

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ALÜMİNYUM KÖPÜKLÜ TERMOAKUSTİK SOĞUTMA
SİSTEMİ TASARIMI VE ISIL PERFORMANSININ
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

İLKER GÖKAY

DENİZLİ, OCAK - 2022

**T.C.
PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**



**ALÜMİNYUM KÖPÜKLÜ TERMOAKUSTİK SOĞUTMA
SİSTEMİ TASARIMI VE ISIL PERFORMANSININ
ARAŞTIRILMASI**

DOKTORA TEZİ

İLKER GÖKAY

DENİZLİ, OCAK - 2022

Bu tez çalışmasında kullanılan deney cihazları ve malzemeler şahsi imkanlarım ile finanse edilmiştir.

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

İlker GÖKAY

ÖZET

ALÜMİNYUM KÖPÜKLÜ TERMOAKUSTİK SOĞUTMA SİSTEMİ TASARIMI VE ISIL PERFORMANSININ ARAŞTIRILMASI

DOKTORA TEZİ

İLKER GÖKAY

PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

(TEZ DANIŞMANI: PROF. DR. RASİM KARABACAK)

DENİZLİ, ARALIK - 2021

Bu tez çalışması, alüminyum köpük malzemelerin termoakustik bir soğutma sisteminde kullanılabilirliğini deneysel olarak araştırmayı amaçlamaktadır. Bunun için açık, kapalı ve hibrit hücre yapılı alüminyum köpük malzemelerden yığınlar hazırlanarak deneysel incelemelerde bulunuldu. Deney sonuçlarına göre hibrit hücre yapılı alüminyum köpüğün açık hücre yapılı köpüğe göre ortalama %20, kapalı hücre yapılı köpüğe göre %1863 kat daha iyi soğutma performansı gösterdiği belirlendi. Bu tespiti bağli olarak hücre yapısına bağli en iyi ısıl performansı gösteren malzeme belirlendikten sonra; soğutma performansını geliştirmek için değişik konstrüksiyonlarda alüminyum köpüklü yığın tasarımları gerçekleştirilerek incelemelere devam edildi. Tasarlanan yığın konstrüksiyonlarından birisi dairesel kanallı ve silindirik geometrili, diğeri ise farklı dairesel açılarda yerleştirilen kanatçıklardan oluşturuldu. Alüminyum köpüklü yığınların kanallı veya kanatçıklı dizayn edilmesi ile ısıl performansın arttırılabileceğı deneysel sonuçlarla belirlendi. Diğeri taraftan hazırlanan yığınların boyları değiştirilerek; yığın boyu faktörünün ısıl performansa etkisi de incelendi. Genel olarak yığın boyu artışının ısıl performansı arttırdığı; fakat 150 mm'den sonraki yığın boylarındaki artış miktarları için sıcaklık artış hızının yavaşladığı tespit edildi. Bu çalışmada ayrıca termoakustik soğutma sisteminin yığınsız durumu ile literatürdeki yaygın kullanımı dikkate alınarak polipropilen, alüminyum, cam ve akrilik malzemelerden oluşturulmuş yığınlara ait benzer deneyler de yapılmış ve elde edilen sonuçların alüminyum köpük kullanılan sistem ile karşılaştırılması sağlanmıştır. Elde edilen deney sonuçlarına göre en fazla sıcaklık farkı; hibrit hücre yapılı, 25 PPI gözenek yoğunluklu alüminyum köpük kullanılan; 200 mm yığın uzunluğunda, 10 adet dairesel kanallı yığın modelinde 36,23 °C olarak elde edilmiştir.

ANAHTAR KELİMELELER: Termoakustik, Soğutma, Yığın, Alüminyum Köpük, Hibrit Hücre

ABSTRACT

INVESTIGATION OF THERMAL PERFORMANCE INCREASING METHODS IN THE THERMOACOUSTIC COOLING SYSTEM USING ALUMINUM-FOAM

**PH.D THESIS
İLKER GÖKAY**

**PAMUKKALE UNIVERSITY INSTITUTE OF SCIENCE
MECHANICAL ENGINEERING
(SUPERVISOR:PROF.DR. RASİM KARABACAK)**

DENİZLİ, DECEMBER 2021

This thesis aims to investigate the usability of aluminum-foam materials in a thermoacoustic cooling system. For this purpose, stacks of open, closed, and hybrid-cell structured aluminum-foam materials were prepared and experimentally examined. The examination results determined that the hybrid-cell structured aluminum-foam showed an average of 20% better cooling performance than the open-cell structured foam and 1863% better than the closed-cell structured foam. The aluminum-foam material with the best thermal performance was determined according to its cell structure. To improve the cooling performance, aluminum-foamed stack designs were carried out in different constructions, and experimental investigations were continued. First, one of the designed stack constructions was formed with circular channels and cylindrical geometry, and the other was formed from fins placed at different circular angles. It has been determined that the thermal performance can be increased by designing the aluminum-foamed stacks with channels or fins. Then, the sizes of the prepared stacks were changed, and the effect of the stack size factor on the thermal performance was examined. In general, it was seen that the thermal performance increased with the increase of the stack length. Similar experiments were also carried out for the no-stack condition and the stacks formed with polypropylene material. The results obtained here were compared with the system using aluminum-foam, and thus the system's efficiency was measured. The maximum temperature difference obtained from the system was obtained as 36.23°C in the hybrid-cell structure, 25 PPI pore density, 200 mm stack-length, and stack model with 10 circular holes.

KEYWORDS: Thermoacoustic, Cooling, Aluminum-foam, Stack, Hybrid-cell

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
TABLO LİSTESİ.....	x
SEMBOL LİSTESİ.....	xi
ÖNSÖZ.....	xiii
1. GİRİŞ.....	14
2. LİTERATÜR BİLGİSİ	22
2.1 Termoakustik Literatür Özeti	22
2.2 Alüminyum Köpük Literatür Özeti	29
3. KONU BİLGİSİ	35
3.1 AKUSTİK	35
3.1.1 Ses Dalgaları	35
3.1.2 Akustik Dalga Denklemleri	37
3.1.3 Sesin Enerji Yoğunluğu.....	40
3.1.4 Sesin Şiddeti.....	41
3.1.5 Doppler Etkisi	41
3.1.6 Kırılma ve Kırınım Etkisi	42
3.1.7 Rezonans.....	43
3.2 TERMOAKUSTİK.....	44
3.2.1 Termoakustiğin Teorik Modelleri	44
3.2.1.1 Duran Dalga Modeli	44
3.2.1.2 Gezici Dalga Modeli	45
3.2.1.3 Lineer Termoakustik.....	46
3.2.1.4 Nonlineer Termoakustik.....	46
3.2.2 Termoakustik Soğutma Sistemi	46
3.2.2.1 Yığın	47
3.2.2.2 Sıcak ve Soğuk Uç Isı Değiştiricileri.....	48
3.2.2.3 Rezonans Tüpü	48
3.2.2.4 Akustik Enerji Kaynağı.....	49
3.2.3 Termoakustiğin Farklı Uygulama Alanları.....	49
3.2.3.1 Termoakustik Motorlar	49
3.2.3.2 Termoakustik Elektrik Jeneratörleri	50
3.2.3.3 Termoakustik Doğal Gaz Sıvılaştırıcıları.....	50
3.2.3.4 Termoakustik Görüntüleme.....	51
3.3 MALZEME ÖZELLİKLERİ	52
3.3.1 Isıl Nüfuz Derinliği	52
3.3.2 Isıl Yayınım (Difüzivite)	53
3.3.3 Özgül Akustik Direnç.....	55
3.3.4 Isıl Efüzivite.....	55
3.4 METALİK KÖPÜKLER	56
3.4.1 Alüminyum Köpük.....	58
3.5 KULLANILAN DALGA FORMLARININ TANITILMASI	63
3.5.1 Sinüs Dalga	63

