birlikte sahip olduğu ısıl iletkenliktir. Bu değer gözeneklilik değeri 0 olduğunda metalin ısıl iletkenliğine eşit olur. Gözeneklilik arttıkça katı malzemenin azalması ile efektif ısıl iletkenlik neredeyse doğrusal bir şekilde düşüş göstererek akışkanın ısıl iletkenlik değerine yaklaşır.

2.4.2.7. PPI

PPI, üretilen metal köpüklerin ticari olarak tanımlanması için sıkça kullanılan bir ölçüdür. İnç başına düşen gözenek sayısını belirtir. Eşit gözeneklilik değerlerinde, bu sayı arttıkça köpük yapı daha fazla sayıda gözenek içerir. Dolayısıyla, birim uzunluk başına basınç düşüşü ve ısı transferi artar. Genellikle metal köpük üreticileri tarafından gözeneklilik parametresi ile birlikte verilir.

BÖLÜM 3

HÜCRESEL METALLERLE İLGİLİ ÇALIŞMALAR

3.1. Periyodik Hücresel Metaller ile İlgili Çalışmalar

3.1.1. Kiriş PHM Yapılar

Hoffmann vd. (2003), Kagome kiriş yapılarda ısı transferi ve basınç düşüşünü deneysel incelemişlerdir. Akış yönünün ve bağ kalınlıklarının incelendiği çalışma sonucunda, kiriş çapının artmasının yüksek basınç düşüşüne yol açarak ısı transferini artırdığı ve Kagome kiriş yapıların oktet kiriş yapılar ile benzer ısı transferi performansı sağladığı belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca, Kagome kiriş yapıların yapısal olarak daha avantajlı olduğu da ifade edilmiştir.

Kim, Zhao, Lu, ve Hodson (2004) tarafından tetrahedral birim hücrelere sahip kiriş yapılarda taşınımla ısı transferini deneysel olarak incelenmiş ve bu yapıların ısı transferi performansının, geometrik benzerliğinden dolayı sıralı borulara yakın olduğu belirtilmiştir. Çalışma sonucunda, ayrıca, yapının türbülansı artırıcı etkiye sahip olduğu ve ısı transferi ve mekanik özelliklerin bir arada olmasına ihtiyaç duyulduğu durumlarda kullanılmasının uygun olduğu belirtilmiştir.

Kim, Hodson, ve Lu (2005), tetrahedral birim hücrelere sahip kiriş yapıların ısı transferi ve momentum karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, PIV ve TLC gibi yöntemlerle incelenen akış aynı zamanda CFD ile de simüle edilmiştir. Çalışma sonucunda yapı içerisinde kanal yüzeyi ile temasın olduğu bölgelerde oluşan vortekslerin ve bağların yüzeylerinde oluşan akış ayrılmalarının ısı transferini artırdığı belirtilmiştir.

Zhang, Jin, Xie, ve Yan (2017), tetrahedral birim hücrelere sahip kiriş yapılar ile sac metallerin bükülmesi yoluyla elde edilen kafes yapıların ısıl karakteristiklerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Yapılan sayısal inceleme sonucunda, sac metallerden elde edilen kafes yapıların, döküm ile elde edilen kiriş yapılara göre %13-16 arasında daha iyi ısı transferi sağladığı belirtilmiştir. Sabit gözeneklilik değeri için, sac metal yapıların akış üzerinde daha fazla blokaja sebep olması ve dolayısıyla vortekslerin de fazla olmasının, ısıtılan yüzeyden ısı transferini %22 ile %27 arasında artırdığı belirtilmiştir. Sürtünme faktöründe, sabit gözeneklilik ve *Re* değerleri için sac metal yapılarda kiriş yapılara nazaran 1.5 ile 1.7 kat arasında artış olduğu ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda, sabit pompalama gücü için iki yapının da benzer performans sergilediği ancak, sac metal yapıların üretiminin daha kolay ve ucuz olmasının da göz önünde bulundurulması gerektiği belirtilmiştir.

Shen, Yan, Xue, ve Xie (2018), yaptıkları sayısal çalışma ile eşit gözeneklilik değerlerindeki Kagome kiriş yapıların ve Kagome örgü yapıların (WBK) akış ve ısı transfer karakteristiklerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Yapılan hesaplamalar sonucunda, Kagome kiriş yapıların Kagome örgü yapılardan yaklaşık olarak %26 daha fazla ısı transferi sağladığı, basınç düşüşü değerlerinin de iki yapı için hemen hemen aynı olduğu belirtilmiştir. Çalışma sonucunda ayrıca, ısıtılan yüzeyden gerçekleşen ısı transferinin, genel ısı transferi performansının artırılmasında etkin rol oynadığı, bu yüzden ısıtılan duvara bitişik bölgelerde hız gradyenin artırılmasının genel ısı transferi performansını artıracağı vurgulanmıştır.

Yang, Hou, Zhao, ve Mao (2019) yaptıkları deneysel ve sayısal çalışmada, eşit gözeneklilik değerlerine sahip Kagome ve tetrahedral kiriş yapıların ısı transferini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Yapılan çalışma sonucunda, Kagome yapıların daha düzensiz geometrileri sayesinde, diğer yapıya göre ısı transferini %14 civarında artırdığı ancak buna karşılık basınç düşüşünü de yaklaşık olarak iki kat artırdığı belirtilmiştir.

3.1.2. Sac Metalden Elde Edilen Yapılar

Yan, Zhang, Lu, ve Kim (2015), X-tipi alüminyum kafes yapılarda akış ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Eşit gözeneklilik değerlerinde, pompa gücü sabit tutulduğunda bile ısı transferinin tetrahedral ve Kagome kiriş yapılara nazaran daha

yüksek olduğu ifade edilmiştir. Bu durumun X-tipi kafes yapılarda oluşan birincil ve ikincil akışlardan kaynaklandığı belirtilmiştir.

Yan, Yang, Lu, ve Xie (2017), sac metallerin kesilmesi ve bükülmesiyle elde edilen X-tipi kafes yapıların akış ve ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, bu yapılardaki toplam ısı transferinin Kagome kiriş yapılara yakın ve tetrahedral kiriş yapılardan %18-38 daha fazla olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, bu yapıların akış alanında vorteksler üreterek ısı transferini artırdığı ifade edilmiştir. İncelenen yapıların birim hacim başına ısı transferi yüzey alanının tetrahedral kiriş yapılardan %66 daha fazla olmasının, bu yapıların ısı transferi miktarındaki üstünlüklerinin en önemli sebebi olduğu da vurgulanmıştır.

Jin, Shen, Yan, Sunden, ve Xie (2018), aynı gözeneklilik ve yüzey alanı yoğunluğu değerine sahip ikisi de sac metalden üretilen X-tipi ve piramit tipi kafes yapıların akış ve ısı transfer karakteristiklerini karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Yapılan sayısal çalışma sonucunda, X-tipi kafes yapısının %47-60 arası daha fazla ısı transferi sağladığı belirtilmiştir. Bu durumun X-tipi yapılarda akışın daha dolambaçlı bir yol izlemesi ve oluşan vortekslerden kaynaklandığı belirtilmiştir. X-tipi yapılarda basınç düşüşünün piramit yapılara göre 2 kat fazla olduğu da ifade edilmiştir. Buna rağmen, sabit pompalama gücü göz önüne alındığında, X-tipi yapıların daha iyi ısı transferi performansına sahip olduğu saptanmıştır. Buna ek olarak, X-tipi yapıların mekanik dayanımının, incelenen diğer yapıya nazaran daha iyi olduğu da vurgulanmıştır.

3.1.3. Tel Örgü Yapılar

Tian vd. (2004), birleşim noktaları lehimlenmiş bakır örgü kafes yapılarda taşınım ile gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Reynolds sayısı sabit tutulduğunda, gözeneklilik ve yüzey alanı yoğunluğunun ısı transferi için iki önemli parametre olduğu belirtilmiştir. Sonuçlar ısı transferinin gözeneklilik sabit tutulduğunda yüzey alanı yoğunluğunun artmasıyla arttığını ve yüzey alanı yoğunluğu sabit tutulduğunda ise maksimum ısı transferi için optimum bir gözeneklilik değerinin mevcut olduğunu göstermektedir. Bakır örgü yapılar için bu değerin 0.75 olduğu ifade edilmiştir.

Tian, Lu, Hodson, Queheillalt, ve Wadley (2007), tekstil tipi bakır ve paslanmaz çelik hücresel metallerde basınç düşüşü ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir.

Yapılan çalışmada, yüksek Reynolds sayılarında form etkisinin basınç düşüşünde baskın olduğu belirtilmiştir.

Joo, Kang, ve Kang (2009), WBK yapılarda basınç düşüşü ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada metal köpük gibi yapılara nazaran WBK yapılarda ölçülen basınç düşüşünün çok daha az olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, incelenen yapılarda ölçülen basınç düşüşünün, kiriş yapılara yakın olduğu, ancak kiriş yapılara göre daha fazla ısı transferi sağlamasından dolayı, WBK yapıların, çalışmada kullanılan ısıl verim endeksinde daha önde olduğu belirtilmiştir.

Joo, Kang, Kim, ve Lu (2011), WBK yapılarda zorlanmış taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Lehimli alüminyum WBK yapıların incelendiği söz konusu çalışmada, daha kapalı olan tarafın akışa doğru yerleştirildiği durumda, WBK yapının daha fazla ısı transferine sahip olduğu ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda ayrıca, iki farklı gözeneklilik değeri ve akış yönü için ampirik korelasyonlar da sunulmuştur.

Yang, Bai, Kang, Lu, ve Kim (2014), tel örgü Kagome (WBK) yapılarda doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, belirli bir açıda tutulması halinde WBK yapının en iyi doğal taşınım performansını gösterdiği ifade edilmiştir. Ayrıca, akış yönünün de ısı transferini ciddi derecede etkilediği belirtilmiştir. Buna ek olarak, eşit gözeneklilik değerinde, WBK yapılarda doğal taşınım ile ısı transferinin metal köpüklere nazaran %62 daha fazla olduğu belirtilmiştir.

Mew, Kang, Kienhöfer, ve Kim (2015), tel örgü yapıların fren disklerinde kullanıldığında gösterdikleri ani ısıl tepkileri deneysel olarak incelemiştir. Katı, pin kanatçık ve WBD (Wire Bulk Diamond) yapıların karşılaştırmalı olarak incelendiği çalışma sonucunda, WBD tel örgü yapıların en iyi performansı gösterdiği belirtilmiştir.

Zhao vd. (2016), sık örülmüş bakır yapılarda akış ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Akış yönünün ve farklı akışkanların incelendiği çalışma sonucunda, söz konusu yapıların ısı transferi performanslarının, metal köpüklerinkine yakın olduğu ifade edilmiştir.

Kurian, Balaji, ve Venkateshan (2016), paslanmaz çelik tel kafes ısı değiştiricilerini deneysel olarak incelemiştir. Standart, metal köpük ve tel kafes olmak üzere üç farklı ısı değiştiricisinin ısı transfer performanslarının kıyaslandığı çalışma

sonucunda, tel kafes ısı değiştiricisinin metal köpük ısı değiştiricisine göre %40-45 daha yüksek ısıl performansa sahip olduğu ifade edilmiştir.

3.1.4. Metal Köpüğe Benzer Periyodik Yapılar (SLS)

Hutter, Zenklusen, Kuhn, ve Rudolf von Rohr (2011), açık hücreli metal köpüklere benzeyen ancak periyodik yapıya sahip hücresel metallerde türbülanslı akışı modellemiştir. İncelenen yapıların, 7 mm çapa sahip boruların içerisine konulduğu varsayılan çalışmadan elde edilen sonuçların deneysel veriler ile uyumlu olduğu belirtilmiş ve türbülans yapısı ayrıntılı olarak açıklanmıştır.

Hutter, Büchi, Zuber, ve Rudolf von Rohr (2011), metal köpük ve SLS yöntemiyle elde edilen periyodik yapılarda ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, tamamen sinterlenmiş periyodik yapıların duvara bağlantısı olmayan sinterli yapılara nazaran %30 daha fazla ısı transferine sahip olduğu ifade edilmiştir. Dolayısıyla, bağlantı noktalarının hem metal köpüklerde hem de periyodik hücresel yapılarda oldukça önemli olduğu belirtilmiştir.

3.1.5. Derleme Çalışmaları ve Üretim Yöntemleri

Evans, Hutchinson, Fleck, Ashby, ve Wadley (2001) yaptıkları derleme çalışmasında, farklı hücresel yapıların topolojileri ile birlikte mekanik, darbe sönümleme ve ısı transfer özelliklerini incelemiştir. Çalışmada yapılan değerlendirmede periyodik hücresel yapıların üretiminin pahalı olduğu ancak buna karşılık daha tasarlanabilir olduğu ve mekanik açıdan daha iyi performans sağladıkları belirtilmiştir. Dolayısıyla, periyodik hücresel metal yapılar için daha ucuz üretim yöntemlerine ihtiyaç duyulduğu vurgulanmıştır.

Wadley (2003), farklı tipteki PHM yapıların üretim yöntemlerini ve yapısal performanslarını ayrıntılı olarak incelemiştir. İncelenen yapıların mekanik özelliklerinin, metal köpüklerden daha iyi ve bal peteği yapılarla rekabet edebilir düzeyde olduğu ifade edilmiştir.

Lu, Valdevit, ve Evans (2005), periyodik hücresel yapılarda ısı transferi ve basınç düşüşü ile ilgili çalışmaları derlemiştir. Çalışmada çeşitli yapıların ısı transferi ve basınç

düşüşü karakteristikleri ele alınmış olup, farklı koşullarda hangi yapının kullanımın daha avantajlı olacağı da tartışmalı bir biçimde sunulmuştur.

Wadley (2006) yaptıkları derleme çalışmada multifonksiyonel periyodik hücresel metallerin üretim yöntemlerini ve mekanik özelliklerini incelemiştir. Söz konusu çalışmada bu yapıların ısı transfer karakteristikleri, patlama dalgaları mitigasyonu ve balistik özellikleri (kurşun geçirmezlik) ile ilgili yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

Wadley ve Queheillalt (2007), hücresel kafes yapıların ısıl uygulamalarda kullanımına yönelik bir derleme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada yapılan değerlendirmede tekstil tipi yapılarda, metal köpüklere benzer miktarda ısı transferi gerçekleştiği, ancak basınç düşüşünün çok daha az olduğu ve böylece tekstil tipi hücresel yapılarda toplam ısıl verimin metal köpüklere nazaran yaklaşık üç kat daha fazla olduğu ifade edilmiştir.

Tel örgü hücresel yapılar ile ilgili oldukça geniş kapsamlı bir derleme çalışması Kang (2015) tarafından gerçekleştirilmiş olup, çalışmada literatürde mevcut olan tüm farklı tel örgü hücresel metallerin yapıları, üretim yöntemleri, ısıl ve mekanik özellikleri ve uygulama alanları ayrıntılı şekilde ele alınmıştır.

3.2. Metal Köpükler ile İlgili Çalışmalar

3.2.1. Geometrik Yapı İçin Varsayımlar

Metal köpükler ve köpük tipi malzemeler, akademik alanda araştırılmaya başlandığı yıllarda, gözenekli yapılarda kullanılan modeller, genellikle küresel parçacıkların birleşiminden oluşan dolgulu yataklar (packed bed) için geliştirilmiş bağıntılar ve denklemlerden oluşmaktaydı. Ancak metal köpükler, dolgulu yataklardan farklı yapıda olduğundan, geliştirilen modellerin kullanımı metal köpükler için akış ve ısı transfer karakteristiklerinin irdelenmesinde yetersiz kalmaktaydı. Du Plessis, Montillet, Comiti, ve Legrand (1994) tarafından yapılan çalışmada bu durum özellikle vurgulanmış ve yüksek gözeneklilik değerine sahip metal köpükler için laminer akış durumunda bir basınç düşüşü modeli geliştirilmiştir. Deneylerde, akışkan olarak su ve gliserolün kullanıldığı bu çalışmada, daha önce gözenekli yapılar için geliştirilen (Du Plessis & Masliyah, 1988) ve dikdörtgen temsili birim hücre (Rectangular Representative Unit Cell,

RUC) adı verilen model metal köpüklere adapte edilmiştir. Çalışma sonucunda basınç düşüşü için yapılan tahminlerin deneysel veriler ile uyumlu olduğu görülmüştür.

Lu vd. (1998), metal köpük yapılarda basınç düşüşü ve ısı transferini modelleyerek, bu malzemelerin ısı değiştiricilerinde kullanımını incelemişlerdir. Çalışmada, metal köpük yapıyı kübik birim hücreler şeklinde modellemiş ve silindir üzerinden çapraz akış korelasyonlarını kullanarak basınç düşüşü ve ısı transferi için bağıntılar geliştirmişlerdir. Kurdukları model ile, farklı koşullarda pompalama gücü başına en yüksek ısı transferini sağlayacak optimum köpük yapısının ne olabileceği araştırılmıştır. Son olarak, geliştirdikleri modeli, ısı kuyuları ve çok katmanlı ısı değiştiricileri için uygulamışlardır. Ancak, çalışmada da belirtildiği gibi, metal köpük yapının silindir şeklinde basitleştirilerek modellenmesi, bağların keskin kenarlı yapılara sahip olduğu durumlarda yanlış tahminlere neden olmaktadır.

G. Fourie ve P. Du Plessis (2002), metal köpüklerde basınç düşüşünü modellemek için geliştirdikleri RUC modelini daha da geliştirmişlerdir. Yeni modelde, dikdörtgen yerine ondört yüzlü (tetrekaidekahedron) geometrik yapı kabulü yapılmıştır. Bu geometrik yapı daha önce, Gibson ve Ashby (1988) tarafından hücresel yapıların mekaniği incelenirken ve Boomsma ve Poulikakos (2001) tarafından metal köpüklerin ısıl iletkenliği belirlenirken kullanılmıştır. Geliştirilen yeni RUC modeli kullanılarak, Darcy ve Darcy sonrası akış rejimleri için deney verileri ile uyumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Huu, Lacroix, Pham Huu, Schweich, ve Edouard (2009), metal köpüklerin modellenmesinde on iki yüzlü (pentagonal dodecahedron) geometrinin kullanılmasının daha gerçekçi olduğunu belirtmişlerdir. Çalışmada ayrıca literatürdeki çeşitli deneysel veriler kullanarak 10 ile 45 PPI arasında ve 0.75 ile 0.85 gözeneklilik değerleri arasındaki köpük yapılar için, kütle ve ısı transferi özelliklerini predikte eden korelasyonlar geliştirilmiştir. Ancak, yüksek gözeneklilik değerleri için ($\varepsilon > 0.9$), bu korelasyonların doğrulanmasına ihtiyaç duyulduğu da belirtilmiştir.

3.2.2. Geçirgenlik ve Efektif Isıl İletkenlik

Metal köpüklerde, geçirgenlik ve efektif ısıl iletkenlik, basınç düşüşünü ve ısı transferini önemli ölçüde etkilemektedir. Bu nedenle, bu iki parametre ile ilgili literatürde birçok çalışma mevcuttur.

Paek, Kang, Kim, ve Hyun (2000) yaptıkları deneysel çalışmada, alüminyum metal köpükler için efektif ısıl iletkenliği ve geçirgenliği incelemiştir. Yapılan incelemelerde, gözenekliliğin artmasıyla beraber efektif ısıl iletkenliğin önemli mertebelerde azaldığı görülmüştür. Ayrıca, gözenekliliğin sabit tutulması durumunda, efektif ısıl iletkenliğin hücre boyutlarının değişmesinden göz ardı edilebilir düzeyde etkilendiği, geçirgenliğin ise hem gözeneklilik hem de hücre boyutlarına bağlı olarak değiştiği ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda, deneysel veriler derlenerek sürtünme katsayısı için geçirgenlik ile karakterize edilmiş Reynolds sayısına bağlı bir korelasyon önerilmiştir.

Boomsma ve Poulikakos (2001), metal köpüklerde efektif ısıl iletkenliğin belirlenmesi için on dört yüzlü (tetrakaidekahedron) geometrisini kullanarak yeni üç boyutlu bir model geliştirmiştir. On dört yüzlü geometrisi, Kelvin tarafından önerilmiş olup, köpük yapılar için minimum yüzey enerjisi ile eşit hücre büyüklüklerinden oluşmaktadır (Weaire, 2009). Geliştirilen modelde, bağlar, silindir; düğüm noktaları ise küp şeklinde modellenmiş olup efektif ısıl iletkenliğin olabildiğince doğru bir biçimde tahmin edildiği ifade edilmiştir. Ayrıca, geliştirilen modelin, Hsu, Cheng, ve Wong (1994) tarafından ortaya konulan faz-simetri modelinden daha uyumlu sonuçlar verdiği de belirtilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, efektif ısıl iletkenliğin oluşmasında, gözeneklilik değerleri yüksek olduğunda dahi katı tarafının daha baskın olduğu vurgulanmıştır.

Bhattacharya, Calmidi, ve Mahajan (2002), metal köpüklerin termo-fiziksel özelliklerini incelemiştir. İlgili çalışmada, alüminyum metal köpükler ve ağ biçiminde yapıya sahip vitröz karbon köpükler üzerinden hava ve su geçirilmiştir. Elde edilen sonuçlar efektif ısıl iletkenliğin güçlü şekilde gözenekliliğe ve bağ kesitlerinin düğüm kesitlerinin oranına bağlı olduğu göstermiştir. Efektif ısıl iletkenlik; gözeneklilik ve katı ile akışkan ısıl iletkenlik parametrelerine bağlı bir korelasyon ile ifade edilmiştir. Ayrıca, geçirgenliğin, gözenek çapı ve gözenekliliğin artmasıyla birlikte arttığı gözlenmiştir. Son

olarak, boyutsuz form katsayısının, sadece gözenekliliğe bağlı olarak değiştiği tespit edilmiş, boyutsuz form katsayısı ve geçirgenlik için geliştirilen analitik modellerin deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar ürettiği gözlemlenmiştir. Gözenekliliğin artmasıyla metal köpüklerin bağ yapısının daire şeklinden konkav üçgene doğru değişmesi çalışmada elde edilen önemli bulgulardan biridir. Bu yüzden, çalışmada atalet katsayısı tanımlanırken, gözenekliliğin 0.85 ile 0.97 arasında değiştiği bölge ve gözenekliliğin 0.97'den büyük olduğu bölge birbirinden ayrılmıştır.

Singh ve Kasana (2004), efektif ısıl iletkenlik için matematiksel bir model geliştirmiştir. Literatürde sunulmuş olan deneysel veriler ile geliştirilen model sonuçlarının uyumlu olduğu ifade edilmiştir. Çalışmadan elde edilen bulgular ayrıca efektif ısıl iletkenliğin güçlü şekilde gözenekliliğe ve katı-akışkan ısıl iletkenlik oranına bağlı olduğunu göstermektedir; diğer faktörlerin ise efektif ısıl iletkenlik parametresi üzerinde daha az etkiye sahip olduğu (bu bulgu ileride Coquard ve Baillis (2009) tarafından eleştirilmiştir) öne sürülmüştür.

Wang ve Pan (2008), metal köpüklerin mikro-yapılarını modellemiştir. Söz konusu çalışmada enerji denklemleri, lattice Boltzmann metodu kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalar sonucunda elde edilen efektif ısıl iletkenlik değerinin, deneysel verilerden daha düşük olduğu ifade edilmiştir. Bunun nedeninin ise, yüksek gözeneklilik değerlerinde, radyasyon etkilerinin ihmal edilemeyecek kadar büyük olmasından kaynaklandığı belirtilmiştir. Radyasyon etkilerinin de eklenmesiyle, bahsi geçen model, deney sonuçlarıyla uyumlu hale gelmiştir. Buna ek olarak, yapılan çalışmada, eşit gözenekliliğe sahip köpük ve granül ortam kıyaslanmış; köpük yapının, bağ yapısı sayesinde daha yüksek efektif ısıl iletkenliğe sahip olduğu ifade edilmiştir.

Annapragada, Murthy, ve Garimella (2008), sıkıştırılmış metal köpüklerin geçirgenliğini ve ısıl iletkenliğini incelemiştir. Çalışmada, ilk olarak, metal köpüğün sıkıştırılma sürecinin modellenmesi ile ilgili farklı yöntemler denenmiş, deneysel sonuçlarla uyumlu olan yöntem seçilmiştir. Ardından, bu model ile oluşturulmuş sıkıştırılmış metal köpük geometrileri için, momentum ve enerji denklemleri bir sayısal model vasıtasıyla çözülerek geçirgenlik değerleri belirlenmiştir. Hilyard ve Collier (1987) modelinin, sıkıştırma yapılan doğrultuda; Gent ve Rusch (1966) modelinin ise üzerinde bir takım düzeltmeler yapılarak sıkıştırma yapılan yöne dik doğrultuda doğru tahminler

ürettiği ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda ayrıca ısıl iletkenliğin sıkıştırma yapılan yöne dik doğrultuda arttığı ve sıkıştırma yapılan yönde azaldığı sonucuna ulaşılmıştır.

Coquard ve Baillis (2009) tarafından yüksek gözeneklilik değerine sahip köpüklerde, iletim ile gerçekleşen ısı transferi incelenmiştir. Geliştirilen sayısal modelde, farklı geometrik yaklaşımlar ve tomografik görüntülerden elde edilen üç boyutlu yapının efektif ısıl iletkenliği incelenmiştir. Sayısal simülasyonlar neticesinde, bağlar ve bağların birleşme noktalarındaki katı oranının, en önemli karakteristikler olduğu belirtilmiştir. Hücrelerin ve bağ kesiti geometrilerinin ise iletim üzerinde daha az etkisi olduğu değerlendirmesi yapılmıştır. Dolayısıyla, kapalı tip köpüklerin iletiminin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Ayrıca literatürde bulunan bazı modellerin, iletkenliği gözeneklilik değeriyle bağıntılı olarak sunduğu ve bu modellerin güvenilir olmadığı da belirtilmiştir.

Yang ve Nakayama (2010) tarafından hacimsel ortalama metodu ile gözenekli yapılarda akış yatağı ve ısıl dispersiyon iletimini analitik olarak incelenmiştir. Çalışmada, ilk olarak, gözenekli yapı, birbirine bağlanmış dikdörtgen katılar şeklinde modellenerek, durgun halde ısıl iletkenlik için bir ifade elde edilmiştir. Sonrasında, oluşturulan bu model, akış yatakları, gözenekli köpükler ve tel elekler ile doğrulanmıştır. Bir sonraki adımda, hacimsel ortalama metodu kullanılarak katı ile akışkan bölgeleri için enerji denklemleri çözülmüş, ısıl dispersiyon iletkenliğinin akışkan iletkenliğine oranı için Peclet ve Prandtl sayılarına bağlı bir ifade elde edilmiştir. Çalışma sonucunda, ısıl dispersiyon iletkenliğinin, akışkan-katı ara yüzeyindeki ısı transferi tarafından kontrol edildiği sonucuna varılmıştır.

Dukhan ve Minjeur (2011), geçirgenlik değerinin farklı akış rejimlerinde değişimini incelemiştir. Çalışma sonucunda, geçirgenliğin, Darcy ve Darcy sonrası rejimlerde iki farklı değer aldığı ve dolayısıyla, geçirgenlik saptanırken akış rejimlerinin belirlenmesinin gerektiği ifade edilmiştir. Bu yüzden, C ve K gibi değerlerin tüm rejimler için aynı kabul edilmesinin yanıltıcı olduğu vurgulanmıştır.

Ranut, Nobile, ve Mancini (2015), yüksek çözünürlüklü X-ray mikro-tomografi ile elde ettikleri metal köpük geometrilerini CFD simülasyonlarında kullanmıştır. Laminer akış ve daimi rejim kabulü altında yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen geçirgenlik ve efektif ısıl iletkenlik değerlerinin literatürdeki deneysel verilerle uyumlu olduğu belirtilmiştir.

Ranut (2016), metal köpüklerde efektif ısıl iletkenlik ile ilgili yapılan çalışmaları derlemiştir. Yapılan değerlendirmede, köpük geometrilerinin doğrudan modellendiği analitik yaklaşımların, ampirik yaklaşımlardan her durumda daha iyi sonuç vermediği belirtilmiştir. Özellikle, deneysel verilere uygun parametrelerin seçildiği ampirik bağıntıların, efektif ısıl iletkenlik için daha iyi sonuçlar verdiği vurgulanmıştır. Ayrıca, yapılan çalışmalar içerisinde ısıl iletkenlik için en uygun sonuç veren modelin Singh, Singh, ve Chaudhary (1998) tarafından geliştiren model olduğu da belirtilmiştir. Söz konusu derleme çalışmasından önce gerçekleştirilen bir diğer çalışmada ise, Ranut ve Nobile (2014), μ-CT kullanarak metal köpük yapısını modellemiş ve CFD ile elde edilen çözümlerin daha iyi sonuçlar verdiğini belirtmiştir. Ancak, bu metotların zaman ve kaynak tüketimi açısından daha maliyetli olduğunu, bu yüzden sadece yüksek doğruluk hassasiyeti gerektiren durumlarda kullanılmasının daha uygun olduğu vurgulanmıştır.

3.2.3. Köpük Yapı ve Isı Transfer Yüzeyi Arasındaki Temas Direnci

Metal köpüklerde ısı transfer performansını düşüren önemli etkenlerden biri metal köpük ile katı yüzey arasındaki temasın iyi bir şekilde sağlanamamasıdır. Araştırmacılar, bu probleme çözüm geliştirmek amacıyla çeşitli birleştirme yöntemlerini incelemişlerdir.

Jazi, Mostaghimi, Chandra, Pershin, ve Coyle (2009), geliştirdikleri sprey yöntemi yardımıyla nikel köpük ile taban yüzeyini birleştirmişlerdir. Bu sayede, metal köpük ve taban yüzeyi arasında iyi bir temas sağlandığından, ısıl direncin düşürüldüğü belirtilmiştir. Ayrıca, çalışmada, taban yüzeyinin diğer tarafına seramik kaplama yapılarak yüksek sıcaklıklara karşı dayanıklılığın artırıldığı da ifade edilmiştir.

DeGroot, Gateman, ve Straatman (2010), metal köpüklerde farklı ısıl temas direncinin ısı transferine etkisini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada, bir ısı değiştiricisinde metal köpük kullanılması durumunda, kanal yüzeyi ve (eğer mevcutsa) kanatçıklar ile ısıl olarak herhangi bir temas olmasa dahi ısı transferinin artabileceği belirlenmiştir. Bu artışın; akışın momentum karakteristiğinin değişmesi, ısıl sınır tabakaların bozulması ve akışın hızlanması gibi sebeplerden kaynaklandığı belirtilmiştir. Ayrıca, termal epoksi (reçine) gibi yapıştırma maddeleri kullanıldığında, ısıl temas direncinin ısı transfer performansını önemli ölçüde etkilemeyeceği belirtilmiştir.

De Jaeger vd. (2012) tarafından metal köpüklerin kanal yüzeyine bağlanması için kullanılan dört farklı yöntem deneysel olarak incelenmiştir. Bahsi geçen yöntemler; lehimleme, beraber döküm, epoksi (reçine) bağlama ve baskı ile bağlama olarak ifade edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, en yüksek ısıl direncin baskı ile bağlama yönteminde, ardından sırasıyla, epoksi bağlama, beraber döküm ve lehimleme yöntemlerinde gerçekleştiği ifade edilmiştir.

3.2.4. Akış Karakteristikleri

3.2.4.1. Deneysel Çalışmalar

Boomsma ve Poulikakos (2002), sıkıştırılma işlemine tabi tutulmuş metal köpüklerde basınç düşüşünü deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada incelenen numuneler, geçirgenlik ve form katsayısı üzerinden karakterize edilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, sıkıştırma sonrası oluşan gözeneklilik değerinin geçirgenliği ve basınç düşüşünü kontrol ettiği görülmüştür. Sıkıştırma işleminin, sıkıştırma oranı arttıkça geçirgenliği düzenli bir biçimde azalttığı belirtilmiştir. Bununla birlikte, gözeneklilik oranı arttıkça, sıkıştırılmış olan metal köpüklerin geçirgenliği daha fazla azalmıştır. Eşit gözeneklilik değerlerine fakat farklı gözeneklilik çaplarına (veya PPI değerlerine) sahip sıkıştırılmamış metal köpükler incelendiğinde, daha küçük gözeneklilik çapına (yüksek PPI) sahip numunelerin daha yüksek özgül yüzey alanına sahip olmalarından dolayı, akışa karşı dirençlerinin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Bunun sonucunda, söz konusu numunelerin geçirgenlik değerlerinin daha düşük, form direncinin daha yüksek olduğu anlaşılmıştır. Bunlara ek olarak, yapılan çalışmada Darcy rejiminden Darcy sonrası rejime geçişin gerçekleştiği bölgeler de tespit edilmiştir.

Liu, Wu, Chiu, ve Hsieh (2006) yaptıkları çalışmada, 7 farklı tipte alüminyum metal köpük içeren kanalda basınç düşüşünü deneysel olarak incelemiştir. İncelenen metal köpük numuneler ve ampirik korelasyona dahil edilen seramik köpükler, 0.802 ile 0.958 arasında gözeneklilik değerlerine ve 5 PPI ile 65 PPI arası gözenek yoğunluğuna sahiptir. Verilen değer aralıkları için, sürtünme faktörünün *Re* ve gözeneklilik cinsinden ifade edildiği ampirik bir korelasyon önerilmiştir. İlgili çalışmada, gözenek yoğunluğunun (PPI) artmasının basınç düşüşünü artırdığı da belirtilmiştir.

Dukhan (2006), bazıları sıkıştırma işlemine tabi tutulmuş olan 9 farklı metal köpük içeren bir kanalda deneyler gerçekleştirerek basınç düşüşü verilerini elde etmiştir. Bu veriler ışığında geçirgenlik ve form katsayısı (C) için gözenekliliğe bağlı korelasyonlar önerilmiştir. Önerilen korelasyonlar, literatürdeki diğer deneysel çalışmalar ile de kıyaslanmış ve sonuçların tutarlı olduğu ifade edilmiştir.

Dukhan ve Patel (2008) yaptıkları deneysel çalışmada, birim hacim başına düşen yüzey alanının tersini, eşdeğer parçacık çapı olarak belirlemişlerdir. Ardından, geçirgenlik ve form katsayısını (C) eşdeğer parçacık çapına bağlı olarak ifade etmişlerdir. Eşdeğer parçacık çapı, Re tanımında kullanılmıştır. Eşdeğer parçacık çapı yaklaşımıyla elde ettikleri sonuçları, kendi deney verileri ve literatürdeki verilerle doğrulamışlardır.

Mancin, Zilio, Cavallini, ve Rossetto (2010), farklı PPI ve gözeneklilik değerlerine sahip 6 farklı alüminyum metal köpüğün içerisinden farklı hızlarda hava geçmesi durumunda kanalda oluşan basınç düşüşünü deneysel olarak incelemişlerdir. Ölçümler sonucunda, her numune için geçirgenlik, boyutsuz form katsayısı (F) ve form katsayısı (C) değerleri belirlenmiştir. Çalışmada incelenen numuneler arasında en yüksek basınç düşüşü, 40 PPI değerine sahip köpüklerde söz konusu olmuştur. 10 PPI değeri için, beklenilenin aksine, gözenekliliğin artmasıyla basınç düşüşünün de arttığı belirtilmiştir. Ortalama gözeneklilik çapı büyüdüğünde (veya PPI azaldığında), geçirgenliğin de arttığı ve form katsayısının küçüldüğü belirtilmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda, sabit PPI değeri için boyutsuz form katsayısının (F), gözenekliliğin artmasıyla arttığı, sabit gözeneklilik için ise form katsayısının gözenek çapının küçülmesiyle birlikte küçüldüğü görülmüştür. Ayrıca, elde edilen sonuçlar ile bir basınç düşüşü modeli önerilmiştir. Önerilen modele ait sonuçların, mevcut deneysel veriler ile uyumlu olduğu belirtilmiştir. Söz konusu sayısal model için girdi olarak kullanılan parametreler hava debisi, boş kanalın kesit alanı, PPI ve gözenekliliktir.

Dietrich (2012) deneysel bir çalışmasında, metal ve seramik köpükler içeren bir kanalda basınç düşüşünü incelemiştir. Daha önceki bir deneysel çalışma (Dietrich, Schabel, Kind, & Martin, 2009) ile birlikte gerçekleştirilmiş olan diğer deneysel çalışmalardan elde edilen veriler de kullanarak, boyutsuz basınç düşüşü (Hagen sayısı) için Reynolds sayısına bağlı bir korelasyon önerilmiştir. Önerilen korelasyonun seramik

de dâhil olmak üzere farklı malzemelerden üretilen köpükler ve farklı akışkanlar için de kullanılabileceği belirtilmiştir.

3.2.4.2. Sayısal Çalışmalar

Boomsma, Poulikakos, ve Ventikos (2003), metal köpükleri on dört yüzlü periyodik birim hücre şeklinde modellemiştir. İlgili çalışmada, periyodik sınır şartları kullanılarak, CFD-ACE programı yardımıyla momentum denklemlerinin çözümleri elde edilmiştir. Elde edilen basınç düşüşü değerlerinin deneysel verilerle uyumlu olduğu ifade edilmiştir.

Calvo vd. (2009), metal köpükleri X-ray, μ-CT ve X-ray radyografi ile görüntüleyerek bu yapıların gözeneklilik, ortalama gözenek büyüklüğü, özgül yüzey alanı gibi parametrelerini belirlemiştir. Sonrasında, bu parametreleri, literatürde bulunan modellerden faydalanarak basınç düşüşünü belirlemek ve geliştirdikleri Lattice-Boltzmann CFD kodu ile yaptıkları hesaplamalar için kullanmışlardır. Çalışma sonucunda elde edilen sonuçların literatürde yer alan deneysel ve sayısal sonuçlar ile uyumlu olduğu görülmüştür.

3.2.5. Zorlanmış Taşınım

3.2.5.1. Analitik Çalışmalar

Dukhan, Quinones-Ramos, Cruz-Ruiz, Velez-Reyes, ve Scott (2005) yaptıkları deneysel çalışmada, 10 PPI değerinde metal köpükler içeren bir kanalda ısı transferini tek boyutlu modellemiştir. Bu çalışmada, metal köpükler kanatçık gibi modellenmiş ve silindir demetleri üzerinden çapraz akış denklemlerinden yararlanılarak, ısı transferi için analitik ifadeler elde edilmiştir. İlgili ifadelerin deney sonuçları ile uyumlu olduğu da belirtilmiştir.

Lu, Zhao, ve Tassou (2006) ve Zhao vd. Zhao, Lu, ve Tassou (2006), iki ayrı analitik çalışmada, metal köpük doldurulmuş borularda akış ve ısı transferi denklemlerini Calmidi ve Mahajan (2000) tarafından önerilen bağıntılardan ve Brinkman-Darcy modelinden (Vafai & Tien, 1981) yararlanarak çözmüştür. İlk çalışmada metal köpüğün borunun içine yerleştirilmesi, ikinci çalışmada ise iki boru arasına yerleştirilmesi durumu ele alınmıştır. İncelenen yapılarda, ısı transferi içi boş borulara göre önemli oranlarda

artmıştır ancak, basınç düşüşünün de arttığı vurgulanmıştır. Çalışma sonunda ısı değiştiricisinin performansının PPI değerinin artmasıyla veya gözeneklilik değerinin düşmesiyle arttığı belirtilmiştir. Ayrıca, geleneksel kanatçıklı iç içe geçmiş boru ısı değiştiricilerine göre metal köpük kullanımının birim hacim başına düşen yüzey alanını artırarak ve akışın daha iyi karışmasını sağlayarak, ısı transferi miktarını ciddi derecede artırdığı da belirtilmiştir.

Nakayama vd. (2009), yapılan analitik çalışmada metal köpüklerde ısı transferi için korelasyonlar elde etmiştir. İlgili çalışmada önerilen matematiksel model ile, metal köpükler için önerilen korelasyonlardaki Nusselt sayısı tanımında bulunan Reynolds sayısının kuvvetinin, akış yatakları için önerilen korelasyonlardakinden fazla olmasının sebepleri açıklanmıştır.

Moffat, Eaton, ve Onstad (2009), metal köpüklerde ısı transfer performansının, üç parametrenin bilinmesiyle hesaplanabileceğini öne sürmüşlerdir. Bu parametrelerden birincisi, akışkan ile katı arasındaki ısı transfer katsayısı ile hacim başına düşen yüzey alanının çarpımı, ikincisi ısıtılan yüzeye dik olan eşdeğer iletken alanın toplam alana oranı ile katının ısıl iletkenliğinin çarpımı, üçüncüsü ise köpük ve kanal yüzeyi arasındaki ısıl dirençtir.

3.2.5.2. Deneysel Çalışmalar

Kim, Paek, ve Kang (2000), yapılan deneysel çalışmada metal köpüklerin ısı değiştiricilerinde kullanımı, panjurlu kanatçıklı yapılar ile kıyaslanarak incelemiştir ve ısı transferi (j) ve basınç düşüşü (f) için korelasyonlar geliştirilmiştir. Deneysel sonuçlar ışığında, metal köpüklerin düşük *Re* sayılarında, panjurlu kanatçıklı yapılara göre daha az sürtünme faktörüne sahip olduğu, ancak *Re* sayısı yükseldiğinde, bunun tam tersinin geçerli olduğu belirtilmiştir. Çalışma sonucunda, mevcut metal köpük yapıların panjurlu kanatçıklı yapılara yakın ısıl performansa sahip olduğu ancak panjurlu kanatçıklı yapılarının daha az basınç düşüşü ürettikleri belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca metal köpük ısı değiştiricileri için yüksek PPI ve düşük gözenekliliğin daha tercih edilebilir olduğu da vurgulanmıştır.

Kim, Kang, ve Kim (2001), bir önceki çalışmada bahsi geçen deney düzeneğini kullanarak, bu kez, asimetrik sıcaklık sınır şartı durumunu incelemişlerdir. Çalışma

sonunda, inceledikleri metal köpüklerin (ε=0.92'de farklı K değerleri) Nu ve f değerleri için Darcy sayısına bağlı korelasyonlar önermişlerdir.

Hwang, Hwang, Yeh, ve Chao (2002), yaptıkları deneysel çalışmada alüminyum metal köpüklerde ısı transferini ve sürtünme faktörünü incelemişlerdir. Yapılan deneyler, ısı transferinin ve sürtünme faktörünün, gözenekliliğin azalmasıyla beraber arttığını göstermiştir. Sonrasında, pompalama gücü sabit kabul edildiğinde gerçekleşen ısı transferi hesaplanmış, bu kıstasa göre 0.7, 0.8 ve 0.95 gözeneklilik değerine sahip üç farklı numuneden en iyi ısı transferinin 0.8 gözeneklilik değerine sahip olan numune için olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, kullanılan sayısal modelin deney sonuçları ile uyumlu sonuçlar ürettiği ifade edilmiştir. Elde edilen deney sonuçları ve sayısal çözümler vasıtasıyla, farklı gözeneklilik değerleri için enerji denklemlerinde kullanılan farklı ampirik sabitler önerilmiştir. Ayrıca bu çalışmada, geleneksel ısı transfer katsayısı yerine gözenekli ortamda sıkça rastlanılan hacimsel ısı transfer katsayısı kullanılmıştır.

Noh, Lee, ve Lee (2006), iki boru arasına alüminyum metal köpüğün yerleştirilmesi durumunda, zorlanmış taşınım ile ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneyler sonucunda beklenilen biçimde, kanal içerisine yerleştirilen metal köpüğün ısı transferini artırdığı görülmüştür. Çalışma sonucunda, incelenen geometrideki Nu ve f için, Reynolds ve Darcy sayılarına bağlı korelasyonlar önerilmiştir.

Dukhan, Picón-Feliciano, ve Álvarez-Hernández (2006), metal köpük içeren bir kanalda ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, deneysel verilere dayalı bir analitik model geliştirilmiştir. LTE (lokal ısıl denge) varsayımı ile geliştirilen modelin deney sonuçları ile uyumlu olduğu da belirtilmiştir.

Shih, Chiu, ve Hsieh (2006), alüminyum ısı kuyularında yukarıdan yüksek hızlarda akış olması durumunda metal köpüklerin yüksekliğinin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi deneysel olarak incelemiştir. Öncelikle, ısı kuyusunda kullanılan metal köpüğün yüksekliğinin çapına oranını kullanarak boyutsuz yükseklik elde edilmiştir. Ardından, boyutsuz yüksekliğin 0.92'den 0.15'e düşmesi durumunda Nusselt sayısının önce arttığı daha sonra ise azaldığı gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda, ısı transferindeki artışın çapın artmasına bağlı olarak hava miktarının artmasından, düşüşün ise ısı transfer alanının azalmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.

Dukhan ve Chen (2007) yaptıkları deneysel çalışmada, metal köpük doldurulmuş bir kanala tek taraftan sabit ısı akısı uygulanması durumundaki ısı transferini incelemek üzere iki boyutlu analitik bir model geliştirmiştir. Geliştirdikleri modelin deney sonuçlarına uygun sonuçlar ürettiğini, ancak metal köpüğün giriş kısmında sıcaklığın olması gerekenden biraz daha düşük tahmin edildiğini belirtmişlerdir.

Salas ve Waas (2007), içi metal köpük ile doldurulmuş bir kanala tek taraftan sabit ısı akısı uygulanması durumunda, kanal yüksekliğinin ısı transferine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Ardından, ısı transferinin fiziksel mekanizmasını daha iyi anlayabilmek için, problem sonlu elemanlar yaklaşımı ile modellenmiştir. Kullanılan sonlu elemanlar modelinin deney verileriyle uyumlu sonuçlar ürettiği belirtilmiştir. Modelleme sonucunda, metal köpük yüksekliği arttıkça ısı transferinin arttığı, ancak yüksekliğin belirli bir orandan daha fazla artması halinde bu etkinin azaldığı belirtilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, incelenen problemde ısı transferini kontrol eden parametrelerin, köpüklerin yüksekliği ve bağ geometrisi olduğu belirtilmiştir.

Mancin, Zilio, Rossetto, ve Cavallini (2011), birbirine yakın gözeneklilik değerlerine ve farklı PPI değerlerine sahip (5, 10, 20 ve 40 PPI) 4 farklı alüminyum köpük için, basınç düşüşü ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Deney düzeneğinde metal köpüğün yerleştirildiği kanala tek taraftan sabit ısı akısı uygulanmıştır. Yapılan incelemelerde metal köpük yapının yüksekliğinin 20 mm veya 40 mm olması durumunda, toplam ısı transferi katsayısında ciddi bir değişim gözlenmemiştir. 20 mm yükseklikteki metal köpüğün yüzeyinin daha etkin bir şekilde kullanıldığı ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda, metal köpüklerin basınç düşüşünün oldukça yüksek olduğu, bu yüzden ısıl uygulamalarda kullanılmadan önce bir optimizasyon sürecine gerek olduğu belirtilmiştir.

Mancin, Zilio, Rossetto, ve Cavallini (2012) yaptıkları deneysel çalışmada, 20 PPI değerine sahip alüminyum köpüklerde, farklı yüksekliklerin (20 mm ve 40 mm) akış ve ısı transferine etkisini incelemiştir. Yapılan ölçümler sonucunda, 20 mm yüksekliğe sahip numunenin daha iyi ısı transferi sağladığı belirtilmiştir.

Guarino, Rubino, Tagliaferri, ve Ucciardello (2015) yaptıkları deneysel çalışmada, 3 tip alüminyum alaşım köpükte (5, 10 ve 20 PPI) taşınım ile ısı transferini ve basınç düşüşünü incelemiştir. Gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, 20 PPI metal köpüğe ait basınç düşüşünün daha yüksek olduğu görülmüş, 5 ve 10 PPI metal köpüklerin

basınç düşüşü değerlerinde ise ciddi bir farklılık görülmemiştir. Ayrıca, ısı transferi performansı açısından, 10 PPI köpüklerin incelenen diğer numunelerden daha iyi olduğu görülmüştür.

Wang ve Guo (2016) yaptıkları deneysel çalışmada, bir boru içerisine yerleştirilen paslanmaz çelik köpüklerde yüksek hızlarda taşınım ile ısı transferini incelemişlerdir. Farklı gözeneklilik yoğunluklarına (10, 30 ve 70 PPI) ve eşit gözeneklilik değerine sahip metal köpüklerin ele alındığı çalışmada, basınç düşüşü ve Nusselt sayısı için önerilen korelasyonların yüksek hızlarda daha doğru sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

3.2.5.3. Isı Değiştiricileri

Boomsma, Poulikakos, ve Zwick (2003), metal köpüklerin yüksek performanslı ısı değiştiricilerinde kullanımını incelemiştir. Metal köpüklerin sıkıştırma işlemine tabi tutulduktan sonra ısı değiştiricilerinde kullanıldığı çalışmada, 10000 m^2/m^3 yüzey alanı değeri elde edilmiştir. Bahsi geçen çalışmada akışkan olarak su kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, eşit pompalama gücü temel alınarak piyasadaki ısı değiştiricileri ile kıyaslama yapıldığında, sıkıştırılmış metal köpük ısı değiştiricilerinin iki ve üç kat daha az ısıl dirence sahip olduğu ifade edilmiştir.

Tadrist, Miscevic, Rahli, ve Topin (2004), metal köpüklerin ve rastgele dizilmiş fiber yapıların kompakt ısı değiştiricilerinde kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, her iki tip malzemenin de basınç düşüşünde ciddi bir artışa yol açmadan ısıl performansı dikkate değer bir biçimde artırdığı değerlendirmesi yapılmıştır. Ayrıca, yüksek ısı transfer performansları nedeniyle, bu malzemelerin konvektif kaynama uygulamalarında da kullanılabileceği ifade edilmiştir.

Nawaz vd. (2010), metal köpüklerin ısı değiştiricilerinde kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, metal köpükler, hava soğutmalı bir ısı değiştiricisinde, sıvıların geçtiği yassı boruların arasına yerleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, metal köpüklerin kompakt ısı değiştiricilerinde kullanımının oldukça iyi bir performans sağladığı belirtilmiştir. Elde edilen sonuçlar ısı transfer katsayısı için Calmidi ve Mahajan (1999), basınç düşüşü için ise Bhattacharya vd. (2002) tarafından yapılan çalışmalardakiler ile karşılaştırılmış ve sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir.

Dallaire, Gosselin, ve da Silva (2010) tarafından metal köpüklerin, özellikle iklimlendirme uygulamalarında kullanılan döner tip ısı değiştiricilerinde (döner rejeneratörlerde) kullanımı sayısal olarak incelenmiş ve akış boyunca kalınlığının ve gözenekliliğinin makul biçimde seçilmesi halinde; döner tip ısı değiştiricilerin performansının ciddi biçimde artırılabileceği gözlemlenmiştir. Ayrıca gözeneklilik değerinin akış doğrultusunda değiştirilmesi (gözeneklilik gradyanı) sayesinde ısı transferi performansının yaklaşık iki katına kadar artırılabileceği sonucuna varılmıştır.

Odabaee ve Hooman (2011), metal köpüklerin, jeotermal güç santrallerindeki hava soğutmalı yoğuşturuculardа kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada metal köpükler yoğuşturucuda, boruların etrafına sarılmıştır. Sonuçlar yoğuşturuculardа metal köpük kullanılması durumunda Mahjoob ve Vafai (2008) tarafından tanımlanan performans faktörünün 2-6 kat artırılabileceğini göstermektedir.

Ribeiro, Barbosa, ve Prata (2012) metal köpüklerin mikro-kanal yoğuşturucuların hava tarafında kullanımını deneysel olarak incelemiştir. Farklı PPI ve gözeneklilik değerlerine sahip bakır köpüklerin kullanıldığı çalışmada yoğuşturucuların hava tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi incelenmiştir. Sonuçlar hava tarafındaki basınç düşüşünün gözeneklilik yoğunluğu (PPI) ile doğru orantılı, gözeneklilik ile ters orantılı olduğunu göstermiştir. Ayrıca, en yüksek sürtünme katsayısının, yüksek gözeneklilik yoğunluğu ve düşük gözeneklilik değerlerine sahip metal köpüklerde söz konusu olduğu görülmüştür. Ayrıca sonuçlara bağlı olarak genel kanının aksine, sabit pompalama gücünde ve benzer şartlarda, metal köpüklerin sağladığı toplam ısı transferinin düz kanatçıklı duruma göre daha düşük olduğu ifade edilmiştir.

Muley, Kiser, Sundén, ve Shah (2012), egzoz gazı resirkülasyon ısı değiştiricilerinde metal köpük kullanılması durumunda ısı transferi ve basınç düşüşünü deneysel olarak incelemiştir. Bu çalışmada, incelenen ısı değiştiricisi yüksek sıcaklık değerlerine ulaştığından Ni-Cr köpüğü kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, metal köpük ile ısı transfer yüzeyi arasında birleşme kalitesinin çok önemli olduğu görülmüş, ancak bu durumun literatürde yeterince incelenmediği vurgulanmıştır. Ayrıca, köpük yapının ısı transferinde iyileşme sağladığını, ancak basınç düşüşünde oluşan artış miktarının egzoz gazı resirkülasyon sistemlerinde kullanıma uygun olmadığı belirtmiştir.

Sertkaya, Altınısık, ve Dincer (2012), alüminyum köpük içeren ısı değiştiricilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, alüminyum köpükler, kanatçıklı boru ısı değiştiricilerinde, kanatçıklar yerine kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, metal köpüğe sahip ısı değiştiricilerinde basınç düşüşünün daha yüksek olduğu, buna karşın ısı transferi miktarının kanatçıklı boru ısı değiştiricilerinde daha fazla olduğu ifade edilmiştir. Geleneksel ısı değiştiricilerinin metal köpüğe sahip ısı değiştiricilerinden daha iyi ısıl performans sağladığı belirtilmiştir. Çalışmada, ayrıca, metal köpüklerin birim hacim başına karşılık gelen yüzey alanının daha fazla olmasına rağmen daha düşük ısı transferi performansı göstermesinin ısı değiştiricisi boruları ile metal köpük arasında temasın iyi sağlanamamasından kaynaklandığı da belirtilmiştir.

Dai, Nawaz, Park, Chen, ve Jacobi (2012), yapılan sayısal çalışmada, metal köpük ısı değiştiricileri ile geleneksel ısı değiştiricilerini karşılaştırmıştır. Üretim maliyetlerinin de göz önünde bulundurulduğu çalışma sonucunda, metal köpük ısı değiştiricilerinin, eşit fan gücü ve ısı transferi şartlarında, geleneksel ısı değiştiricilerine nazaran hacim ve kütle olarak çok daha küçük olabileceği belirtilmiştir.

Mao, Love, Leanos, ve Rodriguez-Melo (2014), metal köpüklerin, hava soğutmalı kanatçıklı boru ısı değiştiricilerinde kanatçık yerine kullanılmasını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada hava tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi için korelasyonlar önerilmiştir. İlgili çalışmada, boyutsuz form katsayısının (F) sadece gözenekliliğe bağlı olduğu da vurgulanmıştır. Ayrıca, yapılan sayısal modelleme sonucunda metal köpük ısı değiştiricilerinin geleneksel kanatçıklı boru ısı değiştiricilerine kıyasla 2-3 kat daha fazla ısı transferine sahip olduğu belirtilmiştir.

Chen, Tavakkoli, ve Vafai (2015), iki borulu ısı değiştiricisinde metal köpük kullanımını sayısal olarak incelemişlerdir. Çalışmada, ısı değiştiricisinin her iki tarafında da metal köpük yer aldığı varsayılmıştır. Çalışmada metal köpük kullanıldığında ısı transferi performansında oluşan artış, referans çalışmada tanımlanan performans faktörü kullanılarak açıklanmıştır.

Huisseune, De Schampheleire, Ameel, ve De Paepe (2015), metal köpüklerin kanatçıklı boru ısı değiştiricilerindeki kanatçıkların yerine kullanımını sayısal olarak incelemiştir. Çalışmada ele alınan iki boyutlu LTNE modelinin sonuçlarına göre yüksek PPI değerine sahip metal köpükler kanatçıklardan daha iyi ısı transferi sağlamaktadır.

Ayrıca sonuçlara dayalı olarak metal köpükler ile daha kompakt ısı değiştiricilerinin üretilebileceği ve böylece daha küçük fanlar kullanılabileceği belirtilmiştir.

3.2.5.4. Sayısal Çalışmalar

Ejlali, Ejlali, Hooman, ve Gurgenci (2009), metal köpüklerin hava soğutmalı ısı değiştiricilerinde kullanımını incelemiştir. Çalışmada oluşturulan sayısal modelde metal köpüklerin iki paralel duvar arasında hava akışına maruz kaldığı varsayılmıştır. Elde edilen sonuçlar ışığında, metal köpük ısı değiştiricilerinin ısı transfer performanslarının geleneksel kanatçıklı ısı değiştiricilerine nazaran daha fazla olduğu değerlendirmesi yapılmıştır.

Kopanidis, Theodorakakos, Gavaises, ve Bouris (2010) tarafından 10 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük yapıların basitleştirilmiş geometrisi CAD ortamında modellenmiş ve bu yapı üzerindeki akış ve ısı transferi ayrıntılı olarak incelenmiştir. Basınç düşüşü ve ısı transferi katsayısı için elde edilen sonuçların deneysel verilerle uyumlu olduğu gözlenmiştir. Çalışmada, metal köpük yapı içerisindeki sıcaklık ve momentum dağılımları ayrıntılı olarak sunulmuştur. Ayrıca, giriş ve çıkış etkisinin basınç düşüşü ve ısı transferi üzerinde önemli değişimlere neden olduğu, akış boyunca kısa olan geometrilerde bu durumun önemsenmesi gerektiği de vurgulanmıştır.

3.2.5.5. Metal Köpük ve Kanatçığın Birlikte Kullanımı

Metal köpüklerin kanatçık ile birlikte kullanımı üzerine ilk çalışma, Bhattacharya ve Mahajan (2002) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, deneyler, ısı kuyularında alüminyum köpük yapının içerisine, bir, iki, dört ve altı adet alüminyum kanatçık yerleştirilerek ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, ısı transferinin ve basınç düşüşünün kanatçık sayısı ile arttığı ifade edilmiştir. Ancak, kanatçık sayısını daha fazla artırmanın, bir noktadan sonra ısı transferindeki artışı yavaşlattığı, bu durumun kanatçıkların birbirine yaklaşmasından dolayı ısıl sınır tabakaların birleşmesinden kaynaklandığı belirtilmiştir. Çalışmaya ait sonuçlar ayrıca kanatçıklı metal köpük yapıların geleneksel ısı kuyularına nazaran ısı transferini, basınç düşüşü dikkate alınmadığında 6 kat, basınç düşüşü sabit tutulduğunda ise 1.5-2 kata kadar artırdığını göstermektedir. Çalışmada aynı zamanda Nusselt sayısı deneysel veriler aracılığı ile Peclet sayısı ve boyutsuz hidrolik çap/gözenek çapı oranına bağlı olarak ifade edilmiştir.

DeGroot, Straatman, ve Betchen (2009), metal köpüklerin kanatçıklarla birlikte kullanılması durumunda oluşan ısı transferi ve basınç düşüşünü sayısal olarak incelemiştir. Sayısal modelde LTNE yaklaşımı kullanılmış ve literatürdeki deneysel veriler ile uyumlu sonuçlar elde edilmiştir. Çalışma sonucunda, köpük yapı içerisinde kanatçık kullanımının, ısıyı daha dengeli bir şekilde dağıttığı ve bu sayede, basınç düşüşünde ciddi bir artışa sebep olmadan toplam ısı transferini artırdığı belirtilmiştir. Ayrıca, metal köpüklerde kanatçık sayısını artırmanın toplam iletkenliği artırdığı ancak, belirli bir noktadan sonra, ısıl sınır tabakaların birleşmesi ile birlikte taşınımın toplam ısı transferi için kısıtlayıcı bir unsur haline geldiği belirtilmiştir. Buna ek olarak, söz konusu çalışmada, kanatçık/köpük ısı kuyuları için eşdeğer ısıl iletkenlik değerini hesaplayan bir model de geliştirilmiştir.

Feng, Kuang, Wen, Lu, ve Ichimiya (2014), farklı yüksekliklerde kanatçıklı metal köpük yapıya sahip ısı kuyularının ısı transfer performansını, yüksek hızlarda hava akışı şartlarında, deneysel olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, kanatçık kullanımının, metal köpük ısı kuyularının ısı transferini aynı yükseklik değerleri için 1.5-2.8 kat artırabileceği belirtilmiştir. Çalışmada ayrıca sayısal bir model ile yapıştırma malzemesinin toplam ısı transferine etkisi de ayrıntılı olarak incelenmiştir. Sonuçlar metal köpüklerin kanatçık ile birlikte kullanımının, ısı kuyusunun yüksekliğinin artmasıyla daha avantajlı hale geldiğini göstermektedir.

3.2.5.6. Metal Köpüklerin Kanal İçerisinde Yerleşimi

Geleneksel ısı değiştiricilerinde kullanılan kanatçıklara nazaran metal köpüklerde basınç düşüşünün yüksek olması, bu yapıların kanal içerisine uygun bir şekilde yerleştirilmesinin önemini de artırmaktadır. Özellikle, grafit gibi yüksek ısıl iletkenliğe sahip ve yüksek basınç düşüşüne sebep olan malzemeler için köpüklerin yerleşimi ısıl uygulamalar için önem arz eder.

Lin, Sundén, ve Yuan (2013), grafit köpüklerin ısı değiştiricilerindeki çeşitli yerleşim biçimlerinin etkilerini incelemişlerdir. Yapılan sayısal çalışma sonucunda köpük yapının kanala eğrisel katlanmış biçimde yerleştirilmesi durumunda, diğer yerleşimlere kıyasla birim ağırlık ve birim hacim başına daha yüksek ısı transferinin sağlanacağı ifade edilmiştir.

Sener, Yataganbaba, ve Kurtbas (2016), dikdörtgen bir kanalın içerisine alüminyum köpüğün kısmi olarak doldurulması durumunda oluşan ısı transferi ve momentum karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneylerde, akışın gözenekli yapının olmadığı bölgeye yöneldiği ve köpük yapıdan geçen debinin azaldığı görülmüştür. Bu durum, ısı transferinin, metal köpükle tamamen doldurulma durumuna göre daha düşük olmasına neden olmaktadır.

Kemerli ve Kahveci (2018) tarafından alüminyum köpüklerin bir kanal içerisinde çeşitli biçimlerde yerleştirilme durumlarında akış ve ısı transferi sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, Lin, Sundén, vd. (2013) tarafından yapılan çalışmaya benzer şekilde, metal köpüğün kanal içerisinde kısmi olarak yerleştirilmesiyle, metal köpüklerin daha verimli şekilde kullanılabileceği görülmüştür.

3.2.5.7. Salınımlı (Pulsating) Akışlar

Metal köpüklerle ilgili araştırmalar arttıkça, bu malzemeler ile alakalı yeni çalışma alanları da ortaya çıkmıştır. Bunlardan birisi Jin ve Leong (2007) tarafından gerçekleştirilen, metal köpük içerisinden salınımlı akışın geçmesi durumunda oluşan basınç düşüşünün incelendiği deneysel çalışmadır. Çalışma sonucunda, daimi rejimde, aynı gözeneklilik değerleri için, form katsayısı yükseldikçe ve geçirgenlik azaldıkça akış direncinin arttığı ifade edilmiştir. Daha önce yapılan çalışmalara benzer şekilde, hız arttıkça, form katsayısının daha baskın hale geldiği değerlendirmesi yapılmıştır. Çalışmada, ayrıca, kinetik *Re* sayısının ve boyutsuz genlik değerinin artmasıyla, salınımlı akış için, basınç düşüşü ve akış hızının arttığı belirtilmiştir. Ayrıca, sürtünme katsayısı için elde edilen ampirik ifadelerle, bu değeri kontrol eden parametrelerin hidrolik bağ çapına dayalı kinetik *Re* ve boyutsuz genlik olduğu gösterilmiştir.

3.2.5.8. Gradyan (Kademeli) Yapılar

Zaragoza ve Goodall (2013), çeşitli gözeneklilik ve PPI değerlerinde metal köpüklerin birbirine eklenerek kullanılmasını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, ısı değiştirici performansının bu yöntemle artırılabileceğini öne sürmüşlerdir.

Carpenter ve da Silva (2014), farklı gözenek büyüklüklerine sahip metal köpüklerin birbirlerine eklenerek kullanımını deneysel olarak incelemiştir. 10, 20 ve 40 PPI değerindeki metal köpüklerin incelendiği çalışmada, öncelikle, metal köpüklerin

kesilmesinin basınç düşüşü ve ısı transferinde ciddi bir fark oluşturmadığı belirtilmiştir. Daha sonra farklı özellikteki metal köpüklerin birleştirilmesiyle elde edilen numuneler incelenmiş ve büyük gözeneklerin (düşük PPI) girişe yakın kullanılması durumunda ısı transferinin artırılabileceği belirtilmiştir.

Wang vd. (2015), gözenekliliği konuma göre değişen metal köpüklerin ısı kuyusunda kullanımını sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, uygun gradyan yapılar ile duvara yakın bölgelerdeki sıcaklığın kontrol edilmesi sağlanarak, birim pompalama gücüne karşı elde edilen taşınımla ısı transferinin artırılabileceği öne sürülmüştür.

3.2.5.9. Nanoakışkanlar

Hajipour ve Molaei Dehkordi (2014), içerisine kısmi olarak metal köpük doldurulmuş bir kanalda Al_2O_3/su nanoakışkanın kullanılması durumunda taşınım ile ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Yapılan çalışmada, nanoakışkan kullanıldığında gerçekleşen ısı transferi miktarının sadece su kullanıldığında gerçekleşenden %20 daha fazla olduğu ifade edilmiştir.

Nazari, Ashouri, Kayhani, ve Tamayol (2015), metal köpük ile doldurulmuş bir borudan Al_2O_3/su nanoakışkanı geçirildiğinde, basınç düşüşü ve ısı transferini deneysel olarak incelemiştir. Yapılan deneyler sonucunda, alüminyum parçacıklarının hacimsel oranının artırılması ile Nusselt sayısında %57'ye kadar artış sağlandığı ifade edilmiştir.

Xu, Gong, Huang, ve Xu (2015), metal köpük içerisinden nanoakışkan (su/Al_2O_3 ve su/TiO_3) geçirilmesi durumunda akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, incelenen yapılar için LTNE modelinin kullanılması gerektiği belirtilmiştir. Ayrıca, ısı transferindeki iyileşmenin basınç düşüşü ile beraber gerçekleştiği, bu yüzden basınç düşüşünün önemsenmediği ancak yüksek miktarda ısı transferinin istendiği, yüksek güce sahip elektroniklerin soğutulması gibi uygulamalarda söz konusu kullanımın yararlı olabileceği ifade edilmiştir.

Bununla birlikte, nanoakışkanların metal köpükler ile birlikte kullanımı değerlendirildiğinde, nanoakışkan uygulamalarında tortu oluşumunun (Xu, Xing, Wang, & Cheng, 2019) önemli bir problem olduğu da göz önünde bulundurulmalıdır.

3.2.5.10. Işınım

Contento, Oliviero, Bianco, ve Naso (2014), metal köpüklerde ışınım ile ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Metal köpük yapının kübik temsili hacimlerle modellendiği çalışma sonucunda, literatürdeki modeller üzerinde modifikasyonlar yapılmıştır.

3.2.5.11. Termal Giriş Bölgesi

Dukhan, Bağcı, ve Özdemir (2015), boru içerisine yerleştirilmiş metal köpükte termal giriş bölgesi deneysel olarak incelemiştir. Darcy rejimlerinde termal giriş bölgesinin analitik olarak tahmin edilenden çok daha uzun olduğu, Darcy sonrası rejimde ise, Nusselt sayısının metal köpük boyunca periyodik olarak değiştiği ve bu durumun daha önce görülmeyen bir ısı transferi fenomeni olduğu belirtilmiştir.

3.2.6. Doğal Taşınım

Phanikumar ve Mahajan (2002) tarafından alüminyum köpüklerde doğal taşınımı deneysel ve sayısal olarak incelenmiş ve LTNE modeli yardımıyla çözülen enerji denklemlerinin LTE modeline nazaran deneysel verilerle daha uyumlu olduğu görülmüştür. Sonuçlar aynı zamanda akışkan olarak su kullanılması durumunda, LTE modelinin de kullanılabileceğini göstermektedir. Sonuçlar ayrıca ısı transferinde metal köpük kullanımı ile hava için 4 kata kadar, su için ise, 16 kata kadar iyileşme sağlayacağını göstermektedir.

Zhao, Lu, ve Hodson (2005), çelik köpüklerde doğal taşınımı incelemiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar, doğal taşınımın açık hücre metal köpüklerde ısı transferine sağladığı katkının, efektif ısıl iletkenliğin %50'sinden fazla olduğunu göstermiştir. Çalışmada, ayrıca, Rayleigh sayısının doğal taşınımı tek başına karakterize edemeyeceği ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda, metal köpüklerde doğal taşınımın incelendiği problemler için iki denklemli (LTNE) modellerin kullanılması gerektiği özellikle belirtilmiştir.

Bhattacharya ve Mahajan (2006), daha önce zorlanmış taşınım karakteristiklerini inceledikleri (Bhattacharya & Mahajan, 2002) kanatçık içeren metal köpüklerin doğal taşınım performanslarını incelemişlerdir. Çalışmada, çeşitli PPI ve gözeneklilik

değerlerine sahip metal köpükler incelenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, metal köpüklerin tek başına kullanımının ısı kuyularında doğal taşınımı ciddi oranda artırdığı; bu artışın ise gözeneklilik ve metal köpüğün gözenek büyüklüğüne (PPI) bağlı olduğu görülmüştür. Elde edilen bulgular Zhao vd. (2005) tarafından elde edilen bulgularla benzerlik göstermektedir. Aynı çalışmada, metal köpük içerisine kanatçık konulması durumunda yalın kullanımdan daha iyi ısı transferi oranı elde edileceği görülmüştür. Bununla birlikte, ısı transfer katsayısının kanatçık sayısı ile arttığı, belirli bir sayıda kanatçık kullanıldıktan sonra ise söz konusu artışın azalmaya başladığı ifade edilmiştir. Bu durum daha önceki çalışmada da gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda, 5 PPI değerindeki numunelerin 20 PPI değerindeki numunelerden daha iyi ısı transferi sağladığı, bunun ise 5 PPI değerindeki numunelerin geçirgenliklerinin daha yüksek olmasından kaynaklandığı değerlendirmesi yapılmıştır.

Kathare, Davidson, ve Kulacki (2008), bakır köpüklerin çalışma akışkanının su olması durumunda doğal taşınım performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada 10 ve 20 PPI değerleri ile 0.92 gözeneklilik değerine sahip numuneler kullanılmıştır. Metal köpük yapının alt yüzeyden sabit ısı akısına maruz bırakıldığı çalışmadan elde edilen sonuçlara bağlı olarak, dolgulu yataklar için geliştirilmiş olan Nusselt korelasyonlarının, metal köpükler için geçerli olmadığı belirtilmiştir. Ayrıca, 20 PPI metal köpüklerin, gözenek yoğunluğunun kaldırma kuvvetlerini baskılaması sebebiyle, 10 PPI metal köpüklerden daha düşük ısı transferine sahip olduğu ifade edilmiştir.

Hetsroni, Gurevich, ve Rozenblit (2008), alüminyum metal köpüklerde doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. İncelenen köpük yapıya elektrik akımı verilerek yapı içerisinde ısı üretimi sağlanmıştır. İki farklı gözeneklilik değeri için yapılan deneyler sonucunda, hava ve katı iskelet arasında sıcaklık farklarının oluştuğu ifade edilmiştir. Bu yüzden, doğal taşınım problemlerinde iki denklemli modellerin kullanılmasının (LTNE) gerekli olduğu vurgulanmıştır. Benzer deneysel koşullarda, bir plaka kullanmaktansa, metal köpüklerin kullanımının ısı transferini 18-20 kat civarında artıracağı belirtilmiştir.

Elayiaraja, Harish, Wilson, Bensely, ve Lal (2010), bakır metal köpük yapıya sahip ısı kuyularında doğal taşınımı deneysel olarak incelemişlerdir. Öncelikle, incelenen numuneler için basınç düşüşü değerleri elde edilerek bu numuneler için form katsayısı

(*C*) ve geçirgenlik değerleri belirlenmiştir. Ardından doğal konveksiyon ile ısı transferi deneysel olarak incelenmiştir. Bakır köpüklerin geleneksel alüminyum ısı kuyularına göre ısı transfer performansının %35-40 daha iyi olduğu belirtilmiştir.

Qu, Wang, Tao, ve Lu (2012), bakır köpük ile birlikte sinterlenmiş bir plakada, farklı eğim açılarında doğal taşınımı deneysel olarak incelemiştir. 10-40 PPI ve 0.9-0.95 gözeneklilik değerleri arasında 7 farklı metal köpük ele alınmıştır. Çalışma sonucunda, düşük gözeneklilik ve PPI değerlerinde, metal köpüklerin daha iyi ısı transfer performansı sağladığı belirtilmiştir. Ayrıca yüksek gözeneklilik değerlerinde ısı iletiminin azalmasından dolayı, ısı transferinin zayıfladığı; daha yüksek PPI değerine sahip malzemelerin kullanılmasının ise sürtünmeyi artıracağı ifade edilmiştir. Çalışma sonucunda, en düşük viskoz sürtünmenin 60-75° eğim açılarında gerçekleştiği değerlendirmesi yapılmıştır.

3.2.7. Derleme Çalışmaları

Metal köpükler konusunda birçok araştırma yapmış olan Banhart (2001)'a ait derleme makalede, hücresel metallerin ve metal köpüklerin üretim yöntemleri, hücresel metal yapıları karakterize etmek için uygulanan metotlar ve metal köpüklerin kullanıldığı uygulamalar kapsamlı bir biçimde ele alınmıştır. Söz konusu çalışma, bu nedenle, daha sonra yapılan birçok çalışmaya katkı sağlamıştır.

Mahjoob ve Vafai (2008)'a ait derleme makale metal köpükler için makalenin yayınlandığı zamana kadar literatüre girmiş tüm momentum ve ısı transferi modellerini içermektedir. Ayrıca metal köpük ısı değiştiricilerinde, ısı transferi ve basınç düşüşü için önerilen bağıntılar da bu çalışma da yer almaktadır. Yazarlar, derledikleri bilgiler ışığında metal köpüklerde ısı transferini mikro yapının kontrol ettiğini ifade etmişlerdir. Isı transferini kontrol eden parametreleri; gözenek büyüklüğü, gözenek yoğunluğu, bağıl yoğunluk ve gözeneklilik olarak ifade etmişlerdir. Çalışmada, metal köpüklerde gözenek büyüklüğü ve gözeneklilik değerinin azalması ile ısı transferinin ve basınç düşüşünün genellikle arttığı ifade edilmiştir. Çalışmada ayrıca, metal köpükler modellenirken LTNE enerji modelinin kullanılmasının daha uygun olacağı belirtilmiştir.

Lefebvre vd. (2008), gözenekli metal yapılar ve metal köpükler ile ilgili gelişmeleri derleme türünde bir çalışma ile özetlemiştir. Çalışmada metal köpükler için

kullanılan malzemeler, metal köpüklerin fonksiyonel uygulamalardaki kullanımı, çeşitli parametrelerle tanımlanması ve modellenmesi konuları ele alınmıştır.

Edouard, Lacroix, Huu, ve Luck (2008), metal köpük yapılarda basınç düşüşü ile ilgili önerilmiş olan korelasyonları derlemiştir. Çalışmada hiçbir modelin mükemmel olmadığı belirtilmiştir. Ayrıca, teorik ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar arasındaki standart sapmanın %100'e kadar ulaşabileceği de belirtilmiştir. Yapılan incelemelerle, Du Plessis vd. (1994) ve Lacroix vd. (2007) tarafından önerilen korelasyonların basınç düşüşünü tahmin etme açısından daha iyi olduğu ifade edilmiştir.

Ghosh (2009), metal köpüklerin geleneksel kanatçıklı geometrilere göre daha iyi ısıl performansa sahip olduğu iddiasını, tanımlamış olduğu alan fayda faktörü (j/f) üzerinden araştırmıştır. Söz konusu araştırma kapsamında, literatürde metal köpükler için geliştirilmiş olan korelasyonları da kullanarak hesaplamalar gerçekleştirmiştir. Çalışma sonucunda, yüksek gözenekliliğe sahip metal köpüklerin alan fayda faktörünün, geleneksel ısı transferi yapılarına eşit veya nispeten daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Bu nedenle, özellikle pratik sınırlamalar göz önüne alınarak uygun gözeneklilik değerlerinin seçilmesinin gerekli olduğu vurgulanmıştır.

Baytaş (2011)'a ait gözenekli ortamlarda taşınım ile ilgili çalışma ise önemli bir Türkçe kaynak olma niteliği taşımaktadır.

Zhao (2012), yüksek gözenekliliğe sahip metal köpüklerde ısı transferinin incelendiği çalışmaları derlemiştir. Çalışmada, metal köpükler için efektif ısıl iletkenlik, taşınımla ısı transferi, ışınımla ısı transferi, faz değişimleri (kaynama, katı-sıvı faz değişimleri), katalitik tepkime konuları ayrı ayrı ele alınmıştır.

X.-H. Han vd. (2012), yaptıkları derleme çalışmasında, hücresel metal köpüklerin ısı değiştiricileri ve ısı kuyuları gibi cihazlarda kullanımını incelemiştir. Çalışmada, bu yapıların ısı değiştiricilerinde kullanılan geleneksel yapılara göre avantajlar sağladığı ancak seri üretimlerinin yaygın olmamasının bu yapıların günümüzde ısıl uygulamalarda kullanımının önünde bir engel teşkil ettiğini belirtilmiştir.

Kim ve Lee (2014), açık hücreli metal köpüklerin üretimi ve uygulama alanları ile ilgili yapılan çalışmaları derlemiştir.

Mahdi, Mohammed, Munisamy, ve Saeid (2015), metal köpük yapı içerisinden geçen akışkanlarda nanoparçacıkların kullanılması ile ilgili gerçekleştirilen çalışmaları derlemiştir.

3.2.8. Metal Köpüklerle İlgili Diğer Çalışmalar

Baril, Mostafid, Lefebvre, ve Medraj (2008), gözenekli yapılarda, giriş ve çıkış etkilerinin geçirgenliğe etkisini incelemiştir. Yapılan deneyler, metal köpüklerde basınç düşüşünün sanıldığı gibi mesafeyle doğrusal olarak değişmediğini; bunun sebebinin de giriş çıkış etkileri olduğunu göstermiştir. Dolayısıyla, akış boyunca uzunluğu düşük olan metal köpüklerde (gözeneklerin 50 katından küçük uzunluklar gibi) bu duruma dikkat edilmesi gerektiği; ancak metal köpüğün akış doğrultusundaki uzunluğu arttıkça söz konusu giriş çıkış etkisinin de azaldığı belirtilmiştir.

Han, Nawaz, Bock, ve Jacobi (2012), metal köpüklerin üzerinde yoğuşma söz konusu olduğunda, yoğuşan suyun drenaj karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda, metal köpüklerin drenaj performanslarının, panjurlu kanatçık yapılara benzer, hatta bazı durumlarda daha iyi olduğu belirtilmiştir. Ayrıca gözenekliliğin suyun içerde hapsedilmesinde etkin rol oynadığı ifade edilmiştir.

BÖLÜM 4

HÜCRESEL METALLER VE GÖZENEKLİ YAPILARDA AKIŞ VE ISI TRANSFERİ İÇİN DENKLEMLER VE BAĞINTILAR

4.1. Viskoz Akışa Ait Temel Denklemler

Hücresel metallerde momentum ve ısı transferini yöneten denklemler yani Navier-Stokes ve Enerji denklemleri burada çıkarılmıştır.

1.Süreklilik denklemi (Kütlenin korunumu)
2.Newton'un ikinci yasası (Momentumun korunumu)
3.Termodinamiğin birinci kanunu (Enerjinin korunumu)

4.1.1. Süreklilik Denklemi (Kütlenin Korunumu)

Kütlenin korunumu aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{D}{Dt}(\rho V) = \rho\frac{DV}{Dt} + V\frac{D\rho}{Dt} = 0 \tag{4.1}$$

Buradaki DV/Dt ifadesini şekil değiştirme hızından faydalanarak akışkan hızı ile ilişkilendirilebilir (White, 1991):

$$\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \epsilon_{zz} = \frac{1}{V}\frac{DV}{Dt} \tag{4.2}$$

Şekil değiştirme hızı aşağıdaki gibi hız cinsinden yazılabilir (White, 1991):

$$\epsilon_{xx} + \epsilon_{yy} + \epsilon_{zz} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} \tag{4.3}$$

Denklem (4.4)'teki dönüşüm Denklem (4.3)'te uygulanır ve elde edilen ifade Denklem (4.2)'deki yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \boldsymbol{\nabla}.(\rho \boldsymbol{V}) = 0 \tag{4.4}$$

Sıkıştırılamaz akış için daimi rejimde Denklem (4.4) aşağıdaki formu alır:

$$\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} = 0 \tag{4.5}$$

4.1.2. Newton'un İkinci Yasası (Momentumun Korunumu)

Newton'un ikinci yasası m kütleli bir cisme etkiyen net kuvvetin o cismin ivmesiyle doğru orantılı olduğunu ifade eder.

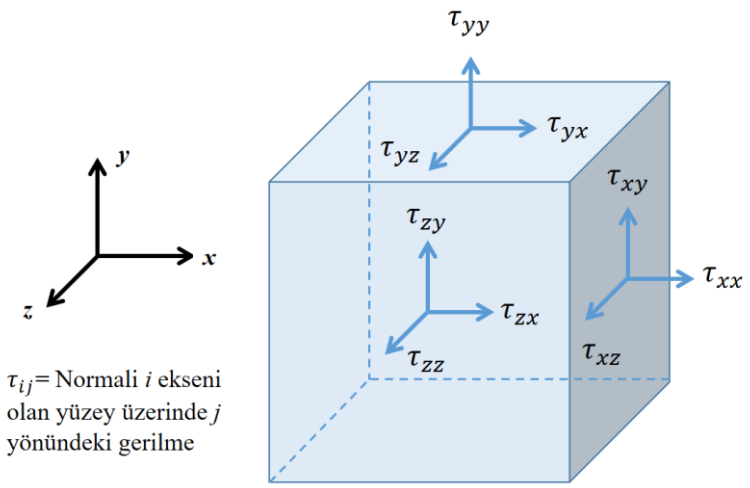
$$\boldsymbol{F} = m\boldsymbol{a} \tag{4.6}$$

Akışkanlar mekaniğinde kütle yerine yoğunluk kullanılır ve ivme terimi eşitliğin solunda verilir. Birim hacim hacme etkiyen kuvvetler de kütle ve yüzey kuvvetlerinden oluşur (White, 1991):

$$\rho \frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} = \boldsymbol{f}_{kütle} + \boldsymbol{f}_{yüzey} \tag{4.7}$$

Kütle kuvvetleri tüm akışkana etkiyen yerçekimi gibi kuvvetlerdir. Yüzey kuvvetleri ise dış gerilmelerden dolayı oluşan kuvvetlerdir. Kartezyen koordinatlarda bulunan bir diferansiyel eleman 9 adet gerilme bileşenine sahiptir. Şekil 4.1'de gösterilen bu gerilmeler aşağıda verilen gerilme tensörünü oluştururlar.

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \tag{4.8}$$



Şekil 4.1. Gerilme tensörünün bileşenleri (White, 1991).

Burada, τ ifadesindeki ilk indis yüzeyin normali, ikinci indis ise gerilmenin yönünü göstermektedir.

τ_{ij} simetrik bir tensör oluşturmaktadır (Çünkü simetri olmazsa açısal momentum oluşacaktır ve bu durum akışkan parçacığının artan bir hızla dönmesi anlamına gelir). Bu durumda $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ olmalıdır.

Şekildeki ön yüzler göz önüne alındığında, gerilmelerden kaynaklı kuvvetler şu şekildedir (White, 1991):

$$dF_x = \tau_{xx}dydz + \tau_{yx}dxdz + \tau_{zx}dxdy \tag{4.9}$$

$$dF_y = \tau_{xy}dydz + \tau_{yy}dxdz + \tau_{zy}dxdy \tag{4.10}$$

$$dF_z = \tau_{xz}dydz + \tau_{yz}dxdz + \tau_{zz}dxdy \tag{4.11}$$

Dengede olan bir akışkan için bu kuvvetlerin toplamı sıfır olmalıdır. Ancak, ivmelenen bir akış için bunu söylemek mümkün değildir. Bu durumda, hızların farklı olmasından dolayı farklı yüzler arasında gerilmeler de farklı olacaktır. Bu durumda, Taylor serisi yardımıyla aşağıdaki denklem yazılabilir:

$$\tau_{xx,\text{önyüz}} = \tau_{xx,\text{arkayüz}} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}dx \tag{4.12}$$

Böylece, x yönünde oluşan net kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilebilir (White, 1991):

$$dF_x = \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}dx\right)dydz + \left(\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y}dy\right)dxdz + \left(\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}dz\right)dxdy \tag{4.13}$$

Denklem *dxdydz* ile bölündüğünde ve $\tau_{ij} = \tau_{ji}$ olduğu göz önünde bulundurulursa aşağıdaki ifade elde edilir (White, 1991):

$$f_x = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \tag{4.14}$$

Denklem (4.14)'teki ifade ikinci mertebeden bir tensörün üst satırının diverjansıdır. f_y ve f_z ise aynı ikinci ve üçüncü satırların diverjansı olduğundan yüzeylerde oluşan toplam kuvvet aşağıdaki gibi ifade edilebilir (White, 1991):

$$\boldsymbol{f}_{yüzey} = \boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{4.15}$$

Yüzey kuvvetleri bu şekilde ifade edildikten sonra kontrol hacmine etki eden kütle kuvvetleri de aşağıdaki gibi tanımlanabilir (White, 1991):

$$\boldsymbol{f}_{kütle} = \rho \boldsymbol{g} \tag{4.16}$$

Denklem (4.7)'deki Newton'un ikinci yasası tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\rho \frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} = \rho \boldsymbol{g} + \boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij} \tag{4.17}$$

Elde edilen bu denklem, Cauchy denklemi olarak bilinir. Bu denklemdeki τ_{ij} teriminin hız, yoğunluk ve basınç cinsinden ifade edilmesi gerekmektedir.

Akışkan hareketsiz olduğunda

Bu durumda kayma gerilmeleri sıfıra, normal gerilmeler ise basınca eşit olur.

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & \tau_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} \tag{4.18}$$

Akışkan hareketli olduğunda

Hooke yasası gerilmenin şekil değiştirme ile orantılı olduğunu ifade eder. Buna benzer bir kabul, akışkanlar için de yapılabilir. Bu durumda, şekil değiştirme hızı, gerilme ile orantılı olacaktır. Bu tanıma uyan akışkanlara Newtoniyen akışkan adı verilir. Bu

kabuller ilk olarak Stokes tarafından yapılmıştır. Stokes'un varsayımları aşağıdaki gibi listelenebilir (White, 1991):

- Akışkan süreklidir ve τ_{ij} gerilme tensörü ile ϵ_{ij} şekil değiştirme hızı arasında lineer bir ilişki vardır (Newtoniyen akışkan).
- Akışkan izotropiktir ve bu yüzden deformasyon yasası koordinat sisteminden bağımsız haldedir.
- Şekil değiştirme söz konusu olmadığı zaman, deformasyon yasası hidrostatik basınç şartına indirgenir.

Gerilme tensörü ile şekil değiştirme hızı arasında doğrusal bir ilişkinin olması, gerilmelerin asal ekseni ile şekil değiştirmenin asal ekseninin çakışık olmasını gerektirir. Dolayısıyla, asal eksende kayma gerilmesi veya açısal deformasyon olmayacaktır. Deformasyon sadece üç adet lineer katsayıyı ve hidrostatik durumda oluşan basıncı içerecek şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir (White, 1991):

$$\tau_{11} = -p + C_1\epsilon_{11} + C_2\epsilon_{22} + C_3\epsilon_{33} \tag{4.19}$$

Akışkan izotropik kabul edildiği için ϵ_{22} ile ϵ_{33}'ün etkisinin aynı olması gerekir. Yani $C_2 = C_3$ olur. Böylece Denklem (4.19) daha basit bir biçimde yazılabilir (White, 1991):

$$\tau_{11} = -p + K\epsilon_{11} + C_2(\epsilon_{11} + \epsilon_{22} + \epsilon_{33}) \tag{4.20}$$

Burada, $K = C_1 - C_2$'dir (daha kolay kullanım için). Kartezyen koordinatlarda doğrusal şekil değiştirme hızı aşağıdaki gibidir (Cengel, 2010):

$$\epsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \qquad \epsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \qquad \epsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \tag{4.21}$$

Bu eşitlikler Denklem (4.20)'de kullanılırsa $\boldsymbol{V}$'nin diverjansı elde edilir. Asal eksen için elde edilen denklemlerin asal eksenlerden Kartezyen koordinat sistemine dönüşümü için, *x, y* ve *z* koordinat eksenlerinin x_1, y_1 ve z_1 asal eksenleri ile doğrultman kosinüslerinin *x* için d_1, e_1, f_1, *y* için d_2, e_2, f_2, *z* için ise d_3, e_3, f_3 olduğu kabul edilsin. $d^2 + e^2 + f^2 = 1$ olduğu göz önünde bulundurulsun. Bu durumda, *x, y, z* koordinat sisteminde normal gerilme ve doğrusal şekil değiştirme aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (White, 1991):

$$\tau_{xx} = \tau_{11}d_1^2 + \tau_{22}e_1^2 + \tau_{33}f_1^2 \tag{4.22}$$

$$\epsilon_{xx} = \epsilon_{11}d_1^2 + \epsilon_{22}e_1^2 + \epsilon_{33}f_1^2 \tag{4.23}$$

Aynı şekilde kayma gerilmeleri ve açısal deformasyon hızları da asal eksen gerilmeleri ve asal eksen deformasyon hızlarına bağlı olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir (White, 1991):

$$\tau_{xy} = \tau_{11} d_1 d_2 + \tau_{22} e_1 e_2 + \tau_{33} f_1 f_2 \tag{4.24}$$

$$\epsilon_{xy} = \epsilon_{11} d_1 d_2 + \epsilon_{22} e_1 e_2 + \epsilon_{33} f_1 f_2 \tag{4.25}$$

Denklem (4.22), asal eksen terimleri elimine edilirse aşağıdaki hale dönüşür (White, 1991):

$$\tau_{xx} = -p + K\epsilon_{xx} + C_2 \boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} \tag{4.26}$$

τ_{yy}, τ_{zz} de benzer şekilde dönüştürülebilir. Kayma gerilmesi ifadelerinin içindeki asal eksen terimleri elimine edilirse aşağıdaki denklem elde edilir (White, 1991):

$$\tau_{xy} = K\epsilon_{xy} \tag{4.27}$$

Buradaki lineer katsayı K, 2μ'ye eşittir. C_2 katsayısı μ'den bağımsız olan farklı bir viskozite katsayısıdır ve ikinci viskozite katsayısı olarak adlandırılabilir. Lineer elastisitede bu katsayı Lamé sabiti olarak bilinir ve λ ile gösterilir. Tüm bu ifadeler bir araya getirildiğinde aşağıdaki bağıntı yazılabilir (White, 1991):

$$\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) + \delta_{ij}\lambda \boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} \tag{4.28}$$

Mekanik basınç bir eleman üzerindeki ortalama gerilme olarak tanımlanırsa aşağıdaki bağıntı yazılabilir:

$$P_m = -\frac{1}{3}(\tau_{xx} + \tau_{yy} + \tau_{zz}) \tag{4.29}$$

Böylece Denklem (4.28) kullanılarak aşağıdaki bağıntı elde edilebilir:

$$P_m = p - \left(\lambda + \frac{2}{3}\mu\right)\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} \tag{4.30}$$

Bu ifadede mekanik basıncın termodinamik basınca eşit olmadığı açıkça görülebilir. Denklemin sağ tarafındaki ikinci ifadenin ihmal edilmesi için ya $\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}$ ifadesinin sıfıra eşit olması gerekir ki bu durum, sıkıştırılamaz akış yaklaşımı için geçerlidir veya aşağıdaki varsayımın yapılması gerekir:

$$\lambda + \frac{3}{2}\mu = 0 \tag{4.31}$$

Stokes'un yaptığı bu varsayım halen tartışmalıdır. Ancak bu konu bu tez çalışmasının kapsamı dışındadır.

Gerilme ilişkileri momentum denklemlerinde yerine yazılırsa aşağıdaki Navier-Stokes denklemleri elde edilir (White, 1991):

$$\rho\frac{Du}{Dt} = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(2\mu\frac{\partial u}{\partial x} + \lambda\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] \tag{4.32a}$$

$$\rho\frac{Dv}{Dt} = \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left(2\mu\frac{\partial v}{\partial y} + \lambda\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right]$$

$$\rho\frac{Dw}{Dt} = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left(2\mu\frac{\partial w}{\partial y} + \lambda\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}\right)$$

Navier-Stokes denklemleri vektörel formda aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\rho\frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} = \rho\boldsymbol{g} - \boldsymbol{\nabla}p + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) + \delta_{ij}\lambda\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}\right] \tag{4.32b}$$

Denklem (4.32b) sıkıştırılamaz akış ve sabit viskozite için aşağıdaki formu alır:

$$\rho\frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} = \rho\boldsymbol{g} - \boldsymbol{\nabla}p + \mu\boldsymbol{\nabla}^2\boldsymbol{V} \tag{4.33}$$

4.1.3. Termodinamiğin Birinci Yasası (Enerjinin korunumu)

Termodinamiğin birinci yasası bir sisteme giren iş ve ısının sistemin toplam enerjisini artıracağını ifade eder:

$$dE = dQ + dW \tag{4.34}$$

Buradaki *E* sistemin toplam enerjisi; *Q* sisteme giren ısı enerjisini, *W* ise sistem üzerinde yapılan işi ifade eder. Birim hacim için enerji aşağıdaki gibi yazılır (White, 1991):

$$E = \rho\left(e + \frac{1}{2}V^2 - \boldsymbol{g}.\boldsymbol{r}\right) \tag{4.35}$$

Buradaki $\boldsymbol{r}$ ifadesi akışkanın yer değiştirmesini göstermektedir.

Kütle ve momentum denklemlerinde olduğu gibi, enerji denkleminde de birim zamandaki değişim maddesel türevler kullanılarak şu şekilde yazılabilir:

$$\frac{DE}{Dt} = \frac{DQ}{Dt} + \frac{DW}{Dt} \tag{4.36}$$

Bu durumda:

$$\frac{DE}{Dt} = \rho\left(\frac{De}{Dt} + V\frac{DV}{Dt} - \boldsymbol{g}.\boldsymbol{V}\right) \tag{4.37}$$

Q ve W ifadelerinin akışkan özelliklerine bağlı ifade edilmesi ile enerji denklemi çözülebilir hale getirilebilir.

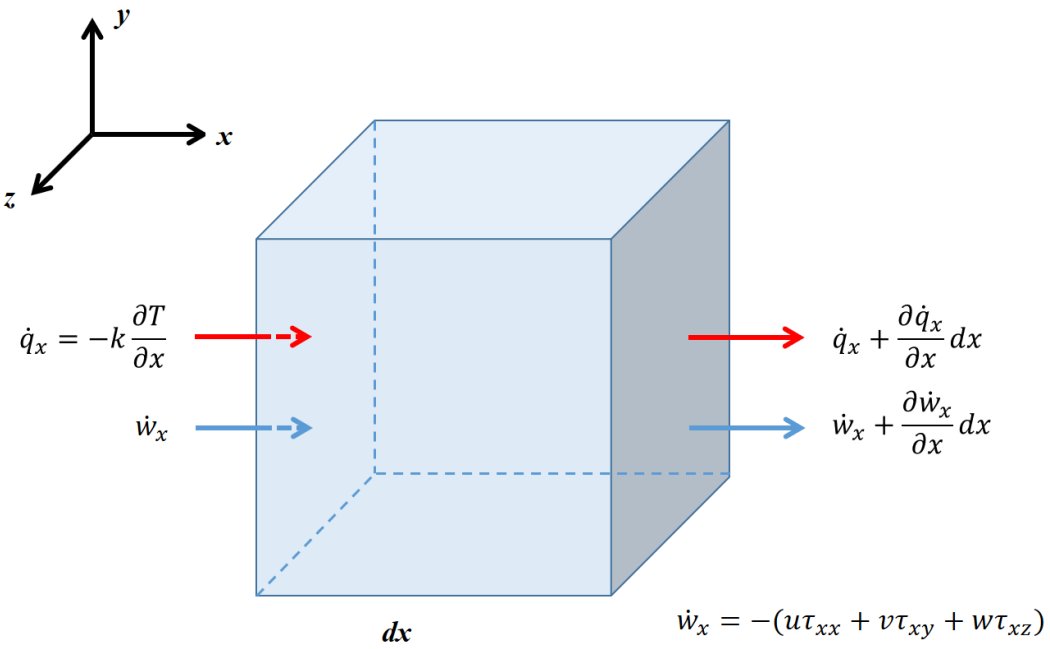
Fourier ısı iletim yasasına göre, ısı transferi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\dot{\boldsymbol{q}} = -k\boldsymbol{\nabla}T \tag{4.38}$$

Şekil 4.2 göz önünde bulundurulduğunda, hacim elemanının solundan ısı girişi $\dot{q}_x dydz$ kadar, sağından ısı çıkışı ise $\left(\dot{q}_x + \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x}dx\right)dydz$ kadar olacaktır. Böylece net ısı transferi $-\left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z}\right)dxdydz$ olur. Eleman hacmine bölünürse:

$$\frac{DQ}{Dt} = -\dot{\boldsymbol{q}} = \boldsymbol{\nabla}(k\boldsymbol{\nabla}T) \tag{4.39}$$

yazılabilir.