3.5.2	Kare Dalga	64
3.5.3	Üçgen Dalga.....	65
3.5.4	Trapez Dalga	66
3.5.5	Testere Dalga	66
4.	MATERYAL VE YÖNTEM.....	68
4.1	Teorik Çalışma için Gerekli Materyaller	68
4.1.1	DeltaEC Programının İncelenmesi.....	68
4.2	Teorik Çalışmada Kullanılan Yöntem	70
4.2.1	Rezonans Tüpü Çalışma Aralığının Hesaplanması	70
4.2.2	Teorik Rezonans Frekansının Hesaplanması	70
4.2.3	Teorik Rezonans Tüpü Uzunluğunun Hesaplanması	72
4.2.4	Termoakustik Soğutucuda Basınç ve Hacimsel Debinin Mesafeye Göre Değişiminin DeltaEC Programında Modellenmesi.....	72
4.2.5	Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Farklarının Teorik Olarak Hesaplanması.....	73
4.2.6	Sistem Soğutma Performans Katsayılarının Hesaplanması.....	74
4.3	DeneySEL Çalışma için Materyal ve Yöntem.....	75
4.3.1	DeneySEL Çalışma Ortamının Belirlenmesi.....	75
4.3.2	Akustik Güç Üretimi	76
4.3.2.1	Hoparlör Seçimi ve Kurulumu	76
4.3.2.2	Amplifikatör Seçimi ve Kurulumu	78
4.3.2.3	Güç Kaynağı Seçimi ve Kurulumu.....	80
4.3.2.4	Amplifikatör Çalışma Değerlerinin Belirlenmesi.....	81
4.3.3	Dalgaların Üretimi.....	82
4.3.3.1	Sinyal Jeneratörü	82
4.3.3.2	Osiloskop.....	83
4.3.4	Rezonans Tüpünün Tasarımı	84
4.3.5	Basınç Ölçüm Düzenekinin Kurulması	85
4.3.5.1	Basınç Sensörü Seçimi ve Kurulumu	87
4.3.5.2	Güç Kaynağı Seçimi ve Kurulumu.....	87
4.3.6	Rezonans Frekanslarının Belirlenmesi	88
4.3.7	Dalgaların Genlik ve Ses Şiddeti Değerlerinin Belirlenmesi	89
4.3.8	Rezonans Tüpü içerisindeki Basınç Dağılımının Belirlenmesi	91
4.3.9	Yığın Tasarımı ve İmalatı.....	92
4.3.9.1	Polipropilen Yığın	93
4.3.9.2	Alüminyum Yığın.....	95
4.3.9.3	Cam Yığın	95
4.3.9.4	Akrilik Yığın	95
4.3.9.5	Alüminyum Köpük Yığın	95
4.3.10	Akışkan Seçimi	96
4.3.11	Sıcaklık Ölçüm Sisteminin Kurulumu.....	97
4.3.12	Yığın Bölgesinin İzolasyonu.....	98
4.3.13	Sistem Çalışma Zamanının Belirlenmesi.....	98
4.3.14	Sistemin Akustik Güç Değerlerinin Belirlenmesi.....	99
4.4	DeneySEL Çalışma için Materyal ve Yöntem.....	99
4.5	Hata Analizi.....	102
5.	BULGULAR VE TARTIŞMA	103
5.1	Yığınsız Durumda Sistemin Tasarlanması ve Çalışma Koşullarının İncelenmesi	103

5.1.1	İzolasyon Yapılmadan Sabit Rezonans Frekansında Yığın Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Deneysel İncelenmesi	103
5.1.2	İzolasyon Yapılarak Sabit Rezonans Frekansında Yığın Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Deneysel İncelenmesi	104
5.1.3	Değişken Frekans Aralığında Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	105
5.1.4	Rezonans Frekansına Yakın Frekans Değerlerinde Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	106
5.1.5	Termoakustik Sistemin Optimum Çalışma Süresinin İncelenmesi	107
5.1.6	Rezonans Tüpünün Dış Yüzeyindeki Eksenel Sıcaklık Değerlerinin İncelenmesi	109
5.2	Polipropilen Yığın Kullanarak Sistemin Tasarlanması ve Çalışma Koşullarının İncelenmesi	110
5.2.1	Polipropilen Yığında Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi	110
5.2.2	Farklı Rezonans Frekansı Değerlerinin Yığında Elde Edilen Sıcaklık Farklarına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi	112
5.2.2.1	Sinüs Dalga Formunda Farklı Rezonans Frekanslarına Göre Sıcaklık Değişiminin İncelenmesi	112
5.2.2.2	Kare Dalga Formunda Farklı Rezonans Frekanslarına Göre Sıcaklık Değişiminin İncelenmesi	112
5.3	Farklı Dalga Formlarının Isı Transferi Üzerindeki Etkisinin Rezonans Tüpü Çapına Bağlı Olarak Deneysel İncelenmesi	113
5.3.1	1. Grup Dalga Analizi	114
5.3.2	2. Grup Dalga Analizi	115
5.3.3	3. Grup Dalga Analizi	115
5.4	Yığın Tasarımında Isı İletim Katsayısının Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi	119
5.4.1	Polipropilen Malzemenin İncelenmesi	119
5.4.2	Alüminyum Malzemenin İncelenmesi	120
5.4.3	Cam Malzemenin İncelenmesi	121
5.4.4	Akrilik Malzemenin İncelenmesi	122
5.5	Yığını Oluşturan Borulara Ait Çap Değerleri Değişiminin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi	124
5.5.1	$(D_{dış}/D_{iç}) = 5/4$ Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi	124
5.5.2	$(D_{dış}/D_{iç}) = 10/8$ Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi	125
5.5.3	$(D_{dış}/D_{iç}) = 12/9,6$ Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi	125
5.6	Yığın Tasarımında Hava Geçiş Oranının Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi	126
5.6.1	$\phi=0,64$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi	127
5.6.2	$\phi=0,48$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi	127
5.6.3	$\phi=0,32$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi	128
5.6.4	$\phi=0,16$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi	129

5.6.5	$\phi=0,08$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi.....	129
5.6.6	$\phi=1$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi.....	130
5.7	Yığın Tasarımında Kesit Faktörünün Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi	131
5.7.1	Daralan Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi.....	132
5.7.2	Genişleyen Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi	133
5.7.3	Sabit Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi.....	134
5.8	Alüminyum Köpük Kullanımının İncelenmesi	135
5.8.1	Alüminyum Köpük Kullanımının Hücre Yapısına Bağlı Olarak İncelenmesi.....	136
5.8.1.1	Açık Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi	136
5.8.1.2	Kapalı Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi	137
5.8.1.3	Hibrit Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi	137
5.8.1.4	Farklı Hücre Yapılı Alüminyum Köpüklere ait Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması.....	138
5.8.2	Değişik Konstrüksiyonlarda Alüminyum Köpüklü Yığın Tasarımları ve Soğutma Performanslarının İncelenmesi	139
5.8.2.1	Dairesel Kanallı ve Silindir Geometrilili Yığın Tasarımı ve Soğutma Performansının İncelenmesi.....	139
5.8.2.2	Farklı Dairesel Açılarda Yerleştirilen Kanatçıklı Tip Yığının Tasarımı ve Soğutma Performansının İncelenmesi.....	141
5.9	Yığın Boyu Faktörünün Soğutma Performansına Etkisinin İncelenmesi.....	145
5.10	Alüminyum Köpük Malzemelerin Soğutma Performanslarının Isıl Nüfuz Derinliğine Bağlı Olarak İncelenmesi	149
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER	150
7.	KAYNAKLAR	155
8.	EKLER	167
EK A	– Malzeme Özellikleri Tablosu.....	167
EK B	– DeltaEC ile Teorik Rezonans Frekansının Hesaplanması	170
EK C	– DeltaEC ile Hesaplanan Havanın Termofiziksel Özellikleri	171
EK D	– DeltaEC Programı ile Mesafeye Bağlı Basınç ve Hız Değerlerinin Belirlenmesi	172
EK E	– DeltaEC Programı ile Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Farklarının Yığın Uzunluklarına Bağlı Olarak Hesaplanması	176
EK F	– Deneylere ait Güç ve Soğutma Performans Değerleri Tablosu	178
9.	ÖZGEÇMİŞ.....	184