Şekil 4.2. Kontrol hacmi üzerinde tek yönde ısı ve iş giriş-çıkışlarının gösterimi (White, 1991).

Şekil 4.2'den sistem üzerinde yapılan iş $\dot{w}_x = -(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz})$, sistem tarafından yapılan iş ise $-\dot{w}_x - \frac{\partial \dot{w}_x}{\partial x}dx$ olduğu görülebilir. Net iş bu durumda aşağıdaki gibi yazılabilir (White, 1991):

$$\frac{DW}{Dt} = -\nabla \dot{w} = \frac{\partial}{\partial x}\left(u\tau_{xx} + v\tau_{xy} + w\tau_{xz}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(u\tau_{yx} + v\tau_{yy} + w\tau_{yz}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(u\tau_{zx} + v\tau_{zy} + w\tau_{zz}\right) \tag{4.40}$$

Denklem (4.40), vektörel formda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{DW}{Dt} = \boldsymbol{\nabla}.(\boldsymbol{V}.\tau_{ij}) \tag{4.41}$$

Sağ taraftaki terim aşağıdaki gibi iki farklı terime ayrıştırılabilir (White, 1991):

$$\boldsymbol{\nabla}.(\boldsymbol{V}.\tau_{ij}) = \boldsymbol{V}.(\boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij}) + \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{4.42}$$

Buradaki $\boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij}$ terimi momentum denklemindeki yüzey kuvvetleridir ve $\boldsymbol{f}_{yüzey}$ ile ifade edilmiştir. Böylece momentum denkleminden

$$\boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij} = \rho\left(\frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} - \boldsymbol{g}\right) \tag{4.43}$$

yazılabilir. Denklem (4.42)'de sağ taraftaki ilk ifade aşağıdaki gibi ifade edilebilir (White, 1991):

$$\boldsymbol{V}.\left(\boldsymbol{\nabla}.\tau_{ij}\right) = \rho\left(\boldsymbol{V}\frac{D\boldsymbol{V}}{Dt} - \boldsymbol{g}.\boldsymbol{V}\right) \tag{4.44}$$

Bu denklemin sağ tarafındaki terimler kinetik ve potansiyel enerji terimleridir. Denklem (4.36), (4.37), (4.39), (4.41) ve (4.42)'den faydalanarak aşağıdaki bağıntı yazılabilir (White, 1991):

$$\rho\frac{De}{Dt} = \boldsymbol{\nabla}.(k\boldsymbol{\nabla}T) + \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{4.45}$$

τ_{ij} denklemi göz önüne alınarak aşağıdaki eşitlik yazılabilir (White, 1991):

$$\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \tau'_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - p\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} \tag{4.46}$$

Denklem (4.4)'den faydalanılarak sıkıştırılabilir akışlar için de geçerli olmak üzere en genel hal için $p\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}$ ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir (White, 1991):

$$p\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V} = \rho\frac{D}{Dt}\left(\frac{p}{\rho}\right) - \frac{Dp}{Dt} \tag{4.47}$$

Denklem (4.47), Denklem (4.46)'de yerine ve Denklem (4.46), Denklem (4.45)'de yerine yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\rho\frac{D}{Dt}\left(e + \frac{p}{\rho}\right) = \frac{Dp}{Dt} + \boldsymbol{\nabla}.(k\boldsymbol{\nabla}T) + \tau'_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{4.48}$$

Burada $\left(e + \frac{p}{\rho}\right)$ terimi akışkanın entalpisini ifade eder. Denklem (4.48)'in sağ tarafındaki son terim ise viskoz disipasyon fonksiyonu olarak bilinir:

$$\Phi = \tau'_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \tag{4.49}$$

Kayma gerilmeleri yerine yazılarak viskoz disipasyon fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilebilir (White, 1991):

$$\Phi = \mu\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right] + \lambda\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \quad (4.50)$$

Denklem (4.31) göz önüne alındığında $\mu \geq 0$ ve $3\lambda + 2\mu \geq 0$ koşulu viskoz disipasyon fonksiyonunun pozitif olmasını garanti eder. Enerji denklemi viskoz disipasyon fonksiyonunu içerecek şekilde aşağıdaki gibi ifade edilebilir (White, 1991):

$$\rho\frac{D\hat{h}}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \boldsymbol{\nabla}.(k\boldsymbol{\nabla}T) + \Phi \quad (4.51)$$

Entalpi değişimi için aşağıdaki termodinamik bağıntı geçerlidir (Cengel & Boles, 2002):

$$d\hat{h} = c_p dT + (1 - \beta T)\frac{dp}{\rho} \quad (4.52)$$

Böylece enerji denklemi aşağıdaki şekli alır:

$$\rho c_p\frac{DT}{Dt} = \beta T\frac{Dp}{Dt} + \boldsymbol{\nabla}.(k\boldsymbol{\nabla}T) + \Phi \quad (4.53)$$

Sıkıştırılamaz akış durumunda sağ taraftaki ilk terim sıfır alınabilir. Viskoz disipasyon fonksiyonu hızın karesi ile orantılıdır. Düşük hızlarda viskoz disipasyon da ihmal edilebilir. Bu durumda ısıl iletkenlik de sabit kabul edilirse aşağıdaki denkleme ulaşılır:

$$\rho c_p\frac{DT}{Dt} \approx k(\boldsymbol{\nabla}^2 T) \quad (4.54)$$

4.1.4. RNG k-epsilon Türbülans Modeli

Türbülanslı akışlar temel denklemlerin doğrudan sayısal modellenmesi (DNS) ile modellenebildiği gibi, ölçek bazlı modeller (SRMS) ve Reynolds ortalamalı Navier-Stokes denklemleri (RANS) gibi simülasyon modelleri ile de modellenebilmektedir. Türbülanslı akışın detaylarının ve geçici rejim etkilerinin tahmin edilmesi için DNS veya SRMS modelleri kullanılmaktadır. Ancak bu modellerin hesaplama maliyetleri büyük ölçekli geometriler ve yüksek *Re* sayıları için oldukça yüksektir ve sınırlayıcıdır.

k-epsilon modelleri, başta endüstriyel uygulamalar olmak üzere sıkça kullanılan RANS türbülans modellerinden biridir. Bu çalışmada da Kagome kiriş yapılar üzerinden

türbülanslı akış RNG k-epsilon iyileştirilmiş duvar yaklaşımı türbülans modelinden yararlanılarak çözülmüştür.

Yüksek Reynolds sayısına sahip türbülanslı akışta, hızın bileşenlerinin tam olarak hesaplanması mümkün olmadığı için; standart türbülans analizi, zaman ortalaması alınmış değerler ile bu değerlerde oluşan çalkantıları ayrı ele alır. Sabit özelliklere sahip sıkıştırılamaz türbülanslı akış ele alındığında; hız, sıcaklık ve basınç değişkenleri zaman ortalaması ve çalkantı bileşeni cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir (White, 1991):

$$u = \bar{u} + u' \qquad p = \bar{p} + p' \tag{4.55}$$

$$v = \bar{v} + v' \qquad T = \bar{T} + T'$$

$$w = \bar{w} + w'$$

Temel denklemlerde bu değişkenlerin kullanılması ile momentum denklemi aşağıdaki hali alır (Ansys Fluent, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_\iota' u_j'}\right) \tag{4.56}$$

Eşitliğin sağ tarafındaki son terimde yer alan Reynolds gerilmeleri, Boussinesq hipotezi kullanılarak (Hinze, 1975), hız gradyanları cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Ansys Fluent, 2013):

$$-\rho\overline{u_\iota' u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho\acute{k} + \mu_t\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\delta_{ij} \tag{4.57}$$

k-epsilon modelinde iki ek terim ile türbülans izotropik olarak modellenmektedir. Bu terimlerden ilki türbülans kinetik enerjisini ($\acute{k}$) diğeri türbülans kinetik enerjisinin sönümlenmesini (ϵ) temsil etmektedir. Denklem (4.57) de yer alan μ_t türbülans viskozitesidir ve RNG k-epsilon modelinde aşağıdaki gibi tanımlanır (Ansys Fluent, 2013):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\acute{k}^2}{\epsilon} \tag{4.58}$$

Buradaki C_μ sabit bir katsayıdır. RNG k-epsilon modelinde bu iki değişken için $\acute{k}$ ve epsilon denklemleri aşağıdaki gibidir (Ansys Fluent, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \acute{k} u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_{\acute{k}} \mu_{eff})\frac{\partial \acute{k}}{\partial x_j}\right] + G_{\acute{k}} - \rho\epsilon \tag{4.59}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\alpha_{\epsilon} \mu_{eff})\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{\acute{k}} G_{\acute{k}} - C_{2\epsilon}\rho\frac{\epsilon^2}{\acute{k}} - R_{\epsilon} \tag{4.60}$$

Buradaki $C_{1\epsilon}$ ve $C_{2\epsilon}$ sabitlerdir. $\alpha_{\acute{k}}$ ve α_{ϵ} ise sırasıyla, $\acute{k}$ ve ϵ için efektif Prandtl sayılarının tersidir ve aşağıdaki analitik bağıntı aracılığı ile hesaplanır (Ansys Fluent, 2013):

$$\left|\frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929}\right|^{0.6321} \left|\frac{\alpha - 2.3929}{\alpha_0 - 2.3929}\right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \tag{4.61}$$

Burada, $\alpha_0 = 1$'dir. Yüksek *Re* limiti için $\left(\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1\right)$ $\alpha_{\acute{k}}$ ve α_{ϵ} yaklaşık olarak 1.393'tür (Ansys Fluent, 2013).

Denklem (4.59)'de görülen $G_{\acute{k}}$ viskoz kuvvetlerden dolayı oluşan türbülans üretimini ifade eder ve şu şekilde tanımlanır (Ansys Fluent, 2013):

$$G_{\acute{k}} = -\rho\overline{u_i{}' u_j{}'}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{4.62}$$

$G_{\acute{k}}$ aşağıdaki şekilde ifade edilebilir (Ansys Fluent, 2013):

$$G_{\acute{k}} = \mu_t S^2 \tag{4.63}$$

Buradaki S ortalama şekil değiştirme hızı modülü tensörünü gösterir ve aşağıdaki gibi tanımlanır (Ansys Fluent, 2013):

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \tag{4.64}$$

Denklem (4.156)'de verilen R_{ϵ} terimi ise RNG modelini standart modelden ayıran belirleyici bir parametredir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır (Ansys Fluent, 2013):

$$R_{\epsilon} = \frac{C_{\mu}\rho\zeta^3\left(1 - \frac{\zeta}{\zeta_0}\right)}{1 + \beta\zeta^3}\frac{\epsilon^2}{\acute{k}} \tag{4.65}$$

Burada $\zeta \equiv S\acute{k}/\epsilon$, $\zeta_0 = 4.38$ ve $\beta = 0.012$'dir. Denklem (4.65), Denklem (4.60)'da yerine yazıldığında aşağıdaki ifade elde edilir (Ansys Fluent, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\alpha_\epsilon \mu_{eff}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + C_{1\epsilon}\frac{\epsilon}{\acute{k}}G_{\acute{k}} - C_{2\epsilon}^{*}\rho\frac{\epsilon^2}{\acute{k}} \tag{4.66}$$

Buradaki $C_{2\epsilon}^{*}$ Renormalizasyon Grup Teorisi kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilmiştir (Yakhot & Orszag, 1986):

$$C_{2\epsilon}^{*} = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \zeta^3 (1 - \frac{\zeta}{\zeta_0})}{1 + \beta\zeta^3} \tag{4.67}$$

Denklem (4.163)'den anlaşılacağı üzere $\zeta < \zeta_0$ olduğu durumda, R terimi $C_{2\epsilon}^{*}$ terimine pozitif yönde katkı sağlarken, $\zeta > \zeta_0$ olduğu durumda $C_{2\epsilon}^{*}$ terimini küçültmektedir. Bunun bir sonucu olarak RNG modeli düzlem levha üzerinden akış gibi zayıf ve orta ölçekte gerilmeleri içeren akışlarda standart modele yakın sonuçlar verirken, akış ayrılmalarına ve kompleks geometrilere sahip, ani gerilmeleri içeren akışlarda standart modele göre daha düşük türbülans viskozitesi üretir. Bundan dolayı RNG modeli ani gerilmelere ve akım çizgisi kavislerine, standart k-epsilon modeline göre daha iyi tepki verir ve bazı akışlar için standart k-epsilon modelinden daha üstün performans sergiler (Ansys Fluent, 2013).

RNG k-epsilon modeli için sabitler aşağıdaki gibidir (Ansys Fluent, 2013):

$$C_\mu = 0.845, \qquad C_{1\epsilon} = 1.42\,, \qquad C_{2\epsilon} = 1.68 \tag{4.68}$$

k-epsilon modelinde enerji denklemi ise aşağıdaki şekli alır (Ansys Fluent, 2013):

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho C_p T\right) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[u_i(\rho C_p T + p)\right] = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(k_{eff}\frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i\left(\tau_{ij}\right)_{eff}\right) \tag{4.69}$$

Viskoz ısınmaları ifade eden $\left(\tau_{ij}\right)_{eff}$ deviatorik gerilme tensörüdür ve aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$\left(\tau_{ij}\right)_{eff} = \mu_{eff}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) - \frac{2}{3}\,\mu_{eff}\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\delta_{ij} \tag{4.70}$$

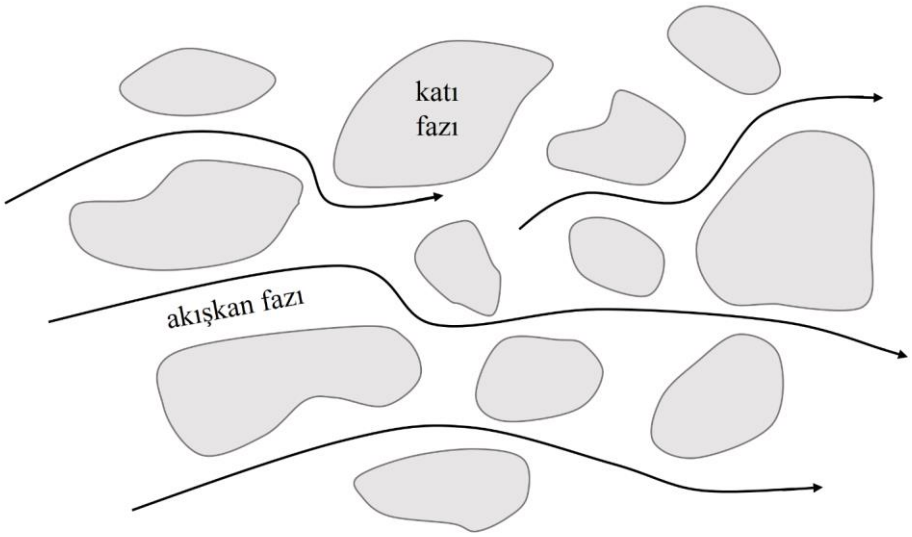
Denklem (4.69)'daki k_{eff} efektif ısıl iletkenlik katsayısıdır ve aşağıdaki gibi ifade edilir (Ansys Fluent, 2013):

$$k_{eff} = \alpha c_p \mu_{eff} \tag{4.71}$$

Buradaki α Denklem (4.61)'den $\alpha_0 = 1/Pr = k/\mu c_p$ kabulü yapılarak elde edilir (Ansys Fluent, 2013).

4.2. Hacimsel Ortalama Yöntemi

Gözenekli ortamlarda, Şekil 4.3'te görüldüğü gibi, katı ve boşluk (akışkan) bölgeleri mevcuttur. Gözeneklerin içindeki akışın üç boyutlu olarak modellenmesi, çoğunlukla karmaşık ve zaman alıcıdır. Bu durumda hacimsel ortalama yöntemi kullanılır. Ancak, bunun yapılabilmesi için yeteri kadar büyük bir kontrol hacminin seçilmesi gereklidir. Hacimsel ortalama yöntemi olarak isimlendirilen bu yaklaşım için temel denklemler ve sınır şartları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.3. Gözenekli yapı içerisinde akış.

Aşağıdaki notasyonlarda, katı için *s*, akışkan için ise *f* indisi kullanılmıştır. Akışkan için süreklilik denklemi sıkıştırılamaz akışkan kabulü ile aşağıdaki şekildedir:

$$\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{V}_f = 0 \tag{4.72}$$

Akışkan için momentum denklemi ise aşağıdaki şekilde ifade elde edilebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho_f \frac{\partial \boldsymbol{V_f}}{\partial t} + \rho_f \boldsymbol{V_f}.\boldsymbol{\nabla V_f} = -\nabla p_f + \rho_f \boldsymbol{g} + \mu_f \boldsymbol{\nabla^2 V_f} \tag{4.73}$$

Momentum denklemi için kaymama koşulu aşağıdaki gibidir:

$$\boldsymbol{V_f} = 0 \quad (A_{sf}) \tag{4.74}$$

Burada A_{sf} katı-akışkan ara yüzeyini ifade eder. Akışkan tarafı için enerji denklemi viskoz etkiler ihmal edilerek aşağıdaki gibi yazılabilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$(\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \left(\boldsymbol{V}_f . \boldsymbol{\nabla} T_f\right) = \boldsymbol{\nabla} . (k_f \boldsymbol{\nabla} T_f) \tag{4.75}$$

Akışkan için sınır koşulları, katı-akışkan ara yüzeyinde oluşur ve aşağıdaki gibidir:

$$T_f = T_s \ (A_{sf}) \tag{4.76}$$

$$\boldsymbol{n}_{fs} . k_f \boldsymbol{\nabla} T_f = \boldsymbol{n}_{fs} . k_s \boldsymbol{\nabla} T_s + \Omega \ (A_{sf}) \tag{4.77}$$

Burada, Ω ifadesi ise katı-akışkan ara yüzeyinde oluşan ısı üretimini gösterir. $\boldsymbol{n}_{fs}$ ise ara yüzeyin akışkandan katıya doğru normalini ifade eder.

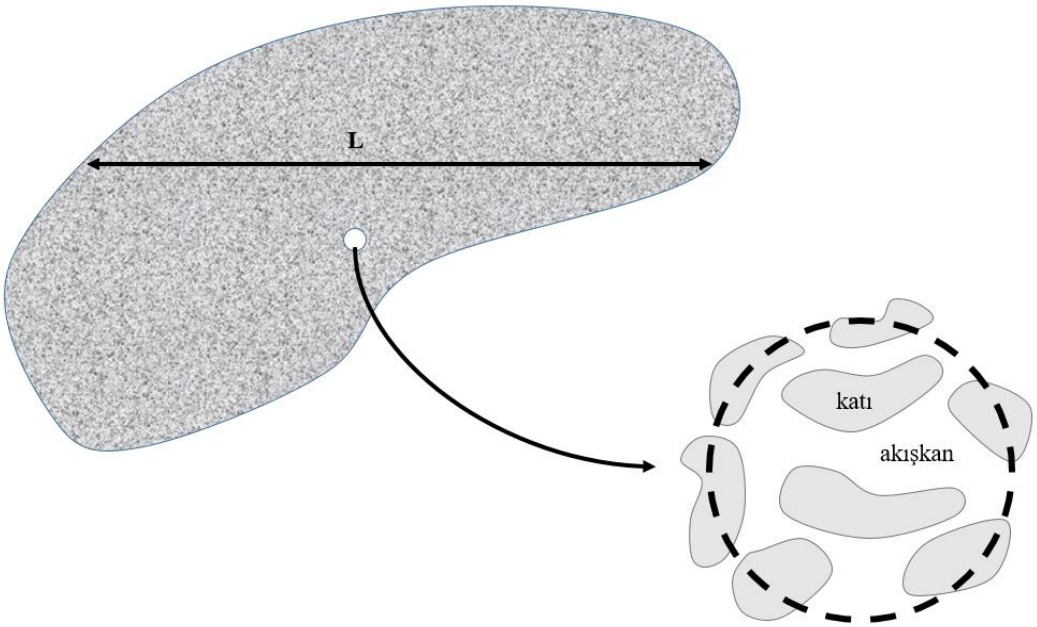
Katı tarafı için enerji denklemi ise şu şekildedir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\left(\rho c_p\right)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} = \boldsymbol{\nabla} . k_s \boldsymbol{\nabla} T_s + \Theta_s \tag{4.78}$$

Buradaki Θ_s ifadesi katı içerisindeki ısı üretimini gösterir.

Tüm bu mikroskobik denklemlerin gözenekli ortamlarda makroskobik olarak yazılması için hacimsel ortalama yöntemi kullanılır.

Kütle, enerji ve momentum denklemlerini hacimsel ortalamaya göre ifade etmek için öncelikle bir kontrol hacmi seçilmelidir. Seçilen kontrol hacmi, gözeneklerden büyük, ancak olabildiğince küçük olmalıdır. Hacim ortalaması alınan elemanlar arasında dalgalanmalar olmaması seçilecek hacmin büyüklüğü için önem arz eder. Şekil 4.4'te hacimsel ortalama için seçilmiş bir kontrol hacmi görülmektedir.



Şekil 4.4. Hacimsel ortalama için seçilen kontrol hacmi (Quintard & Whitaker, 2000).

Hacimsel ortalama yönteminde, herhangi bir büyüklüğün iki farklı şekilde ortalaması alınabilir. Bunlardan ilki sathi (superficial) ortalama, ikincisi ise yapısal (intrinsic) ortalamadır. Bu iki ortalamanın ne ifade ettiğini anlamak için hız ortalaması ele alınabilir. Sathi ortalama hız tüm hacim göz önüne alınarak elde edilen hızı ifade eder. Yapısal ortalama hız için ise akışkan hacmi göz önüne alınır. Herhangi bir özellik (ψ) için sathi ve yapısal ortalama aşağıdaki gibidir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\langle \psi_f \rangle = \frac{1}{V} \int_{V_f} \psi_f dV \tag{4.79}$$

$$\langle \psi_f \rangle^f = \frac{1}{V_f} \int_{V_f} \psi_f dV \tag{4.80}$$

Bu iki ortalama arasındaki ilişkiyi ise gözeneklilik değeri belirler:

$$\langle \psi_f \rangle = \varepsilon \langle \psi_f \rangle^f \tag{4.81}$$

Gözeneklilik, boşluk (akışkan) hacminin toplam hacme oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_f + V_s} \tag{4.82}$$

Bu ifadeler tanımlandıktan sonra, sıra kütle, enerji ve momentum denklemlerinin ifade edilmesine gelir. Ancak, bu denklemler ele alındığında bir gradyenin veya diverjansın

hacimsel ortalaması ile karşılaşılır. Denklemlerin çözülebilmesi için ortalamanın gradyanı veya diverjansına ihtiyaç duyulur. Bu durumda, aşağıda verilen uzaysal ortalama teoremi (spatial averaging theorem) kullanılabilir (Gray, Leijnse, Kolar, & Blain, 1993; Howes & Whitaker, 1985; Whitaker, 1999):

$$\langle \nabla \psi_f \rangle = \nabla \langle \psi_f \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \psi_f dA \tag{4.83}$$

Burada ilk terim herhangi bir özelliğin gradyanının yüzeysel ortalamasını, ikinci terim herhangi bir özelliğin yüzeysel ortalamasının gradyanını ifade etmektedir. Üçüncü terim ise akışkan ve katı ara yüzeylerinde söz konusu büyüklüğün birim normal (akışkandan katıya) ile çarpımının integralinin toplam hacme bölünmesiyle elde edilir. Buradaki üç terim de vektöreldir. Bu teorem kullanılarak elde edilen kütle, enerji ve momentum denklemleri ilerleyen alt bölümlerde sunulmuştur.

4.3. Gözenekli Yapılarda Akış ve Isı Transferi İçin Ampirik Modeller

4.3.1. Akışa Ait Modeller

Gözenekli yapılarda akışa ait modeller incelenirken öncelikle gözenekli yapılarda basınç düşüşü ile ilgili ampirik modeller ele alınmıştır.

4.3.1.1. Darcy Rejimi

Gözenekli yapılarda akış ile ilgili bilinen ilk çalışma 1850'li yıllarda, Henry Darcy tarafından gerçekleştirilmiştir. Darcy geliştirdiği deney düzeneği ile gözenekli yapı içerisinden geçen akışkanların basınç düşüşünün hız ile doğru orantılı ve henüz bilinmeyen başka bir değerle ters orantılı olduğunu saptamıştır (Darcy, 1856). Darcy tarafından geliştirilen bağıntı aşağıda verilmiştir:

$$\frac{d\langle p \rangle^f}{dx} = -\frac{1}{k_D} \langle u \rangle \tag{4.84}$$

Bu ampirik bağıntı literatürde yaygın olarak ifade edilen Darcy Yasası'ndan farklıdır. Darcy sadece su ile deneyler yaptığı için önerdiği denklemde viskoziteden bahsetmemiştir (Lage, 1998). Daha sonra Hazen (1893), farklı sıcaklıktaki akışlarda basınç düşüşünü incelerken viskozite ile olan ilişkiyi keşfetmiştir. Bu ilişkinin de

eklenmesi ile Darcy Yasası olarak bilinen Hazen-Darcy bağıntısı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = -\frac{\mu}{K}\langle u\rangle \tag{4.85}$$

Bu ifade laminer akışta düşük Reynolds sayıları için geçerlidir. Denklemde yer alan $\frac{d\langle p\rangle^f}{dx}$ terimi, akış yönünde oluşan basınç düşüşünü ifade etmektedir. *K* ise o yıllarda yeni tanımlanan bir parametredir ve geçirgenlik olarak ifade edilir. Bu parametre gözenekli yapının bir özelliğidir ve gözenekli yapının fiziksel durumu (bağ yapısı, gözenek yapısı vs.) ile doğrudan ilgilidir. Kullanılan hız ise Darcy hızı olarak bilinir ve bir önceki bölümde tanımlanan sathi hızı ifade eder.

Geçirgenliğin tanımlanmasında kullanılan en önemli teorilerden biri de Kozeny-Carman teorisidir (Carman, 1937; Kozeny, 1927). Bu teori Hagen-Poiseuille denklemi ile Darcy denkleminin birleşiminden oluşur. Hagen-Poiseuille denkleminde d_c çapına sahip bir kanaldaki akışta basınç düşüşü aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = -\frac{32\mu\langle u\rangle^f}{{d_c}^2} \tag{4.86}$$

Bu denklemde, Darcy denkleminden farklı olarak yapısal hızın kullanıldığına dikkat edilmelidir. Yapısal hız, Dupit-Forchheimer ilişkisi kullanılarak (yani gözeneklilik ile çarpılarak) sathi ortalamaya dönüştürülebilir. Düz bir boru için elde edilmiş olan Hagen-Poiseuille denklemine akış yatağı terimini de eklenilerek ve Denklem (4.85) ile (4.86) birleştirilerek (Özgümüş, 2015), Kozeny (1927) tarafından önerilen aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir:

$$K = \frac{{d_f}^2\varepsilon}{32\chi} \tag{4.87}$$

Kozeny (1927) tarafından önerilen Denklem (4.87), Carman (1937) tarafından dolgulu yataklar için yeniden uyarlanmıştır ve Kozeny-Carman denklemi ismini almıştır:

$$K = \frac{\varepsilon^3}{{A_0}^2(1-\varepsilon)^2 k_k} \tag{4.88}$$

Denklemde geçen A_0 ifadesi, katı-akışkan yüzey alanının katı hacmine bölümünü göstermektedir. k_k ise Kozeny sabiti olarak isimlendirilir ve akışın izlediği yol (akış yatağı), parçacık şekilleri ve bağlantıları gibi etkileri kapsamaktadır (Özgümüş, 2015). Küresel parçacıklar için $A_0 = 6/d$, denklem aşağıdaki formu alır:

$$K = \frac{\varepsilon^3 d^2}{36(1-\varepsilon)^2 k_k} \tag{4.89}$$

Buradaki *d* küresel parçacıkların çapıdır.

Silindir üzerinden akış durumunda ise $A_0 = 4/d$ dir ve d silindir çapıdır. Bu durumda eşitlik (2 boyutlu durumu da kapsayacak şekilde) aşağıdaki formu alır:

$$K = \frac{\varepsilon^3 d^2}{16(1-\varepsilon)^2 k_k} \tag{4.90}$$

4.3.1.2. Darcy Sonrası Rejimler (Hazen-Dupuit-Darcy Modeli)

Re sayısının arttığı durumlarda basınç düşüşünün hızın karesiyle orantılı olarak artış gösterdiği gözlenmiştir. Lage (1998), bu ilişkiyi ifade eden ikinci dereceden terimin ilk olarak Forchheimer tarafından değil Dupuit tarafından (açık kanallardaki akış için geliştirilen Prony bağıntısından esinlenerek) önerildiğini belirtmiştir. Önerilen bağıntı aşağıdaki şekildedir:

$$\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = -\alpha\langle u\rangle - \beta(\langle u\rangle)^2 \tag{4.91}$$

Belirli bir yönde akışa karşı direnç akışkan yoğunluğu ve akış hızının karesi ile doğru orantılı olduğundan, Denklem (4.74) (Hazen-Dupuit-Darcy Denklemi) aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = -\frac{\mu}{K}\langle u\rangle - C\rho(\langle u\rangle)^2 \tag{4.92}$$

Bu ifadede geçen ρ akışkan yoğunluğu, *C* ise geçirgen gözenekli yapıdaki katı matris yapısının form katsayısıdır. Denklem (4.92)'te eşitliğin sağ tarafındaki iki terim, sırasıyla, gözenekli yapının akışkana uyguladığı toplam viskoz kuvvetleri ve toplam form kuvvetlerini ifade eder.

İlerleyen yıllarda, Ward (1964), Denklem (4.75)'teki C yerine $c/K^{1/2}$ ifadesinin kullanılmasını önermiştir ve buradaki c (boyutsuz) katsayısının, evrensel bir sabit olduğunu ve değerinin yaklaşık olarak 0.55'e eşit olduğunu öne sürmüştür (Nield & Bejan, 2006). Ward (1964) akış hızı ile basınç düşüşü arasındaki ilişkinin sadece akışkan viskozitesi, akışkan yoğunluğu ve gözenekli yapının geçirgenliğine bağlı olduğunu varsaymıştır. Bu yüzden, form katsayısı C'yi de sadece geçirgenlik ile ilişkilendirmiştir. (Lage, 1998) bu yaklaşımın, geçirgenliğin gözenekli yapının formu ile değil efektif yüzey uzunluğu ile ilgili olduğunu ifade ederek, yanlış olduğunu belirtmiştir. Daha sonra yapılan çalışmalar ayrıca c'nin sabit olmadığını göstermiştir (Antohe, Lage, Price, & Weber, 1997; Beavers & Sparrow, 1971).

Lage (1998), Denklem (4.92)'te eşitliğin sağ tarafında bulunan yoğunluk ile hızın karesinin çarpımını içeren terimin belirli durumlarda atalet terimi hızın karesine bağlı olduğundan çoğu çalışmada hatalı bir şekilde "eylemsizlik kuvveti" veya "eylemsizlik terimi" olarak adlandırıldığını ifade etmiştir. Lage (1998) sabit momentuma sahip bir akış ele alındığında bu akışta atalet kuvvetleri (momentumun zamanla değişimi) sıfır olduğundan bu terimin atalet ile ilgisinin diğer bütün kuvvet terimleri kadar olduğunu belirtmiştir. Lage (1998) ayrıca bu yanlış değerlendirme sonucu hızın karesi ile ilgili olan terimin türbülans ile ilişkilendirilmesi gibi (Beavers & Sparrow, 1971; Ergun, 1952; Ward, 1964) başka yanlışlara da yol açtığını ifade etmiştir. Lineer denklemden ikinci derece denkleme geçiş için tanımlanan Reynolds sayısı da Lage (1998)'ye göre hatalıdır. Çünkü bu tanımlama da hatalı şekilde eylemsizlik kuvvetlerinin, viskoz kuvvetlere oranı ifade edilmektedir:

$$Re_K = \frac{\rho \langle u \rangle K^{1/2}}{\mu} \tag{4.93}$$

Lage (1998), Darcy rejiminden çıkışın nerede olduğunun belirlenmesi için tanımlanan Reynolds sayısının form kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı biçiminde olması gerektiğini belirtmiştir ve bu amaçla aşağıdaki ifadeyi önermiştir:

$$\frac{D_C}{D_\mu} = \frac{\rho C K}{\mu} \langle u \rangle \tag{4.94}$$

Gözenekli yapılar için başka bir model ise Ergun (1952) tarafından dolgulu yataklar üzerine yapılan çalışmada önerilmiştir. Bu çalışmada, ilk olarak, Hazen-Dupuit-Darcy denklemi aşağıdaki gibi düzenlemiştir:

$$\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = \frac{\mu}{K}\langle u\rangle + \rho C(\langle u\rangle)^2 \tag{4.95}$$

Daha sonra C'nin geçirgenlikle ilişkisi aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$C = \frac{C_E}{\sqrt{K}} \tag{4.96}$$

Geçirgenlik ve C_E için bağıntılar aşağıdaki gibi önerilmiştir:

$$C_E = \frac{B}{(150\varepsilon^3)^{1/2}}\,, \qquad K = \frac{{D_p}^2\varepsilon^3}{\mathrm{A}(1-\varepsilon)^2} \tag{4.97}$$

Bu denklemde form etkilerinin, gözeneklilik ile geçirgenliğin ise D_p parçacık çapı ve gözeneklilik ile ilişkili olduğu görülmektedir. A ve B katsayıları, deneysel sabitler olarak ifade edilmiş ve varsayılan olarak, sırasıyla, 150 ve 1.75 değerlerinin kullanılması önerilmiştir. Günümüzde, halen metal köpükler veya hücresel metaller için önerilen çoğu bağıntı Ergun denklemi temel alınarak oluşturulmaktadır (G. Fourie & P. Du Plessis, 2002; Tadrist vd., 2004; Woudberg & Du Plessis, 2016).

4.3.1.3. Metal Köpükler İçin Modeller

1990 yılından sonra metal köpüklerin yaygınlaşmasıyla birlikte bu yapılarda basınç düşüşünün incelendiği çalışmalar giderek artmıştır. Basınç düşüşü ile ilgili önerilen ilk modellerde Ergun modeli temel alınmıştır.

Du Plessis vd. (1994) Ergun denklemindeki katsayıları yüksek gözenekli köpük malzemeler için parametrik olarak belirlemiştir. Geçirgenlik için *K*, form etkileri için *F* notasyonu kullanılmıştır. Böylece basınç düşüşü aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$-\frac{d\langle p\rangle^f}{dx} = \frac{\mu}{K}\langle u\rangle + \frac{\rho F}{\sqrt{K}}(\langle u\rangle)^2 \tag{4.98}$$

Burada *F* ve *K* parametreleri akış yatağına (tortuosity) ve tanımlanan temsili kübik birim hücrenin (CRUC) büyüklüğüne bağlı olarak ifade edilmiştir. Temsili hücrenin büyüklüğü aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$d = \frac{D_p}{\sqrt{3\varepsilon/\chi}} \tag{4.99}$$

Buna bağlı olarak *K* ve *F* parametreleri aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$K = d^2 \frac{\varepsilon^2}{36\chi(\chi-1)} \qquad F = \frac{2.05\chi(\chi-1)}{\varepsilon^2(3-\chi)} \frac{\sqrt{K}}{d} \tag{4.100}$$

Bu denklemlerde yer alan akış yatağı terimi ise Du Plessis (1992) tarafından daha önce yapılan bir çalışmada gözenekliliğe bağlı olarak ifade edilmiştir.

Calmidi (1999) gerçekleştirdiği çalışmada deneysel sonuçlara bağlı olarak Ergun denklemindeki *K* ve *F* (C_E) parametreleri için aşağıdaki bağıntıları önermiştir:

$$K = 0.00073(1-\varepsilon)^{-0.224}\left(\frac{d_f}{d_p}\right)^{-1.11} \tag{4.101}$$

$$F = 0.00212(1-\varepsilon)^{-0.132}\left(\frac{d_f}{d_p}\right)^{-1.63} \tag{4.102}$$

Burada, parametreler Du Plessis vd. (1994)'in yaptığı gibi akış yatağına bağlı ifade edilmek yerine, bağ çapı (d_f) ve delik çapına (d_p) bağlı ifade edilmiştir. Bu büyüklüklerin elde edilmesi akış yatağı değerinin elde edilmesine göre daha pratik görünmektedir.

Kim vd. (2000), metal köpüklerdeki basınç düşüşünü Ergun (1952) denklemindeki parametreler yerine kanaldaki sürtünme faktörüne bağlı ifade etmiştir. Yapılan çalışmada öncelikle kanal yüksekliğine bağlı Reynolds ve Darcy sayıları tanımlanmış ve ardından sürtünme faktörünün bu parametrelere bağlı ifadesi ampirik olarak elde edilmiştir:

$$Re_H = \frac{\langle u \rangle H}{\nu}, \quad Da = \frac{K}{H^2}, \quad f = \frac{(d\langle p \rangle^f/dx)H}{\rho\langle u \rangle^2} \tag{4.103}$$

$$f = \frac{1}{Re_H Da} + \frac{0.105}{\sqrt{Da}} \tag{4.104}$$

Buradaki *Da* sayısının sadece geçirgenliğe bağlı olması, önerilen korelasyonu da sadece geçirgenliğe bağlı hale getirmektedir.

Bir diğer çalışmada Paek vd. (2000) tarafından sadece alüminyum metal köpükler için geçirgenliğe bağlı Reynolds sayısına bağlı bir korelasyon geliştirilmiştir. Söz konusu çalışmada *Re* ve sürtünme faktörü ifadeleri aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$Re_K = \frac{\rho\langle u\rangle\sqrt{K}}{\mu} \qquad f = \frac{(d\langle p\rangle^f/dx)\sqrt{K}}{\rho\langle u\rangle^2} \tag{4.105}$$

Sürtünme faktörü ise yapılan deneyler sonucunda aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$f = \frac{1}{Re_K} + 0.105 \tag{4.106}$$

Elde edilen bu korelasyonda, gözeneklilik, Denklem (4.104)'te bulunan *Da* sayısı yerine Reynolds sayısı ile bağıntıya dâhil edilmiştir. Önerilen *Re* tanımının, Lage tarafından eleştirildiği göz önünde bulundurulmalıdır.

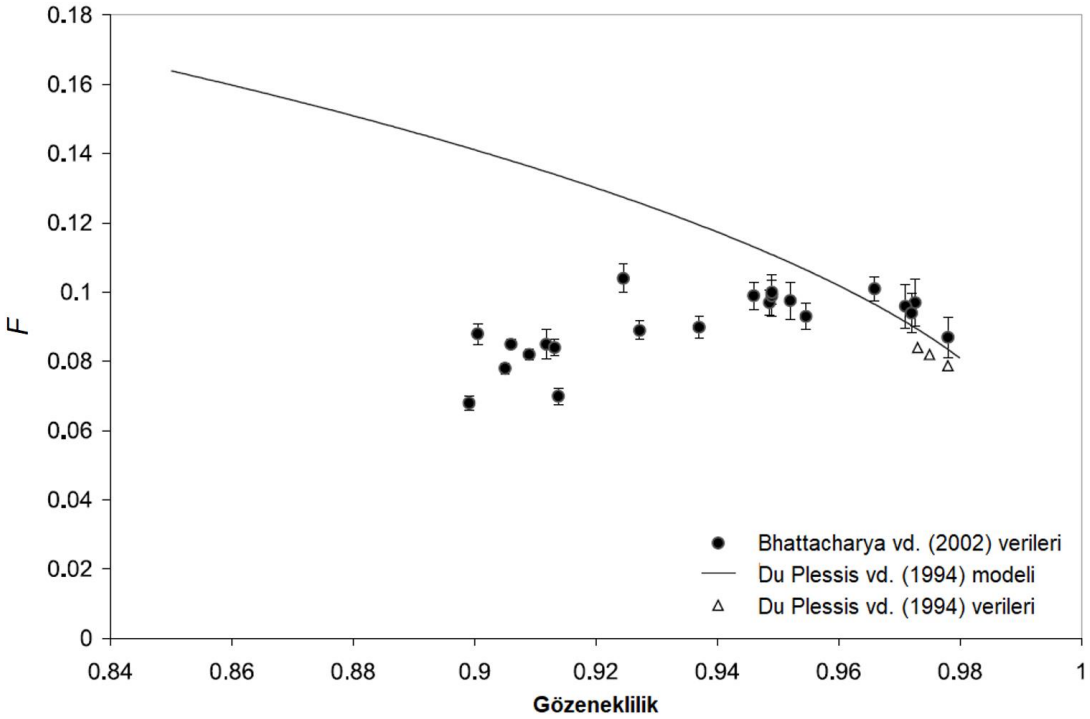
Bhattacharya vd. (2002), Ergun denklemindeki C_E ifadesini deneysel olarak elde etmişlerdir. Araştırmacılar, Du Plessis vd. (1994)'nin çalışmasında incelediği numunelerin oldukça dar bir bölgeyi kapsadığını ve bahsi geçen modelin, geçirgenlik için tahminlerinin yüksek olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, Du Plessis vd. (1994)'nin yaptığı çalışmada, 45-100 PPI değerleri arasında çok küçük gözeneklilik çaplarına sahip metal köpükleri incelemesi ve incelediği metal köpüklerin gözenekliliklerinin 0.973 ile 0.978 arasında olmasından dolayı bu modelin sadece küçük gözeneklilik çaplarında uygun olduğu vurgulanmıştır. Bhattacharya vd. (2002) Denklem (4.100)'deki akış yatağı ifadesi için aşağıdaki bağıntı önerilmiştir:

$$\frac{1}{\chi} = \frac{\pi}{4\varepsilon}\left\{1 - \left(1.18\sqrt{\frac{(1-\varepsilon)}{3\pi}}\frac{1}{G}\right)^2\right\} \tag{4.107}$$

Burada *G*, şekil fonksiyonudur ve aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$G = 1 - e^{-(1-\varepsilon)/0.04} \tag{4.108}$$

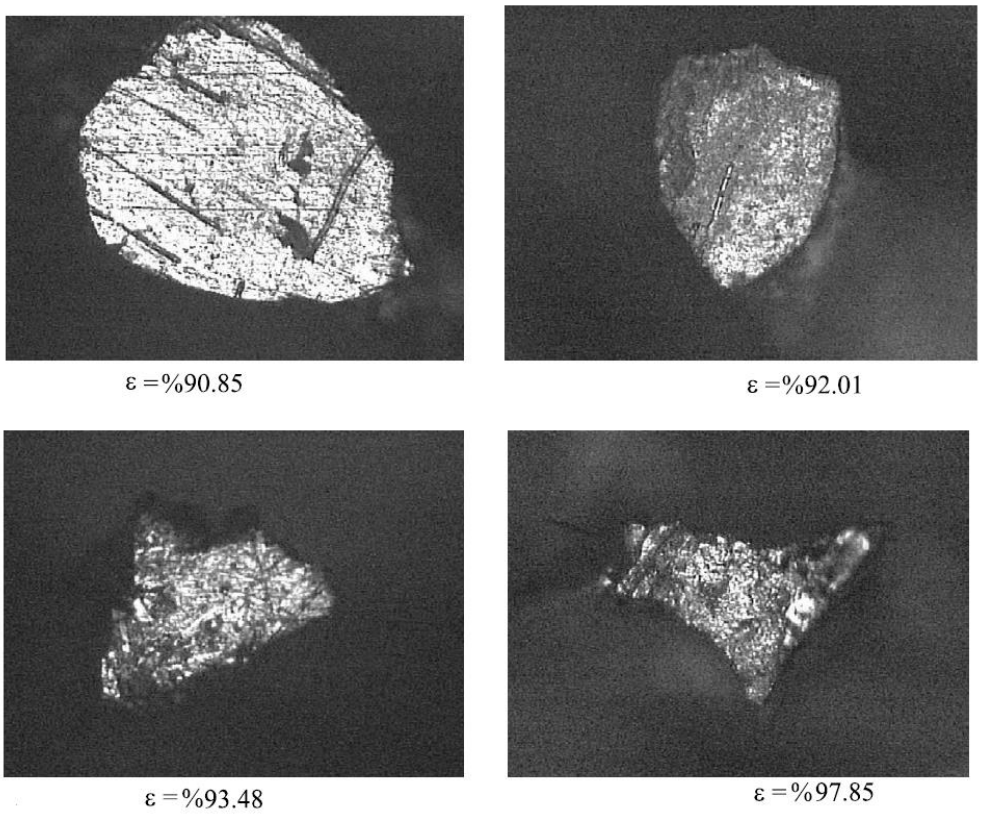
Bhattacharya vd. (2002), Du Plessis vd. (1994)'in önerdiği form katsayısının elde ettikleri deney sonuçlarından oldukça farklı sonuçlar ürettiğini, bu ifadenin Şekil 4.5'te gösterildiği gibi, sadece yüksek gözenekliliğe sahip metal köpükler için doğru sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.



Şekil 4.5. Form katsayısı değerlerinin kıyaslanması (Bhattacharya vd., 2002).

Bhattacharya vd. (2002), form katsayısının akışın bağlar üzerinden geçerken karşılaştığı sürüklenme kuvvetinden kaynaklandığını ve bu yüzden bağların geometrisine bağlı olması gerektiğini özellikle vurgulamıştır. İlgili çalışmada, bağlar, ayrıntılı olarak incelenmiş ve farklı gözeneklilik değerlerinde fotoğraflanmıştır. Şekil 4.6'da görüldüğü gibi 0.9085 ile 0.9785 arasında bağ yapıların kesit geometrisi, gözeneklilik değeri arttıkça, daireden konkav üçgen bir yapıya dönüşmektedir. Bu nedenle, yapılan çalışmada gözeneklilik ile ilgili iki bölge tanımlanmıştır. Bunlardan birincisi, bağ kesitinin daireden konkav üçgene dönüştüğü $0.85 < \varepsilon < 0.97$ aralığına, diğeri ise $\varepsilon \geq 0.97$ aralığına karşılık gelmektedir. Form katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$F = 0.095 \frac{\overline{C_D}}{12} \sqrt{\frac{\varepsilon}{3(\chi - 1)}} \left(1.18 \sqrt{\frac{(1-\varepsilon)}{3\pi}} \frac{1}{G} \right)^{-1} \tag{4.109}$$



Şekil 4.6. Farklı gözeneklilik değerleri için yapılar (Bhattacharya vd., 2002).

Bu denklemde yer alan C_D gözenekliliğe bağlı olarak ifade edilmiştir. Bağların, ε = 0.85 değeri için daire ve ε = 0.94 değeri için eşkenar üçgen olduğu belirlendiğinden, bu gözeneklilik değerlerinde dış akış denklemlerinden yararlanılarak, C_D katsayısı, sırasıyla, 1.2 ve 1.75 olarak saptanmıştır. Yapılan çalışmada, 0.85 < ε < 0.97 aralığında C_D aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$C_D(\varepsilon) = C_D(0.85)G^{-0.8} \tag{4.110}$$

ε > 0.97 için tanımlanan bölgede ise form katsayısı artık değişmediği için 0.97 gözeneklilik değeri için olan *G'*nin kullanılabileceği belirtilmiştir.

G. Fourie ve P. Du Plessis (2002), Du Plessis vd. (1994) tarafından önerilen modeli geliştirmişlerdir. Geometri bu kez kübik bir geometri yerine on dört yüzlü (tetrakaidekahedron) bir geometri olarak modellenmiş ve form katsayısı için aşağıdaki bağıntı elde edilmiştir:

$$F = (3-\chi)(\chi-1)\frac{C_D\chi^{1.5}}{24\varepsilon^3} \tag{4.111}$$

C_D katsayısı aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$C_D = 1 + 10\left(\frac{\rho u d(\chi - 1)}{2\mu\varepsilon}\right)^{-0.667} \tag{4.112}$$

Geçirgenlik ise aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir:

$$K = \frac{\varepsilon^2 d^2}{36(\chi - 1)\chi} \tag{4.113}$$

Akış yatağı için, Smit ve Du Plessis (1999) tarafından önerilen aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır:

$$\chi = 2 + 2cos\left[\frac{4\pi}{3} + \frac{1}{3}cos^{-1}(2\varepsilon_f - 1)\right] \tag{4.114}$$

Tadrist vd. (2004) yaptığı deneysel çalışma sonrasında Ergun denklemindeki *F* ve *K'yı* doğrudan gözenekliliğe bağlı ifade etmişlerdir:

$$K = \frac{\varepsilon^3 {d_f}^2}{\alpha(1-\varepsilon)^2} \qquad \frac{F}{\sqrt{K}} = \frac{\beta(1-\varepsilon)}{\varepsilon^3 d_f} \tag{4.115}$$

Buradaki d_f ifadesi, bağların çapını temsil etmektedir. α ve β ifadeleri ise malzemeye göre değişmekle beraber α, 100-865, β ise 0.65-2.6 değer aralıklarında ifade edilmiştir.

Liu vd. (2006), deneysel çalışmalarından elde edilen ve literatürdeki çeşitli deneysel çalışmalardaki verileri kullanarak dolgulu yataklar için geliştirilen Ergun denklemindeki parçacık çapı ifadesini metal köpüklere uyarlamıştır:

$$D_p = {}^{6}/_{S_V} \qquad S_V = \frac{4\varepsilon}{d_p(1-\varepsilon)} \tag{4.116}$$

Ardından bu parametre üzerinden *Re* ve *f* boyutsuz sayıları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$f_k = \frac{\Delta P}{L}\frac{D_p}{\rho u^2}\frac{\varepsilon^3}{1-\varepsilon} \qquad \frac{Re}{(1-\varepsilon)} = \frac{D_p \rho u}{\mu} \tag{4.117}$$

Sürtünme katsayısı asimptotik olarak belirli bir değere yaklaştığından, bu katsayı için iki farklı bağıntı önerilmiştir. Önerilen bağıntılardan ilki sürtünme katsayısının asimptotik olarak azaldığı bölge için, ikincisi ise sabit kaldığı bölge içindir ve aşağıdaki gibi ifade edilmiştir:

$$30 < Re_{d_p} < 300; \quad f = 22\frac{1-\varepsilon}{Re_{d_p}} + 0.22 \qquad Re_{d_p} \gg 300; \quad f = 0.22 \tag{4.118}$$

Dukhan (2006) sıkıştırılmış ve sıkıştırılmamış metal köpüklerde basınç düşüşü için deneysel bir korelasyon önermiştir. Bu çalışmada kullanılan yöntemler önceki çalışmalara göre oldukça farklıdır. Dukhan (2006) metal köpüklerin ısı transferi uygulamalarında kullanılabilmesi ve yapısal olarak daha dayanıklı olması için gözenekliliklerinin 0.9'un altında olması gerektiğini; literatürde yapılan çalışmalarda ise gözeneklilik değerinin genellikle 0.9'un üstünde olduğunu belirtmiştir. Ayrıca Ergun korelasyonu dolgulu yataklar için geliştirildiğinden metal köpüklerde basınç düşüşünün bu korelasyon üzerinden modellenmesinin de doğru olmadığı vurgulanmıştır. Ek olarak metal köpüklerde basınç düşüşünün bir takım geometrik modellerle ifade edilmesinin sadece sıkıştırılmamış metal köpükler için geçerli olduğu; sıkıştırılmış metal köpükler için ise sadece ampirik modellerin kullanılabileceği belirtilmiştir. Deneysel veriler doğrultusunda önerilen bağıntı ise aşağıdaki şekildedir:

$$K = a_1 exp[b_1 \varepsilon] \qquad C = (a_2 \varepsilon + b_2) \tag{4.119}$$

Burada a_1, a_2, b_1 ve b_2 ampirik sabitlerdir.

4.3.2. Isı Transfer Modelleri

Kim vd. (2000), tarafından metal köpük içeren kanallarda ısı transferi için *Nu* sayısı yerine aşağıdaki şekilde tanımlı *j* faktörünün kullanımı önerilmiştir.

$$j^* = 13.73(Re_H{}^{-0.489} Da^{0.451}) \tag{4.120}$$

Bu korelasyon, konvansiyonel ısı değiştiricileri için kullanılan aşağıdaki korelasyon ile benzerlik göstermektedir:

$$j^* = \mathrm{C}(Re^m \lambda^n) \tag{4.121}$$

Bu ifadede C sabit bir katsayı ve $\hat{\lambda}$ kanat faktörü (finning factor) dür.

4.4. Gözenekli Yapılarda Akış ve Isı Transfer İçin Korunum Yasalarına Dayalı Modeller

4.4.1. Kütlenin Korunumu

Makroskobik denklemlerden kütlenin korunumu denkleminin hacimsel ortalaması aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\langle \nabla . \boldsymbol{V_f} \rangle = \nabla . \langle \boldsymbol{V_f} \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{V_f} \, dA \tag{4.122}$$

Bu denklemin sağ tarafındaki ikinci terim, katı yüzeylerde kaymama koşulu kabulü yapılırsa sıfıra eşit olacaktır. Böylece bu ifade aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir:

$$\nabla . \langle \boldsymbol{V_f} \rangle = 0 \tag{4.123}$$

Ayrıca, kütlenin korunumu denkleminin yüzeysel hız yerine içsel hız ile de yazılması gerekebilir. Böyle bir durumda, iki farklı ortalama arasında aşağıda verilen Dupuit-Forchheimer ilişkisi kullanılır (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\langle \boldsymbol{V_f} \rangle = \varepsilon \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f \tag{4.124}$$

4.4.2. Momentumun Korunumu

Navier-Stokes denkleminin yüzeysel hacimsel ortalaması alınırsa aşağıdaki denklem elde edilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\langle \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \boldsymbol{V_f} \right) \rangle + \langle \rho (\boldsymbol{V_f} . \nabla) \boldsymbol{V_f} \rangle = -\langle \nabla p \rangle + \langle \rho \boldsymbol{g} \rangle + \langle \mu \nabla^2 \boldsymbol{V_f} \rangle \tag{4.125}$$

Yoğunluk ve viskozitenin incelenen hacim içerisindeki değişimleri ihmal edilirse, bu iki özellik hacimsel ortalamanın dışına alınabilir ve denklem aşağıdaki hale gelir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho \frac{\partial \langle \boldsymbol{V_f} \rangle}{\partial t} + \rho \langle \boldsymbol{V_f} . \nabla \boldsymbol{V_f} \rangle = -\langle \nabla p \rangle + \langle \rho \boldsymbol{g} \rangle + \mu \langle \nabla^2 \boldsymbol{V_f} \rangle \tag{4.126}$$

Aşağıdaki bağıntı ise iki terimin çarpımının yüzeysel hacimsel ortalamasına ihtiyaç duyulduğunda kullanılabilir (Whitaker, 1999):

$$\langle \psi_{1_f} \psi_{2_f} \rangle = \frac{1}{\varepsilon} \langle \psi_{1_f} \rangle \langle \psi_{2_f} \rangle + \langle \tilde{\psi}_{1_f} \tilde{\psi}_{2_f} \rangle \tag{4.127}$$

Denklem (4.127)'den yararlanılarak ve uzaysal ortalama teoremi kullanılarak Denklem (4.126) aşağıdaki forma dönüştürülebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho \frac{\partial \langle \boldsymbol{V_f} \rangle}{\partial t} + \rho \left[\frac{1}{\varepsilon} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle . \langle \boldsymbol{\nabla V_f} \rangle + \langle \widetilde{\boldsymbol{V}}_{\boldsymbol{f}} . \widetilde{\nabla \boldsymbol{v}_f} \rangle \right] \tag{4.128}$$
$$= -\boldsymbol{\nabla} \langle p \rangle - \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} p \, dA + \varepsilon \rho \boldsymbol{g}$$
$$+ \mu \left[\boldsymbol{\nabla}^2 \langle \boldsymbol{V_f} \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{\nabla} . \boldsymbol{V_f} \, dA + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{V_f} \, dA \right]$$

Burada, denklemin sol tarafındaki $\langle \boldsymbol{\nabla V_f} \rangle$ ifadesi uzaysal ortalama teoremi (Denklem 4.83) ve katı-akışkan ara yüzeyinde hızın sıfır olduğu kabul edilerek (Denklem 4.74) $\boldsymbol{\nabla} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle$ şeklinde yazılabilir. Bunun yanı sıra, Denklem (4.74)'te verilen sınır şartından dolayı Denklem (4.128)'in sağ tarafındaki son integral sıfıra eşit olur. Böylece denklem, aşağıdaki şekle dönüşür (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho \frac{\partial \langle \boldsymbol{V_f} \rangle}{\partial t} + \rho \left[\frac{1}{\varepsilon} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle . \boldsymbol{\nabla} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle + \langle \widetilde{\boldsymbol{V}}_{\boldsymbol{f}} . \widetilde{\boldsymbol{\nabla V_f}} \rangle \right] \tag{4.129}$$
$$= -\boldsymbol{\nabla} \langle p \rangle - \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} p \, dA + \varepsilon \rho \boldsymbol{g}$$
$$+ \mu \left[\nabla^2 \langle \boldsymbol{V_f} \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{\nabla V_f} \, dA \right]$$

Basınç terimi yapısal hacimsel ortalama ile ifade edilip tüm terimler gözenekliliğe bölünürse aşağıdaki denklem elde edilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho \left(\frac{1}{\varepsilon} \frac{\partial \langle \boldsymbol{V_f} \rangle}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon^2} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle . \boldsymbol{\nabla} \langle \boldsymbol{V_f} \rangle \right) \tag{4.130}$$
$$= -\boldsymbol{\nabla} \langle p \rangle^f + \frac{\mu}{\varepsilon} \boldsymbol{\nabla}^2 \langle \boldsymbol{V_f} \rangle + \varepsilon \rho \boldsymbol{g} - \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} p \, dA$$
$$+ \frac{\mu}{\varepsilon} \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{\nabla V_f} \, dA - \frac{1}{\varepsilon} \langle \widetilde{\boldsymbol{V}}_{\boldsymbol{f}} . \widetilde{\boldsymbol{\nabla V_f}} \rangle$$

Elde edilen bu denklemde sol taraftaki ilk terim momentumun zamanla değişimini, ikinci terim ise momentum taşınımını ifade eder. Sağ taraftaki ilk terim mikroskobik momentum

denklemindeki basıncı, ikinci terim viskoz etkilerden dolayı oluşan basınç düşüşünü, üçüncü terim ise kütle kuvvetlerini ifade eder. Sonraki üç terim ise, temel denklemlerin hacimsel ortalaması alındıktan sonra ortaya çıkmıştır ve Hazen-Dupuit-Darcy modelindeki terimlere karşılık gelmektedir (Vafai & Tien, 1981). Denklem (4.130) bu modeldeki terimler kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\rho\left(\frac{1}{\varepsilon}\frac{\partial\langle \boldsymbol{V_f}\rangle}{\partial t}+\frac{1}{\varepsilon^2}\langle \boldsymbol{V_f}\rangle.\boldsymbol{\nabla}\langle \boldsymbol{V_f}\rangle\right) \tag{4.131}$$
$$=-\boldsymbol{\nabla}\langle p\rangle^f+\frac{\mu}{\varepsilon}\boldsymbol{\nabla}^2\langle \boldsymbol{V_f}\rangle+\varepsilon\rho\boldsymbol{g}-\frac{\mu}{K}\langle \boldsymbol{V_f}\rangle-\frac{\mu}{K^{1/2}}\rho\left|\langle \boldsymbol{V_f}\rangle\right|\langle \boldsymbol{V_f}\rangle$$

4.4.3. Enerjinin Korunumu

Hacimsel ortalama yöntemi enerjinin korunumu denklemine uygulandığında aşağıdaki denklem elde edilir (Quintard & Whitaker, 2000)**:**

$$\frac{1}{V}\int_{V_f}\left(\rho c_p\right)_f\frac{\partial T_f}{\partial t}dV+\frac{1}{V}\int_{V_f}\left(\rho c_p\right)_f\boldsymbol{V_f}.\boldsymbol{\nabla}T_f dV=\frac{1}{V}\int_{V_f}\boldsymbol{\nabla}.\left(k_f\boldsymbol{\nabla}T_f\right)dV \tag{4.132}$$

Denklemde eşitliğin sol tarafında yer alan ilk terim zamana bağlı enerji değişimlerini, ikinci terim ise konvektif enerji değişimlerini ifade etmektedir. Eşitliğin sağ tarafındaki terim ise iletim ile ısı transferini temsil etmektedir. Akışkan fazının, ρ ve c_p gibi özellikleri hacimsel ortalama içinde sabit kabul edilebilir ve sıkıştırılamaz akış varsayımı ile Denklem (3.84) aşağıdaki forma dönüşür (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\left(\rho c_p\right)_f\frac{1}{V}\int_{V_f}\frac{\partial T_f}{\partial t}dV+\left(\rho c_p\right)_f\frac{1}{V}\int_{V_f}\boldsymbol{\nabla}.\left(\boldsymbol{V_f}T_f\right)dV=\frac{1}{V}\int_{V_f}\boldsymbol{\nabla}.\left(k_f\boldsymbol{\nabla}T_f\right)dV \tag{4.133}$$

Bu denklemde Denklem (3.84)'ün sol tarafındaki ikinci terim içerisinde bulunan hız terimi diverjansın içine alınmıştır. Bu aşağıdaki kurala dayalı olarak yapılmıştır:

$$\boldsymbol{\nabla}.(\emptyset\boldsymbol{A})=\emptyset\boldsymbol{\nabla}.\boldsymbol{A}+\boldsymbol{A}.\boldsymbol{\nabla}\emptyset \tag{4.134}$$

Burada $\emptyset$ skaler, $\boldsymbol{A}$ ise vektörel büyüklüğü göstermektedir. Ancak bilindiği gibi hızın diverjansı, sıkıştırılamaz akış kabulü söz konusu olduğunda sıfırdır. Denklem (4.134)'te sağ taraftaki ilk terim bu nedenle sıfıra eşit kabul edilebilir.

Denklem (4.133)'te sol taraftaki zamana bağlı ilk terim ele alındığında; sıcaklığın zamanla değişiminin ortalaması yerine, tüm hacmin ortalama sıcaklığının zamanla değişimi kullanılabilir:

$$\left(\rho c_p\right)_f \frac{1}{V}\int_{V_f} \frac{\partial T_f}{\partial t} dV = \left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial}{\partial t}\frac{1}{V}\int_{V_f} T_f dV \tag{4.135}$$

Denklem (4.135)'teki bu ifade kısaltılarak hacimsel ortalama notasyonu ile yazıldığında ve Denklem (4.124)'te gösterilen dönüşüm kullanıldığında aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle}{\partial t} = \varepsilon \left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} \tag{4.136}$$

Denklem (4.133)'te taşınım terimi göz önüne alındığında hız ile sıcaklığın çarpımından oluşan vektörün diverjansının yer aldığı görülür. Bu terim uzaysal ortalama teoremi kullanılarak hacimsel ortalamanın diverjansı şeklinde ifade edilebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\left(\rho c_p\right)_f \frac{1}{V}\int_{V_f} \boldsymbol{\nabla}.\left(\boldsymbol{V_f} T_f\right) dV = \left(\rho c_p\right)_f \boldsymbol{\nabla}.\langle \boldsymbol{V_f} T_f \rangle + \left(\rho c_p\right)_f \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \boldsymbol{V_f} T_f dA \tag{4.137}$$

Katı yüzeylerde (A_{fs}) hızın sıfır olduğu kabulü göz önüne alınırsa sağ taraftaki ikinci terim sıfır olur ve denklem aşağıdaki forma dönüşür:

$$\left(\rho c_p\right)_f \frac{1}{V}\int_{V_f} \boldsymbol{\nabla}.\left(\boldsymbol{V_f} T_f\right) dV = \left(\rho c_p\right)_f \boldsymbol{\nabla}.\langle \boldsymbol{V_f} T_f \rangle \tag{4.138}$$

Denklem (4.133)'te iletim terimi olan sağ taraftaki terim için de uzaysal ortalama teoremi kullanılırsa Denklem (4.133) aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\varepsilon \left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + \left(\rho c_p\right)_f \boldsymbol{\nabla}.\langle \boldsymbol{V_f} T_f \rangle = \boldsymbol{\nabla}.\langle k_f \boldsymbol{\nabla} T_f \rangle + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}.k_f \boldsymbol{\nabla} T_f dA \tag{4.139}$$

Bu denklemdeki son terim akışkan fazı ile katı fazı arasındaki enerji ilişkisini ifade eder. Uzaysal ortalama teoremi sağ taraftaki ilk terim için tekrar uygulanırsa (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\boldsymbol{\nabla}.\langle k_f \boldsymbol{\nabla} T_f \rangle = \boldsymbol{\nabla}.\left[k_f \langle \boldsymbol{\nabla} T_f \rangle\right] = \boldsymbol{\nabla}.\left[k_f \left(\boldsymbol{\nabla}\langle T_f \rangle + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} T_f dA\right)\right] \tag{4.140}$$

elde edilir. Denklem (4.85)'te eşitliğin sağ tarafında bulunan sıcaklığın sathi hacimsel ortalaması yerine aşağıdaki dönüşüm ile yapısal hacimsel ortalaması kullanılabilir:

$$\langle T_f \rangle = \varepsilon \langle T_f \rangle^f \tag{4.141}$$

Denklem (4.140)'ta eşitliğin sağ tarafında integral içerisindeki T_f terimi de aşağıda belirtildiği gibi hacimsel ortalama ve noktasal sapmanın toplamı olarak yazılabilir:

$$T_f = \langle T_f \rangle^f + \widetilde{T_f} \tag{4.142}$$

Böylece Denklem (4.140), aşağıdaki forma dönüştürülebilir (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\nabla . \langle k_f \nabla T_f \rangle = \nabla . \left[k_f \left(\varepsilon \nabla \langle T_f \rangle^f + \langle T_f \rangle^f \nabla \varepsilon + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \langle T_f \rangle^f dA + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \widetilde{T_f} dA \right) \right] \tag{4.143}$$

Denklem (4.143)'te yer alan integral içerisindeki $\langle T_f \rangle^f$ ifadesi hâlihazırda ortalama bir değeri temsil ettiğinden integralin dışına alınabilir. Bu sayede aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \langle T_f \rangle^f dA = \langle T_f \rangle^f \left\{ \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} dA \right\} \tag{4.144}$$

Bu denklemde sağ taraftaki ifade Denklem(4.80)'deki hacimsel ortalama yönteminden faydalanılarak aşağıdaki gibi sadeleştirilebilir:

$$\langle T_f \rangle^f \left\{ \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} dA \right\} = -\langle T_f \rangle^f \nabla \varepsilon \tag{4.145}$$

Denklem (4.143)'de eşitliğin iki tarafındaki terimler sadeleştirilirse:

$$\nabla . \langle k_f \nabla T_f \rangle = \nabla . \left[k_f \left(\varepsilon \nabla \langle T_f \rangle^f + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \widetilde{T_f} dA \right) \right] \tag{4.146}$$

Elde edilir. Böylece Denklem (4.139) aşağıdaki forma dönüşür (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + (\rho c_p)_f \boldsymbol{\nabla}.\langle \boldsymbol{V_f} T_f \rangle = \boldsymbol{\nabla}.\left[k_f\left(\varepsilon \boldsymbol{\nabla}\langle T_f \rangle^f + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}\widetilde{T}_f dA\right)\right] + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}.k_f \boldsymbol{\nabla} T_f dA \tag{4.147}$$

Denklem (4.147)'de soldan ikinci terim olan taşınım terimi, Denklem (4.127) kullanılarak açılırsa, akışkan tarafı için elde edilen enerji denklemi aşağıdaki şekli alır (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\varepsilon(\rho c_p)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + \varepsilon(\rho c_p)_f \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f.\nabla\langle T_f \rangle^f = \nabla.\left[k_f\left(\varepsilon \nabla\langle T_f \rangle^f + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}\widetilde{T}_f dA\right)\right] - (\rho c_p)_f \nabla.\langle \widetilde{\boldsymbol{V}}_{\boldsymbol{f}}\widetilde{T}_f \rangle + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}.k_f \nabla T_f dA \tag{4.148}$$

Bu denklemde eşitliğin solundaki ilk terim enerji için zamana bağlı etkileri ikinci terim ise konvektif etkileri ifade etmektedir. Eşitliğin sağındaki ilk terim iletim ile ısı transferini ikinci terim ısıl dispersiyonu ifade etmektedir. Sağ taraftaki son terim ise fazlar arası ısı geçişini temsil etmektedir.

Katı için iletim denklemi ise aşağıdaki gibidir:

$$\rho_s c_{ps} \langle \frac{\partial T_s}{\partial t} \rangle = k_s \langle \nabla^2 T_s \rangle \tag{4.149}$$

Denklemde zamana göre türev Denklem (4.135)'de olduğu gibi ortalama dışına alınabilir. Denklem (4.149) eşitliğin sağ tarafı uzaysal ortalama teoremi kullanılarak yazılırsa aşağıdaki forma dönüşür:

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = k_s \boldsymbol{\nabla}.\langle \boldsymbol{\nabla} T_s \rangle + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \boldsymbol{\nabla} T_s dA \tag{4.150}$$

Eşitliğin sağ tarafındaki ilk terim için ikinci kez uzaysal ortalama teorisi kullanılırsa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = k_s \nabla . \left[\nabla \langle T_s \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} T_s dA \right] + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \nabla T_s dA \tag{4.151}$$

Denklem (4.142)'de verilen dönüşüm kullanılırsa ve eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terimde bulunan integralin içindeki ifade genişletilirse, Denklem (4.151) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = k_s \nabla . \left[\nabla \langle T_s \rangle + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \langle T_s \rangle^s dA + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \widetilde{T}_s dA \right] + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \nabla T_s dA \tag{4.152}$$

Sağ taraftaki ilk ifade sathi ortalamaya dönüştürülürse aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = k_s \nabla \left[(1-\varepsilon) \nabla \langle T_s \rangle^s + \langle T_s \rangle^s \nabla (1-\varepsilon) + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \langle T_s \rangle^s dA + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \widetilde{T}_s dA \right] + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \nabla T_s dA \tag{4.153}$$

Denklem (4.144)'te yapılan dönüşüm, Denklem (4.153)'te kullanılırsa eşitlik sadeleştirilebilir ve aşağıdaki şekli alır (Quintard & Whitaker, 2000):

$$\rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle}{\partial t} = k_s \nabla . \left[(1-\varepsilon) \nabla \langle T_s \rangle^s + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \widetilde{T}_s dA \right] + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \nabla T_s dA \tag{4.154}$$

Bir kısım düzenleme ile denklem aşağıdaki şekle dönüştürülebilir:

$$(1-\varepsilon) \rho_s c_{ps} \frac{\partial \langle T_s \rangle^s}{\partial t} = k_s (1-\varepsilon) \nabla^2 \langle T_s \rangle^s + \nabla \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} \widetilde{T}_s dA + \frac{1}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \nabla T_s dA \tag{4.155}$$

Burada eşitliğin sol tarafındaki terim zamana bağlı enerji değişimlerini, eşitliğin sağ tarafındaki ilk iki terim iletimi, üçüncü terim ise ara yüzeydeki ısı transferini ifade etmektedir.

Enerji denklemlerinin çözümü için iki farklı yol izlenebilir. Bunlardan birincisinde, katı ve akışkan fazları arasında termal dengenin olmadığı varsayılır. Bu durum ısıl dengesiz model (Local Thermal Non-Equilibrium, LTNE) olarak adlandırılır. İkinci durumda ise katı ve akışkan arasında ısıl denge olduğu kabul edilir ve $\langle T_s \rangle^s = \langle T_s \rangle^f$ yazılabilir. Bu durum ise, ısıl denge modeli (Local Thermal Equilibrium, LTE) olarak adlandırılır.

4.4.4. LTE Modeli

Katı ve akışkan fazlarının sıcaklıkları arasında ciddi bir farkın bulunmadığı yani ani sıcaklık değişimlerinin ve yüksek hızlarda akışın söz konusu olmadığı durumlarda LTE modeli kullanılabilir. Bu model katı ve akışkan fazlarının ısıl olarak dengede olduğu varsayımı üzerine kurulmuştur. Bu durumda:

$$\langle T_f \rangle^f = \langle T_s \rangle^s = \langle T \rangle \tag{4.156}$$

yazılabilir. Katı ve akışkan için enerji denklemleri birleştirilerek aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\begin{aligned} &\left(\rho c_p\right)_e \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \left(\rho c_p\right)_e \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f . \boldsymbol{\nabla} \langle T \rangle \\ &\qquad = \nabla . \left[k_e \left(\nabla \langle T \rangle + \frac{k_f - k_s}{V} \int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs} \widetilde{T}_f dA \right) \right] - \left(\rho c_p\right)_f \nabla . \langle \widetilde{\boldsymbol{V}}_{\boldsymbol{f}} \widetilde{T}_f \rangle \end{aligned} \tag{4.157}$$

Bu denklemde yer alan efektif parametreler ise aşağıdaki şekilde tanımlıdır:

$$\left(\rho c_p\right)_e = (1 - \varepsilon)\rho_s c_{ps} + \varepsilon \rho_f c_{pf} \tag{4.158}$$

$$k_e = (1 - \varepsilon)k_s + \varepsilon k_f \tag{4.159}$$

4.4.5. LTNE Modeli

Katı ve akışkan fazları arasında ısıl dengenin olmadığı varsayımına dayalı bu durum iki faz arasındaki ısı transfer katsayısının (h_{fs}) tanımlanması ile modellenmektedir. İki faz arasındaki ısı geçişi aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$h_{fs}\frac{A_{fs}}{V}\left(\langle T_f\rangle^f - \langle T_s\rangle^s\right) = \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}\,.\,k_f \nabla T_f dA = \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf} k_s \boldsymbol{\nabla} T_s dA \tag{4.160}$$

Denklem (4.101)'de eşitliğin sol tarafındaki terim kaynak terimi gibi düşünülebilir ve katı ve akışkan denklemlerini birbirine bağlar. Bu durumda akışkan tarafı için enerji denklemi aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

$$\begin{aligned}\varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial\langle T_f\rangle^f}{\partial t} + \varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \langle \boldsymbol{V_f}\rangle^f . \boldsymbol{\nabla}\langle T_f\rangle^f \\ = \nabla.\left[k_f\left(\varepsilon\nabla\langle T_f\rangle^f + \frac{1}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{fs}\widetilde{T_f} dA\right)\right] - \left(\rho c_p\right)_f \nabla.\langle \widetilde{\boldsymbol{V}_f}\widetilde{T_f}\rangle \\ + h_{fs}\frac{A_{fs}}{V}\left(\langle T_f\rangle^f - \langle T_s\rangle^s\right)\end{aligned} \tag{4.161}$$

Benzer şekilde katı tarafı için enerji denklemi de aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$(1-\varepsilon)\rho_s c_{ps}\frac{\partial\langle T_s\rangle^s}{\partial t} = k_e \boldsymbol{\nabla}^2\langle T_s\rangle^s + \boldsymbol{\nabla}\frac{k_f - k_s}{V}\int_{A_{fs}} \boldsymbol{n}_{sf}\widetilde{T_s} dA \tag{4.162}$$

4.4.6. Isıl Dispersiyon

Denklem (4.157)'de eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim akış yatağının ısı transferine etkisini ifade ederken; son terim, gözenekli yapıdaki boşluklardan geçen akışın üniform olmayan hız ve sıcaklık alanlarından ve akışın karışmasından kaynaklı iletimdeki artışı tanımlamaktadır. Isıl dispersiyon olarak isimlendirilen bu terim, türbülanslı akışta taşınım ile ısı transferi tanımlanırken kullanılan türbülans ısı akısına benzerlik gösterir. Bu terim, Nakayama (1995) tarafından aşağıdaki biçimde ifade edilmiştir:

$$-\left(\rho c_p\right)_f \nabla.\langle \widetilde{\boldsymbol{V}_f}\widetilde{T_f}\rangle = \boldsymbol{k_{dis}}\nabla\langle T_f\rangle^f \tag{4.163}$$

Isıl dispersiyon terimi bir tensördür ve aşağıdaki gibi ifade edilir (Özgümüş, 2015):

$$\boldsymbol{k_{dis}} = \begin{bmatrix} k_{dis,xx} & k_{dis,xy} & k_{dis,xz} \\ k_{dis,yx} & k_{dis,yy} & k_{dis,yz} \\ k_{dis,zx} & k_{dis,zy} & k_{dis,zz} \end{bmatrix} \tag{4.164}$$

LTE durumu için dispersiyon terimi ile efektif ısıl iletkenliği içeren terimler birleştirilir ($k_{eff} = k_{dis} + k_e$) ve akış yatağı terimi ihmal edilirse Denklem (4.157) aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$\left(\rho c_p\right)_e \frac{\partial \langle T \rangle}{\partial t} + \left(\rho c_p\right)_e \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f . \boldsymbol{\nabla} \langle T \rangle = k_{eff} \nabla^2 \langle T \rangle \tag{4.165}$$

LTNE durumunda ise Nakayama (1995)'nın önerdiği Denklem (4.163) kullanılır ve akışkan tarafı için akış yatağı terimi ihmal edilirse Denklem (4.161) aşağıdaki şekli alır:

$$\varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + \varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f . \boldsymbol{\nabla} \langle T_f \rangle^f = \nabla . k_f \left(\varepsilon \nabla \langle T_f \rangle^f\right) + k_{dis} \nabla \langle T_f \rangle^f + h_{fs} \frac{A_{fs}}{V} \left(\langle T_f \rangle^f - \langle T_s \rangle^s\right) \tag{4.166}$$

Akışkan tarafında efektif ısıl iletkenlik için $k_{eff,f} = \varepsilon k_f + k_{dis}$ kabul edilirse Denklem (4.166) aşağıdaki gibi de ifade edilebilir:

$$\varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \frac{\partial \langle T_f \rangle^f}{\partial t} + \varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f . \boldsymbol{\nabla} \langle T_f \rangle^f = k_{eff} \nabla^2 \langle T_f \rangle^f + h_{fs} \frac{A_{fs}}{V} \left(\langle T_f \rangle^f - \langle T_s \rangle^s\right) \tag{4.167}$$

BÖLÜM 5

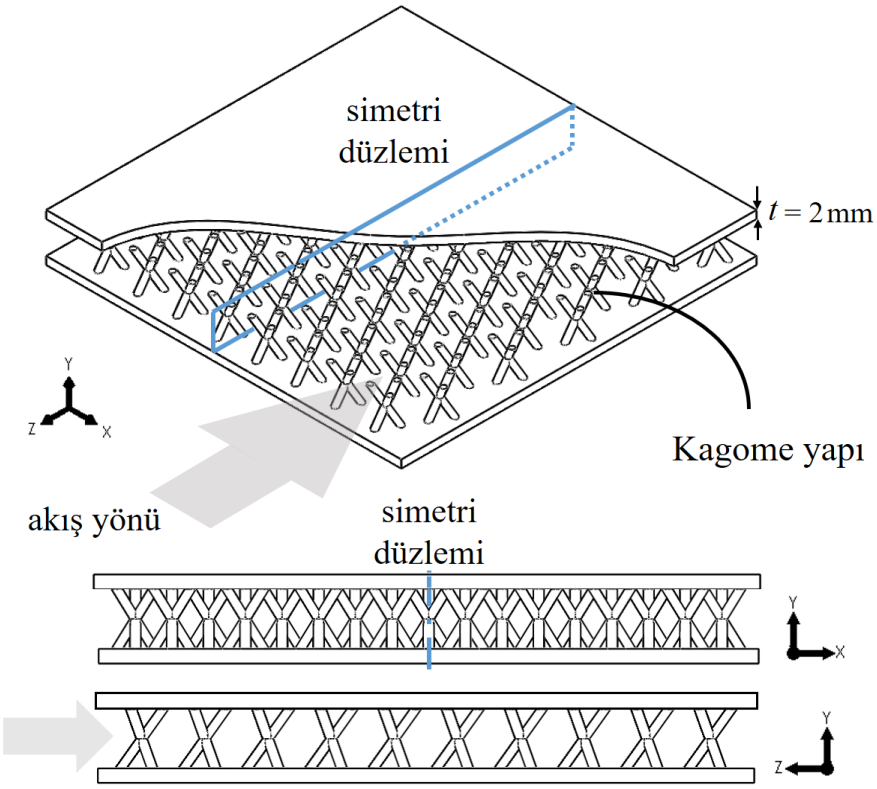
MODEL VE METOT

5.1. Kagome Kiriş Yapılar

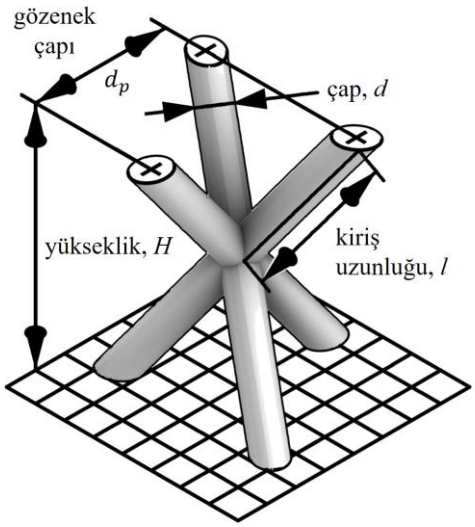
5.1.1. Geometrik Model

Kagome Japonca bir sözcük olup üçgenlerin birbirlerine geçirilmesiyle elde edilen örgü yapıları ifade eder. Bu geometrilerin sandviç panellerde kullanılması ile Kagome kiriş yapılar elde edilmektedir. Bu çalışmada içerisinden hava geçen Kagome kiriş yapıya sahip bir sandviç panel ele alınmıştır. Kagome kiriş yapı Şekil 5.1'de sunulmuştur. Akış yönü literatürde yapılan deneysel çalışmalarda daha iyi ısı transferinin sağlandığı oryantasyon (Hoffmann vd., 2003) göz önüne alınarak belirlenmiştir. Kagome birim hücre ve sandviç panelin geometrik modelini tanımlayan parametreler ise sırasıyla Şekil 5.2 ve 5.3'te verilmiştir. Çalışmada kullanılan kiriş uzunluğu ve çap değerleri Çizelge 5.1'de verilmiştir. Çizelge 5.1'de ayrıca verilen geometrik parametrelere karşılık gelen gözeneklilik değerleri ve ısı transfer yüzey alanları da sunulmuştur. Doğrulamada kullanılan deneysel çalışma ile kıyaslama sağlanabilmesi için kiriş çapları 1.3 mm ve 1.6 mm olarak seçilmiştir. Bu değerler aynı zamanda deneysel çalışmalarda genellikle kullanılan ve seri üretime uygun değerlerdir (Hoffmann vd., 2003; Kim vd., 2004; Tian vd., 2007). Benzer şekilde 7 mm kiriş uzunluğu da doğrulamada kullanılan deneysel çalışma ile uygunluk göz önüne alınarak seçilmiştir. Isı transferi yüzey alanında oluşan artış ile birlikte ısı transferinin artması öngörüldüğü için diğer kiriş uzunluğu değerleri 7 mm'den düşük olacak şekilde (5 mm ve 3 mm) seçilmiştir. Söz konusu seçimler için bir diğer neden, hücresel metallerde efektif ısıl iletkenliğini kontrol eden fazın katı fazı olduğunun bilinmesidir (Boomsma & Poulikakos, 2001). Ayrıca Reynolds sayısının artmasıyla ısı transferinin artışı panel ve hücresel metal arasındaki kısıtlı geçişler

nedeniyle sınırlanmaktadır (Bastawros, 1998). Dolayısıyla düşük kiriş uzunluklarında panel ile kiriş yapı arasındaki geçiş bölgelerinin artması sonucu ısı transferinde artış sağlanması beklenmektedir.

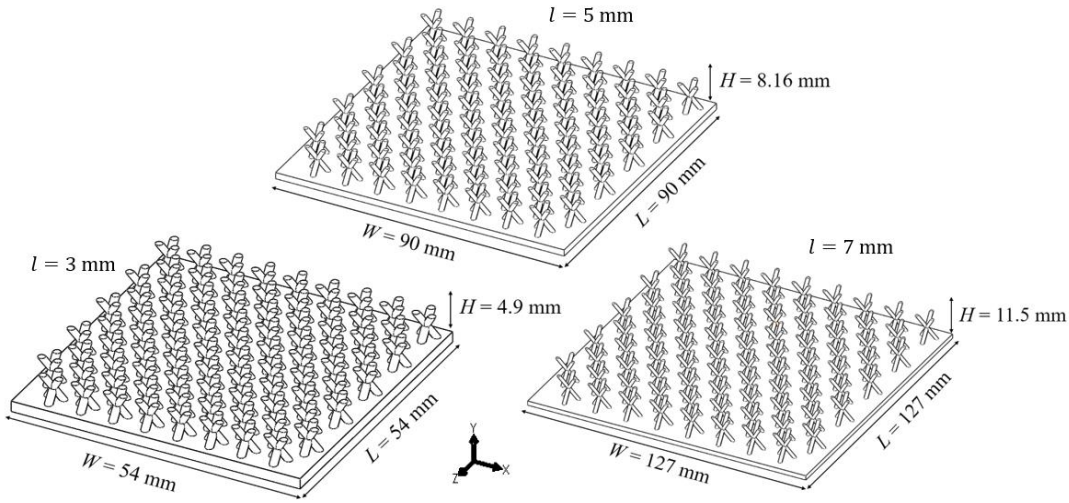


Şekil 5.1. Kagome kiriş yapıya ait geometrik model.



Şekil 5.2. Birim hücre için geometrik model.

Literatürdeki çalışmalarda genellikle hücresel metallerde geometrik parametre olarak sadece gözeneklilik değeri kullanılmıştır (Liu vd., 2006; Zafari, Panjepour, Davazdah Emami, & Meratian, 2015). Hâlbuki Çizelge 5.1'den de görülebileceği gibi, yakın gözeneklilik değerlerine sahip yapılarda da oldukça farklı ısı transferi yüzey alanları söz konusu olabilir. Bu yüzden, hücresel metallerde akış ve ısı transferi incelenirken gözeneklilik yerine birim hücrenin geometrik parametrelerinin kullanılması daha uygundur.



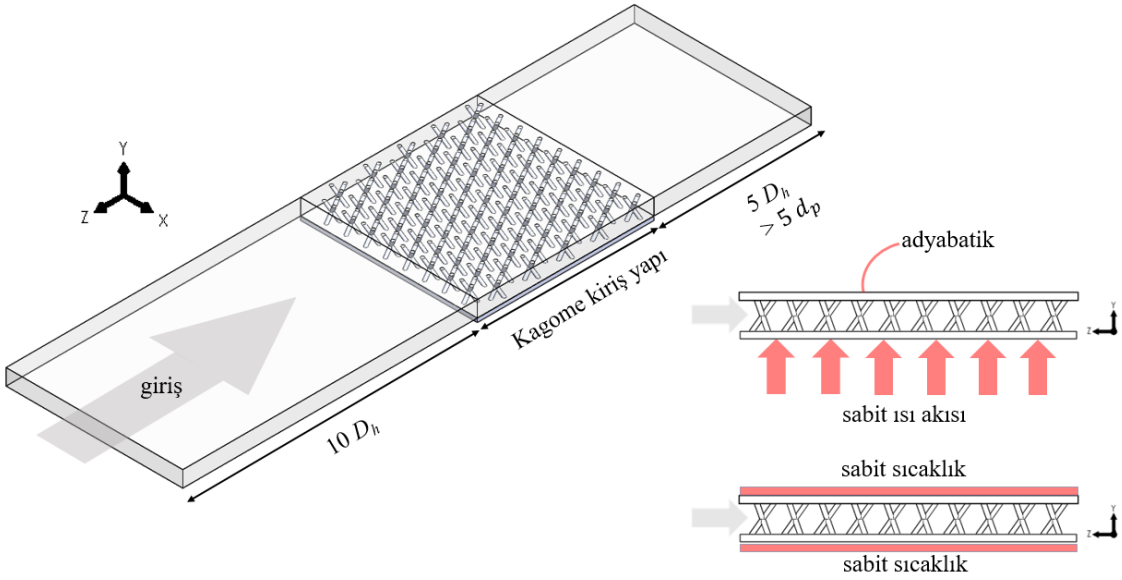
Şekil 5.3. Sandviç panel ve Kagome kiriş yapıya ait geometrik parametreler.

Çizelge 5.1. Geometrik parametre değerleri ve karşılık gelen ısı transfer yüzey alanları.

l	*d*	*d/l*	Gözeneklilik	Birim hacim için ısı transferi yüzey alanı	Hız aralığı (m/s)
3 mm	1.3 mm	0.43	$\varepsilon = 0.88$	511.9 m^{-1}	8-24
	1.6 mm	0.53	$\varepsilon = 0.825$	546.22 m^{-1}	
5 mm	1.3 mm	0.26	$\varepsilon = 0.954$	251.89 m^{-1}	6-16
	1.6 mm	0.32	$\varepsilon = 0.931$	273.83 m^{-1}	
7 mm	1.3 mm	0.19	$\varepsilon = 0.976$	156.04 m^{-1}	4-12
	1.6 mm	0.23	$\varepsilon = 0.964$	169.15 m^{-1}	

Çalışmada, Kagome kiriş yapının tam gelişmiş bölgede bulunduğundan emin olmak için hesaplama bölgesi kiriş yapıdan önce hidrolik çapın (D_h) 10 katı kadar artırılmıştır. Bu uzunluk literatürde genellikle tam gelişmiş türbülanslı akış için gereken

uzunluk olarak kabul edilir (Barik, Mukherjee, & Patro, 2015; Cengel, 2010; Collins, 2013; Nagarajan, Chena, Wangb, & Mab, 2015). Hidrolik çap $2HW/(H+W)$ olarak tanımlanmıştır. Kiriş yapıların incelendiği çalışmalarda, çıkış etkilerinin kısa bir mesafede önemli olduğu belirlenmiştir (Zhang vd., 2017). Hesaplama bölgesi bu kriteri ($\approx 3d_p$) fazlasıyla sağlamaktadır ($>5d_p$).



Şekil 5.4. Kagome yapının kanal içerisinde yerleşimi.

Kagome kiriş yapı için doğrulama yapılan deneysel çalışma ile uyumlu olacak şekilde iki farklı Reynolds sayısı tanımlanmıştır:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho_f U_{int} D_h}{\mu} \tag{5.1}$$

$$Re_{d_p} = \frac{\rho_f U_{int} d_p}{\mu} \tag{5.2}$$

Burada d_p gözenek çapını temsil etmektedir (Şekil 5.2), μ havanın dinamik viskozitesi, ρ_f havanın yoğunluğu, U_{int} ise Kagome yapının kanalda oluşturduğu blokaj nedeniyle hava hızında oluşan artışın hesaba katıldığı hava hızıdır ve aşağıdaki gibi tanımlıdır (Hoffmann vd., 2003):

$$U_{int} = \frac{U_{in}}{\varepsilon} \tag{5.3}$$

buradaki U_{in} ifadesi üniform giriş hızını ifade ederken, ε gözeneklilik olup aşağıdaki şekilde tanımlıdır:

$$\varepsilon = \frac{V_f}{V_f + V_s} \tag{5.4}$$

burada V_f akışkanın, V_s ise kiriş yapının hacimdir.

5.1.2. Sayısal Model ve Yöntem

Bu çalışmada, Reynolds sayısı türbülanslı akış rejimi oluşacak şekilde yaklaşık 6000 ile 17000 arasında seçilmiştir. Bu aralık belirlenirken borularda gaz akışları için pratik uygulamalarda görülen maksimum hızlar da göz önünde bulundurulmuştur (l =3 mm için U = 24m/s) (Bahadori, 2016).

RANS modelleri türbülanslı akışların tüm detaylarını ortaya koyamasa da, genel basınç düşüşü ve ısı transferi (K_{Cell} ve Nu) için oldukça iyi tahminler sağlamaktadır. Özellikle k-epsilon modelinin ampirik katsayıları, oldukça geniş bir aralıkta çok sayıda deney verisine dayandığından, geniş bir *Re* skalası için farklı akış tiplerinde yakın tahminler sağlamaktadır (Huang, Bardina, & Coakley, 1997). Bu model ayrıca birçok araştırmacı tarafından da hücresel yapılarda akış ve ısı transferinin modellenmesinde başarılı şekilde kullanılmıştır (T. Kim vd., 2005; Lin, Yuan, & Sundén, 2013). Bu çalışmada RNG k-epsilon modeli (Orszag & Yakhot, 1986; Yakhot & Orszag, 1986) iyileştirilmiş duvar yaklaşımı (Enhanced Wall Treatment) ile kullanılmıştır. Bu modelin kullanılmasının nedeni diğer modellere nazaran deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuçlar sağlamasıdır. RNG k-epsilon modeli bu çalışmada incelenen problemde olduğu gibi ayrılma ve duvar ısı transferi içeren akışlar için standart k-epsilon modeline göre daha iyi tahminler üretmektedir (Biswas & Eswaran, 2002; Gatski, Hussaini, & Lumley, 1996). İyileştirilmiş duvar yaklaşımı ile viskoz etkilerin yüksek olduğu duvara yakın bölgeler standart duvar yaklaşımından farklı olarak çözümlenmektedir (Ansys Fluent, 2013). Böylece akış ayrılmasının söz konusu olduğu akışlar daha doğru predikte edilebilmektedir. İyileştirilmiş duvar yaklaşımı için çözüm ağı oluşturulurken duvara yakın ilk düğümler $y+<1$ koşulu sağlanacak şekilde seçilmiştir. k-epsilon modeline ait denklemler ile ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 4.1.4'te verilmiştir.

Simülasyonlar için ANSYS-FLUENT yazılımı kullanılmıştır. Basınç-hız bağlaşımı basınç tabanlı bağlaşım algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Momentum, enerji, k ve epsilon denklemlerinin diskretizasyonu için ikinci mertebe bir diskretizasyon şeması kullanılmıştır. Yakınsama kriteri olarak k ve epsilon denklemleri için 10^{-4}, hız ve enerji denklemleri için ise 10^{-6} seçilmiştir.

Kanal girişinde üniform giriş hızı ve üniform sıcaklık şartı kullanılmıştır. Havanın kanala giriş sıcaklığı 20°C kabul edilmiştir. Duvarlarda kaymama koşulu uygulanmıştır. Girişte k ve epsilon değerleri $k = (3/2)(U_{in}I)^2$ ve $\epsilon = \rho C_\mu (k^2/\mu)(\mu_t/\mu)^{-1}$ bağıntıları ile tanımlanmıştır. Bu bağıntılarda *I*, türbülans yoğunluğunu, μ_t/μ ise türbülans viskozite oranını ifade etmektedir. Akış ile ilgili daha detaylı bilgi bulunmadığı durumlarda, türbülans yoğunluğu ve viskozite oranı değerleri genellikle bu çalışmada olduğu gibi sırasıyla %5 ve 10 olarak alınmaktadır (Dykes Jr, 2014). Şekil 5.1'de yer alan simetri düzlemi üzerinde simetri sınır şartı kullanılmıştır. Diğer dikey duvar için ise adyabatik sınır şartı kabul edilmiştir. Sabit ısı akısı durumu için sandviç panelin alt yüzeyinden sabit ısı akısı uygulandığı kabul edilmiş ve üst yüzey için adyabatik sınır şartı kullanılmıştır. Sabit ısı akısı en kısa kiriş için (l=3 mm) 6000 W/m^2, diğer kiriş boylarında ise (l=5 ve 7 mm) 4000 W/m^2 seçilmiştir. Sabit sıcaklık sınır şartı durumu için ise sandviç panelin üst ve alt yüzeylerinin 50°C sıcaklıkta tutulduğu varsayımı yapılmıştır. Kanal çıkışında etkin basıncın 0 olduğu kabul edilmiş, diğer değişkenler (hız, sıcaklık, k, epsilon) için Neumann sınır şartı ($\partial/\partial t = 0$) kullanılmıştır. Akışın duvar civarındaki davranışı ise iyileştirilmiş duvar yaklaşımı ile modellenmiştir (Ansys Fluent, 2013). Duvarlarda k için belirlenen sınır şartı k=0 şeklindedir (Smith & Woodruff, 1998). Akışkan ve katı bölgelerinin ara yüzeylerinde ise ısıl sınır şartı olarak süreklilik koşulu kullanılmıştır.

Kanal ve Kagome yapının malzemesi, bu çalışmada doğrulamada kullanılan Hoffmann vd. (2003) tarafından yapılan deneysel çalışmayla uyumlu olacak şekilde, Bakır-2%Berilyum olarak seçilmiştir. Bakır-2%Berilyum'un yoğunluğu, özgül ısısı ve ısıl iletkenliği sabit olacak şekilde sırasıyla 8300 kg/m^3, 420 J/kgK ve 120 W/mK alınmıştır (Azo, 2012). Havanın yoğunluğu, dinamik viskozitesi ve ısıl iletkenliği ise, daha doğru simülasyon sonuçları elde edebilmek için özellik tablolarından (Cengel & Boles, 2002) geliştirilen aşağıdaki denklemlere dayalı olarak ve Sutherland Yasası (Sutherland, 1893) kullanılarak sıcaklığa bağlı ifade edilmiştir. Söz konusu bağıntılar

Denklem (5.5-5.7) ile verilmiştir. Havanın özgül ısısı ise sabit (1007 J/kg K) kabul edilmiştir.

$$\rho_f\,(T) = 1.179x10^{-5}(T)^2 - 0.011007(T) + 3.4175 \qquad T(Kelvin) \tag{5.5}$$

$$\mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \left(\frac{T_0 + S}{T + S}\right) \qquad T(Kelvin) \tag{5.6}$$

$$k_f(\mathrm{T}) = 7.387.\,10^{-5}(T) + 0.003482 \qquad T(Kelvin) \tag{5.7}$$

Denklemlerdeki T sıcaklık ve k_f akışkanın ısıl iletkenliğidir. $\mu_0 = 1.716x10^{-5}$ kg/ms, $T_0 = 273.11$ K ve Sutherland sabiti $S = 110.56$ K olarak kabul edilmiştir.