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1: Dalga boyu ile frekans ilişkisi.....	36
Şekil 3.2: Frekans genlik diyagramında rezonans frekansının belirlenmesi.....	43
Şekil 3.3: Duran dalga tipli termoakustik motorun termodinamik süreçleri.....	44
Şekil 3.4: Gezici dalga tipli termoakustik motorun termodinamik süreçleri.....	45
Şekil 3.5: Termoakustik soğutma sisteminin şematik gösterimi.....	47
Şekil 3.6: Resonatör tipleri.....	48
Şekil 3.7: Termoakustik motor şematik görünümü.....	49
Şekil 3.8: Termoakustik Elektrik Jeneratörü.....	50
Şekil 3.9: Termoakustik doğal gaz sıvılaştırıcıları.....	51
Şekil 3.10: Termoakustik Görüntüleme Örneği.....	52
Şekil 3.11: Alüminyum köpük hücre tipleri.....	57
Şekil 3.12: Jet motorlarında kullanılan alüminyum köpük hava yağ ayırıcısı.....	59
Şekil 3.13: Denizaltılarda kullanılan havalandırma tapası örneği.....	59
Şekil 3.14: Uzay mekiklerinde kullanılan CO ₂ temizleyici örneği.....	60
Şekil 3.15: Alüminyum köpük kompozit yansıtıcı örneği.....	60
Şekil 3.16: Alüminyum köpük döküm kalıbı örneği.....	61
Şekil 3.17: Alüminyum köpük susturucu örneği.....	62
Şekil 3.18: Alüminyum köpük filtre örneği.....	62
Şekil 3.19: Alüminyum köpük akışkan yatak örnekleri.....	63
Şekil 3.20: Kullanılan sinüs dalgaya ait deneysel görünüm.....	64
Şekil 3.21: Kullanılan kare dalgaya ait deneysel görünüm.....	65
Şekil 3.22: Kullanılan üçgen dalgaya ait deneysel görünüm.....	65
Şekil 3.23: Kullanılan trapez dalgaya ait deneysel görünüm.....	66
Şekil 3.24: Kullanılan testere dalgaya ait deneysel görünüm.....	67
Şekil 4.1: DeltaEC programında hazırlanan örnek bir simülasyon gösterimi.....	69
Şekil 4.1: Teorik rezonans frekansının belirlenmesi (40 Hz-150 Hz).....	71
Şekil 4.3: Teorik rezonans frekansının belirlenmesi (80 Hz-95 Hz).....	71
Şekil 4.4: Termoakustik soğutucuda teorik basınç ve hacimsel debinin mesafeye göre değişimi.....	72
Şekil 4.5: Termoakustik soğutucuda güç değerlerinin mesafeye göre değişimi.....	73
Şekil 4.6: Yığın uzunluğuna bağlı olarak hesaplanan teorik sıcaklık farkları değişimi	74
Şekil 4.7: Deneysel çalışma ortamı.....	75
Şekil 4.8: Araştırma yapılan hoparlörler.....	77
Şekil 4.9: Tedarik edilen hoparlör.....	78
Şekil 4.10: Tedarik edilen amplifikatör.....	80
Şekil 4.11: Gerçekleştirilen amplifikatör bağlantı şeması.....	80
Şekil 4.12: Tedarik edilen ayarlı güç kaynağı.....	81
Şekil 4.13: Akustik kaynak için ideal çalışma değerlerinin incelenmesi.....	81
Şekil 4.14: Frekans değişimine bağlı güç değerleri.....	82

Şekil 4.15: Tedarik edilen sinyal jeneratörü.....	83
Şekil 4.16: Tedarik edilen osiloskop ve propları.....	84
Şekil 4.17: Rezonans tüpünün dengelenmesi.....	85
Şekil 4.18: Basınç Ölçüm Düzeneği.....	86
Şekil 2.19: Propların kompanzasyonu.....	86
Şekil 4.20: Tedarik edilen basınç sensörü ve bağlantı şeması.....	87
Şekil 4.21: Basınç ölçer için kullanılan ayarlı güç kaynağı.....	88
Şekil 4.22: Farklı pozisyonlarda frekans basınç değişimleri ($x=30, 50$, ve 70 cm).....	88
Şekil 4.23: Ses şiddeti ölçüm cihazı.....	89
Şekil 4.24: Örnek ses şiddeti ölçüm değeri ve etkileri.....	90
Şekil 4.25: 10 cm ile 90 cm aralığında basınç dağılımının incelenmesi.....	91
Şekil 4.26: 50 cm ile 75 cm arasında basınç dağılımının incelenmesi.....	92
Şekil 4.27: Temin edilen deney malzemelerinin genel görünümü.....	93
Şekil 4.28: Hazırlanan polipropilen yığına ait örnek görünüm.....	93
Şekil 4.29: Rezonans tüpünün yığın yerleşimine uygun hale getirilmesi.....	94
Şekil 4.30: Rezonans tüpüne yerleştirilen yığının görünümü.....	94
Şekil 4.31: Tedarik edilen alüminyum köpük malzemeler.....	96
Şekil 4.32: Tedarik edilen sıcaklık kayıt cihazı ve propları.....	97
Şekil 4.33: Yığına yerleştirilen termokuplların görünümü.....	98
Şekil 4.34: Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	100
Şekil 5.1: İlk deneyde elde edilen sonuçların görünümü.....	103
Şekil 5.2: Yığın etrafında yapılan izolasyon.....	104
Şekil 5.3: 116,5 Hz sabit rezonans frekansında yığında sıcaklık dağılımı.....	105
Şekil 5.4: 50 Hz-300 Hz değişken frekans aralığında yığındaki sıcaklık dağılımı.....	106
Şekil 5.5: 110 –120 Hz frekans aralığında yığındaki sıcaklık dağılımı.....	107
Şekil 5.6: Termoakustik sistem çalışırken zamana bağlı sıcaklık değişimi (T_1 , T_2).....	107
Şekil 5.7: Termoakustik sistem çalışırken zamana bağlı sıcaklık değişimi (T_3 , T_4).....	108
Şekil 5.8: Sistem çalışırken kararlı rejim durumunda zamana bağlı sıcaklık değişimi	108
Şekil 5.9: Rezonans tüpündeki eksenel sıcaklık değişimi.....	109
Şekil 5.10: Tamamen yalıtılmış rezonans tüpü.....	110
Şekil 5.11: Tam yalıtılmış durumda deney öncesinde zamana bağlı sıcaklık değişimi.....	111
Şekil 5.12: Tam yalıtılmış durumda deney sırasında zamana bağlı sıcaklık değişimi.....	111
Şekil 5.13: Sinüs dalga formunda farklı rezonans frekanslarında sıcaklık farkı değişimi.....	112
Şekil 5.14: Kare dalga formunda farklı rezonans frekanslarında sıcaklık farkı değişimi.....	113
Şekil 5.15: Farklı dalga formları için genliğe bağlı ses şiddeti değişimi.....	114

Şekil 5.16: Farklı dalga formları için rezonans tüpü çapına bağlı sıcaklık farkı değişimi.....	116
Şekil 5.17: Rezonans tüpü çapına bağlı olarak belirlenen ideal genlikli dalgalar.....	117
Şekil 5.18: Hazırlanan polipropilen yığının görünümü.....	119
Şekil 5.19: Hazırlanan alüminyum yığının görünümü.....	120
Şekil 5.20: Hazırlanan cam yığının görünümü.....	121
Şekil 5.21: Hazırlanan akrilik yığının görünümü.....	122
Şekil 5.22: Farklı yığın malzemelerine ait zamana bağlı sıcaklık farkı değişimleri.....	123
Şekil 5.23: Farklı boru çapı değerlerine göre zamana bağlı sıcaklık farkı değişimleri ($D_Y=44$ mm).....	126
Şekil 5.24: Yığın hava geçiş oranlarına bağlı yığından elde edilen sıcaklık farkı değişimi.....	131
Şekil 5.25: Daralan kesitli cam yığının görünümü.....	132
Şekil 5.26: Genişleyen kesitli cam yığının görünümü.....	133
Şekil 5.27: Sabit kesitli cam yığının görünümü.....	134
Şekil 5.28: Farklı kesit tipleri için yığından elde edilen sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi.....	135
Şekil 5.29: Hücre yapısına göre alüminyum köpük yığınların termoakustik soğutma performansları.....	138
Şekil 5.30: Tasarlanan dairesel kanallı yığınların görünümü.....	140
Şekil 5.31: Kanatçıklı yığınlara ait montaj ve kesit resimleri.....	144
Şekil 5.32: Termoakustik soğutma sisteminde yığın boyu değişimine bağlı sıcaklık farkı değişimleri.....	147
Şekil 5.33: Alüminyum köpüklerin soğutma performanslarının ısı nüfuz derinliğine bağlı değişimleri.....	149

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 1.1: Termoakustikte kullanılan dalga formlarının literatür incelemesi.	16
Tablo 3.1: Çeşitli malzemelerin ısıl yayılım değerleri (α).....	54
Tablo 4.1: Dalgaformlarına ait rezonans frekansları.....	89
Tablo 4.2: Dalga türlerine ait rezonans frekansı ve ses şiddeti değerleri.....	90
Tablo 4.3: Deneylerde kullanılan yığın malzemeleri ve çeşitleri.....	92
Tablo 4.4: Deneysel çalışmada kullanılan parametreler.....	100
Tablo 4.5: Deneysel parametrelerin belirsizlik analizleri.....	102
Tablo 5.1: $V_{pp}=5$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar....	114
Tablo 5.2: $V_{pp}=7,5$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar.....	115
Tablo 5.3: $V_{pp}=10$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar...	116
Tablo 5.4: Açık hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri.....	136
Tablo 5.5: Kapalı hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri...	137
Tablo 5.6: Hibrit hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri...	138
Tablo 5.7: Dairesel kanallı silindir geometrili yığına ait ısı performans verileri ($L_Y=100$ mm).....	140
Tablo 5.8: Farklı dairese açılarda kanatçıklı tip yığınlara ait ısı performans verileri ($L_Y=100$ mm).....	144
Tablo 5.9: Farklı yığın uzunluk değerlerine göre ısı performansın değişimi.....	146

SEMBOL LİSTESİ

COP	:	Soğutma performans katsayısı
PPI	:	Gözenek yoğunluğu
Pr	:	Prandtl sayısı
Re	:	Reynolds sayısı
T	:	Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)
E	:	Sesin enerji yoğunluğu (kJ/m^3)
I	:	Sesin Şiddeti (W/m^2)
P	:	Elektriksel Güç (W)
Q	:	Soğutma Enerjisi (kJ)
W	:	Akustik İş (kJ)
L	:	Uzunluk (m)
D	:	Çap (m)
T	:	Periyot (saniye)
A	:	Genlik (m)
U	:	Hacimsel debi (m^3/s)
I	:	Akım (amper)
V	:	Gerilim (volt)
ϕ	:	Hava geçiş oranı değeri (Hava Boşluk Hacmi/Toplam Hacim)
ϕ	:	Hız potansiyeli fonksiyonu
P	:	Boru kesit alanı (m^2)
B	:	Yığın malzemesi kesit oranı
ε	:	Pürüzlülük faktörü
f	:	Frekans (Hz)
k	:	Isı iletkenlik katsayısı (W/m.K)
r	:	Yarıçap (m)
λ	:	Dalga Boyu (m)
c	:	Ses Hızı (m/s)
ρ	:	Yoğunluk (kg/m^3)
u	:	X yönünde hız değeri (m/s)
y	:	Y yönünde hız değeri (m/s)
z	:	Z yönünde hız değeri (m/s)
t	:	Zaman (dakika)
γ	:	Özgül ısıların oranı
p	:	Basınç (kPa)
s	:	Yoğunluk artış miktarı oranı
n	:	Desibel sayısı
δ_k	:	Isıl nüfuz derinliği (m)
α	:	Isıl yayılım katsayısı (m^2/s)
w	:	Açısal frekans (rad/s)
c_p	:	Sabit basınçta özgül ısı (J/kg.K)
i	:	Özgül akustik direnç ($\text{kg/m}^2.\text{s}$)
e	:	Isıl efüzivite ($\text{W}.\sqrt{\text{s}}/\text{m}^2.\text{K}$)
φ	:	Faz açısı (rad)
$\emptyset$	:	Çap, teknik resim (m)
Δ	:	Fark değer

Alt İndisler

R	:	Rezonans tüpü
Y	:	Yığın
1	:	Yığının akustik kaynağa yakın olan taraftaki ucu
2	:	Yığının atmosfere açık olan taraftaki ucu
3	:	Rezonans tüpünün yığın bölgesindeki ortalama dış yüzey
4	:	Deney bölgesindeki dış ortam
k_r	:	Kritik değer
opt	:	Optimum değer
h	:	Sıcak taraftaki değer
c	:	Soğuk taraftaki değer
s	:	Soğutma
a	:	Akustik

ÖNSÖZ

Alüminyum köpüklü termoakustik soğutma sistemi tasarımı ve ısı performansının araştırıldığı bu doktora tezi çalışmasının hazırlanmasında kıymetli akademik deneyimleri ve katkılarıyla desteğini esirgemeyen, tez çalışması sürecinde oluşan pek çok olumsuzluğa rağmen her daim bana güvenerek çalışma azmimi yükselten, yüksek lisanstan bugüne birlikte çalışmaktan onur ve gurur duyduğum başta değerli danışmanım Sayın Prof. Dr. Rasim Karabacak hocama; tez izleme komite toplantılarıma katılarak, faydalı eleştirileri ile bu çalışmanın geliştirilebilmesine katkıda bulunan değerli hocalarım Sayın Prof. Dr. Mustafa Acar, Sayın Prof. Dr. Fethi Halıcı, Sayın Prof. Dr. Osman İpek ve Sayın Doç. Dr. Gülay Yakar'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma, bugünlere gelmemde maddi ve manevi desteğini esirgemeyerek her zaman yanımda olan ve bu zorlu akademik yolculukta başarılı olabilmek için yaptığım fedakarlıklara sabrederek bana inanan; sevgili annem Zehra Gökay'a, sevgili babam merhum Fahrettin Gökay'a, sevgili eşim Gizem Gökay'a, sevgili kardeşim Merve Gökay'a ve eğitim hayatım boyunca üzerimde emekleri olan tüm öğretmenlerime ithaf olunur.

1. GİRİŞ

Mekanik sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar nedeniyle atmosferde bulunan ozon tabakasında incelme ve küresel ısınma etkisi artmaktadır. Zararlı soğutucu akışkanların çevreye olan olumsuz etkileri nedeniyle alternatif soğutma teknikleri günümüzde önem kazanmaktadır. Termoakustik soğutma da bu alternatif tekniklerden birisidir ve geliştirilmeye açık bir konudur.

Avrupa yeşil mutabakatı ile diğer sektörlerde olduğu gibi soğutma sektöründe de karbon emisyonunun azaltılması hedeflenmektedir (Crippa ve diğ. 2019). Bu nedenle günümüzde soğutucu gaz olarak hidro-floro-karbon kullanan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri yerine atmosfere zarar vermeyen alternatif soğutma sistemlerini geliştirmek ve bu sistemleri yaygın olarak ticarileştirilebilir hale getirmek önem kazanmaktadır.

Termoakustik soğutma da alternatif soğutma tekniklerinden birisidir ve gelişime açıktır. Termoakustik soğutma sistemi, ortamda oluşturulan veya çevrede çalışan bir kaynak tarafından gürültü şeklinde ortaya çıkan ses enerjisinden etkin olarak yararlanarak sıcaklık farkı oluşturmayı esas alır. Bu tür soğutma sistemindeki gerekli çalışma basıncı, ses enerjisi üreten hoparlör v.b. bileşenler ile sağlandığı için sistemde kompresör kullanılmamakta olup; soğutma için harcanan enerji, sadece hoparlör tahriki için kullanılan elektrik enerjisi kadar olmaktadır.

Termoakustik kavramı ilk defa Sondhauss (1850) tarafından boru ile camın şişirilmesi esnasında üfleme borusunun ağzında sesler duyulması fark edilerek bununla ilgili buluşların yazılı olarak bilim dünyasına sunulması ile literatüre girmiştir. Daha sonra Rayleigh tarafından (1878 ve 1945) bu olay araştırılarak bilimsel izahı yapılmış ve "termoakustik etki" adı verilmiştir.

1980'li yıllara kadar güç üretimine yönelik gerçekleşen termoakustik alanındaki çalışmalar; 1980'li yıllardan itibaren ısı transferi alanında da kullanılmaya

başlamıştır. Isı pompalamak amacıyla ses dalgalarının kullanılması termoakustik kullanım alanını ve önemini arttırmıştır (Merkli ve Thomann 1975; Rott 1980; Hoffler 1986). İlerleyen yıllarda termoakustik ısı pompalarının tasarlanması ile akustik güç sayesinde oluşturulan sıcaklık gradyanını ısı enerjisine dönüştürülebilmek mümkün oldu (Swift 1988). Wheatley ve ekibi, soğutma sektöründe termoakustik etkiyi kullanmaya başladılar ve ilk kez işlevsel bir soğutma cihazı tasarlayıp ürettiler (Wheatley ve diğ. 1990).

Güncel çalışmalara bakıldığında, Alcock ve arkadaşları uzunluğu ayarlanabilir bir rezonans borusu geliştirdiler. Bu tasarım ile sistemin farklı çalışma noktalarında çalışabilmesi sağlandı (Alcock ve diğ. 2018). Rahman ve Zhang termoakustik bir soğutucunun dizaynı için optimizasyon algoritması geliştirdiler. Genetik algoritmanın sonuçlarıyla karşılaştırıldığında, COP değerlerinde %15,8 oranında artış sağlamayı başardılar (Rahman ve Zhang 2019). Wang ve ekibi oda sıcaklığında çalışmaya uygun termoakustik bir soğutucu tasarladılar. Çok kademeli tasarımda tek kademeli duruma göre daha iyi bir soğutma performansı elde ettiler (Wang ve diğ. 2020).