Bir birim hücre boyunca oluşan basınç düşüşü aşağıdaki şekilde boyutsuz olarak tanımlanmıştır:

$$K_{Cell} = \frac{\Delta P}{N_{rows}\rho U_{int}^2/2} \tag{5.8}$$

Burada ΔP basınç düşüşü, N_{rows} ise bu basınç düşüşünün gerçekleştiği kanal boyunca mevcut olan toplam birim hücre sıra sayısıdır. Çalışma için tanımlanan lokal ısı transferi katsayısı ve toplam ısı transferi katsayıları aşağıdaki gibidir (Cengel, 2007; Hoffmann vd., 2003; Joo vd., 2011; Shen, Yan, Sunden, Xue, & Xie, 2017; Shen vd., 2018; Yan vd., 2015):

$$h_l = \frac{\dot{q}_l}{T_s - T_{f,b}} \tag{5.9}$$

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{hw,a} - T_{f,b}} \tag{5.10a}$$

$$\bar{h} = \frac{1}{A}\int_A h_l dA \tag{5.10b}$$

Buradaki $\dot{q}_l$ lokal ısı akısını ifade eder ve değeri simülasyon sonuçlarına göre yazılım tarafından hesaplanır. T_s akışkan ile temasta olan tüm ısı transferi yüzeyleri için lokal yüzey sıcaklığını ifade etmektedir. Denklem (5.10a)'daki $\dot{q}$ ise ısı akısıdır (Sabit ısı akısı durumu için $\dot{q} = \text{sabit}$ ve sabit sıcaklık durumu için $\dot{q} = \dot{m}C_p(T_{f,out} - T_{f,in})/A_{sw}$). A ısıtılan panellerin ve kirişlerin akışkan ile temasta olan toplam alanını, $T_{hw,a}$ sandviç

panelin akışkan ile temas eden ve ısıtılan duvarlarının ortalama sıcaklığını, C_p akışkanın özgül ısısını, A_{sw} ise sabit ısı akısı veya sabit sıcaklık sınır şartlarının uygulandığı yüzeylerin alanını ifade etmektedir. $T_{f,b}$ yığın ortalama akışkan sıcaklığıdır ve aşağıdaki şekilde tanımlıdır:

$$T_{f,b} = \frac{T_{f,out} + T_{f,in}}{2} \tag{5.11}$$

Denklemdeki $T_{f,out}$ havanın çıkıştaki debi ağırlıklı ortalamasını, $T_{f,in}$ ise havanın girişteki ortalama sıcaklığını temsil etmektedir.

Deneysel çalışmalarda akış ve ısı transferinin detaylarının elde edilmesi genellikle mümkün olamamaktadır. Bu durum kompleks geometriler için daha fazla geçerlidir. Bu nedenle ısı transferi karakteristikleri genellikle Denklem (5.10a)'da tanımlanan ortalama ısı transferi katsayısı kullanılarak tanımlanan ortalama Nusselt sayısı ile ifade edilmektedir. Bu çalışma da literatürdeki deneysel bir çalışma ile doğrulandığından, Denklem (5.10a)'da tanımlanan ortalama ısı transferi katsayısı ve buna bağlı ortalama Nu sayısı da elde edilmiştir. Böylece, bu çalışmada elde edilen sonuçlarının ileride yapılacak deneysel çalışmalar ile karşılaştırılabilmesi de mümkün hale gelmiştir.

Çalışmada tanımlanan lokal Nusselt sayısı ve ortalama Nusselt sayıları aşağıda verilmiştir:

$$Nu_l = \frac{h_l D_h}{\lambda_f} \tag{5.12}$$

$$Nu = \frac{hD_h}{\lambda_f}\frac{D_{h,r}}{D_h} \tag{5.13a}$$

$$\overline{Nu} = \frac{hD_h}{\lambda_f}\frac{A}{A_{sw}}\frac{D_{h,r}}{D_h} \tag{5.13b}$$

Denklem (5.13a)'da tanımlanan *Nu* ile tutarlı olması ve ısı transferine Kagome kiriş yapının alanının etkisinin de katılabilmesi için; Denklem (5.13b)'de yer alan ortalama Nusselt sayısı A/A_{sw} ölçeklendirme çarpanını içermektedir. Ortalama Nusselt sayıları ayrıca farklı hidrolik çap değerleri için karşılaştırmayı tutarlı hale getirmek üzere $D_{h,r}/D_h$ çarpanı ile ölçeklendirilmiştir. Referans hidrolik çap ($D_{h,r}$) için doğrulamada kullanılan deneysel çalışmada (Hoffmann vd., 2003) yer alan geometri göz önüne alınmıştır.

Kirişler için kanatçık verimi η_{fin} aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\eta_{fin} = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\dot{Q}_{tr,max}} = \frac{\dot{Q}_{tr}}{\bar{h}_{tr} A_{tr} (T_{hw,a} - T_{f,b})} \tag{5.14}$$

Buradaki $\dot{Q}_{tr}$ kiriş yüzeylerinden akışkana olan toplam ısı transferini, A_{tr} kirişlerin toplam yüzey alanını ve $\bar{h}_{tr}$ kiriş yüzeyleri üzerinden integrasyonla hesaplanan ortalama ısı transfer katsayısını göstermektedir ve aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$\bar{h}_{tr} = \frac{1}{A_{tr}} \int_{A_{tr}} h_l dA \tag{5.15}$$

Isı transferi gerçekleşen sistemlerin performansları genellikle birim pompalama gücü (Q) başına ısı transferi ile belirlenir. Özellikle uzay araçları ve roketler gibi pompalama gücünün düşük olmasının arzu edildiği durumlarda eşit pompalama gücünde daha yüksek ısı transferinin sağlanması oldukça önemlidir. Pompalama gücü aşağıdaki ölçek analizi ile yaklaşık olarak ifade edilebilir (Lu vd., 2005; Tian vd., 2004):

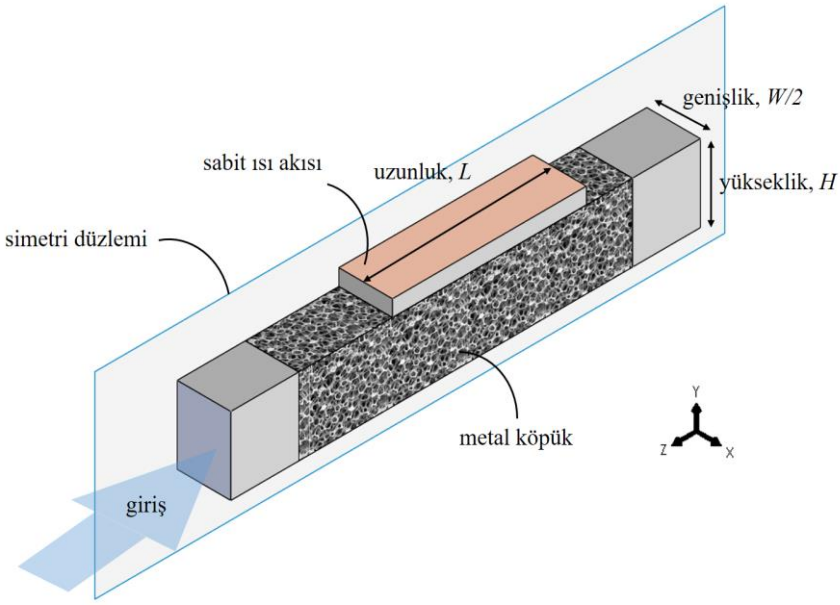
$$Q \sim \Delta P U_{int} {D_h}^3, \quad K_{Cell} \sim \frac{\Delta P}{{U_{int}}^2}, \quad Re \sim U_{int} D_h \quad \rightarrow \quad Q \sim K_{Cell} Re^3 \frac{D_h}{D_{h,r}} \tag{5.16}$$

5.2. Metal Köpük Yapılar

5.2.1. Geometrik Model

Bu çalışmada Kagome kiriş yapılar dışında metal köpük içeren yapılar da ele alınmıştır. Bu yapı için ele alınan üç boyutlu geometrik model Şekil 5.5'te gösterilmiştir. Geometrik model doğrulamanın yapılabilmesi için Calmidi ve Mahajan (2000) tarafından yapılan deneysel çalışmadaki yapı göz önüne alınarak oluşturulmuştur. Kanal yüksekliği 45 mm, genişliği 63 mm, ısı akısının uygulandığı uzunluk ise 114 mm olarak alınmıştır. Isı akısının uygulandığı bölgenin öncesinde 55 mm, sonrasında ise 27 mm uzunluğunda metal köpük bulunmaktadır. Ayrıca, metal köpük bulunan bölgenin öncesi ve sonrasında oluşabilecek giriş-çıkış etkilerinden kaçınmak için, hesaplama bölgesi her iki taraftan da 40 mm uzatılmıştır (Kotresha & Gnanasekaran, 2019; Patankar, 2018; Zhou, Hansen, Geb, & Catton, 2011).

Ele alınan deneysel sonuçların mevcut olduğu metal köpük yapılar ve özellikleri Çizelge 5.2'de verilmiştir. Çizelgeden de görülebileceği gibi gözeneklilik değerleri 0.9 ile 1 arasında değişmektedir. Bu gözeneklilik değerlerindeki metal köpükler literatürde yüksek gözeneklilik oranına sahip (high porosity) metal köpükler olarak bilinirler. Söz konusu çizelgede, akış ve ısı transferini büyük ölçüde etkileyen bağ çapı ve gözenek çapı gibi değerler de verilmiştir.



Şekil 5.5. Metal köpük içeren yapı için geometrik model.

Çizelge 5.2. Ele alınan metal köpüklerin özellikleri.

	Gözeneklilik	PPI	Bağ çapı (mm)	Gözenek çapı (mm)	*F*	*K* *(10^7 m^2)
A	0.9005	20	0.35	2.58	0.088	0.9
B	0.9118	5	0.55	3.8	0.085	1.8
C	0.9132	40	0.25	1.8	0.084	6.37
D	0.9272	40	0.25	2.02	0.089	5.48
E	0.9486	10	0.4	3.13	0.097	4.1
F	0.9546	20	0.3	2.7	0.093	1.3
G	0.9726	5	0.5	4.02	0.097	2.7

5.2.2. Sayısal Model ve Yöntem

Sayısal çözümler ANSYS-FLUENT hesaplamalı akışkanlar mekaniği yazılımı ile laminer akış şartlarında elde edilmiştir. Metal köpükler için enerji denklemleri LTNE

modeli kullanılarak çözülmüştür. Tam gelişmiş laminer akışa ait hız profili kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) aracılığı ile giriş şartı olarak tanımlanmıştır (Ek A). Kanal çıkışında etkin basıncın 0 olduğu kabul edilmiştir. Metal köpüğün üzerindeki levhanın üst kısmından 1500 W/m^2 sabit ısı akısı uygulandığı ve bunun dışında kalan kısımların ise adyabatik olduğu kabul edilmiştir. Isı akısının uygulandığı levhanın kalınlığı deneysel çalışma ile uyumlu olması için 9.5 mm olarak seçilmiştir. Havanın giriş sıcaklığı Calmidi ve Mahajan (2000) tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmayla uyumlu olacak şekilde 30°C seçilmiştir. Havanın yoğunluğu, viskozitesi, ısıl iletkenliği ve özgül ısısı sırasıyla 1.1649 kg/m^3, 1.868e-5 kg/ms ve 0.026341 W/mK olarak kabul edilmiştir. Metal köpük ve kanalın malzemesi ise alüminyum olarak seçilmiş ve ısıl iletkenliğinin söz konusu deneysel çalışma (Calmidi & Mahajan, 2000) ile uyumlu şekilde 218 W/mK olduğu kabul edilmiştir. Kullanılan denklemler ve gözenekli yapı için kullanılan model Bölüm 4'te de ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

Basınç-hız bağlaşımı SIMPLE algoritması kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Momentum ve enerji denklemleri için ikinci mertebe bir diskretizasyon şeması kullanılmıştır. Yakınsama kriteri olarak süreklilik denklemi için 10^{-3}, enerji denklemi için ise 10^{-9} seçilmiştir.

Metal köpük boyunca oluşan basınç düşüşü boyutsuz olarak aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$f = \frac{\Delta P}{\rho U_{int}{}^2 / 2} \tag{5.17}$$

Çalışmada Lage (1998) tarafından eleştirilen ve literatürde kullanılan Reynolds sayısı yerine yine Lage (1998) tarafından önerilen form kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı kullanılmıştır:

$$\frac{D_C}{D_\mu} = \frac{\rho C K}{\mu} U_{int} \tag{5.18}$$

Buradaki ρ ve μ sırasıyla akışkanın yoğunluğu ve viskozitesi, K ise metal köpük yapının geçirgenliğidir. U_{int} akışkanın hızını temsil eder ve kanatçıklı geometriler için havanın, kanatçıklar arasından geçerken hızlanması da göz önüne alınarak belirlenir. Isı transferini karakterize eden Nusselt sayısı ise aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$Nu_L = {hL}/{k_e} \tag{5.19}$$

Buradaki L, akış boyunca metal köpüğün ısıtılan bölgesinin uzunluğunu temsil etmektedir. Isı transfer katsayısı h ise aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır:

$$h = \dot{q}/(A\Delta T_{ave}) \tag{5.20}$$

Bu denklemdeki ΔT_{ave} taban ortalama sıcaklığı ile girişteki sıcaklığın farkıdır. Denklem (5.19)'deki k_e ifadesi efektif ısıl iletkenliği göstermektedir ve aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$k_e = k_{fe} + k_{se} \tag{5.21}$$

Buradaki k_{fe} akışkanın, k_{se} ise katının efektif ısıl iletkenliğini göstermektedir ve değerleri Calmidi ve Mahajan (2000) tarafından geliştirilen bağıntılar yardımıyla elde edilmiştir.

Bölüm 4'te de ele alındığı gibi gözenekli yapılarda LTNE modelinde iki bölge için iki farklı denklem ortaya çıkmaktadır. Akışkan ve katı bölgeler için elde edilen denklemler sırasıyla aşağıdaki şekildedir:

$$\varepsilon\left(\rho c_p\right)_f \langle \boldsymbol{V_f} \rangle^f . \boldsymbol{\nabla} \langle T_f \rangle^f = \boldsymbol{\nabla}\left(k_{fe} + k_d\right)\boldsymbol{\nabla}\langle T_f \rangle^f - h_{fs} a_{fs}\left(\langle T_f \rangle^f - \langle T_s \rangle^s\right) \tag{5.22}$$

$$k_{se}\boldsymbol{\nabla}^2 \langle T_s \rangle^s = -h_{fs} a_{fs}\left(\langle T_f \rangle^f - \langle T_s \rangle^s\right) \tag{5.23}$$

Bu denklemlerin çözümü için h_{fs} ve k_d'nin tanımlanmaları gerekmektedir. Daha önce de ifade edildiği gibi h_{fs} katı ve akışkan arasındaki ısı transferi katsayısıdır ve metal köpüğün iç yapısı ve özellikle bağların geometrisi ile yakından ilişkilidir. Bununla birlikte h_{fs} metal köpük içerisinde farklı hızlar nedeni ile konuma göre de değişebilmektedir. Aynı şekilde ısıl dispersiyon k_d, akışın karışması nedeniyle söz konusu olan etkiyi ifade eder. Bu terimlerle ilgili ayrıntılı bilgi Bölüm 4'te yer almaktadır. Bu büyüklükler aşağıdaki gibi tanımlıdır (Calmidi & Mahajan, 2000):

$$\frac{k_d}{k_e} = C_D(Re_K Pr_e)\frac{U}{U_{in}} \tag{5.24}$$

$$Nu_{fs} = \frac{h_{fs} d_f}{k_f} = C_T Re^{0.5} Pr^{0.37} \tag{5.25}$$

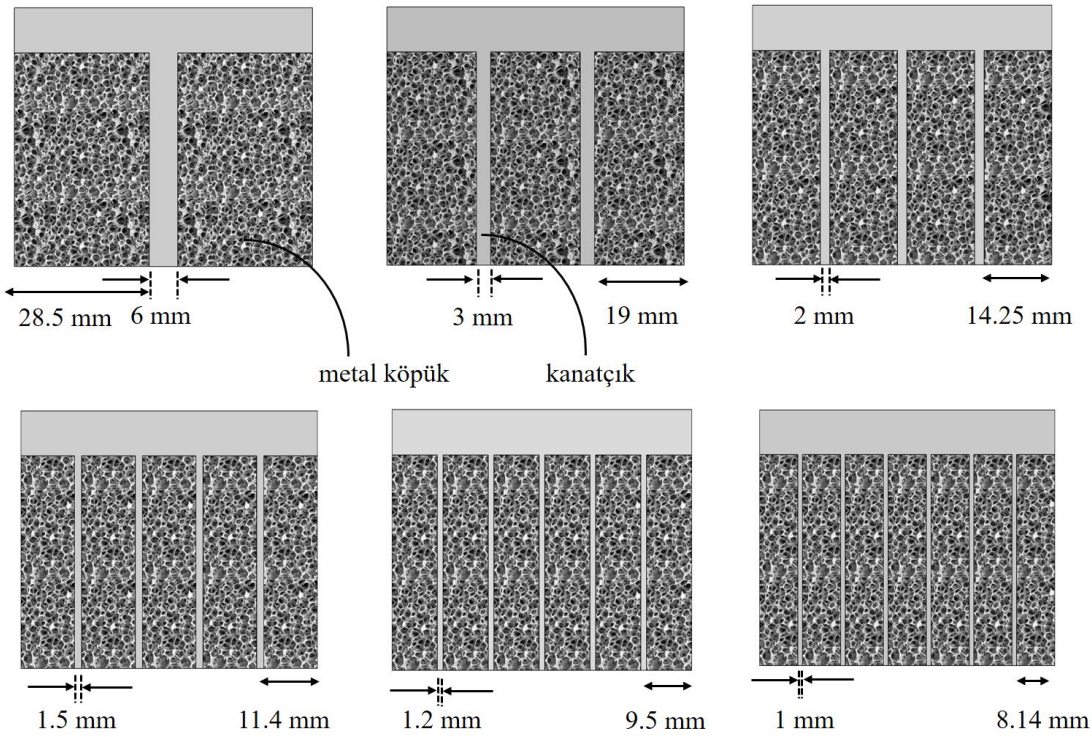
Buradaki C_D metal köpüklerin geometrisi ile ilişkili bir katsayıdır ve ısıl dispersiyonu belirler. C_T ise katı ile akışkan arasındaki ısı taşınım katsayısı ile ilişkilidir. Denklem (5.24)'te bulunan Pr_e akışkan için efektif ısıl iletkenlik ile hesaplanan Prandtl sayısı, Denklem (5.25)'teki Pr ise akışkan için Prandtl sayısıdır. Denklem (5.24)'de bulunan Re_K geçirgenliğe bağlı ifade edilmiş Reynolds sayısıdır ve aşağıdaki gibi tanımlıdır:

$$Re_K = \frac{\rho u_0 \sqrt{K}}{\mu} \tag{5.26}$$

Buradaki U, akışkanın herhangi bir noktadaki hızı, U_0 ise akışkanın giriş hızıdır. Denklem (5.25)'deki Re sayısı ise $Re = \rho u d_f / \mu$ şeklinde tanımlıdır ve konuma göre değişmektedir.

Denklem (5.25) silindir üzerinden çapraz akıştaki zorlanmış taşınım korelasyonlarına (Žukauskas, 1972) benzer bir formdadır. Denklem (5.24) ve Denklem (5.25), kullanıcı tanımlı fonksiyon (UDF) yardımıyla yönetici denklemlere dâhil edilmiştir (Ek A). Calmidi ve Mahajan (2000) yaptığı çalışmada her ne kadar C_D ve C_T için deney sonuçlarıyla uyumlu değerler elde etmişse de, söz konusu çalışmada kullanılan modelin iki boyutlu olmasından dolayı, değerlerin üç boyutlu model kullanılan bu tez çalışmasında kullanılması uygun değildir. Bu yüzden, 3 boyutlu durum için deneysel sonuçlara en yakın Nusselt sayısının elde edildiği C_D ve C_T değerleri tespit edilmiştir.

Uygun C_D ve C_T değerlerinin belirlenmesinden sonra, kanatçıklı geometriler için ısı transferi ve akış karakteristikleri incelenmiştir. Tüm kanatçıkların toplam kalınlığı sabit olacak şekilde metal köpük içerisine 1'den 6'ya kadar sayıda kanatçık yerleştirilmiş ve farklı kanatçık sayılarında ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri belirlenmiştir. Metal köpüklerin farklı kanatçık sayılarına sahip olması durumunda söz konusu geometrik ölçüler Şekil 5.6'da yer almaktadır.



Şekil 5.6. Farklı kanatçık sayıları için geometrik ölçüler.

BÖLÜM 6

SONUÇLAR

6.1. Kagome Kiriş Yapılar

6.1.1. Ağ Bağımsızlığı Testi

Çizelge 6.1 ve 6.2'de görüldüğü gibi sabit ısı akısı durumunda tetrahedral çözüm ağındaki hücre sayısını 41M'dan 45M'a çıkarmak, sabit sıcaklık durumunda ise hücre sayısını 47M'dan 49M'a çıkartmak K_{Cell} ve Nu değerlerinde ciddi bir değişikliğe yol açmamıştır. Bu yüzden, sabit ısı akısı durumu için 41M hücreye sahip çözüm ağı, sabit sıcaklık durumu için ise 47M hücreye sahip çözüm ağı kullanılmasına karar verilmiştir. Kiriş yapının etrafında ve kanal duvarlarındaki çözüm ağı daha küçük aralıklar ve inflasyon tabakaları kullanılarak sıkılaştırılmıştır (bkz. Şekil 6.1). Hesaplama bölgesinde en küçük ve en büyük hücre boyutları sırasıyla $5x10^{-5}$ m ve $1x10^{-3}$ m olarak seçilmiştir.

Çizelge 6.1 ve 6.2'de verilmiş olan yüzde farklar ise aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$A_i\% = \left|\frac{a_n - a_i}{a_n}\right| 100 \tag{6.1}$$

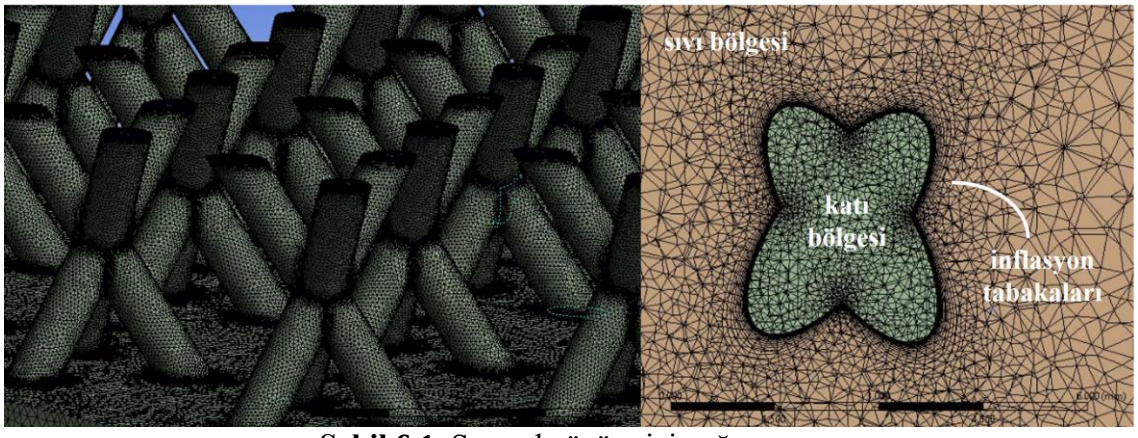
Burada a_n, en yüksek hücre sayısına sahip çözüm ağında elde edilen sonuç, a_i ise mevcut çözüm ağında elde edilen sonuçtur.

Çizelge 6.1. Sabit ısı akısı için ağ bağımsızlığı testi ($d/l = 1.6/3 = 0.53$, $Re_{Dh} \approx 17000$).

Hücre sayısı, ≈	*Nu*	*Fark, %*	K_{Cell}	*Fark, %*
13M	378	1.05 %	1.297	0.77 %
29M	381	0.26 %	1.309	0.16 %
37M	381	0.26 %	1.304	0.23 %
41M	382	-	1.308	0.08 %
45M	382	-	1.307	-

Çizelge 6.2. Sabit sıcaklık için ağ bağımsızlığı testi ($d/l = 1.6/3 = 0.53$, $Re_{Dh} \approx 16300$).

Hücre sayısı, ≈	*Nu*	*Fark, %*	K_{Cell}	*Fark, %*
24M	410	0.24 %	1.387	0.22 %
37M	410	0.24 %	1.387	0.22 %
42M	411	-	1.386	0.29 %
47M	411	-	1.39	-
49M	411	-	1.39	-

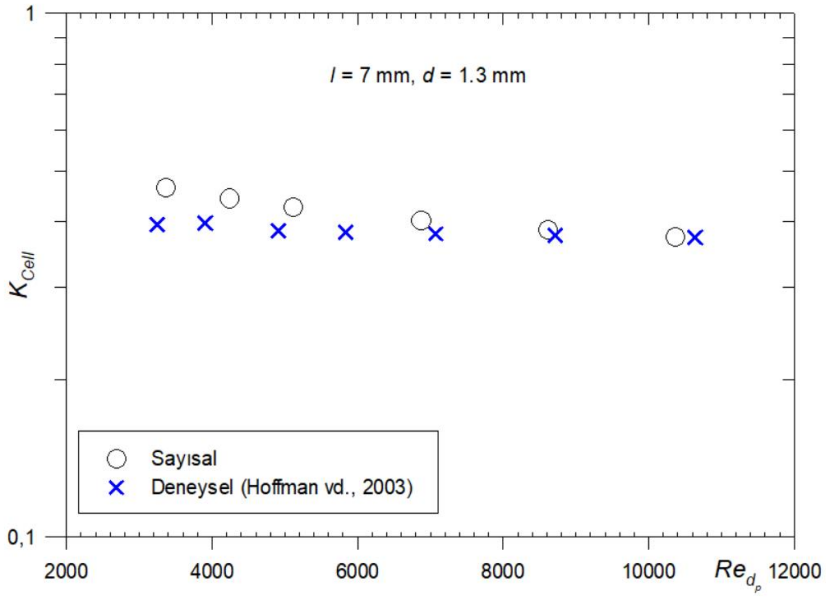


Şekil 6.1. Sayısal çözüm için ağ yapısı.

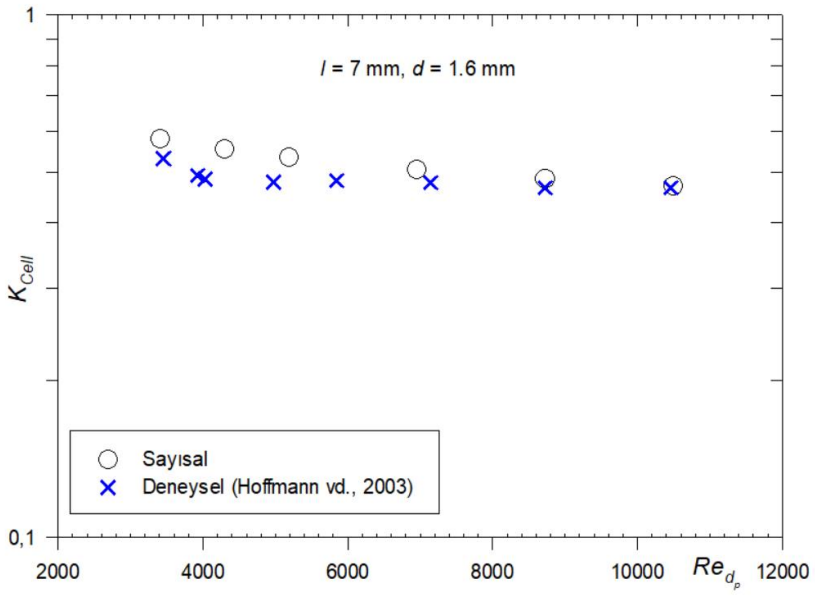
6.1.2. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması

Elde edilen sayısal çözümler Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen deneysel veriler kullanılarak 7 mm kiriş uzunluğu ve 1.3 mm ve 1.6 mm kiriş çapları için doğrulanmıştır. K_{Cell} ve ortalama Nusselt sayıları için kıyaslama sonuçları Şekil 6.2-6.5'te

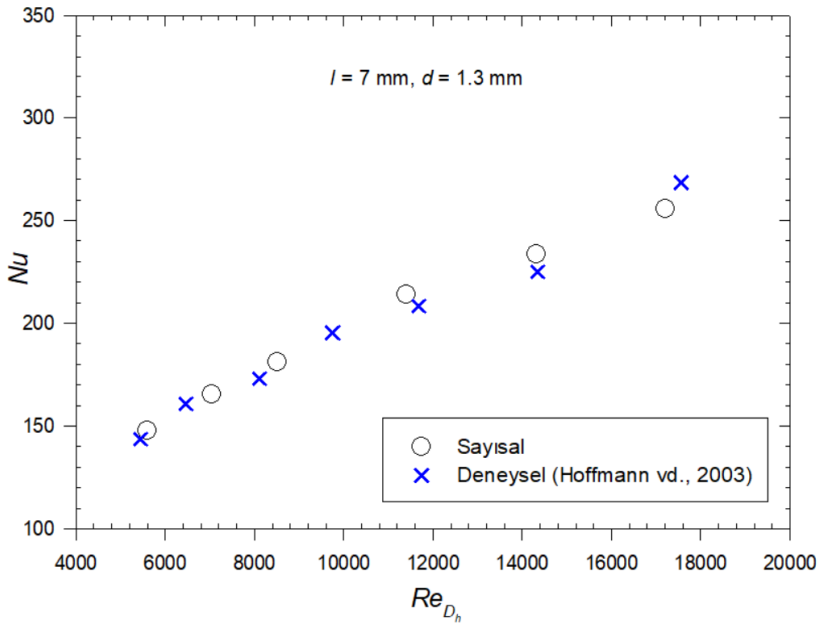
sunulmuştur. Şekillerden de görüleceği gibi, sayısal ve deneysel sonuçlar arasında deneysel sonuçların belirli oranda belirsizlik içerdiği de göz önünde tutulursa genel olarak oldukça iyi uyumluluk söz konusudur. Şekil 6.1 ve 6.2'de görüldüğü gibi, K_{Cell} için yüksek Reynolds sayılarında daha iyi bir uyum söz konusudur. Bu çalışmada ele alınan *Re* aralığında sayısal sonuçların kıyaslanması için kullanılan (Hoffmann vd., 2003) ve literatürde bulunan diğer deneysel çalışmalarda (Joo vd., 2009; Joo vd., 2011; Kim vd., 2004; Kurian vd., 2016; Tian vd., 2004; Tian vd., 2007) akış ve ısı transferinde silindirik bağlardan dolayı herhangi bir geçici rejim etkisine rastlanılmamıştır ve böyle bir olgudan bahsedilmemiştir. Geçici rejimin oluşmamasının nedenlerinden en önemlisi eğimli kirişlerin kuyruk ucunda ikincil akışı içeren akış yapısının varlığı gösterilebilir. Diğer bir nedeni ise ön bağlardaki bacakların akışa doğru açılı bir şekilde hizalanmalarından kaynaklı akım çizgili yapıya yaklaşmalarıdır. Ayrıca, akış simetrisinin yan bacaklar etrafında bozulması ve birim hücrelerin saptırmalı şekilde yerleşimi daimi akışa katkı sağlamaktadır. Böylece çalışmada kullanılan RNG k-epsilon modeli deneyler ile uyumlu olacak şekilde akışı başarılı bir şekilde modelleyebilmektedir.



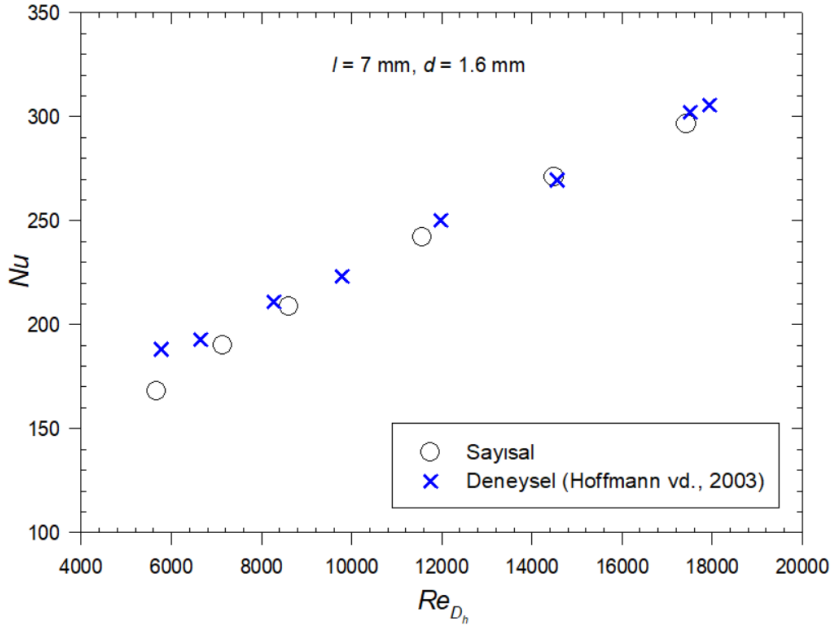
Şekil 6.2. d = 1.3 mm için K_{Cell} değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması.



Şekil 6.3. d = 1.6 mm için K_{Cell} değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması.



Şekil 6.4. d = 1.3 mm için Nu değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması.

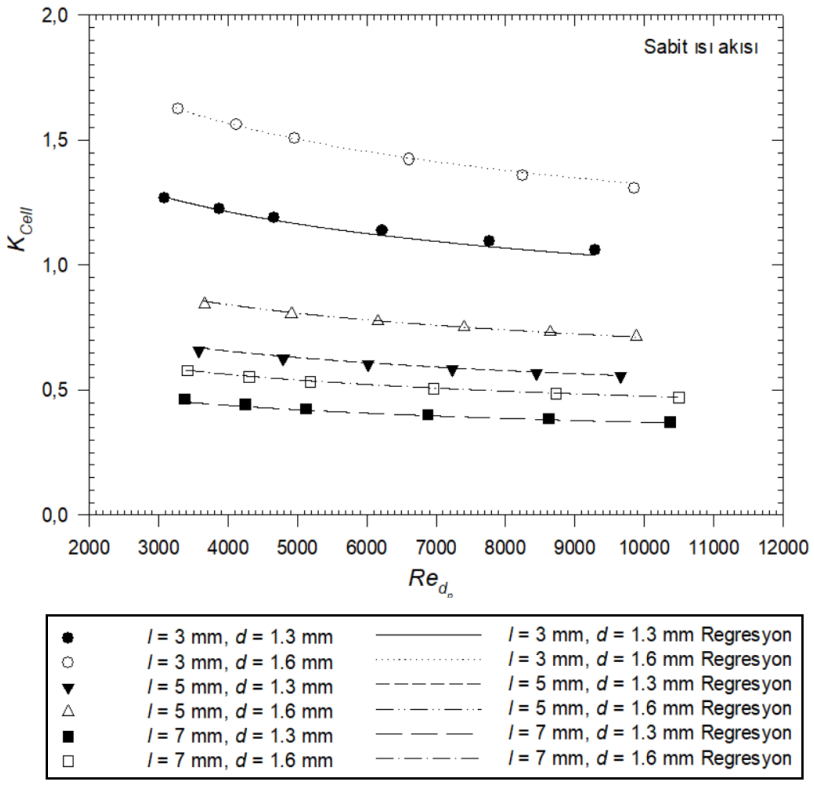


Şekil 6.5. d =1.6 mm için Nu değerlerinin Hoffmann vd. (2003) tarafından elde edilen veriler ile karşılaştırılması.

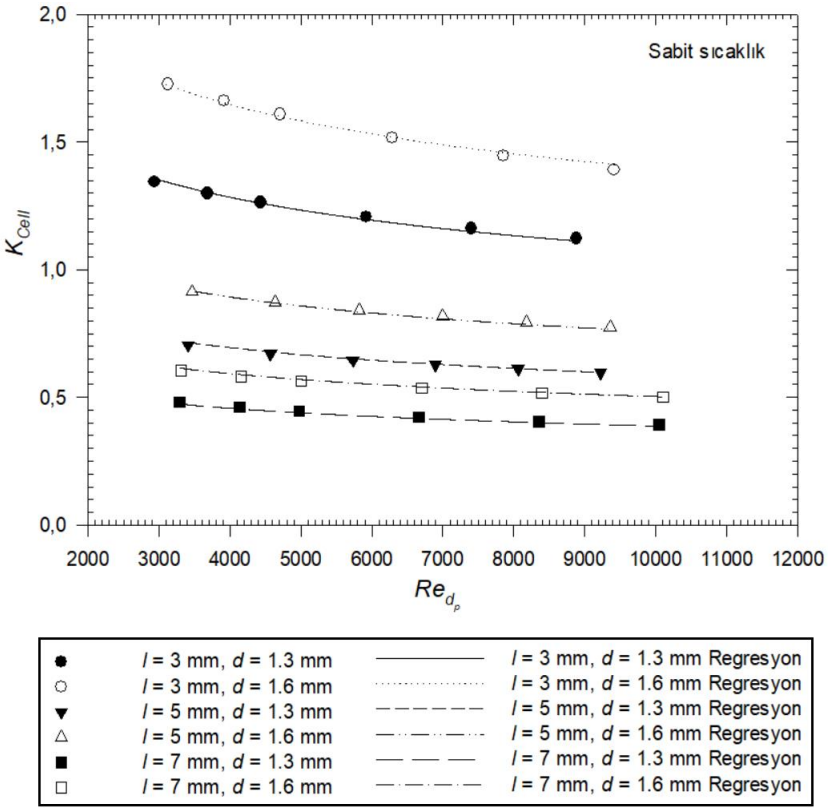
6.1.3. Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri

Sayısal sonuçlar Çizelge 5.1'de verilmiş olan farklı geometrik parametreler ve yaklaşık 6000-17000 aralığında hidrolik çapa dayalı Re sayıları için elde edilmiştir. Sonuçlarda basınç düşüşü K_{Cell} ile ısı transferi ise ortalama Nu sayısı ile karakterize edilmiştir. K_{Cell} ve ortalama Nusselt sayısı için elde edilen sonuçlar Şekil 6.6-6.9'da verilmiştir. Şekil 6.6 ve 6.7'den de görülebileceği gibi basınç düşüşü önce Re ile ciddi bir biçimde düşmüş ve daha sonra sabit bir değere yaklaşmıştır. Basınç düşüşünde görülen bu eğilim türbülanslı akış için tipik bir durumdur (Cengel, 2010). Diğer taraftan K_{Cell} artan kiriş çapı ve azalan kiriş boyu ile beraber artan viskoz etkiler ve birim hücrelerin blokaj etkisinin neden olduğu form direnci nedeniyle önemli miktarlarda artmaktadır. Ortalama Nusselt sayısının artan Re sayısı ile beklenildiği gibi önemli oranlarda arttığı Şekil 6.8-6.11'de görülmektedir. Ortalama Nusselt sayısı ayrıca kiriş çapının artması ile Çizelge 6.3'te verilen kanatçık veriminin ve aynı zamanda da ısı transfer yüzey alanının yükselmesinden dolayı artmaktadır. Kiriş çapının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisi kiriş boyunun azalması ile birlikte kanatçık verimindeki değişimin küçülmesinin bir sonucu olarak azalmaktadır. Yine Şekil 6.8–6.11'den anlaşılacağı üzere ısı transferi kiriş boyunun küçülmesi ile dikkate değer bir artış göstermektedir. Bu artışın en önemli nedeni kiriş boyunun küçülmesi ile Kagome yapının hacim başına düşen ısı transferi

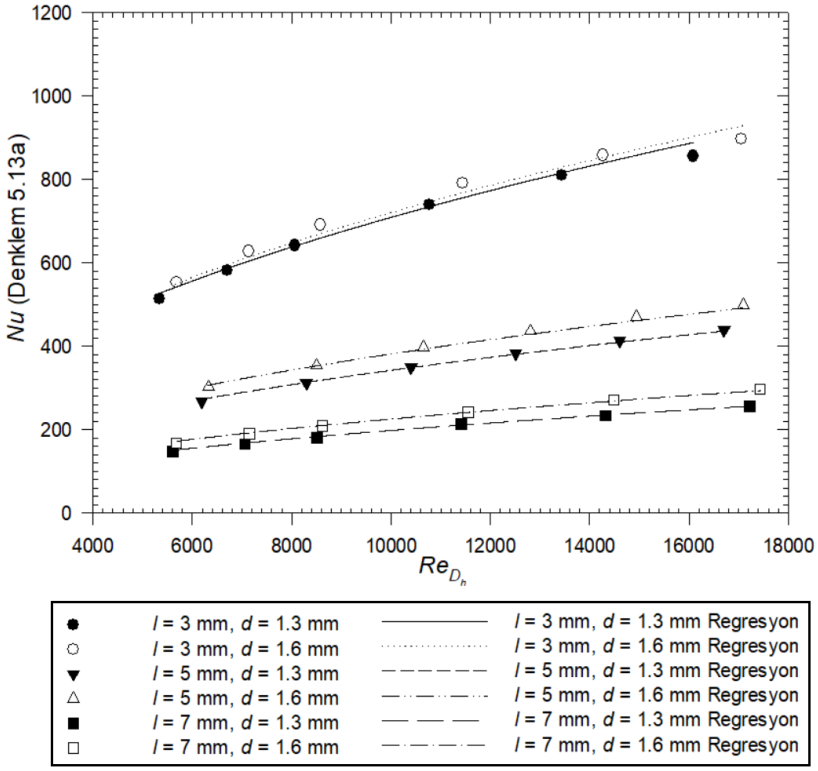
yüzeyinin artmasıdır. Isı transferindeki artışın bir diğer sebebi kiriş boyunun küçülmesi ile birlikte kanatçık veriminin de yükselmesidir. Sabit sıcaklık sınır şartı durumunda, akış boyunca taban ile akışkan arasındaki sıcaklık farkının, sabit ısı akısı durumundan farklı olarak giderek azalmasından dolayı ortalama Nu sayısı daha düşük değerler almaktadır. En yüksek Nusselt sayısı bir istisna dışında 3 mm kiriş uzunluğu ve 1.6 mm kiriş çapında elde edilmiştir. Şekil 6.11'den de görülebileceği gibi sabit sıcaklık sınır şartı durumu için $\overline{Nu}$ değeri 3 mm kiriş uzunluğunda 1.3 mm ve 1.6 mm kiriş çapları için neredeyse aynıdır. Sabit ısı akısı şartı için $\overline{Nu}$ değerindeki en yüksek artış $\mathrm{Re} \approx 6000$ için yaklaşık % 226, $\mathrm{Re} \approx 15000$ için ise yaklaşık % 221'dir. Sabit sıcaklık şartı için $\overline{Nu}$ değerindeki en yüksek artış $\mathrm{Re} \approx 6000$ için yaklaşık % 207 ve $\mathrm{Re} \approx 15000$ için ise yaklaşık % 213'dür.



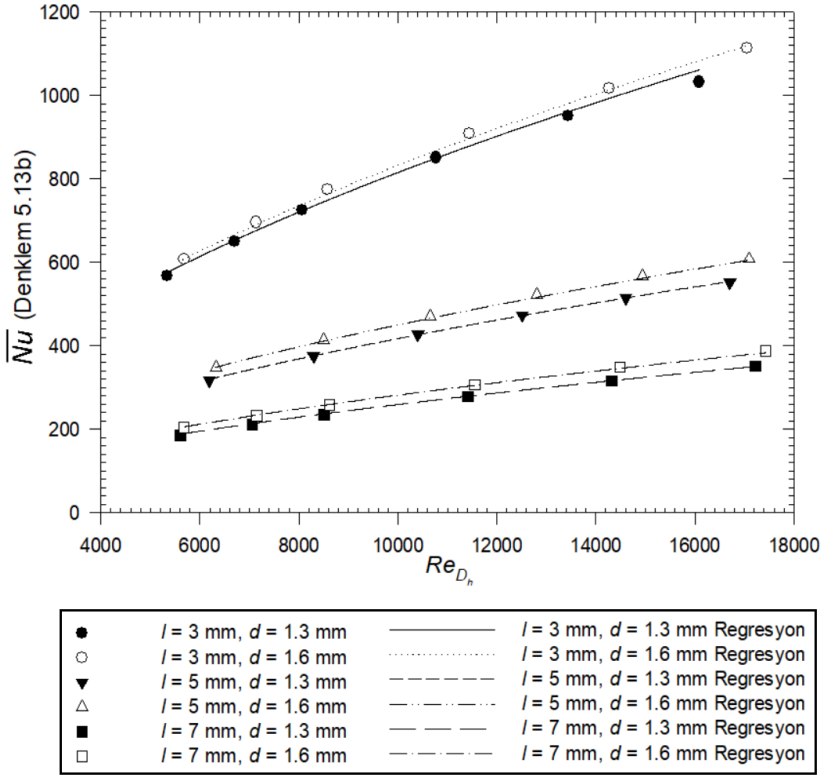
Şekil 6.6. Sabit ısı akısı sınır şartında K_{Cell} değerinin farklı kiriş boyu ve çapları için Reynolds sayısıyla değişimi.



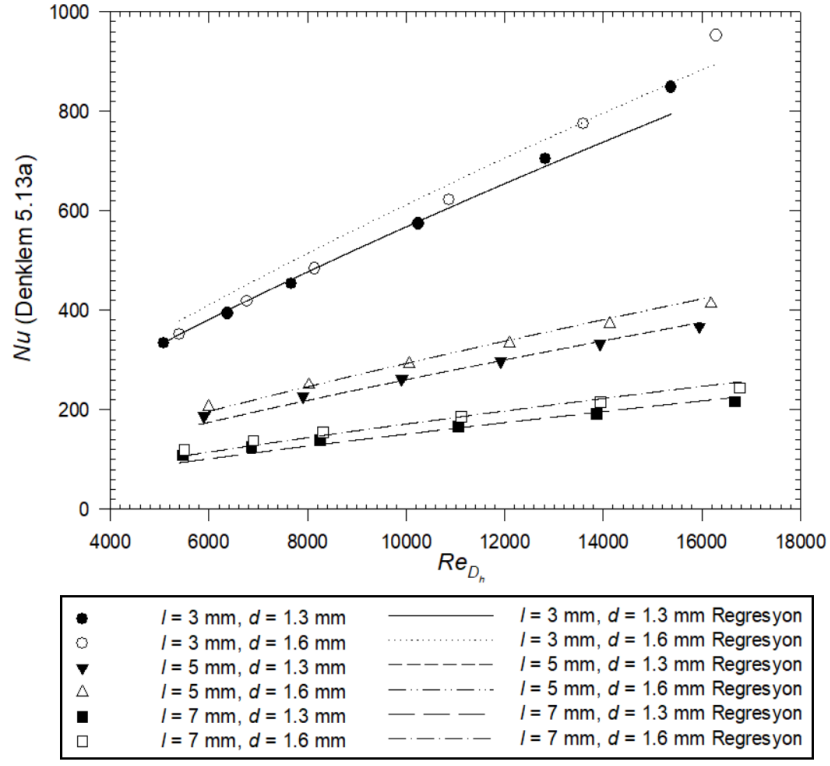
Şekil 6.7. Sabit sıcaklık sınır şartında K_{Cell} değerinin farklı kiriş boyu ve çapları için Reynolds sayısıyla değişimi.



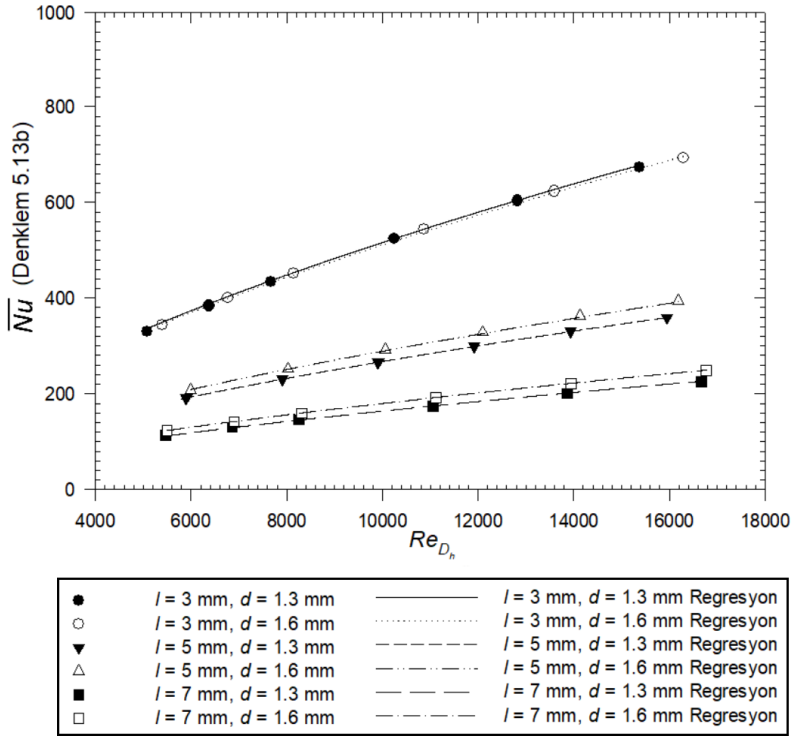
Şekil 6.8. Sabit ısı akısı sınır şartında Denklem 5.13a'ya dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için *Re* sayısı ile değişimi.