Termoakustik sistemlerde yüksek COP değerleri elde etmek araştırılması gerekli bir konudur. Bu tip sistemlerin klasik mekanik sıkıştırırmalı sistemlere göre COP değerleri yeterli değildir. Bu durum ancak yığın bölgesinde elde edilecek sıcaklık farkının geliştirilmesiyle veya harcanan akustik gücün azaltılabilmesi ile mümkündür.

Termoakustik ile ilgili soğutma performansını geliştirmeye yönelik yapılan çalışmalar yaygın olarak yığın malzemesi ve yığın gözenek yoğunluğu üzerinedir (Tasnım ve diğ. 2011; Dragonetti ve diğ. 2016; Napolitano ve diğ. 2017; Peng ve diğ. 2018). Fakat sıcaklık farkının geliştirilebilmesi için sistemi oluşturan her bileşenin gözden geçirilmesi gereklidir. Bu bileşenlerden birisi de sistemde kullanılacak dalgalardır.

Dalga tanım olarak uzay ve madde gibi ortamlarda yayılarak enerjinin taşınmasını sağlayan titreşimlerdir. Dalga hareketi ile parçacıkların çok sık yer değişimi olmaksızın önemsiz küçüklükte veya hiç kütle taşınımı olmaksızın enerji bir konumdan başka bir konuma taşınır. Sabit konumlarda oluşan titreşimler dalgayı oluştururlar. Dalgaların zamana bağlı olarak ilerlemelerini gösteren denklem

dalga denklemi olarak ifade edilir. Kullanılacak dalga çeşidine göre denklemin matematiksel gösterimi farklılık gösterir (Billingham ve King 2000).

Dalgaları mekanik dalgalar ve elektromanyetik dalgalar olarak iki grupta sınıflandırabiliriz. Termoakustikte kullandığımız ses dalgaları mekanik dalgalardır ve çarpışan moleküller yolu ile yayılırlar. Dalgalar yayılırken bir ortam içinde yayılırlar ve deformasyona uğrarlar. Deformasyona uğrayan dalga ters yönde çevrilerek eski konumuna geri döner. Titreşimin yönüne göre enine ve boyuna dalgalar olmak üzere iki ayrı dalga formu oluşur. Enerji transferi ile aynı yönünde, yayılmaya dik açılarda oluşan titreşimler enine dalgayı meydana getirirler. Boyuna dalgalar da ise titreşimler yayılma yönüne paraleldir. Mekanik dalgalar, enine yada boyuna dalga şeklinde olabilirler fakat bütün elektromanyetik dalgalar enine dalga şeklindedir (Markos ve Soukoulis 2008).

Termoakustiğin kaynağı olan dalgalar ile ilgili ayrıntılı analiz yapılması sistem verimliliğinin geliştirilmesi açısından önemlidir. Çünkü sistemin enerji kaynağı ses enerjisidir ve dalga bunun temel bileşenidir. Termoakustik alanında bugüne kadar yapılan temel çalışmalarla ilgili olarak kullanılan dalga bileşenleri ve rezonans frekansları Tablo 1.1’ de sunulmuştur.

Tablo 1.1: Termoakustikte kullanılan dalga formları hakkında literatür incelemesi.

Dalga Formu	Rezonans Frekans Aralığı (Hz)	Yazar
Sinüs	400 ~ 500	(Swift ve diğ. 1988; Atchley ve diğ. 1990; Adeff ve diğ.1991; Atchley ve diğ. 1992; Tijani ve diğ. 2002; Pan ve diğ. 2012; Nathad ve diğ. 2019)
Sinüs	200 ~ 300	(Garrett ve diğ.1993; Tasnim ve diğ. 2011; Pan ve diğ. 2012; Nouh ve diğ. 2014; Allesina ve diğ. 2014; Dragonetti ve diğ. 2016; Widyaparaga ve diğ. 2016; Alcock ve diğ. 2018; Amirin ve diğ. 2019)
Sinüs	100 ~ 200	(Merkli ve Thomann 1975; Atchley ve diğ. 1992; Zoontjens ve diğ. 2009; Ke ve diğ. 2010; Yu ve diğ. 2011; Konaina ve diğ. 2014; Chen ve diğ. 2018; Alamir ve diğ. 2019; Chen ve diğ. 2020; Widyaparaga ve diğ. 2020)
Sinüs	50 ~ 100	(Bao ve diğ. 2006)

Tablo 1.1 incelendiğinde görülmektedir ki dalga bileşeni olarak sadece sinüs dalga formunda çalışmalar yapılmıştır. Termoakustik alanında yapılan çalışmalar her ne kadar da son yıllarda artmış olsa da kare, üçgen, testere, trapez gibi farklı dalga türleri için yapılmış çalışmalar literatürde yoktur.

Termoakustiğin soğutma uygulamaları ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar sayısal çalışmalara oranla oldukça azdır. Termoakustik ile ilgili sayısal çalışmalarda yaygın olarak DeltaEC (Design Environment for Low Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion) programı kullanılmaktadır. Fakat bu programın çalışma alanı, sadece düşük genlikli sistemlerle kısıtlıdır. DeltaEC modeli termoakustik etkinin basitleştirilmiş lineer modeline dayanmaktadır ve bazı nonlinear problemlerin çözümü için yeterli değildir. Sayısal çalışmalarda türbülansı önlemek için akustik genliklerin yeterince düşük ve sayısal çözümlemede kolaylık olması açısından dalga formu bileşenin de sinüs dalga olduğu basitleştirmeleri yapılmaktadır (Merkli ve Thomann 1975; Rott ve diğ. 1980; Tasnim ve diğ. 2011; Ke ve diğ. 2010). Yüksek genlikli sistemlerde daha doğru verilerin elde edilebilmesi için deneysel çalışma gerekmektedir (Skaria ve diğ. 2015). Bu nedenlerden dolayı bu çalışmada termoakustik bir soğutma sistemi için deneysel araştırma yöntemi kullanılarak kare, üçgen, testere, trapez gibi farklı dalga türlerinin de ısı performans etkileri incelenmiştir.

İklim değişikliği günümüzün en önemli küresel sorunları arasında yer almaktadır ve etkileri tüm dünya ülkelerine zarar vermeye başlamış durumdadır. Birleşmiş Milletler tarafından Ekim 2015'te yayımlanan, "İklim Bağlantılı Doğal Afetlerin İnsani Maliyeti" raporunda; 1995-2015 yılları arasında, iklim değişikliğinden kaynaklı afetlerden etkilenen insan sayısının 4,1 milyar olduğu belirtilmiştir (UNISDR 2015). 2021 yılında gerçekleştirilen, Hükümetler Arası İklim Değişikliği Paneli (IPCC) sonrası yayınlanan güncel raporda ise; önümüzdeki 20 yıl içerisinde küresel ısınma düzeyinin 1,5°C'yi geçeceği ve küresel ısınmada ani, hızlı ve büyük ölçekli azalmalar olmadıkça, sera gazı emisyonlarındaki artış nedeniyle küresel ısınmanın 2°C sıcaklığa kadar ulaşacağı öngörülmektedir (IPCC 2021).

Çağımızın temel sorunlarından olan küresel iklim değişikliği, insan v.b. çevresel etmenlerle doğal olmayan bir şekilde atmosfere bırakılan sera gazlarının, atmosferdeki doğal sera gazı miktarını arttırması sonucunda dünyanın ortalama yüzey

sıcaklığının artmasına bağlı oluşan iklimsel değişikliklerdir. Yerküreden atmosfere geri verilen ısı enerjisi havadaki nem ve sera gazları aracılığıyla soğurulur ve tekrar atmosferden geri salınır. Atmosferin içeriğinde olan sera gazlarının yoğunluklarının artması doğal sera sürecine zarar vermekte ve küresel ısınmaya sebebiyet vermektedir. Atmosfer içerisindeki tehlikeli olarak kabul edilen başlıca sera gazları ve bunların toplam sera gazı içeriğindeki bulunma yüzdeleri; Karbondioksit (CO₂, %65), Metan (CH₄, %17), Diazotmonoksit (N₂O, %6) ve Halokarbonlar (%12) şeklindedir (Sovacool ve diğ. 2021).

Termoakustik soğutma sistemlerinin karbon emisyon azalışına katkı sağlayacak önemli bir özelliği de atmosfer havası ile de sistemin çalışabiliyor olmasıdır. Fakat soğutucu gaz olarak havanın kullanılması, helyum ve hidrojen gibi gazların kullanımına göre sistemde bir miktar performans düşüklüğü yaratmaktadır (Chi ve diğ. 2021). Oluşan bu kayıp ısı transferinin gerçekleştiği yığın bölgesine ait özellikleri geliştirerek giderilebilir. Bunun için bu çalışmada rezonans tüpü çapına uygun dalga boyu seçimi dikkate alınarak termoakustik sistemde kullanılan yığın malzemesi türü ile yığının boyu ve konstrüksiyon tasarımı detaylı olarak araştırılmıştır. Bu tez çalışmasından elde edilen özgün sonuçlar ile oluşturulan; rezonans tüpü çapına uygun dalga tipi seçimi yöntemi literatürde yer almıştır (Gökay ve Karabacak 2021).

Yeni malzemelerin termoakustik soğutmada yığın olarak kullanımı, sistemin soğutma performansını geliştirici ve termoakustik soğutmanın yaygınlaşp ticarileşebilmesine katkı sağlamalıdır. Bu nedenle bu çalışmada alüminyum köpük, yeni yığın malzemesi olarak kullanılarak termoakustik soğutma sisteminde verimlilik artışı hedeflenmiştir. Çünkü diğer soğutma sistemlerine göre avantajları dikkate alınarak termoakustik sistemde verimliliğin geliştirilmesi çok önemlidir. Bunu sağlamak üzere alüminyum köpük yığın malzemesi olarak seçilmiş, bunun farklı mevcut tipleri, farklı hücre yapıları ile yığın uzunluğu ve konstrüksiyonlarının soğutma verimliliğine etkileri araştırılmıştır.

Alüminyum köpük malzemelerinin klasik soğutmada ilk kullanım alanları, yüksek güç tüketen elektronik sistemlerin soğutulması uygulamalarında bakır ve alüminyumdan yapılmış metal köpük ısı emicilerin incelenmesi ve zorlanmış taşınım

koşulları altında soğutma performanslarının daha uygun olduklarının belirlenmesi ile olmuştur (Chou ve Yang 1993). Yakın geçmişte elektronik sistemlerin daha efektif soğutulabilmesi için alüminyum köpüklü ısı alıcılarının kullanımı ve bunların hava geçiş oranı (ϕ), gözenek yoğunluğu (PPI) ile hava hızlarının ısı transferi üzerindeki etkileri deneysel olarak incelenmiştir (Hsieh ve diğ. 2004). Elektronik sistemlerin soğutulmasında belirli bir akış hızı veya belirli bir pompalama gücü koşulu altında, kanatçıklı alüminyum köpüklü soğutucu yüzeylere ait ısı transferi miktarının, aynı köpük yüksekliğine sahip kanatçıksız alüminyum köpüklü soğutucu yüzeylerin ısı transferi miktarından daha fazla olduğu tespit edildi (Feng ve diğ. 2014).

Köpüklerin termofiziksel özellikleri ile ilgili literatürdeki araştırmalar incelendiğinde ısı iletkenliğinin büyük ölçüde gözenekliliğe bağlı olduğu bulunmuştur (Bhattacharya ve diğ. 2002). Farklı PPI değerlerine sahip, alüminyum köpükten imal edilmiş kanatçıklı soğutucuların karakteristik akış ve ısı transferi davranışları ile ilgili yapılmış bir başka çalışmada ise artan gözenek yoğunluğu (PPI) ile basınç düşümünün artış gösterdiği, belirlenmiştir (Yang ve diğ. 2010). Farklı gözenekliliğe sahip, açık hücreli alüminyum köpük malzemelerin; geniş bir hava kütle akış hızı aralığında, hava akışı sırasındaki basınç düşüşü de deneysel olarak araştırılmıştır ve inç başına en yüksek gözenek sayısına sahip numunenin (40 PPI), araştırılan hava kütlesi akış hızı aralığının tamamında en yüksek basınç değerlerini gösterdiği bulundu (Mancin ve diğ. 2010). Metal köpüklü bir ısı eşanjörü ile klasik bir ısı eşanjörü karşılaştırıldığında metal köpüklü ısı eşanjörlerinin klasik boru demetli eşanjörlere göre çok daha yüksek ısı transfer hızı gösterdikleri söylenebilir. Aynı kütle akış hızları için yüksek PPI değerli metal köpüklü eşanjörlerin yalın eşanjörlere göre daha fazla ısı aktardığı belirlenmiştir (Huisseune ve diğ. 2015).

Alüminyum köpük malzemeler adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde de kullanılabilir. Açık hücre tipli, farklı gözenek yoğunluklu alüminyum köpük malzemelerin adsorpsiyonlu soğutma sistemlerinde emici olarak kullanımının araştırıldığı görülmüştür. 20 PPI alüminyum köpük kullanımı ile 10 PPI köpüğe kıyasla daha iyi verim elde edilmiştir (Mohammed ve diğ. 2019). Bir başka çalışmada hibrit ısı pompalarında; yüksek yoğunluklu kanatçıklar, iki farklı alüminyum köpük ve alüminyum işleme atıklarından gelen sıkıştırılmış talaşlar kullanılarak gözenekli

yapıların adsorpsiyonlu soğutucularda adsorbsiyon kabiliyetleri araştırılmıştır (Palomba ve diğ. 2020).

Literatür incelendiğinde özellikle açık hücre yapılı köpükler ile ilgili yapılan soğutma uygulamaları haricindeki çalışmalar daha yaygındır. Özellikle termoakustik motorlarda kullanılan yığınlarda celcor, paslanmaz çelik ve kapton gibi üç farklı malzeme kullanılarak açık hücre yapılı köpük kullanımları araştırılmış ve yapılan çalışmada hareket için gerekli maksimum akustik şiddet değerine; kapton malzemeli dairesel gözenekli yığında ulaşılmıştır (Napolitano ve diğ. 2017).

Alüminyum köpükler, ses absorbsiyonu ile ilgili araştırmalar için de önemlidir. Santrifüj fanlarda gürültüyü kontrol etmek için kullanılan alüminyum köpüklerin hücre yapıları incelenmiş ve hücre yapısının ses absorbsiyonuna etki ettiği belirlenmiştir (Xu ve Mao 2016). Bu konudaki araştırmalar; yumuşak poliüretan bir köpüğün, açık hücreli metalik bir köpüğe gömülmesiyle kompozit bir köpük malzemesi üretilmesi ile devam etmiş ve hazırlanan bu yeni malzemenin ses absorbsiyonunun ölçüm ve analizi yapılarak köpüklerde meydana gelen farklı absorpsiyon mekanizmalarını anlamak için model geliştirilmiştir (Cops ve diğ. 2020^a).

Buraya kadar konuyla ilgili verilen literatür bilgilerinden de anlaşılabacağı üzere alüminyum köpükler son yıllarda farklı uygulama alanlarında yoğun olarak kullanılmaya başlanmıştır fakat alüminyum köpüğün termoakustik soğutma alanında kullanımı ile ilgili literatürde sonuçları yayınlanmış bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle alternatif soğutma sistemlerinden termoakustik soğutma sisteminin ısı performansının geliştirilerek; iklim değişikliğine neden olan CO₂ ve sera gazı salınımlarının azaltılması bakımından literatürdeki bu boşluğun giderilmesi önemlidir.

Akustik; ses aralığı olarak insan işitme sınırının altında olan bölgeyi ifade eden infrasonik ($f < 20$ Hz), insan işitme sınırında olan bölgeyi ifade eden sonik ($20 \text{ Hz} < f < 20000$ Hz) ve insan işitme sınırının üstünde olan bölgeyi ifade eden ultrasonik ($f > 20000$ Hz) bölge olarak 3 bölümde incelenmektedir. Fakat akustik alanında konu ile ilgili literatürde görülen tek çalışma alüminyum köpük üzerinde 200 kHz ila 2 MHz frekans aralığında enerji akış ölçümleri yapılarak alüminyum köpüğün ultrasonik uygulamalarında kullanımının araştırılması olmuştur (Weaver 1998). Bu ultrasonik

Çalışma haricinde alüminyum köpükler ile ilgili sonik bölgede gerçekleştirilen herhangi bir çalışmaya literatürde rastlanmamıştır. Alüminyum köpük ile ilgili yapılan bu çalışmadan elde edilen sonuçlar; belirlenen çalışma frekansı değerleri ile termoakustik sistemin sonik bölgede çalıştırılarak incelenmesi bakımından da önem arz etmektedir.