Şekil 6.9. Sabit ısı akısı sınır şartında Denklem 5.13b'ye dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için *Re* sayısı ile değişimi.



Şekil 6.10. Sabit sıcaklık sınır şartında Denklem 5.13a'ya dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için *Re* sayısı ile değişimi.



Şekil 6.11. Sabit sıcaklık sınır şartında Denklem 5.13b'ye dayalı ortalama Nusselt sayısının farklı kiriş boyu ve çapları için *Re* sayısı ile değişimi.

Çizelge 6.3'te kanatçık verimleri ile birlikte tabandan iletimle kiriş yapıya gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine oranı da ($r_{c/t}$%) verilmiştir. $r_{c/t}$% ve η_{fin} için düşük değerler en yüksek *Re* sayıları için; yüksek değerler ise en düşük *Re* sayıları içindir. Kiriş boyunun düşmesi ve kanatçık veriminin yükselmesi ile birlikte $r_{c/t}$% daha yüksek değerler almaktadır. Sabit sıcaklık şartı için $r_{c/t}$% kanal ısı transfer yüzeyinin artmasından dolayı (üst ve alt yüzeyler) daha düşük değerler almaktadır.

Çizelge 6.3. Tabandan iletimle kiriş yapıya gerçekleşen ısı transferinin toplam ısı transferine oranları ve kanatçık verimi değerleri.

l	*d*	$r_{c/t}$% (Sabit Isı Akısı)	$r_{c/t}$% (Sabit Sıcaklık)	η_{fin}% (Sabit Isı Akısı)	η_{fin}% (Sabit Sıcaklık)
3 mm	1.3 mm	74-78	57-60	80-88	96-98
	1.6 mm	79-82	61-63	78-90	97-99
5 mm	1.3 mm	66-71	52-56	72-80	92-95
	1.6 mm	69-73	54-57	76-84	94-96
7 mm	1.3 mm	60-67	49-54	62-73	87-93
	1.6 mm	63-70	51-55	67-77	90-94

K_{Cell} ve ortalama Nusselt sayıları için regresyon analizinde kullanılan regresyon denklemleri ve elde edilen sonuçlar Denklem (6.2), (6.3) ve Çizelge 6.3'te yer almaktadır.

$$K_{Cell} = [A(d/l)^2 + B(d/l) + C]Re_{dp}{}^{n} \quad 0.19 < d/l < 0.53, \qquad (6.2)$$

$$3000 < Re_{dp} < 11000$$

$$Nu = [A(d/l)^2 + B(d/l) + C]Re_{Dh}{}^{n} \quad 0.19 < d/l < 0.53, \qquad (6.3)$$

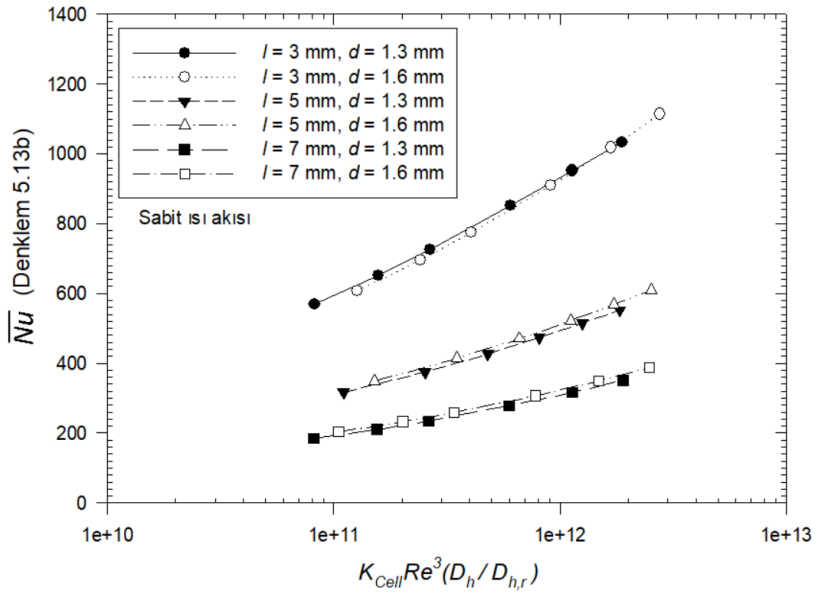
$$6000 < Re_{Dh} < 17000$$

Çizelge 6.4. Regresyon analizi sonuçları ve RMSE değerleri.

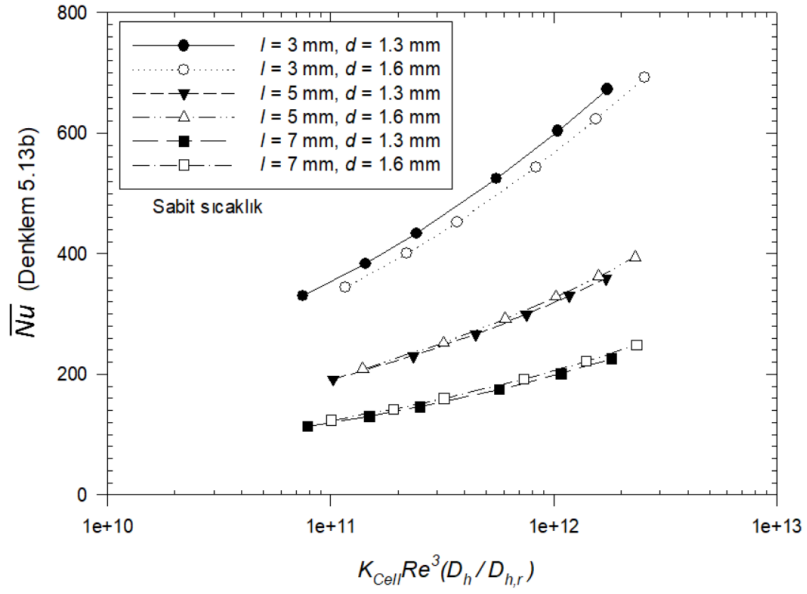
		A	B	C	n	RMSE
Sabit Isı Akısı	K_{Cell}	5.3326	11.0762	-0.2247	-0.1839	0.0095
	Nu Denklem (5.13a)	-13.5893	13.7543	0.4354	0.4739	5.1555
	$\overline{Nu}$ Denklem (5.13b)	-4.9555	5.232	0.7762	0.554	3.3997
Sabit Sıcaklık	K_{Cell}	3.7222	12.4767	-0.4194	-0.1794	0.0085
	Nu Denklem (5.13a)	-0.3895	0.521	3.172e-2	0.7795	10.3261
	$\overline{Nu}$ Denklem (5.13b)	-2.1049	1.9683	0.188	0.6331	1.2128

Isı transferi sağlayan cihazların performansları genellikle sabit bir pompalama gücü için ($K_{Cell}Re^3 \frac{D_h}{D_{h,r}}$) söz konusu olan ortalama ısı transferi ile ($\overline{Nu}$) ifade edilir. Şekil 6.12 ve 6.13'ten de görülebileceği gibi $\overline{Nu}$ sayısı, beklenilen şekilde, artan pompalama gücü ile artmaktadır. Sabit pompalama gücü baz alındığında, düşük kiriş uzunlukları için daha yüksek ısı transferi oranı elde edildiği görülmektedir. Bununla birlikte, sabit pompalama gücünde, kiriş çapının ortalama Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin düşük olduğu gözlenmektedir. Sabit bir pompalama gücünde 5 mm ve 7 mm kiriş uzunlukları için çapın artırılması ile $\overline{Nu}$ sayısında küçük bir artış söz konusu olmaktadır. Diğer taraftan 3 mm kiriş uzunluğu için kiriş çapının artmasıyla sabit bir pompalama gücü başına $\overline{Nu}$ sayısı; sabit sıcaklık sınır şartı durumu için düşerken, sabit ısı akısı durumu için neredeyse aynı kalmaktadır.

Sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık sınır şartı durumları için sabit bir pompalama gücünde en yüksek $\overline{Nu}$, 3 mm kiriş uzunluğu ve 1.3 mm kiriş çapında elde edilirken; en düşük $\overline{Nu}$, 7 mm kiriş uzunluğu ve 1.3 mm kiriş çapında söz konusu olmaktadır.



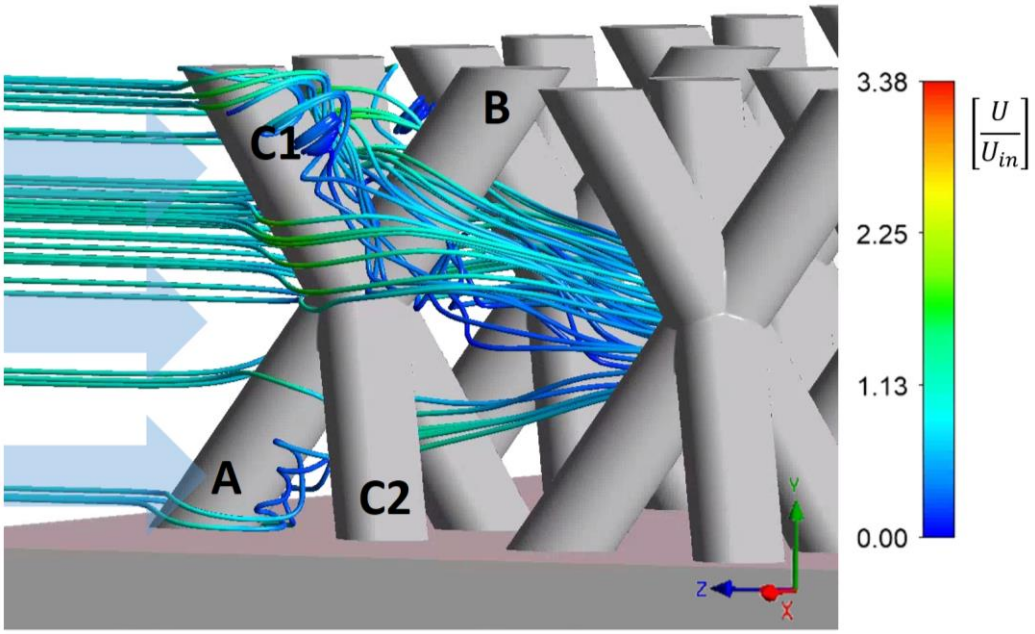
Şekil 6.12. Sabit ısı akısı sınır şartı durumu için $\overline{Nu}$ sayısının $K_{Cell}Re^3\frac{D_h}{D_{h,r}}$ ile değişimi.



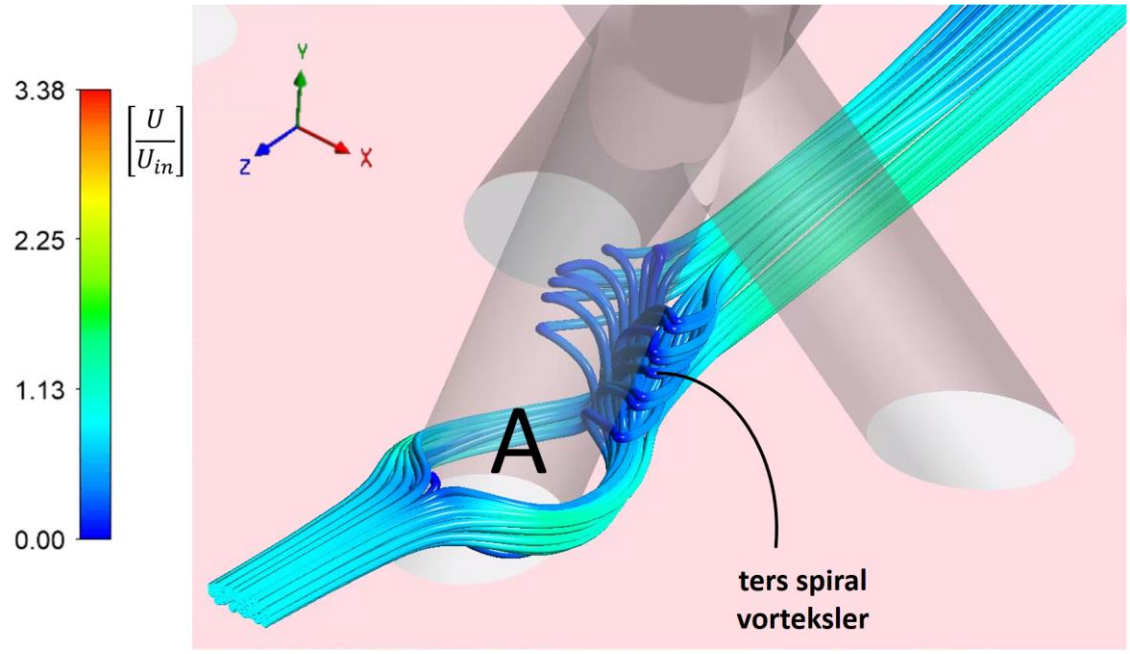
Şekil 6.13. Sabit sıcaklık sınır şartı durumu için $\overline{Nu}$ sayısının $K_{Cell}Re^3\frac{D_h}{D_{h,r}}$ ile değişimi.

Akışa ait detayların ve kiriş yapının akışa etkilerinin anlaşılabilmesi için, kanal ve birim hücreler boyunca akım çizgileri Şekil 6.14-6.17'de verilmiştir. Kanalda birim hücrelerin mevcudiyeti nedeniyle akış alanında çeşitli vorteks formasyonları söz konusu olmaktadır. Akış parçacıklarının her bir birim hücrenin akışı karşılayan yüzeyine

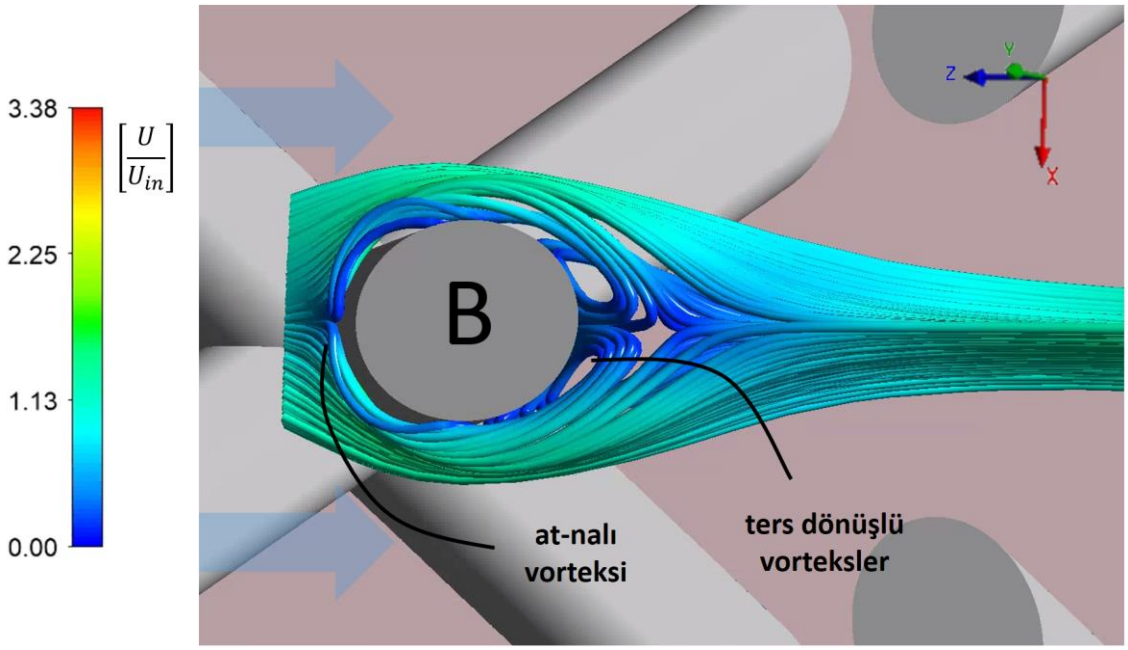
çarpmasından sonra, akış iki kısma bölünmekte ve sonrasında ön ile yan bacakların (A ve C) arkalarında transvers spiral vorteksler, arka bacakların (B) arkasında ise zıt yönlü spiral vortex çiftleri oluşmaktadır. Ayrıca Şekil 6.16'da görüldüğü gibi, arka bacakların akışı karşılayan tarafında at-nalı vorteksi oluşmaktadır. Bacakların akışa doğru açılı şekilde yerleşmesinden dolayı birim hücrelerin kuyruk ucu bölgelerinde silindir üzerinden çapraz akışta görülen ayrılmış vorteks bölgeleri mevcut değildir. Diğer deneysel ve sayısal çalışmalarda da bu çalışmadakine benzer vorteks karakteristikleri gözlemlenmiştir (Choi, Kim, Song, & Lu, 2007; Shen vd., 2018).



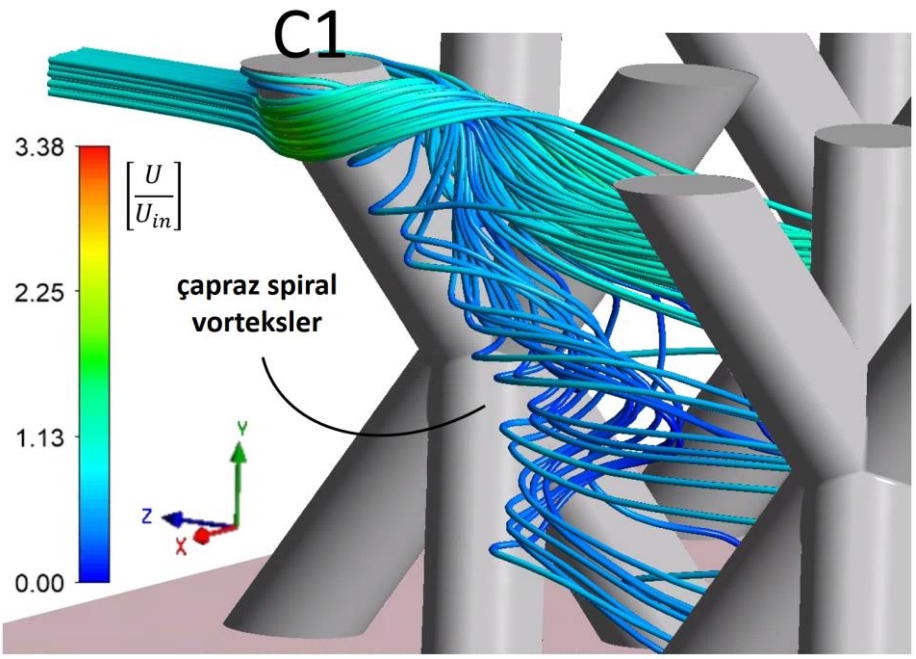
Şekil 6.14. Birim hücre etrafında akım çizgileri ($d = 1.6$ mm, $l = 5$ mm, $Re_{Dh} \approx 17000$).



Şekil 6.15. Birim hücrenin ön ayağının alt kısmında akım çizgileri ($d = 1.6$ mm, $l = 5$ mm, $Re_{Dh} \approx 17000$).



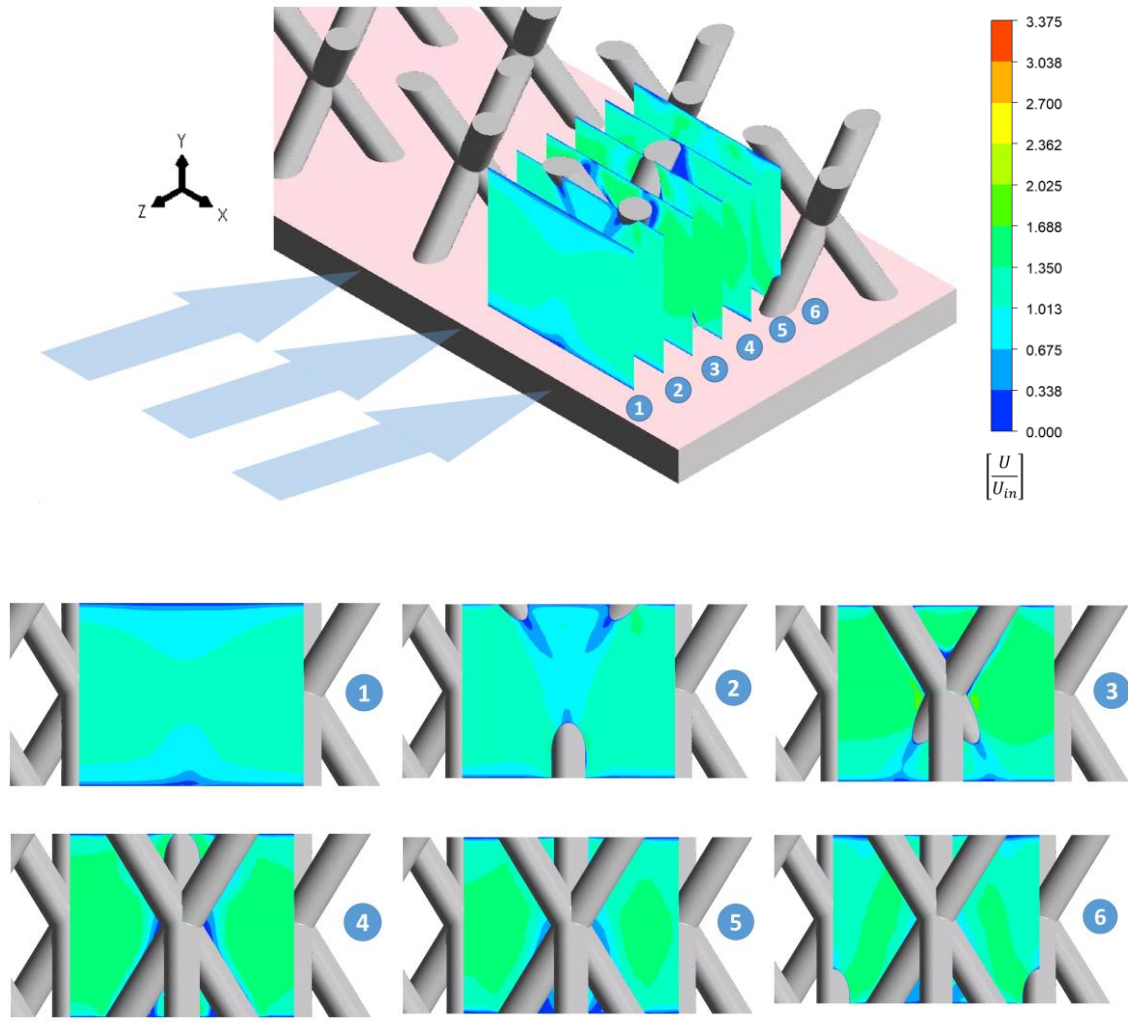
Şekil 6.16. Birim hücrenin arka ayağının üst kısmında akım çizgileri ($d = 1.6$ mm, $l = 5$ mm, $Re_{Dh} \approx 17000$).



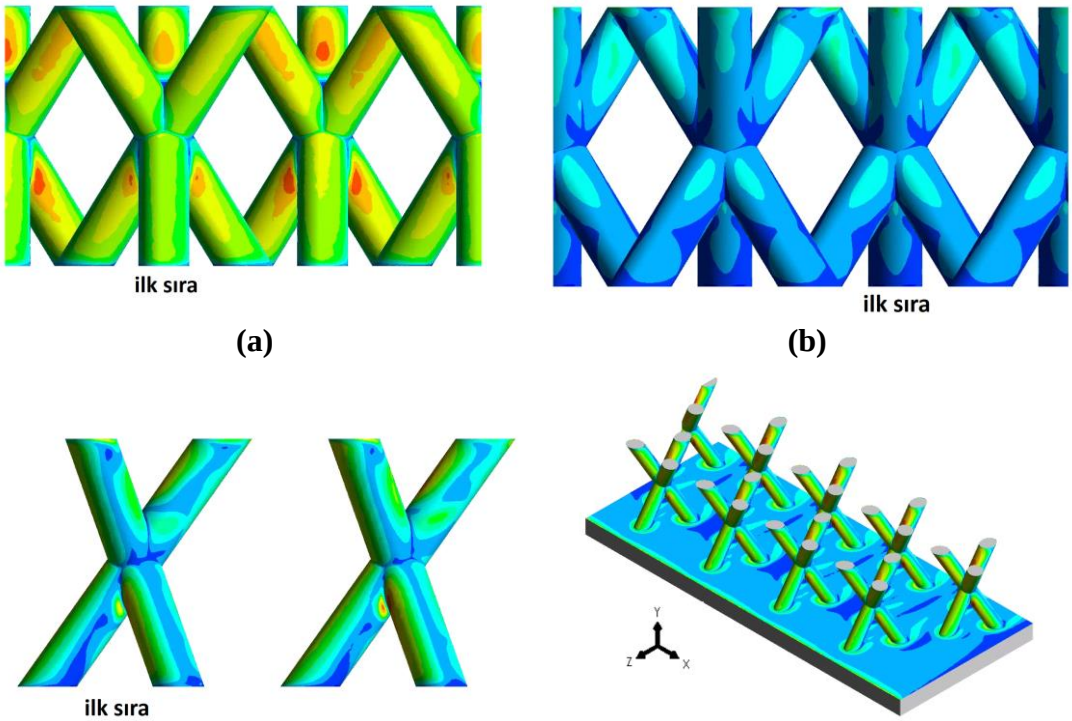
Şekil 6.17. Birim hücrenin ön ayağının üst kısmında akım çizgileri (d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$).

Şekil 6.18'de birim hücreler civarındaki hız konturları sunulmuştur. Şekilden de görülebileceği gibi, akış tipik iki adet yüksek momentum bölgesine bölünmekte ve birim hücrenin arkasında düşük momentuma sahip bir girdap bölgesi oluşmaktadır.

Isı transferi ile ilgili detaylar için Kagome kiriş yapı ve kanal yüzeylerindeki lokal Nusselt sayıları Şekil 6.19'da sunulmuştur. Lokal Nusselt sayısının, çarpan akışın etkisiyle, akışı karşılayan yüzeylerde oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Ayrıca, lokal Nusselt sayısı akışın hızlanmasından dolayı arka taraftaki alt yan bacaklarda ve üst bacakta daha yüksektir. Ön bacaklar ise her ne kadar daha soğuk bir akışkana maruz kalsalar da, akış hızının bağıl olarak düşük olması nedeniyle daha düşük lokal Nusselt sayılarına sahiptir. Arkada kalan yüzeylerde ise düşük momentuma sahip girdap bölgelerinden kaynaklı düşük lokal Nusselt sayıları görülmektedir. Ayrıca, arka sıradaki birim hücrelerde, lokal Nusselt sayısı ilk sıradaki birim hücrelerin oluşturduğu blokaj etkisinin akışı hızlandırmasından dolayı daha yüksektir.



Şekil 6.18. Birim hücre civarında hız konturları ($d = 1.6$ mm, $l = 5$ mm, $Re_{Dh} \approx 14800$).

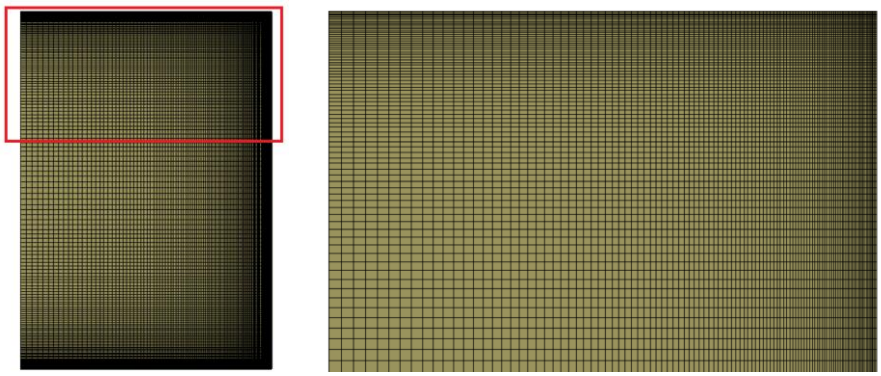


Şekil 6.19. Birinci ve ikinci sırada kiriş yüzeylerinde lokal Nusselt sayıları. (a) önden görünüş (b) arkadan görünüş (c) yandan görünüş (d) izometrik görünüş ($\dot{q}$ = sabit, d = 1.6 mm, l = 5 mm, $Re_{Dh} \approx 17000$).

6.2. Metal Köpük Yapılar

6.2.1. Ağ Bağımsızlığı Testi

Çözüm ağı oluşturulurken sıcaklık ve hız gradyanlarının yüksek olduğu duvara yakın bölgelerde ağ daha sıkı alınmıştır. Şekil 6.20'de görüldüğü gibi kanatçıksız durumda elde edilen tüm çözüm ağı hexagonal hücrelerden oluşmaktadır ve ağ kalitesi ile ilişkili çarpıklık oldukça düşüktür.



Şekil 6.20. Kanatçıksız durum için ağ yapısı.

Ağ bağımsızlığı testi en yüksek ve en düşük gözeneklilik değerlerine sahip metal köpükler için gerçekleştirilmiştir. Çizelge 6.5 ve 6.6'da söz konusu testte elde edilen sonuçlar yer almaktadır. Çizelgelerden de görülebileceği gibi çözüm ağındaki hücre sayısının 5M'dan 6M'a çıkarılması ile ısı transferi değerleri değişmemekte, basınç düşüşü değerlerinde ise küçük bir fark oluşmaktadır. Bu nedenle 5M hücre sayısının sayısal sonuçlar için yeterli olduğuna karar verilmiştir.

Çizelge 6.5. Kanatçıksız durum için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük A).

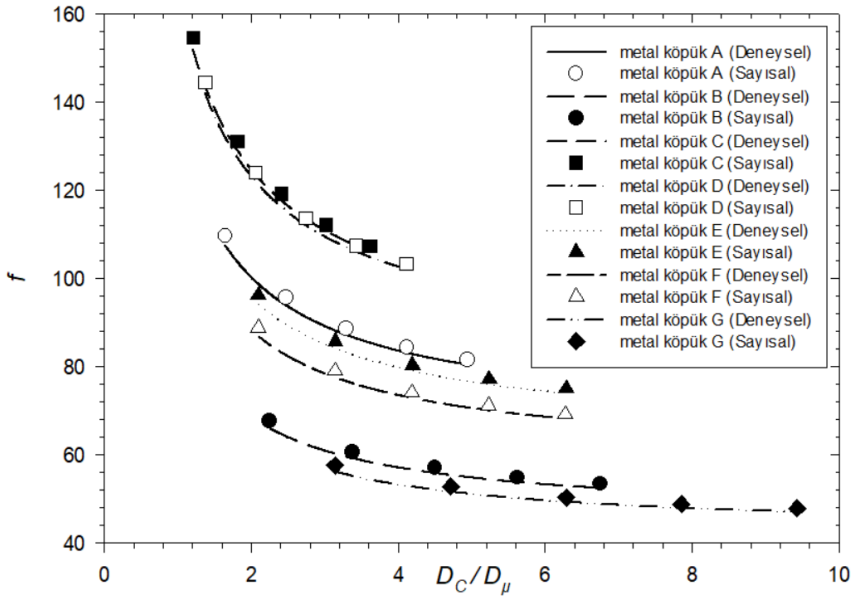
Hücre sayısı	*Nu*	Fark	*f*	Fark
2M	8.75	%0.23	81.34	%0.31
3M	8.74	%0.11	81.55	%0.05
4M	8.73	--	81.57	%0.02
5M	8.73	--	81.58	%0.01
6M	8.73	--	81.59	--

Çizelge 6.6. Kanatçıksız durum için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük G).

Hücre sayısı	*Nu*	Fark	*f*	Fark
2M	13.87	%0.51	47.78	%0.25
3M	13.81	%0.43	47.88	%0.04
4M	13.81	%0.07	47.89	%0.02
5M	13.80	--	47.90	--
6M	13.80	--	47.90	--

6.2.2. Sayısal Çözümlerin Doğrulanması

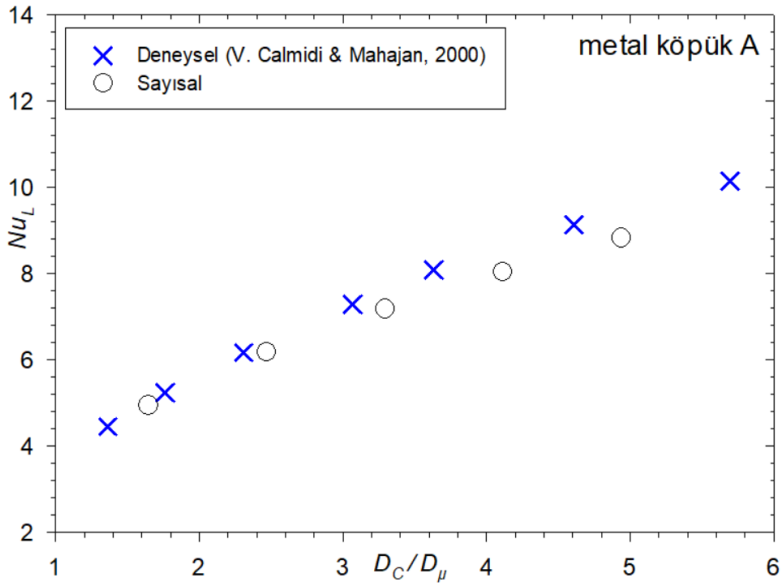
Sayısal sonuçlar Calmidi ve Mahajan (2000) tarafından deneysel çalışmada elde edilen basınç düşüşü değerleri ile bir karşılaştırma yapılarak doğrulanmıştır. Şekil 6.21'den de görülebileceği gibi basınç düşüşü için deneysel sonuçlar ile sayısal sonuçlar arasında oldukça iyi bir uyum söz konusudur.



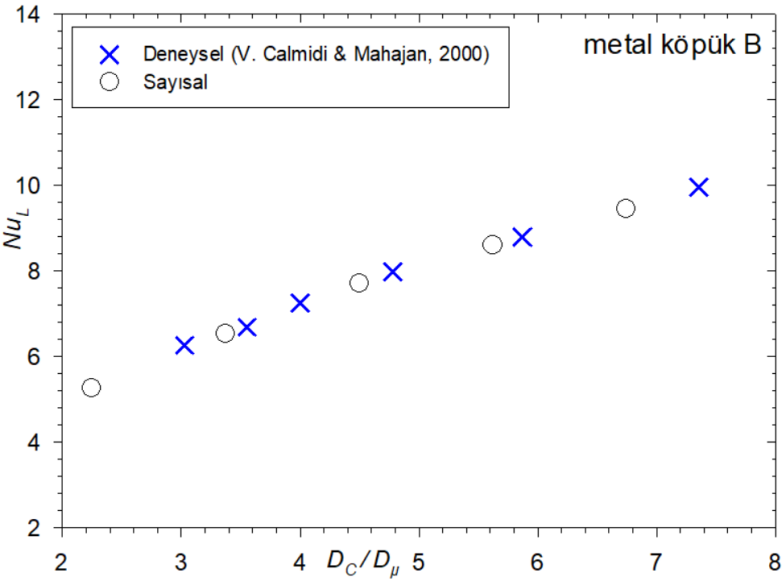
Şekil 6.21. Basınç düşüşü için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

6.2.3. Uygun C_D ve C_T Değerlerinin Belirlemesi

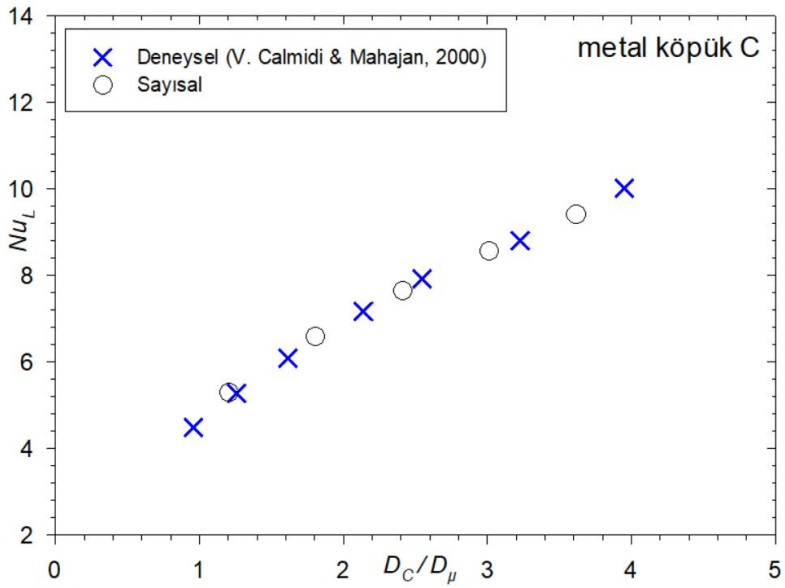
Calmidi ve Mahajan (2000), iki boyutlu bir analiz ile deneysel sonuçlara uygun C_D ve C_T değerlerini elde etmiştir. Ancak, bu tez çalışmasında incelenen geometri iki boyutlu değil üç boyutludur ve sonuçların ağ yapısından bağımsızlığı tam olarak sağlanmıştır. Bu yüzden C_D ve C_T değerleri bu çalışmada söz konusu durum için yeniden elde edilmiştir. C_D ve C_T değerlerinin elde edilmesi amacıyla tüm geometrik yapılar için sayısal olarak elde edilen *Nu* değerlerinin deneysel sonuçlarla farkı toplanarak toplam fark elde edilmiştir. Bu değerler arasında en düşük toplam farkı sağlayan değerlerin C_D=0.08 ve C_T=0.9 olduğu tespit edilmiştir. Tespit edilen C_D ve C_T kullanılarak elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile birlikte Şekil 6.22-6.28'de verilmiştir. Şekillerden de anlaşılacağı üzere sayısal sonuçlar ve deneysel sonuçlar arasında iyi bir uyum söz konusudur.



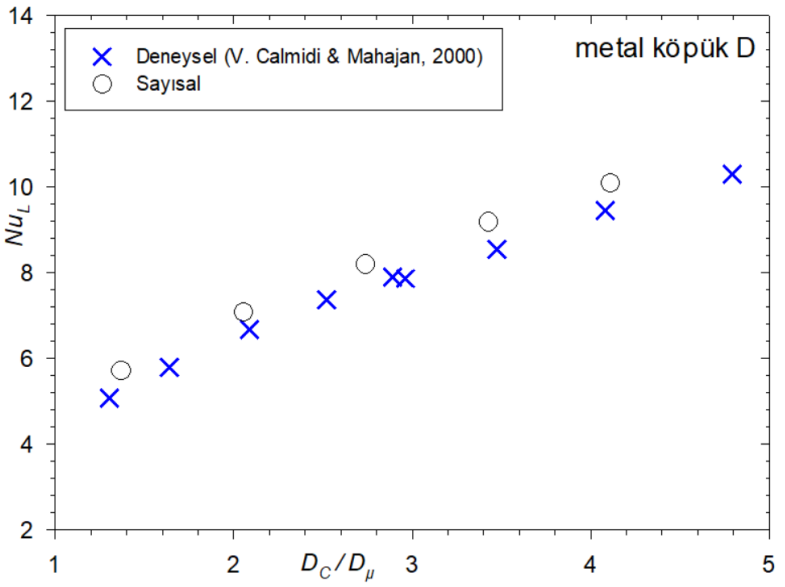
Şekil 6.22. Metal köpük A için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.



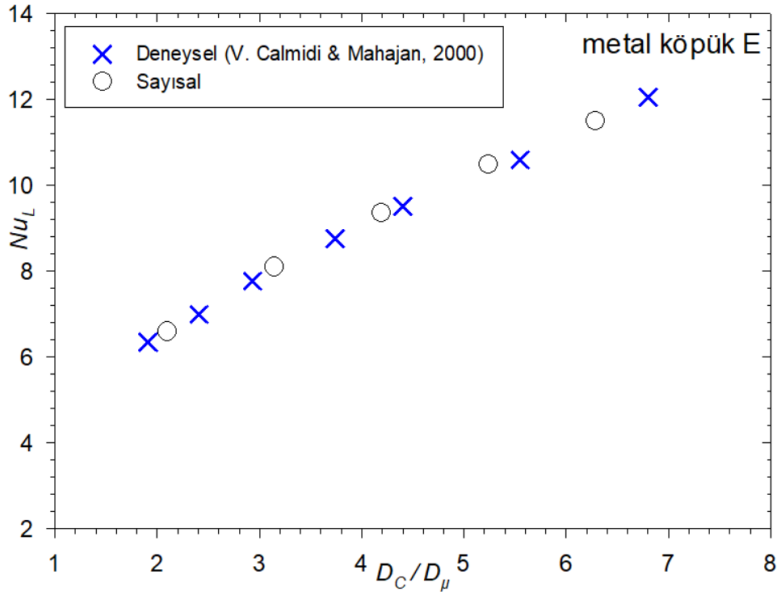
Şekil 6.23. Metal köpük B için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.



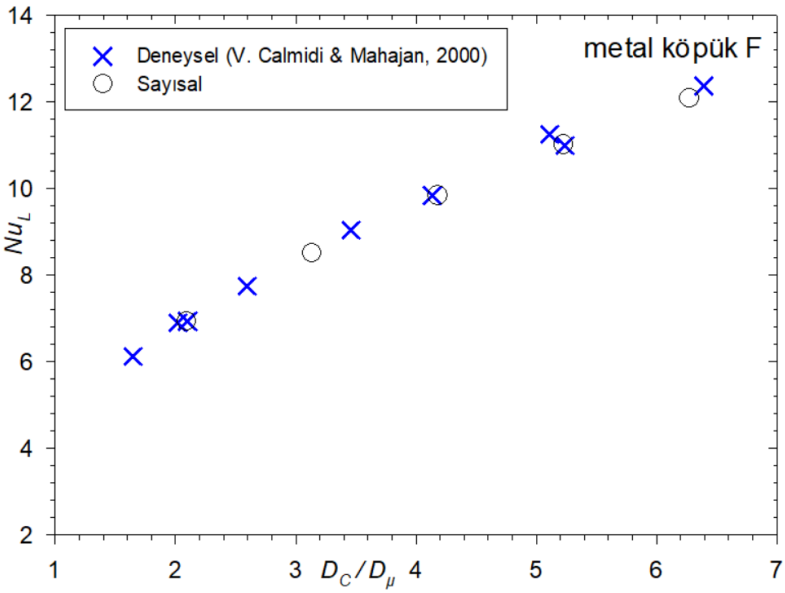
Şekil 6.24. Metal köpük C için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.



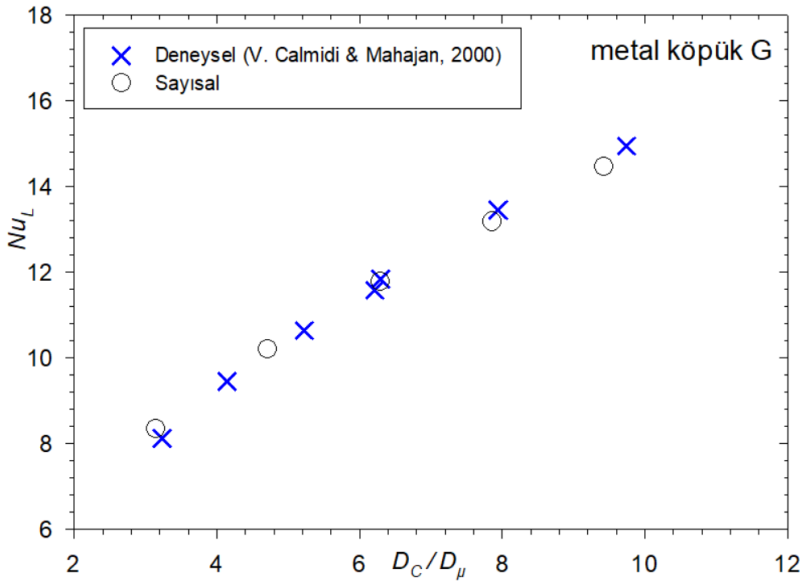
Şekil 6.25. Metal köpük D için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.



Şekil 6.26. Metal köpük E için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.



Şekil 6.27. Metal köpük F için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.

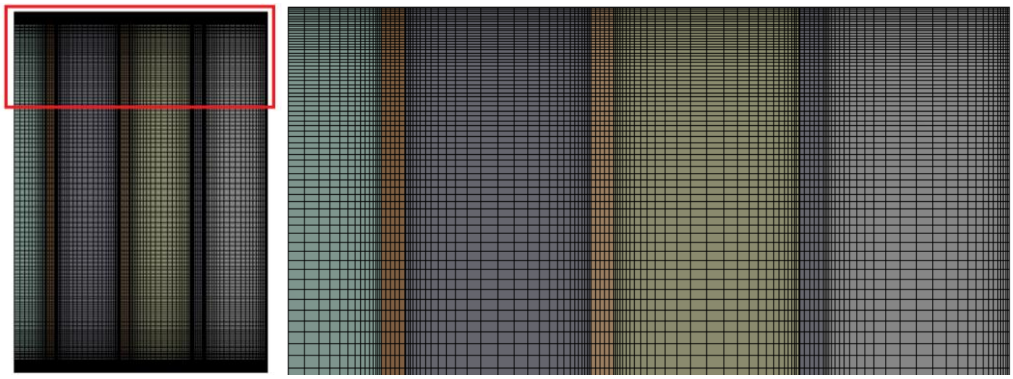


Şekil 6.28. Metal köpük G için deneysel (Calmidi & Mahajan, 2000) ve sayısal *Nu* sayısı değerleri.

6.3. Kanatçıklı Metal Köpük Yapılar

6.3.1. Ağ Bağımsızlığı Testi

Metal köpüklerin kanatçıklar ile birlikte kullanılması durumunda akış ve ısı transferi denklemlerinin sayısal çözümü için çözüm ağı oluşturulurken; kanatçıksız durumda olduğu gibi, sıcaklık ve hız gradyanlarının keskin olduğu duvara ve kanatçıklara yakın bölgelerde daha sıkı bir ağ yapısı kullanılmıştır. Şekil 6.29'da görüldüğü gibi, kanatçıklı durum için oluşturulan çözüm ağı hexagonal hücrelerden oluşmaktadır ve ağ kalitesi ile ilişkili çarpıklık oldukça düşüktür.



Şekil 6.29. 6 kanatçıklı geometri için çözüm ağı.

Kanatçıklı yapılar için sayısal çözümler elde edilmeden önce 6 kanatçıklı yapı için ağ bağımsızlığı testi tekrarlanmıştır. En düşük ve en yüksek gözeneklilik değerleri için elde edilen sonuçlar Çizelge 6.7 ve 6.8'de sunulmuştur.

Çizelge 6.7. 6 kanatçıklı yapı için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük A).

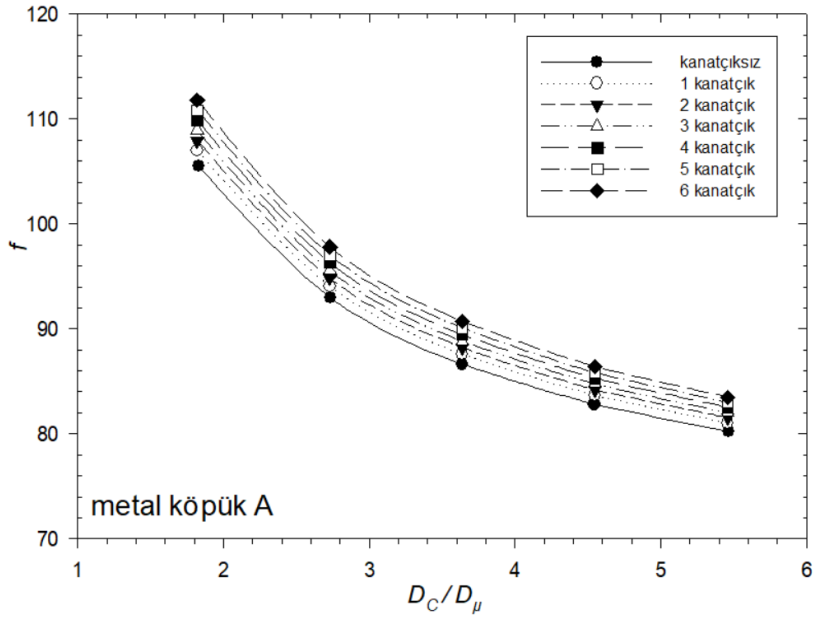
Hücre sayısı	Nu	Fark	f	Fark
3M	16.32	%2.77	86.79	%3.92
4M	15.86	%0.13	83.39	%0.16
5M	15.87	%0.06	83.48	%0.05
6M	15.88	--	83.52	--

Çizelge 6.8. 6 kanatçıklı yapı için ağ bağımsızlığı testi (metal köpük G).

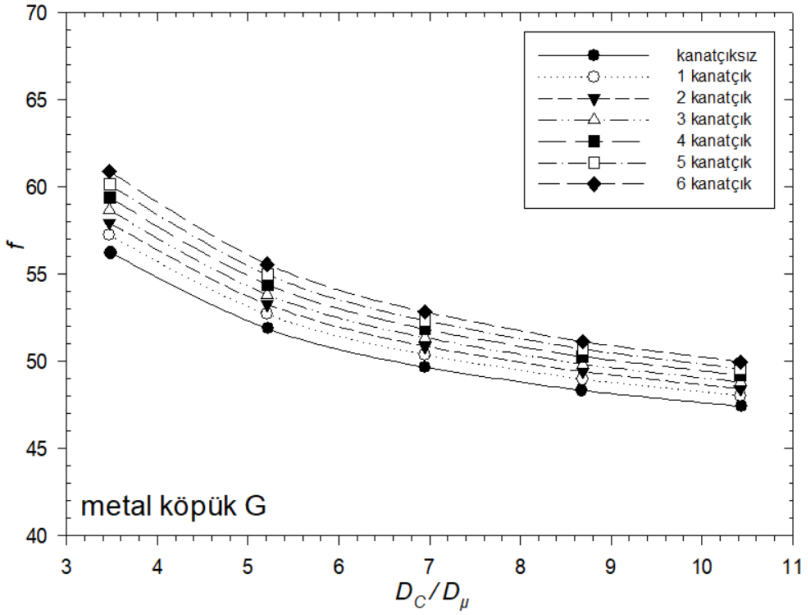
Hücre sayısı	Nu	Fark	f	Fark
3M	39.93	%2.56	52.11	%4.24
4M	38.94	%0.03	49.92	%0.14
5M	38.93	--	49.97	%0.04
6M	38.93	--	49.99	--

6.3.2. Akış ve Isı Transfer Karakteristikleri

Kanatçıkların eklenmesiyle oluşan akış karakteristikleri en düşük ve en yüksek gözeneklilik değerine sahip metal köpükler A ve G için Şekil 6.30 ve Şekil 6.31'de sunulmuştur. Şekillerde görüldüğü gibi kanatçık eklemenin toplam basınç düşüşüne etkisi her iki durumda da düşüktür. Ayrıca, şekillerde görüldüğü gibi yapıya kanatçık eklenmesi ile her bir kanatçık için basınç düşüşü yaklaşık olarak aynı oranda artmaktadır.

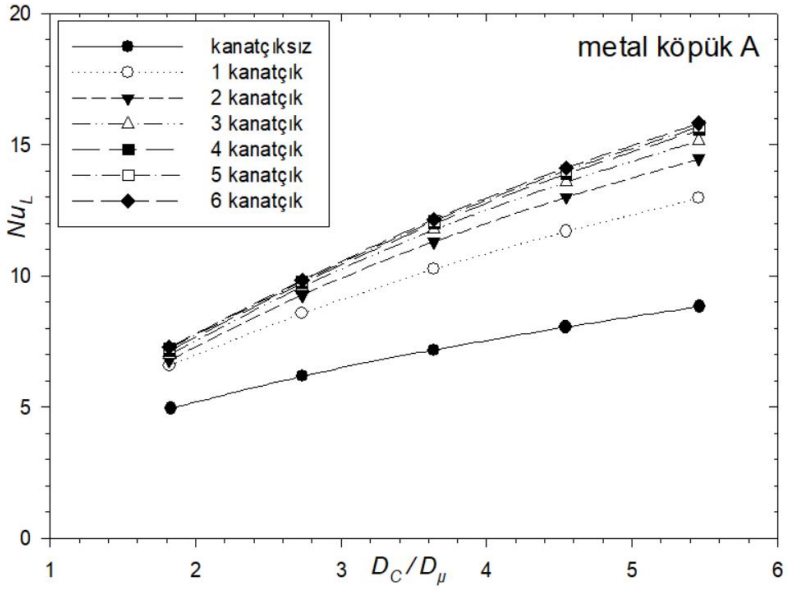


Şekil 6.30. Farklı kanatçık sayılarında f 'in D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük A).

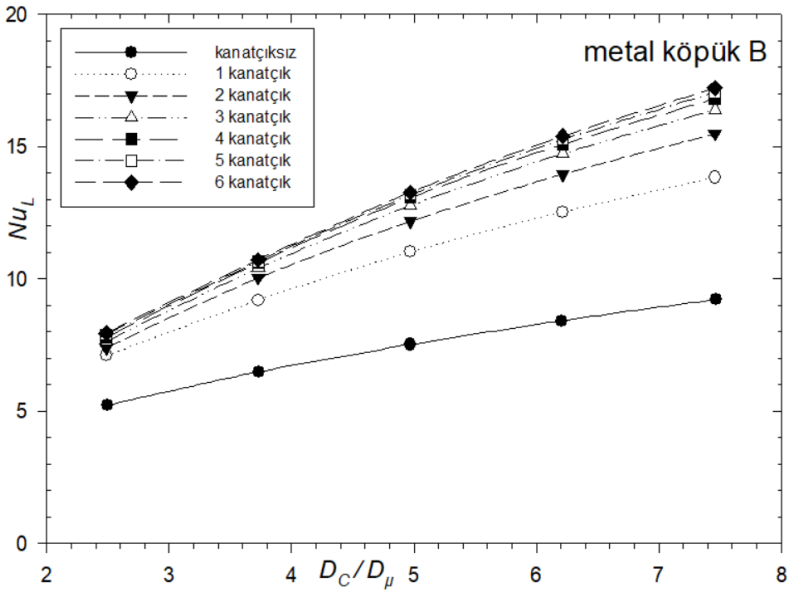


Şekil 6.31. Farklı kanatçık sayılarında f 'in D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük G).

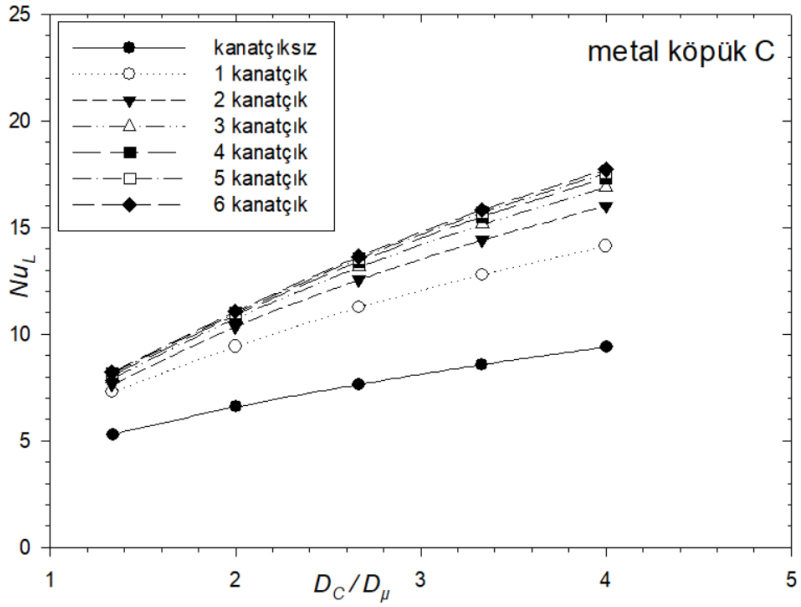
Kanatçıklı durumda Nusselt sayıları Şekil 6.32-6.38'da verilmiştir. Görüldüğü üzere, ele alınan tüm geometrik yapılar için, ilk kanatçığın eklenmesiyle ısı transferi ciddi derecede artmıştır. Bunun ardından iki kanatçıklı durumda tek kanatçıklı durumda gerçekleşen ısı transferi artışının yaklaşık yarısı kadar bir artış görülmüştür. Üçüncü kanatçıktan sonra eklenen kanatçıkların ise ısı transferinde kayda değer bir artışa neden olmadığı görülmektedir.



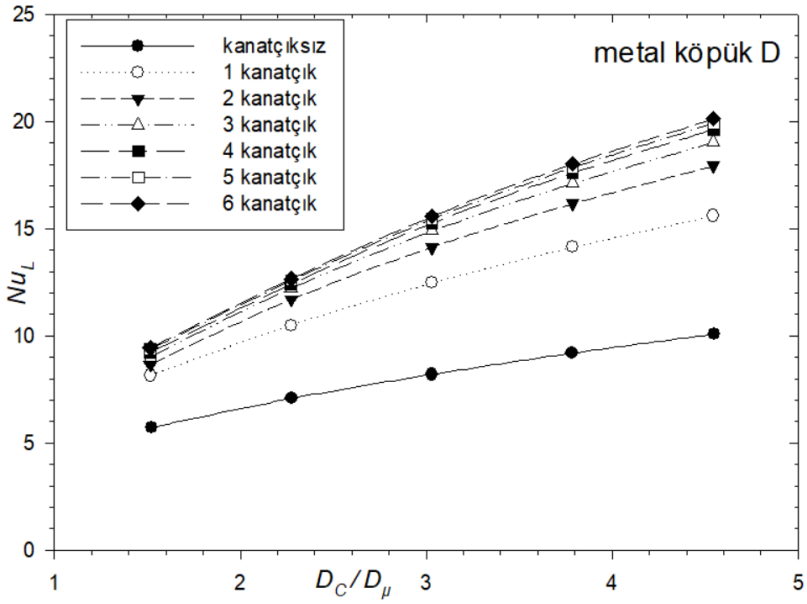
Şekil 6.32. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük A).



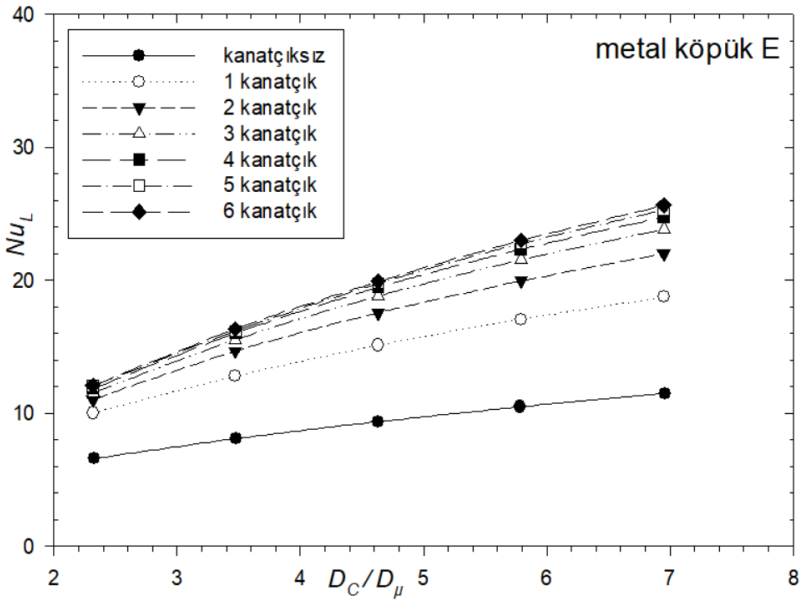
Şekil 6.33. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük B).



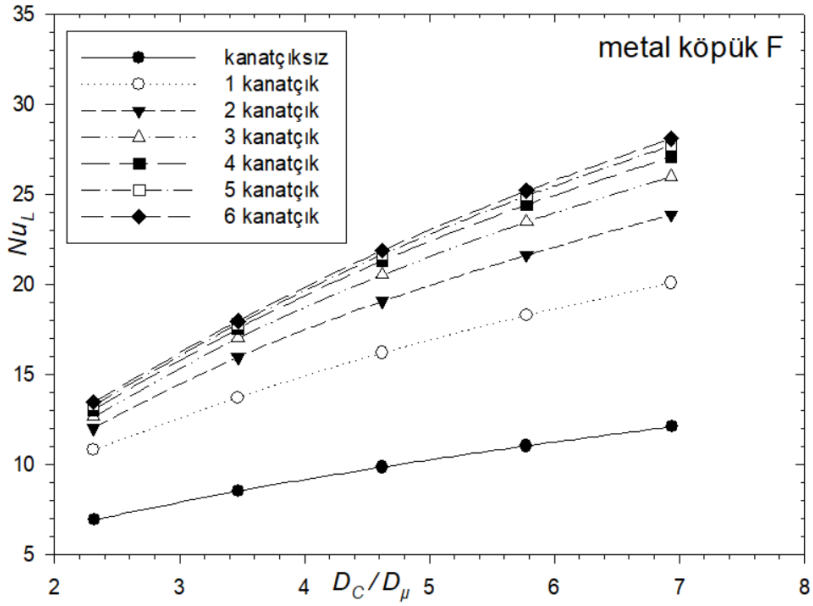
Şekil 6.34. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük C).



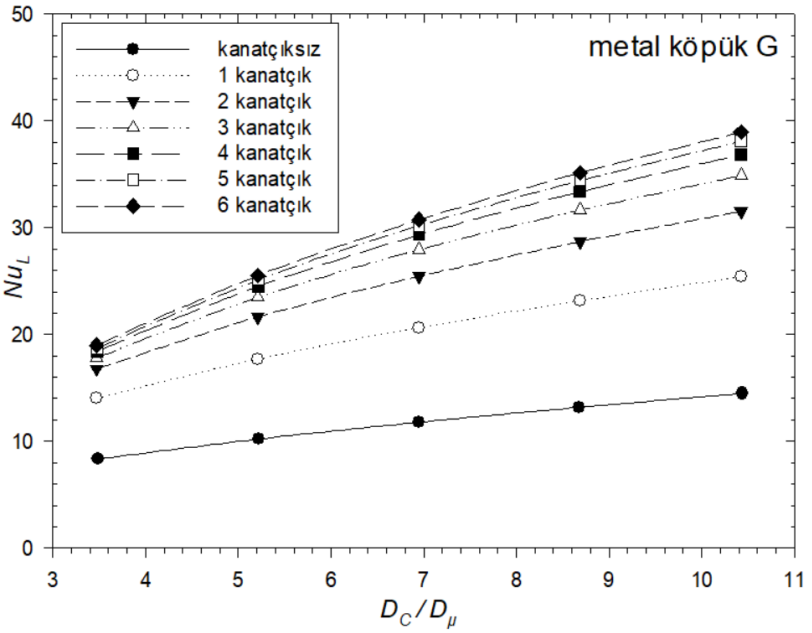
Şekil 6.35. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük D).



Şekil 6.36. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük E).



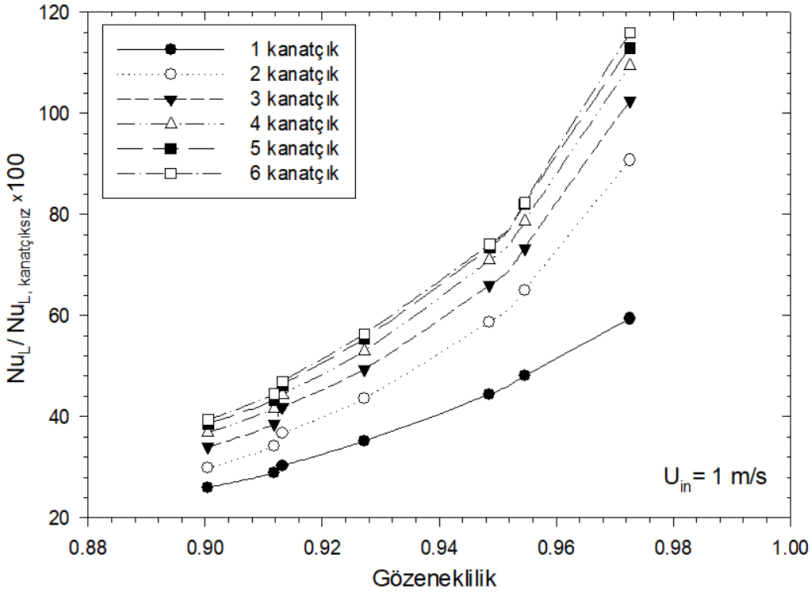
Şekil 6.37. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük F).



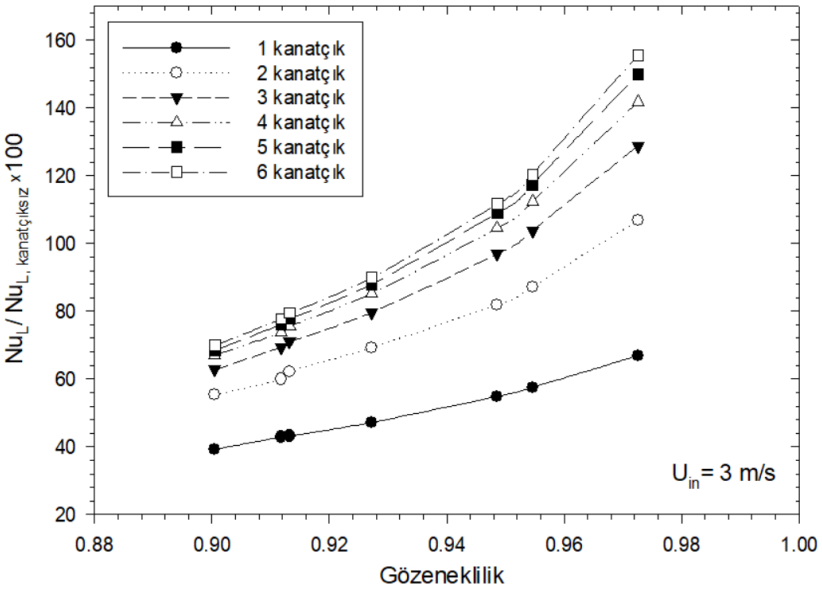
Şekil 6.38. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi (metal köpük G).

Şekil 6.39 ve 6.40'ta sırasıyla en düşük ve en yüksek hızlarda artan gözeneklilik ile kanatçıksız duruma göre ısı transferindeki artış oranları görülmektedir. Sonuçlar farklı PPI değerleri için olsa da gözenekliliğe bağlı düzgün trend ısı transferi için temel parametrelerden birinin gözeneklilik olduğunu göstermektedir. Ayrıca şekillerden de görülebileceği gibi gözeneklilik arttıkça kanatçık sayısının ısı transferine etkisi daha önemli hale getirmektedir. Şekil 6.40'da verilen en yüksek hız için, gözeneklilik değerinin 0.9 civarında olduğu metal köpüklerde kanatçıksız duruma göre artış %40 ile

%70 arasında değişirken; bu oran 0.98 civarında %60 ile %160 arasındadır. Bu durum, gözeneklilik değerinin kanatçık kullanımı konusunda oldukça belirleyici olduğunu açıkça göstermektedir.



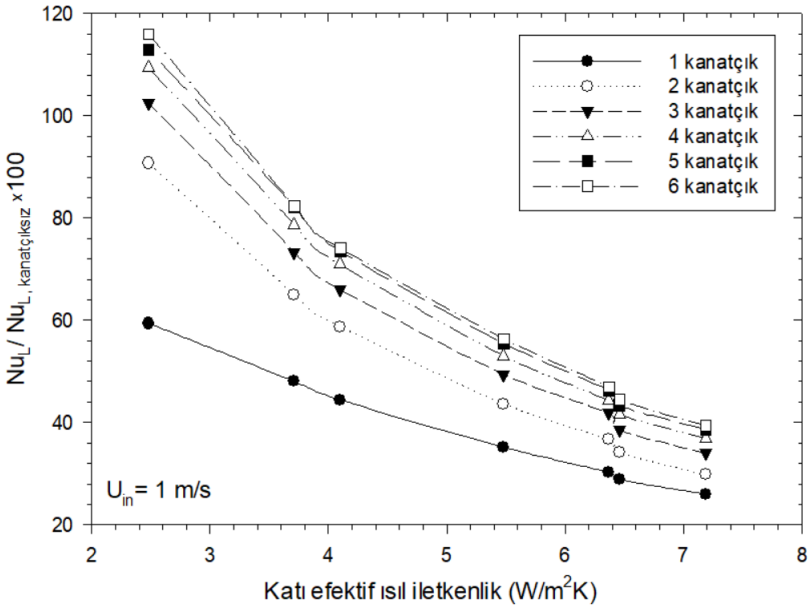
Şekil 6.39. Farklı kanatçık sayıları için kanatçıksız duruma göre Nu sayısındaki artışların gözeneklilik ile değişimleri (U_{in} = 1 m/s).



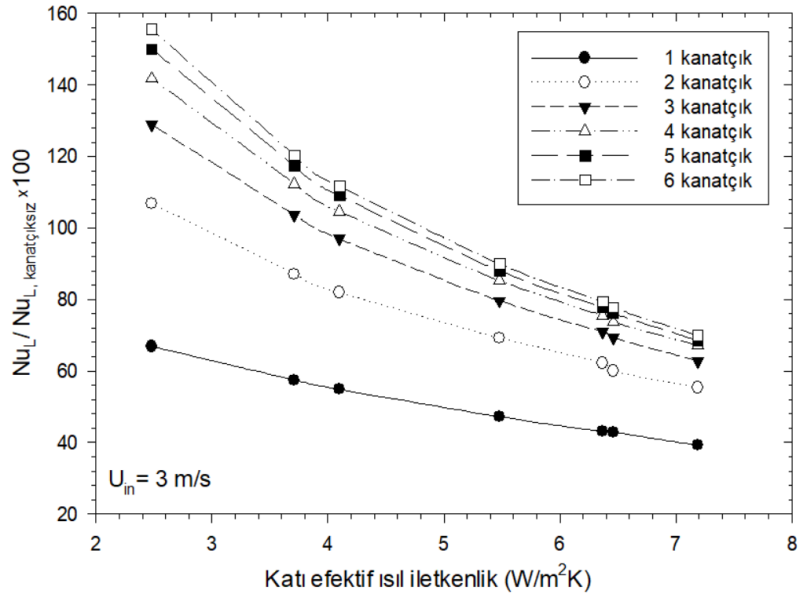
Şekil 6.40. Farklı kanatçık sayıları için kanatçıksız duruma göre Nu_L sayısındaki artışların gözeneklilik ile değişimleri (U_{in} = 3 m/s).

Şekil 6.41 ve 6.42'de en düşük ve en yüksek hızlarda kanatçıksız duruma göre ısı transferindeki artışın katı efektif ısıl iletkenliği ile değişimi sunulmuştur. Şekillerden de

görülebileceği gibi katı efektif ısıl iletkenliği azaldıkça eklenen kanatçıkların ısı transferine katkısı daha önemli hale gelmektedir.

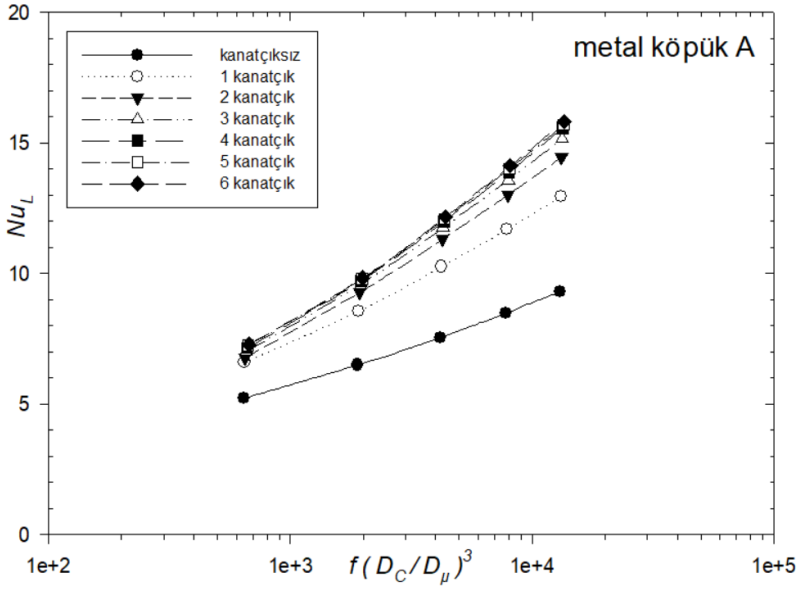


Şekil 6.41. Farklı kanatçık sayıları için kanatçıksız duruma göre Nu_L sayısındaki artışların katı efektif ısıl iletkenliği ile değişimleri (U_{in} = 1 m/s).

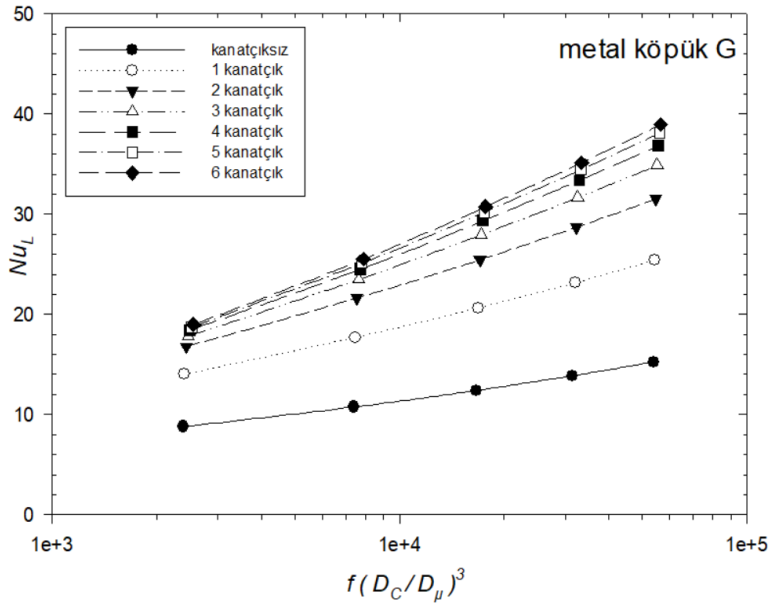


Şekil 6.42. Farklı kanatçık sayıları için kanatçıksız duruma göre Nu_L sayısındaki artışların katı efektif ısıl iletkenliği ile değişimleri (U_{in} = 3 m/s).

Sabit pompalama gücü için ortalama ısı transferi en düşük ve en yüksek gözeneklilik değerlerine sahip olan metal köpükler A ve G için Şekil 6.43 ve 6.44'de verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi sabit pompalama gücü baz alındığında Şekil 6.32-6.38'de verilen Nu_L'nin D_C/D_μ ile değişimi ile benzer bir trend oluşmaktadır. Bu durum, metal köpük yapılarda kanatçık kullanımının toplam basınç düşüşünde ve dolayısıyla pompalama gücünde önemli artışlara neden olmamasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 6.43. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin $f\left(D_C/D_\mu\right)^3$ ile değişimi (metal köpük A).

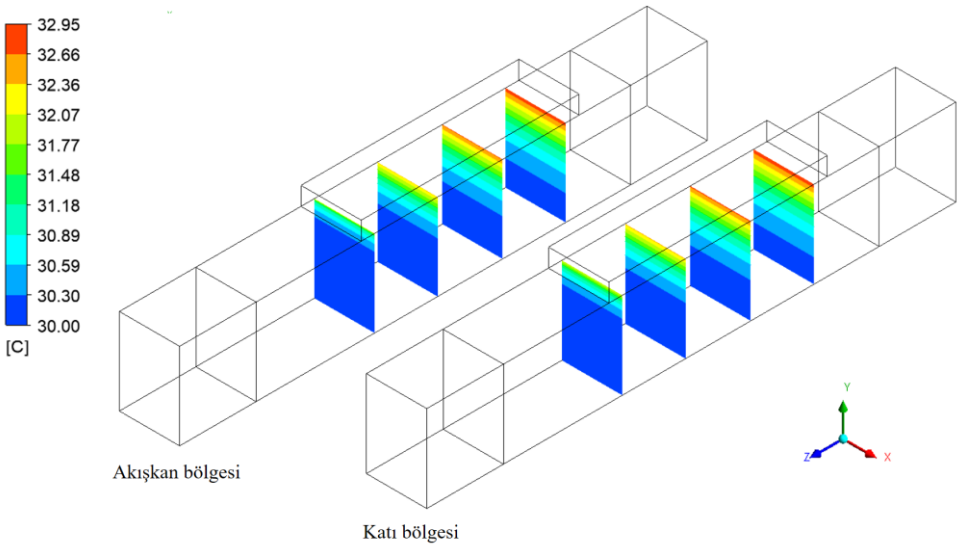


Şekil 6.44. Farklı kanatçık sayılarında Nu_L'nin $f\left(D_C/D_\mu\right)^3$ ile değişimi (metal köpük G).

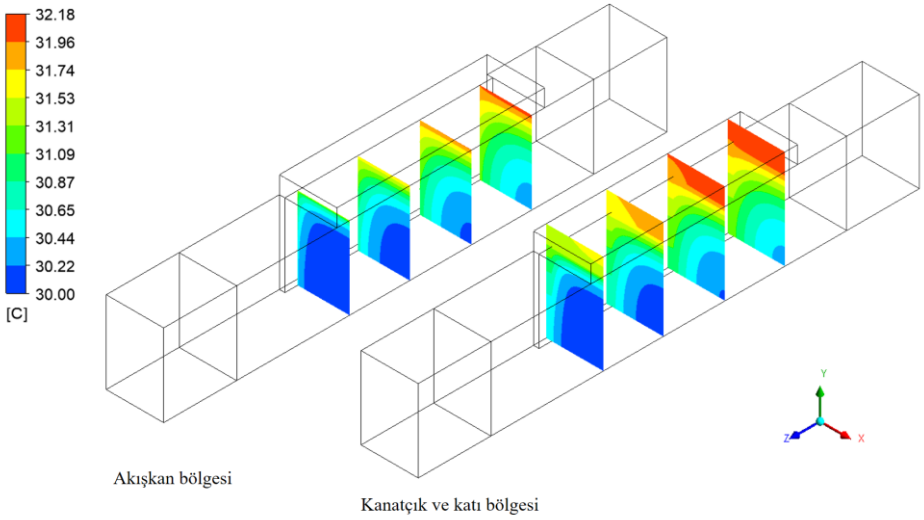
Kanatçık sayısının artması ile üç kanatçığa kadar ısı transferinde yüksek bir artış sağlanabilmektedir. Toplam 4 veya daha fazla kanatçık kullanılması durumunda ise ısı transferindeki artış nispeten düşük kalmaktadır. DeGroot vd. (2009) tarafından da belirtildiği gibi bunun temel nedeni belirli bir kanatçık sayısından sonra ısıl sınır tabakalarının birleşmesidir. Buna rağmen yüksek gözeneklilik değerine sahip metal köpüklerde ısı transferindeki artış 3 kanatçıktan sonra bile önemsenecek kadar fazladır. Şekil 6.30'dan görülebileceği gibi 0.987 gözeneklilik değerine sahip durum için beşinci kanatçığın kullanılması durumunda bile ısı transferi en yüksek hız için dört kanatçık durumuna göre yaklaşık %6 civarında artmaktadır. Bu oran en düşük gözeneklilik değerine sahip durum için ise %2 civarındadır.

Şekil 6.45-6.58'de metal köpüğün katı ve akışkan bölgelerindeki sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi, özellikle G durumunda ısıl sınır tabakaların birleşmesi metal köpük A'ya göre daha uzun mesafeler gerektirmektedir. Bu durum yüksek gözenekliliğe sahip metal köpüklerde düşük gözenekli duruma kıyasla daha fazla sayıda kanatçık kullanılmasının ısı transferi açısından daha uygun olacağını göstermektedir. Ayrıca, Şekil 6.45-6.58'den metal köpük G için katı ve akışkan bölgeleri arasında sıcaklık farkının metal köpük A için olan duruma göre daha yüksek olduğu da görülebilir. Bu durum, özellikle yüksek gözenekliliğe sahip metal köpük yapılarda ısı

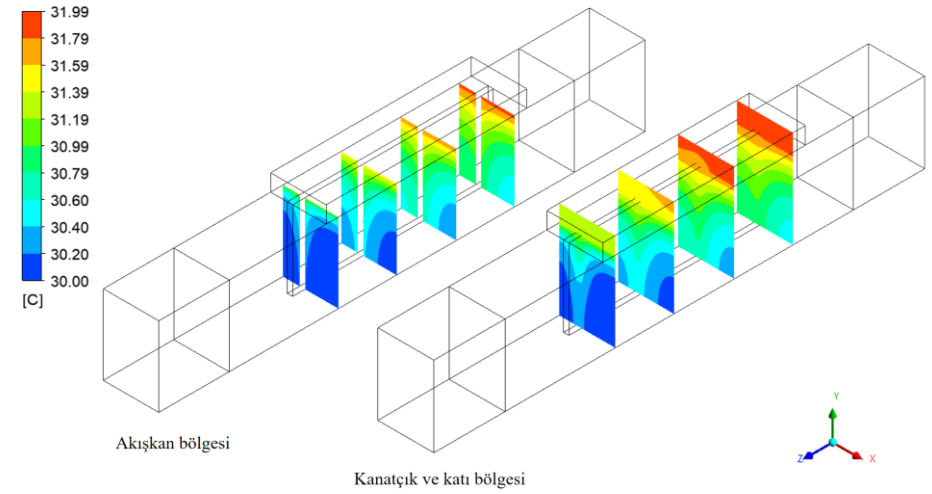
transferi incelenirken, LTNE modelinin kullanımına yönelik gereksinimin daha yüksek olduğunu göstermektedir.



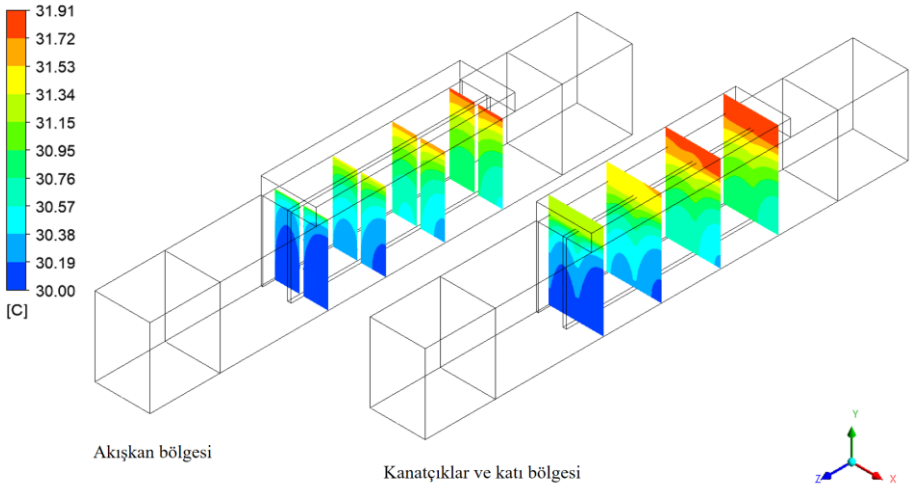
Şekil 6.45. Metal köpük A için kanatçıksız durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



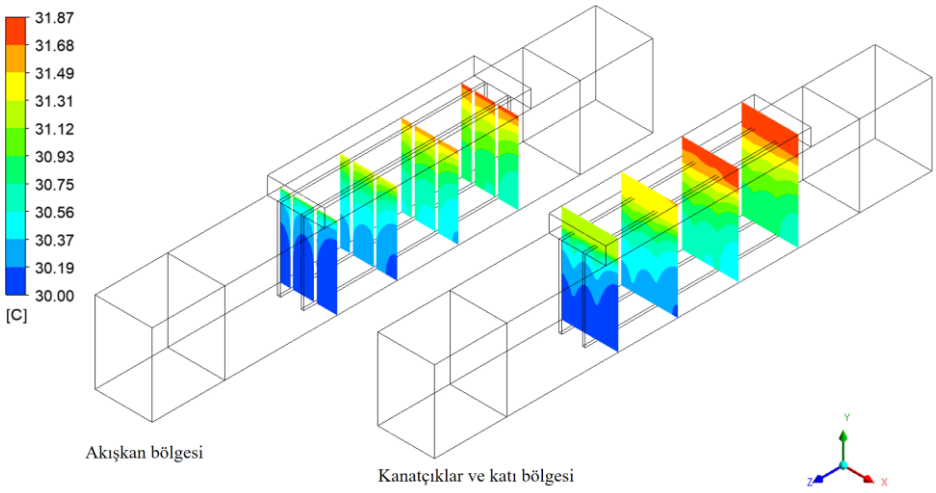
Şekil 6.46. Metal köpük A için 1 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



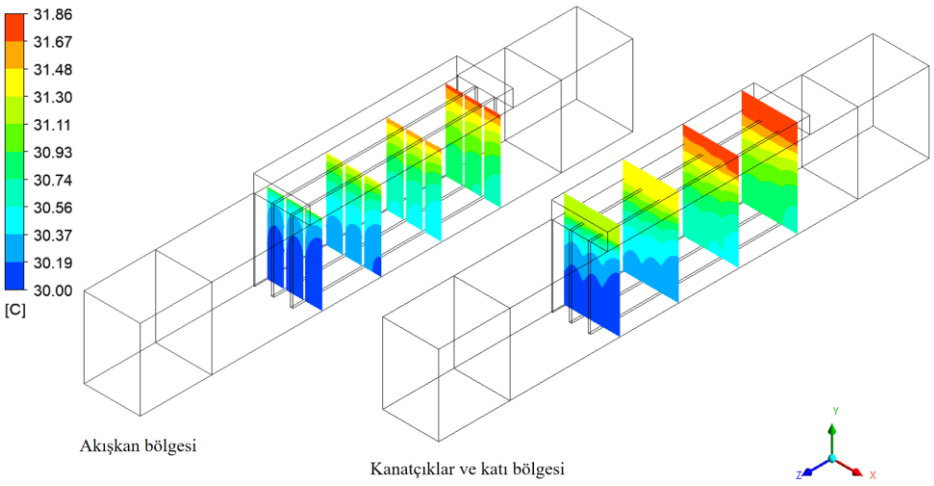
Şekil 6.47. Metal köpük A için 2 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



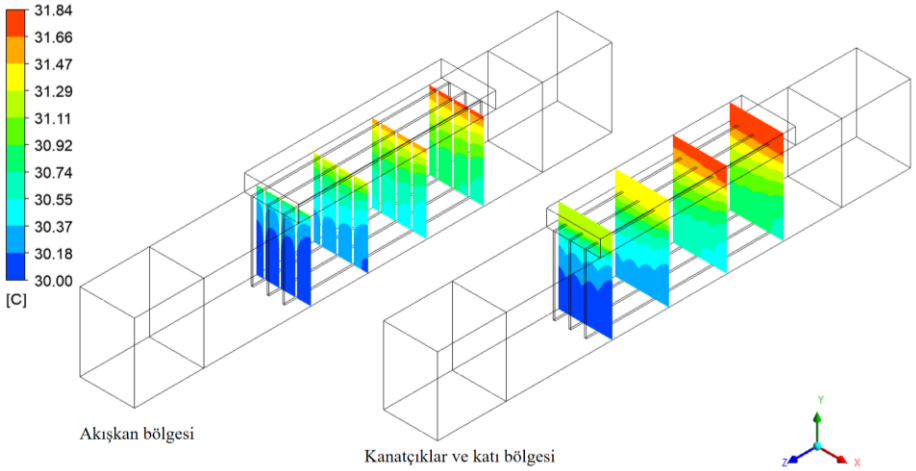
Şekil 6.48. Metal köpük A için 3 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



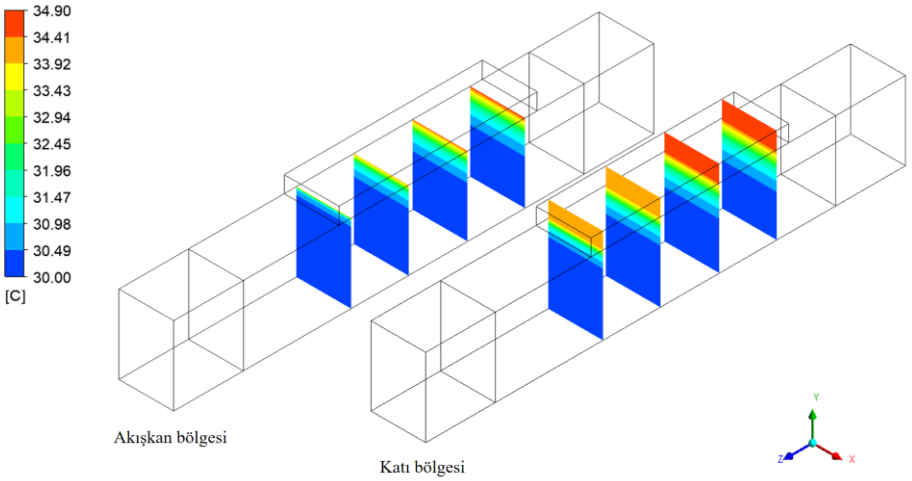
Şekil 6.49. Metal köpük A için 4 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



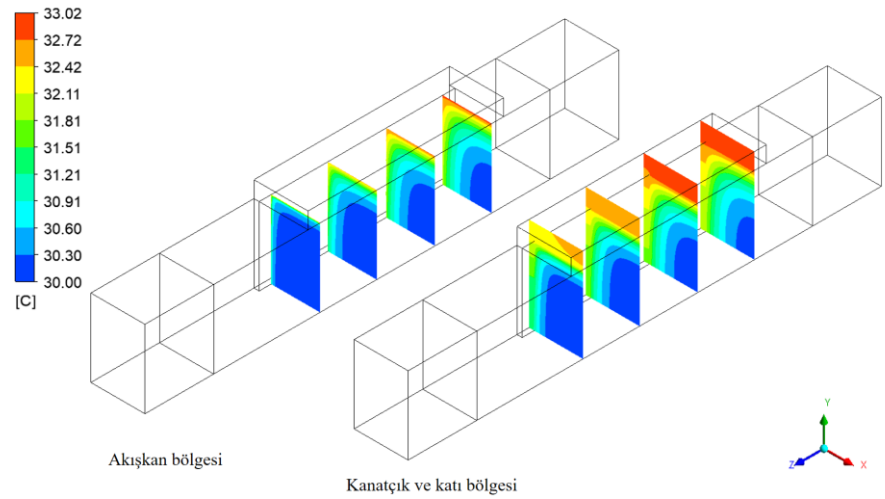
Şekil 6.50. Metal köpük A için 5 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



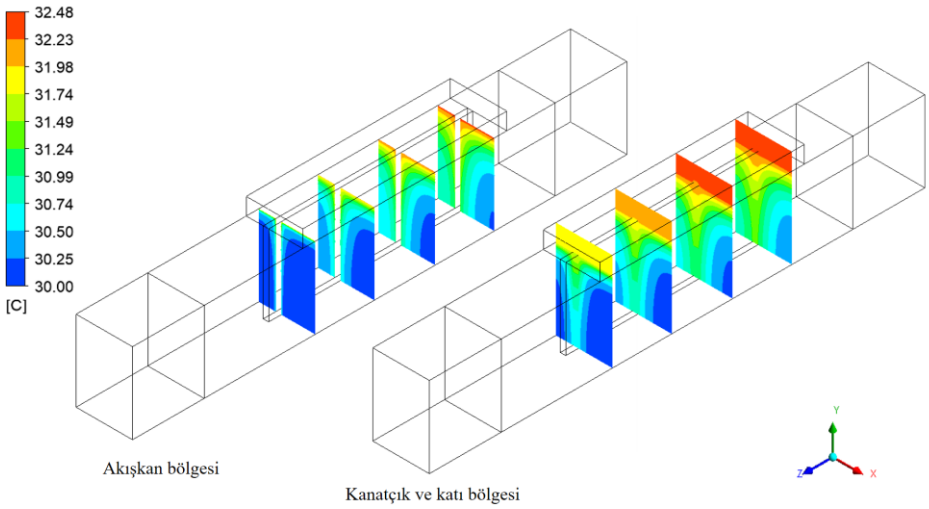
Şekil 6.51. Metal köpük A için 6 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



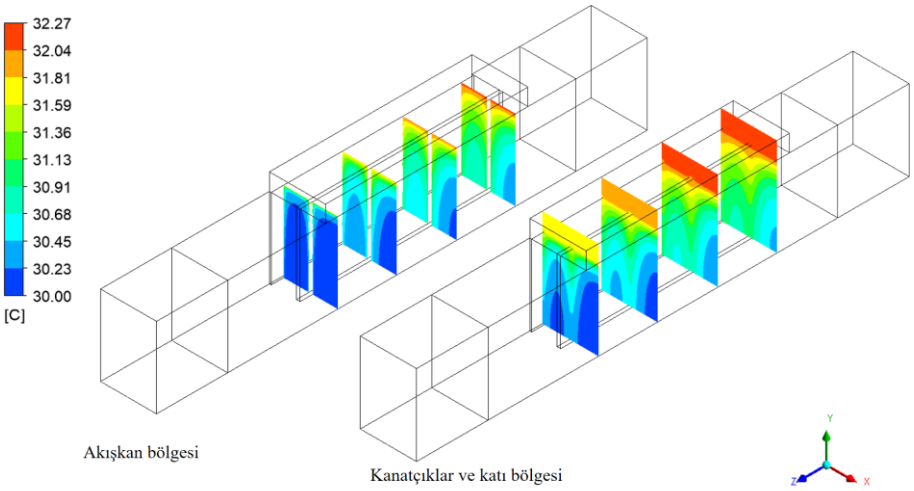
Şekil 6.52. Metal köpük G için kanatçıksız durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



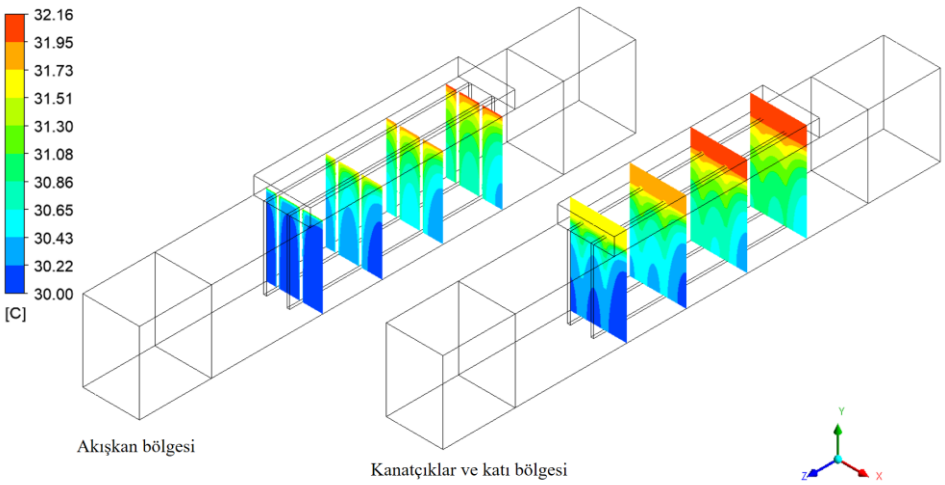
Şekil 6.53. Metal köpük G için 1 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



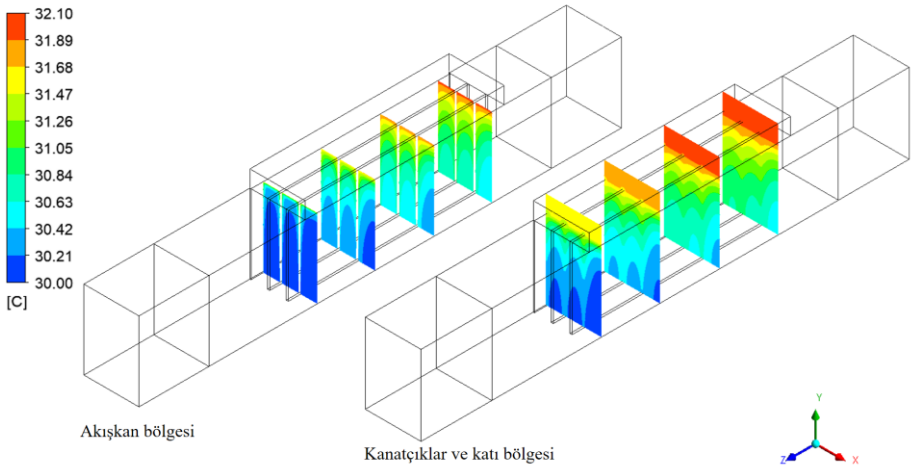
Şekil 6.54. Metal köpük G için 2 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



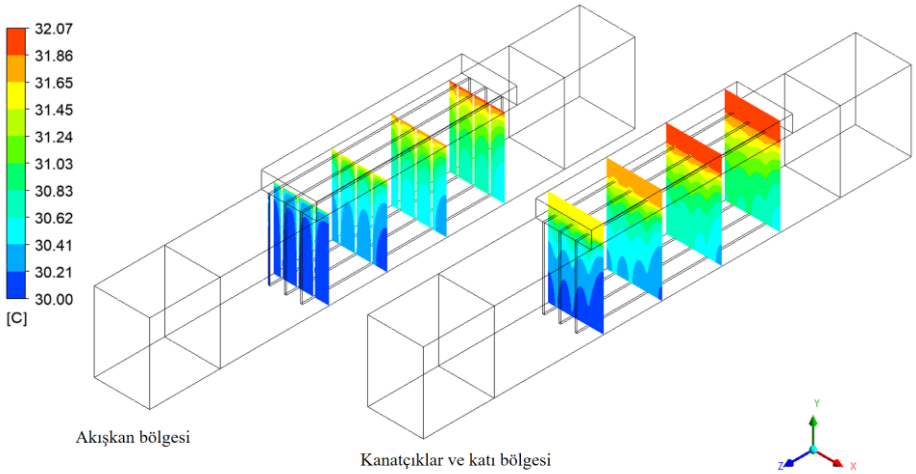
Şekil 6.55. Metal köpük G için 3 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



Şekil 6.56. Metal köpük G için 4 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



Şekil 6.57. Metal köpük G için 5 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).



Şekil 6.58. Metal köpük G için 6 kanatçıklı durumda sıcaklık dağılımı (U_{int}=3.32 m/s).