Termoakustik soğutma sisteminin çalışmasına ilişkin deneysel olarak yapılmış ve sonuçları literatürde yayınlanmış farklı dalga formları ile farklı rezonans borusu çaplarında çalışabilen, yığın olarak alüminyum köpük kullanılan herhangi bir yayına rastlanmamıştır. Çalışmanın bu yönüyle literatüre önemli katkılar sağladığı düşünölmektedir.

Sonuç olarak termoakustik soğutma sisteminde yığın malzemesi olarak alüminyum köpük kullanımı ile bunun farklı tasarımları dizayn edilerek deneysel çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar ile literatürde sözü edilen eksikliklerin giderilmesine katkı sunmaya çalışılmıştır.

2. LİTERATÜR BİLGİSİ

2.1 Termoakustik Literatür Özeti

Tijani ve diğ., (2002^a) akışkan olarak helyum kullanılarak termoakustik bir soğutucunun dizaynı için numerik bir çalışma gerçekleştirdiler. Rezonatördeki güç kaybı değerlerinin incelendiği bu çalışmada ısı iletkenlik değeri $k=0,16$ W/mK olan Mylar malzemeden 0,75 doluluk oranına sahip, paralel tabakalı bir yığın tasarlandı. $D_2/D_1=0,54$ için rezonatörde en düşük güç kaybı değeri olan 0,22 kW değeri elde edildi.

Tijani ve diğ., (2002^b) tarafından gerçekleştirilen bir başka çalışmada dizayn koşulları belirlenen termoakustik soğutucu için numerik olarak performans ve üretim prosedürü çalışması yapıldı. Bu çalışmada termoakustik soğutucunun farklı bölümlerinin yapısı ayrıntılı olarak açıklandı. Tasarladıkları sistemde 10 bar basıncında helyum kullanarak -65° C düşük sıcaklık değeri elde ettiler. İkili gaz karışımları kullanılarak Prandtl sayısı ve yığın plakası aralığı gibi bazı önemli termoakustik parametrelerin etkisinin incelenebileceği sonucunu ortaya koydular.

Tijani ve diğ., (2002^c) termoakustik sistemlerde gaz karışımları kullanarak sistemin etkinlik katsayısını arttırabilmeyi araştırdılar. Bunun için helyum gazını argon, xenon ve krypton gibi ağır moleküllü gazlar ile karıştırdılar. Ağır gazların ilavesi ile Prandtl sayısının azaldığını ve sistemin etkinlik katsayısının artacağını ortaya koydular. Yaptıkları çalışmada helyum gazına yaklaşık %20 oranında Xenon gazı ilave ederek saf helyuma göre Prandtl sayısını yaklaşık %70 düşürdüler ve Prandtl sayısını 0,2 olarak belirlediler.

Terdi (2006) ses enerjisi ile soğutma konusunda bir yüksek lisans tezi gerçekleştirdi. Çalışmasında yığın malzemesi olarak fotoğraf filmi kullandı. Fotoğraf filmi sarılarak elde edilen 2,2 cm çaplı yığında alt ve üst noktalar arasındaki sıcaklık farkının yaklaşık 4° C olduğu tespit edildi.

Girgin (2007) akışkan olarak hava kullanılan bir termoakustik soğutucu için deneysel çalışmada bulundu. Yapılan çalışmada yığın malzemesi olarak ısı iletkenlik

değeri $k=0,15$ W/mK olan polipropilen kullandı. Yapılan çalışmada yığının farklı pozisyon değerleri için MATLAB yardımıyla COP değerlerini belirledi. Kullanılan 22 cm uzunluğundaki yığınlarla yığın uçları arasında maksimum 27,59 °C'lik bir sıcaklık farkı elde etti.

Tasnım ve diğ., (2011) gözenekli yığın yapısının incelenmesine yönelik modelleme geliştirdiler. Çalışmada gözenekli malzemedeki dalgalanan akış formüle edildi. Yöntem olarak Brinkman – Forchheimer Uzatılmış Darcy modeli kullanıldı. 350 Hz sabit frekansta, akışkan olarak hava kullanılan numerik çalışmada yığın olarak 45 PPI gözenek yapılı RVC yığın kullanıldı.

Tasnım ve diğ., (2012) bir sonraki yıl yaptıkları çalışmada çalışma akışkanlarındaki ve çalışma koşullarındaki değişimin termoakustik soğutucunun performansına etkilerini araştırdılar. Akışkan olarak ilk olarak helyum kullandılar ve 100 Hz frekans değerinde $Pr=0,7$ değeri elde ettiler. Daha sonra akışkana %10 Xenon ilave ettiler. Son durumda çalışma frekansı değerinin 48,89 Hz ve $Pr=0,28$ olduğu sonucu elde edildi. Prandtl sayısının 0,7 den 0,28 'e düşmesi ile COP değerinin %78 arttığı tespit edildi.

Hariharan ve diğ., (2013) tepki yüzey metodolojisi (RSM) kullanarak termoakustik bir soğutucunun optimizasyonunu gerçekleştirdiler. RSM kullanılarak, DeltaEC yazılımı ile elde edilen sonuçlara dayanarak yeni bir matematiksel model geliştirdiler. Geliştirilen modelde istenilen bir 40 K sıcaklık farkı için RSM tarafından önerilen optimize edilmiş parametreler; frekans 254 Hz, yığın pozisyonu 0,108 m, yığın uzunluğu 0,08 m, ve plaka aralığı 0,0005 m olarak bulundu.

Allesina (2014) yaptığı deneysel çalışmada rezonatör çapının büyüklüğünü yığın şekline bağlı olarak inceledi. Akışkan olarak hava kullanılan, 383 Hz sabit çalışma frekansında elde edilen sonuçlarda rezonatör yarıçapı $r=22$ mm için $\Delta T_m=24$ °C; rezonatör yarıçapı $r=36$ mm için ise $\Delta T_m=6,1$ °C sıcaklık farklılığı elde edildi. Aynı rezonatör çapı değerleri için dairesel rulo sargılı şeklindeki yığının, paralel plaka şekilli yığına göre $\Delta T_m=1,6$ °C fazla geniş aralık gösterdiği belirlendi. Bu durumun dairesel rulo sargılı yığının ΔT_m için %25 daha etkili çalışma alanına sahip olduğunu ortaya koydu.

Guedra ve diğ., (2015) termoakustik sistemlerdeki yığınlar ve rejeneratörlerin karakterizasyonu için parametre tahmini yaptılar. Bu yöntem ile üreticiler tarafından verilmeyen malzemelerin kıvrımlarını tahmin etmeyi sağladı. Bu tahmin akustik ölçümlerden elde edilerek, termoakustik soğutucunun deneysel ve teorik aktarım matrisleri arasındaki farkın karesel normuna uygulanan bir minimizasyon problemi olarak ifade edildi. Seramik, Paslanmaz Çelik, RVC ve NiCr olmak üzere dört farklı malzeme örneği arasında yapılan incelemede karbon malzemeli yığının en yüksek sıcaklık değişimlerine ulaşabileceği ve dolayısıyla termoakustik soğutucuda enerji dönüşümü için en verimli yığın malzemesi olarak düşünülebileceği ortaya koyuldu.

Dragonetti ve diğ., (2016) akışkan olarak hava kullanılan 307,16 Hz çalışma frekansındaki bir termoakustik soğutucu da kıvrımlı bir yığında gerçekleşen enerji dönüşümünü modellediler. Bu çalışmada gözenek kıvrımlılığının termal kayıplara bağlı olarak viskoz kayıpları önemli ölçüde etkilediği ve istifin içinde geliştirilen akustik gücü düşürdüğü belirlendi.

Napolitano ve diğ., (2017) açık gözenekli yapıda bir yığının termoakustik performansını numerik bir çalışma ile analiz ettiler. DELTAEC ve MATLAB programları ile yığın özellikleri için modellemeler yaptılar. Yapılan çalışmada gözeneklilik değeri, dairesel gözenekler için sabit ve 0,7 değerinde ayarlandı. 0,15 m uzunluğunda, kapton malzemeden yapılan dairesel gözenekli ($r = 0,4$ mm) bir yığın için $T_m = 27^\circ\text{C}$ sıcaklık farkı elde edildi.