BÖLÜM 7

DEĞERLENDİRME

Yapılan çalışmada ilk önce Kagome kiriş yapı içeren bir kanalda kiriş uzunluğunun ve kiriş çapının zorlanmış ısı transferine olan etkileri, sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık şartı durumları için sayısal olarak incelenmiştir. Elde edilen bulgular ve bu bulgulara dayalı değerlendirmeler aşağıda yer almaktadır:

- Ortalama Nusselt sayısı, sabit ısı akısı veya sabit sıcaklık şartlarında, kiriş uzunluğunun azalmasıyla birlikte artan ısı transfer yüzey alanına bağlı olarak yaklaşık 3 kat artış göstermektedir.
- Ortalama Nusselt sayısı, sabit ısı akısı ve sabit sıcaklık şartlarında, yüksek kiriş uzunluklarında kiriş çapının artmasıyla bir miktar artmaktadır. Ancak, kanatçık verimindeki küçük değişim nedeniyle bu artış, 3 mm kiriş uzunluğu için oldukça azdır.
- Küçük kiriş uzunluğuna sahip kanallarda birim hacim başına ısı transferi yüzey alanının büyük olması ve bu durumun pompalama gücüne etkisinin kısıtlı olması, sabit pompalama gücü için yüksek ısı transferi oranlarının elde edilmesini sağlamıştır.
- Sabit pompalama gücü için, kiriş çapının artırılması, 5 mm ve 7 mm kiriş uzunluklarında ortalama ısı transferini önemli oranlarda artırmaktadır. 3 mm kiriş uzunluğunda ise kiriş çapının artırılması, sabit ısı akısı durumunda ortalama ısı transferini neredeyse değiştirmemekte ve sabit sıcaklık durumunda ise az miktarda düşürmektedir.

- Regresyon analizi, d = 1.3-1.6 mm ve l = 3-7 mm parametre aralığında, ortalama Nusselt sayısı ve basınç kayıp katsayısı ile d/l arasında ikinci dereceden bir ilişki olduğunu göstermiştir.
- Kagome kiriş yapılar için elde edilen bu sonuçlara göre akış ve ısı transferi literatürde çoğunlukla göz önüne alınan parametre olan gözeneklilik yerine birim hücrenin geometrik ölçüleri göz önüne alınarak incelenmelidir.
- Isı transferi ve ısı transfer performansı için en önemli geometrik parametre kiriş uzunluğudur ve kiriş uzunluğunun düşürülmesi ile ısı transferi ve ısı transfer performansında önemli artışlar elde edilebilmektedir.
- Kagome yapıları içeren ısı transfer uygulamalarında geometrik parametreler için bir optimizasyon çalışmasının yapılması gerekmektedir.
- Kagome yapıların kanatçıklar ile birlikte kullanımının akış ve ısı transferine etkisi bir sonraki aşama olarak ilerideki muhtemel bir çalışma için düşünülebilir.

Yapılan tez çalışmasında ikinci olarak bir kanal içerisine yerleştirilmiş kanatçıksız ve kanatçıklı metal köpük yapılarda akış ve ısı transferi, kanal içerisinde laminer akış, gözenekli yapı içerisinde de LTNE yaklaşımı kullanılarak incelenmiştir. Elde edilen bulgular ve bu bulgulara dayalı değerlendirme aşağıda yer almaktadır:

- Yüksek gözenekliliğe sahip metal köpükler için en uygun C_D ve C_T değerleri sırasıyla 0.08 ve 0.9'dur.
- Yapı içerisinde kanatçık kullanılması durumunda üç kanatçığa kadar ısı transferi ciddi şekilde artmakta, ancak belirli bir sayıdan sonra kanatçık eklenmesinin ısı transferine etkisi önemli oranlarda azalmaktadır.
- Eklenen kanatçıkların ısı transferine etkisinin özellikle gözeneklilik ve katı efektif ısıl iletkenliğine bağlı olduğu gözlenmiştir. Gözenekliliğin artmasıyla ve katı efektif ısıl iletkenliğinin azalmasıyla birlikte eklenen kanatçıkların ısı transferine etkisi incelenen en yüksek hız için %40-70 aralığından %60-160 aralığına yükselmektedir.
- Sonuçlara bağlı olarak metal köpük içeren ısı transfer uygulamalarında ısı transferinde iyileştirme sağlanması için kanatçık kullanımının göz önüne alınması önerilir.

- Gözeneklilik ve katı efektif ısıl iletkenliği kanatçık kullanımı ile ilgili değerlendirmelerde dikkate alınmalıdır.
- Kanatçıklı metal köpük yapıları içeren ısı transfer uygulamalarında kanatçık sayısı için bir optimizasyon çalışmasının yapılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

Alupor. (2019). Sound Apsorption. erişim https://alupor.com/sound-absorption

Annapragada, S. R., Murthy, J. Y., & Garimella, S. V. (2008). Permeability and Thermal Transport in Compressed Open-Celled Foams. *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals, 54*(1), 1-22.

Ansys Fluent, T. G. (2013). *Ansys Fluent 17.0 Theory Guide*.

Antohe, B., Lage, J., Price, D., & Weber, R. (1997). Experimental determination of permeability and inertia coefficients of mechanically compressed aluminum porous matrices.

Asholt, P. (1999). Aluminium foam produced by the melt foaming route process, properties and applications. *Metal Foams and Porous Metal Structures*, 133-140.

Avenall, R. J. (2004). *Use of Metallic Foams for Heat-transfer Enhancement in the Cooling Jacket of a Rocket Propulsion Element.* University of Florida,

Azo, M. (2012). Beryllium Copper UNS C17200 – Copper Alloy. https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6300

Bahadori, A. (2016). *Oil and gas pipelines and piping systems: Design, construction, management, and inspection*: Gulf Professional Publishing.

Banhart, J. (2000a). Manufacturing routes for metallic foams. *Jom, 52*(12), 22-27.

Banhart, J. (2000b). Metallic foams: challenges and opportunities. *Eurofoam, 2000*, 13-20.

Banhart, J. (2001). Manufacture, characterisation and application of cellular metals and metal foams. *Progress in Materials Science, 46*(6), 559-632.

Barik, A. K., Mukherjee, A., & Patro, P. (2015). Heat transfer enhancement from a small rectangular channel with different surface protrusions by a turbulent cross flow jet. *International Journal of Thermal Sciences, 98*, 32-41.

Baril, E., Mostafid, A., Lefebvre, L. P., & Medraj, M. (2008). Experimental Demonstration of Entrance/Exit Effects on the Permeability Measurements of Porous Materials. *Advanced Engineering Materials, 10*(9), 889-894.

Bastawros, A.-F. (1998). Effectiveness of open-cell metallic foams for high power electronic cooling. *ASME Heat Transfer Div. Publ. HTD, 361*, 211-217.

Baytaş, A. C. (2011). Gözenekli ortamlarda taşınım olayı. *İTÜ Dergisi/c, 4*(1).

Beavers, G., & Sparrow, E. M. (1971). Compressible gas flow through a porous material. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 14*(11), 1855-1859.

Bhattacharya, A., Calmidi, V. V., & Mahajan, R. L. (2002). Thermophysical properties of high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 45*(5), 1017-1031.

Bhattacharya, A., & Mahajan, R. L. (2002). Finned Metal Foam Heat Sinks for Electronics Cooling in Forced Convection. *Journal of Electronic Packaging, 124*(3), 155.

Bhattacharya, A., & Mahajan, R. L. (2006). Metal Foam and Finned Metal Foam Heat Sinks for Electronics Cooling in Buoyancy-Induced Convection. *Journal of Electronic Packaging, 128*(3), 259.

Biswas, G., & Eswaran, V. (2002). *Turbulent flows: fundamentals, experiments and modeling*: CRC Press.

Boomsma, K., & Poulikakos, D. (2001). On the effective thermal conductivity of a three-dimensionally structured fluid-saturated metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 44*(4), 827-836.

Boomsma, K., & Poulikakos, D. (2002). The Effects of Compression and Pore Size Variations on the Liquid Flow Characteristics in Metal Foams. *Journal of Fluids Engineering, 124*(1), 263.

Boomsma, K., Poulikakos, D., & Ventikos, Y. (2003). Simulations of flow through open cell metal foams using an idealized periodic cell structure. *International Journal of Heat and Fluid Flow, 24*(6), 825-834.

Boomsma, K., Poulikakos, D., & Zwick, F. (2003). Metal foams as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of Materials, 35*(12), 1161-1176.

Calmidi, V., & Mahajan, R. (1999). The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams. *Journal of Heat Transfer, 121*(2).

Calmidi, V., & Mahajan, R. (2000). Forced convection in high porosity metal foams. *Journal of Heat Transfer, 122*(3), 557-565.

Calmidi, V. V. (1999). Transport phenomena in high porosity fibrous metal foams.

Calvo, S., Beugre, D., Crine, M., Léonard, A., Marchot, P., & Toye, D. (2009). Phase distribution measurements in metallic foam packing using X-ray radiography and micro-tomography. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 48*(5), 1030-1039.

Carman, P. C. (1937). Fluid flow through granular beds. *Trans. Inst. Chem. Eng., 15*, 150-166.

Carpenter, K. P., & da Silva, A. K. (2014). A combined hydro-thermal characterization of high-porosity metal foam test sections with discrete pore-size gradients. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 77*, 770-776.

Cengel, Y. A. (2007). *Heat and mass transfer*: Tata McGraw-Hill Education.

Cengel, Y. A. (2010). *Fluid mechanics*: Tata McGraw-Hill Education.

Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2002). Thermodynamics: an engineering approach. *Sea, 1000*, 8862.

Chen, X., Tavakkoli, F., & Vafai, K. (2015). Analysis and Characterization of Metal Foam-Filled Double-Pipe Heat Exchangers. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 68*(10), 1031-1049.

Choi, I. K., Kim, T., Song, S. J., & Lu, T. J. (2007). Endwall heat transfer and fluid flow around an inclined short cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 50*(5-6), 919-930.

Collins, M. (2013). Parametric study of graphite foam fins and application in heat exchangers.

Contento, G., Oliviero, M., Bianco, N., & Naso, V. (2014). Prediction of radiative heat transfer in metallic foams. *International Journal of Thermal Sciences, 76*, 147-154.

Coquard, R., & Baillis, D. (2009). Numerical investigation of conductive heat transfer in high-porosity foams. *Acta Materialia, 57*(18), 5466-5479.

Dai, Z., Nawaz, K., Park, Y., Chen, Q., & Jacobi, A. M. (2012). A Comparison of Metal-Foam Heat Exchangers to Compact Multilouver Designs for Air-Side Heat Transfer Applications. *Heat Transfer Engineering, 33*(1), 21-30.

Dallaire, J., Gosselin, L., & da Silva, A. K. (2010). Conceptual optimization of a rotary heat exchanger with a porous core. *International Journal of Thermal Sciences, 49*(2), 454-462.

Darcy, H. P. G. (1856). *Les Fontaines Publiques de la Ville de Dijon*. Retrieved from

Davies, G. J., & Zhen, S. (1983). Metallic foams: their production, properties and applications. *Journal of Materials Science, 18*(7), 1899-1911.

De Jaeger, P., T'Joen, C., Huisseune, H., Ameel, B., De Schampheleire, S., & De Paepe, M. (2012). Assessing the influence of four bonding methods on the thermal contact resistance of open-cell aluminum foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 55*(21-22), 6200-6210.

Degischer, H.-P., & Kriszt, B. (2002). *Handbook of cellular metals*: Wiley-vch Weinheim.

DeGroot, C. T., Gateman, D., & Straatman, A. G. (2010). The effect of thermal contact resistance at porous-solid interfaces in finned metal foam heat sinks. *Journal of Electronic Packaging, 132*(4), 041007.

DeGroot, C. T., Straatman, A. G., & Betchen, L. J. (2009). Modeling Forced Convection in Finned Metal Foam Heat Sinks. *Journal of Electronic Packaging, 131*(2), 021001.

Dietrich, B. (2012). Pressure drop correlation for ceramic and metal sponges. *Chemical Engineering Science, 74*, 192-199.

Dietrich, B., Schabel, W., Kind, M., & Martin, H. (2009). Pressure drop measurements of ceramic sponges—Determining the hydraulic diameter. *Chemical Engineering Science, 64*(16), 3633-3640.

Du Plessis, J. P. (1992). Pore-scale modelling for flow through different types of porous enviroments. In M. Quintard & M. Todorovic (Eds.), *Heat and Mass Transfer in Porous Media* (pp. 249-262). Amsterdam: Elsevier.

Du Plessis, J. P., & Masliyah, J. H. (1988). Mathematical modelling of flow through consolidated isotropic porous media. *Transport in Porous Media, 3*(2), 145-161.

Du Plessis, P., Montillet, A., Comiti, J., & Legrand, J. (1994). Pressure drop prediction for flow through high porosity metallic foams. *Chemical Engineering Science, 49*(21), 3545-3553.

Dukhan, N. (2006). Correlations for the pressure drop for flow through metal foam. *Experiments in Fluids, 41*(4), 665-672.

Dukhan, N. (2013). *Metal foams: fundamentals and applications*: DEStech Publications, Inc.

Dukhan, N., Bağcı, Ö., & Özdemir, M. (2015). Thermal development in open-cell metal foam: An experiment with constant wall heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 85*, 852-859.

Dukhan, N., & Chen, K.-C. (2007). Heat transfer measurements in metal foam subjected to constant heat flux. *Experimental Thermal and Fluid Science, 32*(2), 624-631.

Dukhan, N., & Minjeur, C. A. (2011). A two-permeability approach for assessing flow properties in metal foam. *Journal of Porous Materials, 18*(4), 417-424.

Dukhan, N., & Patel, P. (2008). Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals. *Experimental Thermal and Fluid Science, 32*(5), 1059-1067.

Dukhan, N., Picón-Feliciano, R. n., & Álvarez-Hernández, A. n. R. (2006). Heat Transfer Analysis in Metal Foams With Low-Conductivity Fluids. *Journal of Heat Transfer, 128*(8), 784.

Dukhan, N., Quinones-Ramos, P. D., Cruz-Ruiz, E., Velez-Reyes, M., & Scott, E. P. (2005). One-dimensional heat transfer analysis in open-cell 10-ppi metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 48*(25), 5112-5120.

Dykes Jr, G. B. (2014). *Cuttings transport implications for drill string design: A study with computational fluid dynamics*: Colorado School of Mines.

Edouard, D., Lacroix, M., Huu, C. P., & Luck, F. (2008). Pressure drop modeling on SOLID foam: State-of-the art correlation. *Chemical Engineering Journal, 144*(2), 299-311.

Ejlali, A., Ejlali, A., Hooman, K., & Gurgenci, H. (2009). Application of high porosity metal foams as air-cooled heat exchangers to high heat load removal systems. *International Communications in Heat and Mass Transfer, 36*(7), 674-679.

Elayiaraja, P., Harish, S., Wilson, L., Bensely, A., & Lal, D. M. (2010). Experimental Investigation on Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics of Copper Metal Foam Heat Sink. *Experimental Heat Transfer, 23*(3), 185-195.

Ergun, S. (1952). Fluid flow through packed columns. *Chem. Eng. Prog., 48*, 89-94.

Evans, A. G., Hutchinson, J. W., Fleck, N. A., Ashby, M., & Wadley, H. (2001). The topological design of multifunctional cellular metals. *Progress in Materials Science, 46*(3-4), 309-327.

Exxentis. (2019). Porous Aluminium For Filtration. erişim http://www.porous-aluminum.com/filter-elements.html

Feng, S. S., Kuang, J. J., Wen, T., Lu, T. J., & Ichimiya, K. (2014). An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 77*, 1063-1074.

Ferrari, L., Barbato, M., Esser, B., Petkov, I., Kuhn, M., Gianella, S., . . . Ortona, A. (2016). Sandwich structured ceramic matrix composites with periodic cellular ceramic cores: an active cooled thermal protection for space vehicles. *Composite Structures, 154*, 61-68.

Fischer, S., Drechsler, K., Kilchert, S., & Johnson, A. (2009). Mechanical tests for foldcore base material properties. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 40*(12), 1941-1952.

G. Fourie, J., & P. Du Plessis, J. (2002). Pressure drop modelling in cellular metallic foams. *Chemical Engineering Science, 57*(14), 2781-2789.

García-Moreno, F. (2016). Commercial Applications of Metal Foams: Their Properties and Production. *Materials, 9*(2).

Gatski, T. B., Hussaini, M. Y., & Lumley, J. L. (1996). *Simulation and modeling of turbulent flows*: Oxford University Press.

Gent, A., & Rusch, K. (1966). Permeability of open-cell foamed materials. *Journal of Cellular Plastics, 2*(1), 46-51.

Gergely, V., & Clyne, T. (1999). *A novel melt-based route to aluminium foam production.* Çalışmanın sunulduğu konferans: International Conference on Metal Foams and Porous Metal Structures.

Gergely, V., Curran, D., & Clyne, T. (2003). The FOAMCARP process: foaming of aluminium MMCs by the chalk-aluminium reaction in precursors. *Composites Science and Technology, 63*(16), 2301-2310.

Ghosh, I. (2009). How Good Is Open-Cell Metal Foam as Heat Transfer Surface? *Journal of Heat Transfer, 131*(10), 101004.

Gibson, L., & Ashby, M. (1988). Mechanics of cellular solids. In: Pergamon Oxford.

Gohler, H., Lothman, P., Waag, U., Schneidereit, H., & Bernhard, E. (2001). Manufacture and properties of hollow sphere structures in sound absorption applications. *MIT Verlag Publishing, Cellular Metals and Metal Foaming Technology(Germany),* 391-396.

Goodall, R., & Mortensen, A. (2007). Microcellular Aluminium? – Child's Play! *Advanced Engineering Materials, 9*(11), 951-954.

Gray, W. G., Leijnse, A., Kolar, R. L., & Blain, C. A. (1993). *Mathematical tools for changing scale in the analysis of physical systems*: CRC Press.

Guarino, S., Rubino, G., Tagliaferri, V., & Ucciardello, N. (2015). Thermal behavior of open cell aluminum foams in forced air: Experimental analysis. *Measurement, 60,* 97-103.

Güven, Ş. Y. (2011). Toz Metalurjisi ve Metalik Köpükler. *SDÜ Teknik Bilimler Dergisi, 1*(2).

Hajipour, M., & Molaei Dehkordi, A. (2014). Mixed-convection flow of Al2O3–H2O nanofluid in a channel partially filled with porous metal foam: Experimental and numerical study. *Experimental Thermal and Fluid Science, 53,* 49-56.

Han, X.-H., Wang, Q., Park, Y.-G., T'Joen, C., Sommers, A., & Jacobi, A. (2012). A Review of Metal Foam and Metal Matrix Composites for Heat Exchangers and Heat Sinks. *Heat Transfer Engineering, 33*(12), 991-1009.

Han, X., Nawaz, K., Bock, J., & Jacobi, A. M. (2012). Open-cell metal foams for use in dehumidifying heat exchangers.

Hazen, A. (1893). Some physical properties of sand and gravel with special reference to their use in filtration. *24th Ann, Rep., Mass. State Board of Health, Boston, 1893*.

Heinl, P., Rottmair, A., Körner, C., & Singer, R. F. (2007). Cellular titanium by selective electron beam melting. *Advanced Engineering Materials, 9*(5), 360-364.

Hetsroni, G., Gurevich, M., & Rozenblit, R. (2008). Natural convection in metal foam strips with internal heat generation. *Experimental Thermal and Fluid Science, 32*(8), 1740-1747.

Hilyard, N., & Collier, P. (1987). A structural model for air flow in flexible PUR foams. *Cellular polymers, 6*(6), 9-26.

Hinze, J. (1975). Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co. In: New York.

Hoffmann, F., Hodson, H., & Lu, T. (2003). *Heat transfer performance and pressure drop of Kagome core metal truss panels*: Department of Engineering, University of Cambridge, U.K.

Howes, F. A., & Whitaker, S. (1985). The spatial averaging theorem revisited. *Chemical Engineering Science, 40*(8), 1387-1392.

Hsu, C., Cheng, P., & Wong, K. (1994). Modified Zehner-Schlunder models for stagnant thermal conductivity of porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 37*(17), 2751-2759.

Huang, P., Bardina, J., & Coakley, T. (1997). Turbulence modeling validation, testing, and development. *NASA Technical Memorandum, 110446*.

Huisseune, H., De Schampheleire, S., Ameel, B., & De Paepe, M. (2015). Comparison of metal foam heat exchangers to a finned heat exchanger for low Reynolds number applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 89*, 1-9.

Hutter, C., Büchi, D., Zuber, V., & Rudolf von Rohr, P. (2011). Heat transfer in metal foams and designed porous media. *Chemical Engineering Science, 66*(17), 3806-3814.

Hutter, C., Zenklusen, A., Kuhn, S., & Rudolf von Rohr, P. (2011). Large eddy simulation of flow through a streamwise-periodic structure. *Chemical Engineering Science, 66*(3), 519-529.

Huu, T. T., Lacroix, M., Pham Huu, C., Schweich, D., & Edouard, D. (2009). Towards a more realistic modeling of solid foam: Use of the pentagonal dodecahedron geometry. *Chemical Engineering Science, 64*(24), 5131-5142.

Hwang, J. J., Hwang, G. J., Yeh, R. H., & Chao, C. H. (2002). Measurement of Interstitial Convective Heat Transfer and Frictional Drag for Flow Across Metal Foams. *Journal of Heat Transfer, 124*(1), 120.

Jazi, H. R. S., Mostaghimi, J., Chandra, S., Pershin, L., & Coyle, T. (2009). Spray-Formed, Metal-Foam Heat Exchangers for High Temperature Applications. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications, 1*(3), 031008.

Jin, L. w., & Leong, K. C. (2007). Pressure drop and friction factor of steady and oscillating flows in open-cell porous media. *Transport in Porous Media, 72*(1), 37-52.

Jin, X., Shen, B., Yan, H., Sunden, B., & Xie, G. (2018). Comparative evaluations of thermofluidic characteristics of sandwich panels with X-lattice and Pyramidal-lattice cores. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 127*, 268-282.

Joo, J. H., Kang, B. S., & Kang, K. J. (2009). Experimental Studies on Friction Factor and Heat Transfer Characteristics Through Wire-Woven Bulk Kagome Structure. *Experimental Heat Transfer, 22*(2), 99-116.

Joo, J. H., Kang, K. J., Kim, T., & Lu, T. J. (2011). Forced convective heat transfer in all metallic wire-woven bulk Kagome sandwich panels. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 54*(25-26), 5658-5662.

Kang, K.-J. (2015). Wire-woven cellular metals: The present and future. *Progress in Materials Science, 69*, 213-307.

Kathare, V., Davidson, J. H., & Kulacki, F. A. (2008). Natural convection in water-saturated metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 51*(15-16), 3794-3802.

Kemerli, U., & Kahveci, K. (2018). Local Thermal Non-Equlibrium Modelling of Convective Heat Transfer in High Porosity Metal Foams. *WIT Transactions on Engineering Sciences, 120*, 293-301.

Kenny, L. (1996). *Mechanical properties of particle stabilized aluminum foam.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Materials Science Forum.

Kim, A., Hasan, M., Nahm, S., & Cho, S. (2005). Evaluation of compressive mechanical properties of Al-foams using electrical conductivity. *Composite Structures, 71*(2), 191-198.

Kim, S., & Lee, C.-W. (2014). A Review on Manufacturing and Application of Open-cell Metal Foam. *Procedia Materials Science, 4*, 305-309.

Kim, S. Y., Kang, B. H., & Kim, J.-H. (2001). Forced convection from aluminum foam materials in an asymmetrically heated channel. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 7*(44), 1451-1454.

Kim, S. Y., Paek, J. W., & Kang, B. H. (2000). Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer, 122*(3), 572-578.

Kim, T., Hodson, H. P., & Lu, T. J. (2005). Contribution of vortex structures and flow separation to local and overall pressure and heat transfer characteristics in an ultralightweight lattice material. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 48*(19-20), 4243-4264.

Kim, T., Zhao, C. Y., Lu, T. J., & Hodson, H. P. (2004). Convective heat dissipation with lattice-frame materials. *Mechanics of Materials, 36*(8), 767-780.

Klein, J., Gilchrist, G., Karanik, J., Arcas, N., Yurman, R., Whiteside, J., . . . Bartilucci, T. (2003). *thermal management of airbourne early warning and electronic warfare*

Systems using foam metal fins. Çalışmanın sunulduğu konferans: ASME 2003 International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition.

Kolaczkowski, S. T., Awdry, S., Smith, T., Thomas, D., Torkuhl, L., & Kolvenbach, R. (2016). Potential for metal foams to act as structured catalyst supports in fixed-bed reactors. *Catalysis Today, 273*(Supplement C), 221-233.

Kopanidis, A., Theodorakakos, A., Gavaises, E., & Bouris, D. (2010). 3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 53*(11-12), 2539-2550.

Kotresha, B., & Gnanasekaran, N. (2019). Analysis of Forced Convection Heat Transfer Through Graded PPI Metal Foams. In *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow* (pp. 151-158): Springer.

Kozeny, J. (1927). Uber kapillare leitung der wasser in boden. *Royal Academy of Science, Vienna, Proc. Class I, 136*, 271-306.

Kränzlin, N., & Niederberger, M. (2015). Controlled fabrication of porous metals from the nanometer to the macroscopic scale. *Mater. Horiz., 2*(4), 359-377.

Kurian, R., Balaji, C., & Venkateshan, S. P. (2016). Experimental investigation of near compact wire mesh heat exchangers. *Applied Thermal Engineering, 108*, 1158-1167.

Lacroix, M., Nguyen, P., Schweich, D., Huu, C. P., Savin-Poncet, S., & Edouard, D. (2007). Pressure drop measurements and modeling on SiC foams. *Chemical Engineering Science, 62*(12), 3259-3267.

Lage, J. (1998). The fundamental theory of flow through permeable niedia from darcy to turbulence. *Transport phenomena in porous media, 1*.

Lefebvre, L. (2013). Porous metals and metallic foams in orthopedic applications. *Metal foams: fundamentals and applications, 1st edn. DEStech Publications, Lancaster*, p317-p362.

Lefebvre, L. P., Banhart, J., & Dunand, D. C. (2008). Porous Metals and Metallic Foams: Current Status and Recent Developments. *Advanced Engineering Materials, 10*(9), 775-787.

Lin, W., Sundén, B., & Yuan, J. (2013). A performance analysis of porous graphite foam heat exchangers in vehicles. *Applied Thermal Engineering, 50*(1), 1201-1210.

Lin, W., Yuan, J., & Sundén, B. (2013). Performance Analysis of Aluminum and Graphite Foam Heat Exchangers Under Countercurrent Arrangement. *Heat Transfer Engineering, 35*(6-8), 730-737.

Liu, J. F., Wu, W. T., Chiu, W. C., & Hsieh, W. H. (2006). Measurement and correlation of friction characteristic of flow through foam matrixes. *Experimental Thermal and Fluid Science, 30*(4), 329-336.

Liu, P., & Liang, K. (2001). Review Functional materials of porous metals made by P/M, electroplating and some other techniques. *Journal of Materials Science, 36*(21), 5059-5072.

Lu, T., Valdevit, L., & Evans, A. (2005). Active cooling by metallic sandwich structures with periodic cores. *Progress in Materials Science, 50*(7), 789-815.

Lu, T. J., Chen, F., & He, D. (2000). Sound absorption of cellular metals with semiopen cells. *The Journal of the Acoustical Society of America, 108*(4), 1697-1709.

Lu, T. J., Hess, A., & Ashby, M. (1999). Sound absorption in metallic foams. *Journal of Applied Physics, 85*(11), 7528-7539.

Lu, T. J., Stone, H. A., & Ashby, M. F. (1998). Heat transfer in open-cell metal foams. *Acta Materialia, 46*(10), 3619-3635.

Lu, W., Zhao, C. Y., & Tassou, S. A. (2006). Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 49*(15-16), 2751-2761.

Mahdi, R. A., Mohammed, H. A., Munisamy, K. M., & Saeid, N. H. (2015). Review of convection heat transfer and fluid flow in porous media with nanofluid. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 41*, 715-734.

Mahjoob, S., & Vafai, K. (2008). A synthesis of fluid and thermal transport models for metal foam heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 51*(15-16), 3701-3711.

Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., & Rossetto, L. (2010). Pressure drop during air flow in aluminum foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 53*(15-16), 3121-3130.

Mancin, S., Zilio, C., Rossetto, L., & Cavallini, A. (2011). Heat Transfer Performance of Aluminum Foams. *Journal of Heat Transfer, 133*(6), 060904.

Mancin, S., Zilio, C., Rossetto, L., & Cavallini, A. (2012). Foam height effects on heat transfer performance of 20 ppi aluminum foams. *Applied Thermal Engineering, 49*, 55-60.

Mao, S., Love, N., Leanos, A., & Rodriguez-Melo, G. (2014). Correlation studies of hydrodynamics and heat transfer in metal foam heat exchangers. *Applied Thermal Engineering, 71*(1), 104-118.

Matthieu, B. (Producer). (2012). Metal foam -Crash box 1. *Wikimedia Commons*. [Fotoğraf] erişim https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Metal_foam_-Crash_box_1.JPG

Matthieu, B. (Producer). (2013). Metal foam Coffee table. *Wikimedia Commons*. [Fotoğraf] erişim https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Metal_foam_Coffee_table.jpg

Mew, T. D., Kang, K.-J., Kienhöfer, F. W., & Kim, T. (2015). Transient thermal response of a highly porous ventilated brake disc. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 229*(6), 674-683.

Moffat, R. J., Eaton, J. K., & Onstad, A. (2009). A Method for Determining the Heat Transfer Properties of Foam-Fins. *Journal of Heat Transfer, 131*(1), 011603.

Montillet, A., Comiti, J., & Legrand, J. (1993). Application of metallic foams in electrochemical reactors of filter-press type Part I: Flow characterization. *Journal of Applied Electrochemistry, 23*(10), 1045-1050.

Muley, A., Kiser, C., Sundén, B., & Shah, R. K. (2012). Foam Heat Exchangers: A Technology Assessment. *Heat Transfer Engineering, 33*(1), 42-51.

Nagarajan, V., Chena, Y., Wangb, Q., & Mab, T. (2015). *Journal of Renewable Energy and Sustainable Development (RESD) Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer for Different Fin Designs and Arrangements of Ceramic Plate- Fin High Temperature Heat Exchanger – Part I* (Vol. 1).

Nakajima, H. (2007). Fabrication, properties and application of porous metals with directional pores. *Progress in Materials Science, 52*(7), 1091-1173.

Nakayama, A. (1995). *PC-aided numerical heat transfer and convective flow*: CRC press.

Nakayama, A., Ando, K., Yang, C., Sano, Y., Kuwahara, F., & Liu, J. (2009). A study on interstitial heat transfer in consolidated and unconsolidated porous media. *Heat and Mass Transfer, 45*(11), 1365-1372.

Nawaz, K., Bock, J., Dai, Z., & Jacobi, A. M. (2010). Experimental studies to evaluate the use of metal foams in highly compact air-cooling heat exchangers.

Nazari, M., Ashouri, M., Kayhani, M. H., & Tamayol, A. (2015). Experimental study of convective heat transfer of a nanofluid through a pipe filled with metal foam. *International Journal of Thermal Sciences, 88*, 33-39.

Nield, D. A., & Bejan, A. (2006). *Convection in porous media* (Vol. 3): Springer.

Noh, J.-S., Lee, K. B., & Lee, C. G. (2006). Pressure loss and forced convective heat transfer in an annulus filled with aluminum foam. *International Communications in Heat and Mass Transfer, 33*(4), 434-444.

Odabaee, M., & Hooman, K. (2011). Application of metal foams in air-cooled condensers for geothermal power plants: An optimization study. *International Communications in Heat and Mass Transfer, 38*(7), 838-843.

Orszag, S. A., & Yakhot, V. (1986). *Renormalization group analysis of turbulence.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Proceedings of the International Congress of Mathematicians.

Özgümüş, T. (2015). An experimental and numerical study on effects of pore to throat size ratio on macroscopic transport parameters in porous media.

Paek, J., Kang, B., Kim, S., & Hyun, J. (2000). Effective thermal conductivity and permeability of aluminum foam materials. *International Journal of Thermophysics, 21*(2), 453-464.

Patankar, S. (2018). *Numerical heat transfer and fluid flow*: CRC press.

Phanikumar, M., & Mahajan, R. (2002). Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 45*(18), 3781-3793.

Pinkhasov, E. (1991). Method of making open-pore structures. In: Google Patents.

Podyacheva, O. Y., Ketov, A., Ismagilov, Z., Ushakov, V., Bos, A., & Veringa, H. (1997). Metal foam supported perovskite catalysts. *Reaction Kinetics and Catalysis Letters, 60*(2), 243-250.

Qu, Z., Wang, T., Tao, W., & Lu, T. (2012). Experimental study of air natural convection on metallic foam-sintered plate. *International Journal of Heat and Fluid Flow, 38*, 126-132.

Quintard, M., & Whitaker, S. (2000). *Theoretical analysis of transport in porous media*: Marcel Dekker Inc., New York.

Ranut, P. (2016). On the effective thermal conductivity of aluminum metal foams: Review and improvement of the available empirical and analytical models. *Applied Thermal Engineering, 101*, 496-524.

Ranut, P., & Nobile, E. (2014). *On the effective thermal conductivity of metal foams.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Journal of Physics: Conference Series.

Ranut, P., Nobile, E., & Mancini, L. (2015). High resolution X-ray microtomography-based CFD simulation for the characterization of flow permeability and effective thermal conductivity of aluminum metal foams. *Experimental Thermal and Fluid Science, 67*, 30-36.

Ribeiro, G. B., Barbosa, J. R., & Prata, A. T. (2012). Performance of microchannel condensers with metal foams on the air-side: Application in small-scale refrigeration systems. *Applied Thermal Engineering, 36*, 152-160.

Ryan, S., Hedman, T., & Christiansen, E. L. (2009). Honeycomb vs. foam: evaluating a potential upgrade to international space station module shielding for micrometeoroids and orbital debris. *NASA/TM–2009-214793*.

Rybandt, S., Lies, C., & Hipke, T. (2017). Train Front Module in Aluminium-foam-sandwich Design. *Lightweight Design worldwide, 10*(6), 12-17.

Salas, K. I., & Waas, A. M. (2007). Convective Heat Transfer in Open Cell Metal Foams. *Journal of Heat Transfer, 129*(9), 1217.

Sener, M., Yataganbaba, A., & Kurtbas, İ. (2016). Forchheimer forced convection in a rectangular channel partially filled with aluminum foam. *Experimental Thermal and Fluid Science, 75*, 162-172.

Sertkaya, A. A., Altınısık, K., & Dincer, K. (2012). Experimental investigation of thermal performance of aluminum finned heat exchangers and open-cell aluminum foam heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science, 36*, 86-92.

Shen, B., Yan, H., Sunden, B., Xue, H., & Xie, G. (2017). Forced convection and heat transfer of water-cooled microchannel heat sinks with various structured metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 113*, 1043-1053.

Shen, B., Yan, H., Xue, H., & Xie, G. (2018). The effects of geometrical topology on fluid flow and thermal performance in Kagome cored sandwich panels. *Applied Thermal Engineering, 142*, 79-88.

Shih, W. H., Chiu, W. C., & Hsieh, W. H. (2006). Height Effect on Heat-Transfer Characteristics of Aluminum-Foam Heat Sinks. *Journal of Heat Transfer, 128*(6), 530.

Singh, K., Singh, R., & Chaudhary, D. (1998). Heat conduction and a porosity correction term for spherical and cubic particles in a simple cubic packing. *Journal of Physics D: Applied Physics, 31*(14), 1681.

Singh, R., & Kasana, H. (2004). Computational aspects of effective thermal conductivity of highly porous metal foams. *Applied Thermal Engineering, 24*(13), 1841-1849.

Singh, R., Lee, P., Dashwood, R., & Lindley, T. (2010). Titanium foams for biomedical applications: a review. *Materials Technology, 25*(3-4), 127-136.

Sirijaruphan, A., Goodwin Jr, J. G., Rice, R. W., Wei, D., Butcher, K. R., Roberts, G. W., & Spivey, J. J. (2005). Metal foam supported Pt catalysts for the selective oxidation of CO in hydrogen. *Applied Catalysis A: General, 281*(1-2), 1-9.

Smit, G., & Du Plessis, J. (1999). Modelling of non-Newtonian purely viscous flow through isotropic high porosity synthetic foams. *Chemical Engineering Science, 54*(5), 645-654.

Smith, L. M., & Woodruff, S. L. (1998). Renormalization-group analysis of turbulence. *Annual review of fluid mechanics, 30*(1), 275-310.

Sutherland, W. (1893). LII. The viscosity of gases and molecular force. *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 36*(223), 507-531.

Tadrist, L., Miscevic, M., Rahli, O., & Topin, F. (2004). About the use of fibrous materials in compact heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science, 28*(2-3), 193-199.

Tian, J., Kim, T., Lu, T. J., Hodson, H. P., Queheillalt, D. T., Sypeck, D. J., & Wadley, H. N. G. (2004). The effects of topology upon fluid-flow and heat-transfer within cellular

copper structures. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 47*(14-16), 3171-3186.

Tian, J., Lu, T. J., Hodson, H. P., Queheillalt, D. T., & Wadley, H. N. G. (2007). Cross flow heat exchange of textile cellular metal core sandwich panels. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 50*(13–14), 2521-2536.

Vafai, K., & Tien, C. L. (1981). Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 24*(2), 195-203.

Wadley, H. (2003). Fabrication and structural performance of periodic cellular metal sandwich structures. *Composites Science and Technology, 63*(16), 2331-2343.

Wadley, H. N. (2006). Multifunctional periodic cellular metals. *Philos Trans A Math Phys Eng Sci, 364*(1838), 31-68.

Wadley, H. N., & Queheillalt, D. T. (2007). *Thermal applications of cellular lattice structures.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Materials science forum.

Wang, B., Hong, Y., Wang, L., Fang, X., Wang, P., & Xu, Z. (2015). Development and numerical investigation of novel gradient-porous heat sinks. *Energy Conversion and Management, 106*, 1370-1378.

Wang, H., & Guo, L. (2016). Experimental investigation on pressure drop and heat transfer in metal foam filled tubes under convective boundary condition. *Chemical Engineering Science, 155*, 438-448.

Wang, M., & Pan, N. (2008). Modeling and prediction of the effective thermal conductivity of random open-cell porous foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 51*(5-6), 1325-1331.

Ward, J. (1964). Turbulent flow in porous media. *Journal of the Hydraulics Division, 90*(5), 1-12.

Weaire, D. (2009). *Kelvin's ideal foam structure.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Journal of Physics: Conference Series.

Weise, J., Ruparelia, D., Wichmann, M., & Baumeister, J. (2010). *Investigation of the Mechanical Behaviour of Particulate Aluminium–Epoxy Hybrid Foams in Dependence Upon the Metal and Polymer Content.* Çalışmanın sunulduğu konferans: International Conference on Cellular Materials, CellMat.

Wen, C., Yamada, Y., & Hodgson, P. (2005). *Fabrication of novel metal alloy foams for biomedical applications.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Materials forum.

Whitaker, S. (1999). Theory and applications of transport in porous media: The method of volume averaging. *The Netherlands: Kluwer Academic Publishers*.

White, F. M. (1991). *Viscous fluid flow*: McGraw-Hill, New York.

Woudberg, S., & Du Plessis, J. P. (2016). An analytical Ergun-type equation for porous foams. *Chemical Engineering Science, 148*, 44-54.

Xu, H., Gong, L., Huang, S., & Xu, M. (2015). Flow and heat transfer characteristics of nanofluid flowing through metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 83*, 399-407.

Xu, H. J., Xing, Z. B., Wang, F. Q., & Cheng, Z. M. (2019). Review on heat conduction, heat convection, thermal radiation and phase change heat transfer of nanofluids in porous media: Fundamentals and applications. *Chemical Engineering Science, 195*, 462-483.

Yakhot, V., & Orszag, S. A. (1986). Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory. *Journal of scientific computing, 1*(1), 3-51.

Yan, H., Yang, X., Lu, T., & Xie, G. (2017). Convective heat transfer in a lightweight multifunctional sandwich panel with X-type metallic lattice core. *Applied Thermal Engineering, 127*, 1293-1304.

Yan, H. B., Zhang, Q. C., Lu, T. J., & Kim, T. (2015). A lightweight X-type metallic lattice in single-phase forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 83*, 273-283.

Yang, C., & Nakayama, A. (2010). A synthesis of tortuosity and dispersion in effective thermal conductivity of porous media. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 53*(15-16), 3222-3230.

Yang, G., Hou, C., Zhao, M., & Mao, W. (2019). Comparison of convective heat transfer for Kagome and tetrahedral truss-cored lattice sandwich panels. *Scientific reports, 9*(1), 3731.

Yang, X. H., Bai, J. X., Kang, K.-J., Lu, T. J., & Kim, T. (2014). Experimental Investigations of Natural Convection in Wire-Woven Bulk Kagome. *Transport in Porous Media, 105*(1), 1-22.

Yao, Y., Wu, H., & Liu, Z. (2018). Direct simulation of interstitial heat transfer coefficient between paraffin and high porosity open-cell metal foam. *Journal of Heat Transfer, 140*(3), 032601.

Yoon, H., Mali, M. G., Kim, H. Y., Al-Deyab, S. S., & Yoon, S. S. (2016). Efficient Water Purification by Photocatalysis and Rapid Adsorption of Dip-Coated Metal Foam with Nanostructured Bismuth Vanadate. *Journal of the American Ceramic Society, 99*(3), 1023-1030.

Yu, C.-J., & Banhart, J. (1997). *Mechanical properties of metallic foams.* Çalışmanın sunulduğu konferans: Proceedings of Fraunhofer USA Metal Foam Symposium, Stanton, Delaware.

Zafari, M., Panjepour, M., Davazdah Emami, M., & Meratian, M. (2015). Microtomography-based numerical simulation of fluid flow and heat transfer in open cell metal foams. *Applied Thermal Engineering, 80*, 347-354.

Zaragoza, G., & Goodall, R. (2013). Metal Foams with Graded Pore Size for Heat Transfer Applications. *Advanced Engineering Materials, 15*(3), 123-128.

Zhang, X., Jin, X., Xie, G., & Yan, H. (2017). Thermo-Fluidic Comparison between Sandwich Panels with Tetrahedral Lattice Cores Fabricated by Casting and Metal Sheet Folding. *Energies, 10*(7).

Zhao, C., Lu, T., & Hodson, H. (2005). Natural convection in metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 48*(12), 2452-2463.

Zhao, C. Y. (2012). Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 55*(13-14), 3618-3632.

Zhao, C. Y., Lu, W., & Tassou, S. A. (2006). Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part II: Tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 49*(15-16), 2762-2770.

Zhao, L., Ryan, S. M., Ortega, J. K., Ha, S., Sharp, K. W., Guest, J. K., . . . Weihs, T. P. (2016). Experimental investigation of 3D woven Cu lattices for heat exchanger applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer, 96*, 296-311.

Zhou, F., Hansen, N. E., Geb, D. J., & Catton, I. (2011). Determination of the number of tube rows to obtain closure for volume averaging theory based model of fin-and-tube heat exchangers. *Journal of Heat Transfer, 133*(12), 121801.

Žukauskas, A. (1972). Heat transfer from tubes in crossflow. In *Advances in heat transfer* (Vol. 8, pp. 93-160): Elsevier.

Zupan, M., Chen, C., & Fleck, N. (2003). The plastic collapse and energy absorption capacity of egg-box panels. *International Journal of Mechanical Sciences, 45*(5), 851-871.

EKLER

A.1) Hız profili için oluşturulan UDF kodu

```
/*********************************************************************/
/*                                                                   */
/* giris icin hiz profili UDF                                        */
/*                                                                   */
/*********************************************************************/
/* inlet velocity profile for laminar flow in rectangular channel*/
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(inlet_z_velocity, thread, position)
{
        real p[ND_ND]; /* this will hold the position vector */
        real in,h,w,a,b,alpha,m,n,x,y;
        face_t f;
        in = 1.;
        h = 0.045; /* yukseklik*/
        w = 0.063;/*genislik*/
                a = w / 2.;
                b = h / 2.;
                alpha = b / a; /*1'den kucuk olacak*/
                m = 1.7 + pow((0.5*alpha),(-1.4));
                if (alpha <= (1. / 3.))
                        n = 2.;
                else
                {
                        n = 2. + 0.3*(alpha - (1. / 3.));
```

```
        }
    begin_f_loop(f, thread)
    {
        F_CENTROID(p, f, thread);
        x = fabs(p[0] / a);
        y = fabs(p[1] / b);
        F_PROFILE(f, thread, position) = in * ((m + 1.) / m) * ((n + 1.) / n) * (1.
- pow(y,n)) * (1. - pow(x,m));
    }
    end_f_loop(f, thread)
}
```

A.2) Ara yüzey ısı transferi katsayısını belirleyen UDF kodu

```
/**********************************************************************/
/*                                                                    */
/* isi transfer katsayisi UDF                                         */
/*                                                                    */
/**********************************************************************/

/* Hfs Profile UDF in a Porous Zone that utilizes C_PROFILE*/
#include "udf.h"

DEFINE_PROFILE(hfs_function, t, nv)
{
    cell_t c;
    begin_c_loop(c, t)
    real u;
    real v;
    real w;
    real a;
    real vm;
```

```
        real ubd;
        u=C_U(c,t);
        v=C_V(c,t);
        w=C_W(c,t);
        vm = sqrt(u*u + v*v + w*w);
        a = 1.1649*vm*0.0005 / 0.00001868; /*sqrt(u*u + v*v + w*w)--df var*/
        ubd = 0.9*pow(0.71375, 0.37)*pow(a, 0.5)*0.026341 / 0.0005; /*df var burada
da*/
                C_PROFILE(c, t, nv) = ubd;
        end_c_loop(c, t)
}
```

A.3) Isıl dispersiyon katsayısını belirleyen UDF kodu

```
/************************************************************************/
/*                                                                      */
/* isil dispersiyon UDF                                                 */
/*                                                                      */
/************************************************************************/
/* Hfs Profile UDF in a Porous Zone that utilizes C_PROFILE*/
#include "udf.h"

DEFINE_PROPERTY(ktdispersion, c, t)
{
        double z;
        double u;
        double v;
        double w;
        double a;
        double rek;
        double ubd;
        double pre;
```

```
        double ke;
        double vm;
        double in;
        double kd;
        double kdt;
        real p[ND_ND]; /*this will hold the position vector*/
        C_CENTROID(p, c, t);
        u = C_U(c, t);
        v = C_V(c, t);
        w = C_W(c, t);
        if (p[2] > 0.112)
        {
                kdt = 0.026341;
        }
        if (p[2] < -0.084)
        {
                kdt = 0.026341;
}
        else
        {
                rek = 1.1649 * 1. * sqrt(0.00000027) / 0.00001868; /* K'ya bagli
Reynolds sayisi rho*v*karekok_k/mu */
                ke = 2.48 + 0.0256; /*efektif isil iletkenlik */
                pre = (0.00001868*1006.5) / ke; /*Prandtl efektif*/
                vm = sqrt(u*u + v*v + w*w);
                in = 1.; /*inlet velocity*/
                /*printf("\nhiz=%f", uu); */
                kd = ke*0.08*rek*pre*(vm / in);
                kdt = (0.0256 + kd) / 0.9726; /*kfe ve porosite var*/
        }
        return kdt;
}
```

ÖZGEÇMİŞ

Ubade KEMERLİ, 31.08.1986'da Manisa'nın Kırkağaç ilçesinde doğmuştur. 2004 yılında İstanbul Yeşilköy 50.Yıl Anadolu Lisesi'nden, 2008 yılında Trakya Üniversitesi Çorlu Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur. 2008-2010 yılları arasında Martek Soğutma Sistemleri'nde ihracat sorumlusu olarak çalışmıştır. 2011 yılında askerlik hizmetini tamamladıktan sonra, Trakya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda Araştırma Görevlisi olarak göreve başlamıştır. Aynı yıl Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başlamış olduğu yüksek lisans eğitimini 2013 yılında tamamlamıştır. 2014 yılında Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı doktora programında eğitime başlamış olup, halen Trakya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde Araştırma Görevlisi olarak görev yapmaktadır. Evli ve iki çocuk babasıdır.

TEZ ÖĞRENCİSİNE AİT TEZ İLE İLGİLİ BİLİMSEL FAALİYETLER

Tez ile ilgili yayınlar

Kemerli, U., & Kahveci, K. (2018a). *Hücresel Metaller ve Isıl Uygulamaları.* Çalışmanın sunulduğu konferans: 4.Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, Edirne.

Kemerli, U., & Kahveci, K. (2020). Conjugate forced convective heat transfer in a sandwich panel with a Kagome truss core: The effects of strut length and diameter. Applied Thermal Engineering, 167, 114794.

Tez konusu ile ilgili yayınlar

Kemerli, U., & Kahveci, K. (2018b). Local Thermal Non-Equlibrium Modelling of Convective Heat Transfer in High Porosity Metal Foams. *WIT Transactions on Engineering Sciences, 120*, 293-301.