Alcock ve diğ., (2018) termoakustik tahrikli buzdolabı (TADTAR) üzerinde deneysel bir çalışma yaptı. Bu buzdolabı, bir akustik soğutucuyu tahrik eden termoakustik bir motordan oluşuyordu. Yığınlar, ara kaplinler ve kabuk-borulu ısı değiştiricilerden oluşan ayarlanabilir bir rezonatör tasarlandı ve üretildi. Rezonatörün uzunluğunun ayarlanmasıyla tek bir cihazın farklı çalışma noktalarına sahip olabileceği gösterildi. Yapılan çalışmada rezonatör uzunluğu çalışma aralığı 1750 – 2350 mm olarak seçildi. Helyum için çalışma frekans değeri 195 Hz, hava için çalışma frekans değeri 215 Hz seçildi.

Chen ve diğ., (2018) değişken dalgalı termoakustik bir motorun çeşitli sınır şartları ile dinamik davranışını teorik ve deneysel olarak inceledi. Termoakustik motor,

bir akustik t p ve iki ısı eşanjörlü bir seramik yığından oluşturuldu. Yapılan çalışmada rezonans tüpünün boyu 0,5 m olarak belirlendi. Akışkan olarak hava kullanıldı. 60 W ısı girişi için yığın sonundaki sıcaklık değişiminin zamana bağlı değişimi incelendi. Sistemde kullanılan 169 Hz  alışma frekansı değeri için yaklaşık olarak 1000 saniyelik bir sürede belirgin sıcaklık farkları elde edildiği belirlendi.

Peng ve diğ., (2018) durağan dalgalı termoakustik bir soğutucu için Matlab'da uygulanan genetik algoritma kullanarak yığın optimizasyonunu gerçekleştirdi. DeltaEC programı ile yapılan bir modelleme ile karşılaştırması ile sunulan yöntemin akustik alan ve enerji akışını tahmin etmede etkili olduğu belirlendi. Sayısal modele dayanarak, yığın hem tek hem de çoklu hedefler için dört ve beş değişken açısından optimize edildi. Dört değişkenli modellerde, yığının uzunluğu ve pozisyonu, plaka aralığı ve yığın gözenekliliği incelendi. Beş değişkenli modelde ise ek olarak akustik frekans incelendi.

Saechan ve Jaworski (2018) gelişmekte olan ülkelerde kırsal toplulukların tıbbi depolama ihtiyaçlarını karşılamak için termoakustik soğutucu kullanılabilirliğini araştırdılar. Basitlik ve karşılanabilirlik açısından çalışma ortamı olarak atmosfer havası, akustik dalga kılavuzları için ucuz PVC borulama ve basit ısı eşanjörleri kullanarak teorik olarak sistem dizayn edildi. DeltaEC modellemesi yapıldı. Cihazın, +8   C'lik bir saklama koşulunda en düşük -8,3   C ve 7 W'a kadar soğutma gücüne ulaştığı belirlendi.

Yang ve diğ., (2018) 120  C sıcaklığın altındaki ısı kaynağından beslenen, üç kademeli bir termoakustik elektrik jeneratörünün geliştirilmesi üzerine çalışma yaptılar. Optimizasyon  zerine helyumun mol oranının 0,63 olduğu, çalışma sıvısı olarak He-Ar karışımı kullanıldığı 120  C bir sıcaklıkta maksimum %1,51'lik bir termal-elektrik verimliliği elde edilebileceği belirlendi. Termoakustik motor ve lineer alternatör arasındaki bağlantıyı iyileştirmek için etkili yolun çalışma akışkanı olarak gaz karışımını seçmek ve salınım frekansını ayarlamak olduğu belirtildi.

Hamood ve diğ., (2018) lineer alternat rl  iki kademeli termoakustik elektrik jeneratörü tasarladılar. Çalışmada gezici dalgalı termoakustik ısı motorunun ısıyı akustik güce d n şt rebilirliği ve bunun da lineer alternatör ile elektrik üretmek için

kullanılabilirliğini araştırdılar. Deneysel araştırma, yapılan cihazın, çalışma ortamı olarak 28 bar basınçta akışkan olarak kullanılan helyumla ve rejeneratörde elde edilen 297 K sıcaklık farkı ile % 5,5'lik bir elektriksel verimlilikte 48,6 W'lık maksimum elektrik gücünü sağlayabileceğini göstermiştir. Cihazın performansı analiz edilirken DeltaEC programı kullanılarak yapılan modelleme ile karşılaştırılmıştır.

Hou ve diğ., (2018) sıvılaştırılmış doğal gazdan soğuk ekserji geri kazanımı için termoakustik elektrik jeneratörü tasarladılar. Bu jeneratör ile LNG ve çevre ortamının sağladığı düşük sıcaklık arasında termoakustik çevrim ile termal enerjiyi akustik işe dönüştürdüler. 160 Ω elektrik direnci, 80 μ F kapasitans ile tüm sistem için 17,6 kW'lık maksimum akustik iş ve 12,4 kW'lık elektrik gücü elde ettiler. Çalışmada soğutma için 110 K, ısıtma için ise 303 K çalışma sıcaklıkları kabul edildi.

Yenigün (2018) ev tipi gazlı ısıtıcılarda kullanılan brülörlerde alevin akustik düzensizliklere karşı gösterdiği davranışı inceledi. Bir sistemin termoakustik kararsızlıklarını tahmin etmek için, sistemin akustik özelliklerini gerektiren Rayleigh denkleminin önemli olduğu sunuldu. Alev tepkisinin sistem akustiğinin neden olduğu bozulmalara karşı hassasiyetini gözlemlemek için farklı bozulma genliklerinin etkisini incelediler. Sistemdeki akustik bozulmalara karşı alevin duyarlılığını göstererek, çok erken gelişim aşamalarında rezonansların belirlenebilmesine yardımcı olabileceği belirlendi.

Zhao ve diğ., (2019) hibrit mikrodalga tahrikli termoakustik ultrason (HMTAU) görüntüleme için bir yöntem geliştirdi. Eşzamanlı olarak termoakustik etki ile numuneden termoakustik (TA) sinyalleri üretmek ve ters piezoelektrik etki ile piezoelektrik dönüştürücüden ultrason (US) sinyalleri almak için aynı mikrodalga şiddeti kullanıldı. Elde ettikleri bu sonuç termoakustik bir sistemin düşük maliyetle ultrasonik görüntüleme sistemine dönüştürülebileceği ve termoakustiğin sağlık alanında ki uygulamalarda da kullanılabileceğini sunulmuştur.

Gupta ve diğ., (2019) 200 Hz frekansta çalışan termoakustik motor için teorik ve yazılımsal araştırmalarda bulundu. Termoakustik bir motor için $\lambda/4$ duran dalga tipinde, 4 bar çalışma basıncı için tasarım yaptı. Geliştirilen motorun dalga boyu $\lambda=4,8$

m olarak belirlendi. DeltaEC yazılımı kullanılarak kapalı uçtan 0,15 m ($\lambda/32$) mesafede olduğu belirlenen optimum yığın merkezi konumu belirlendi.

Amirin ve diğ., (2019) farklı aralık mesafelerindeki paralel plakalı yığın kullanılan termoakustik bir soğutmayı deneysel olarak incelediler. 245 Hz rezonans frekansı, iş akışkanı olarak hava, yığın malzemesi olarak PVC Sert Levha (mika film) kullanıldı. Rezonans tüpü uzunluğu 61 cm, yığın uzunluğu 5,2 cm olarak tasarlandı. Tasarlanan yığında yığın çapı 7,64 cm idi. Yaptıkları çalışmada yığının sıcak uç ve soğuk uç noktaları arasında 21,6 °C sıcaklık farkı elde ettiler. Seçilen yığın ve rezonans borusu boyutlarının hassasiyetinin, yığının rezonans tüpünde doğru konuma yerleştirilmesine bunun da deneysel sonuçlara önemli bir etki edeceğini ortaya koydular.

Mergen (2019) duran dalga modeli termoakustik soğutucularda yığın malzemesi termofiziksel özelliklerinin termoakustik dönüşüme etkilerini sayısal olarak inceledi. Araştırmasında paralel plakalı yığına sahip, duran dalga modeli termoakustik soğutucuyu ele aldı. Tek bir yığın plakası ve etrafındaki akışın matematik modelini oluşturarak sayısal çözümlemeye bulundu. Yığın malzemesi olarak; PVC, naylon, polietilen, polyamid ve polipropilen olmak üzere beş farklı plastik türevli malzemeyi inceledi. Boyutsuz çözüm alanı uzunluğunu (ld/λ) tanımlayarak, sayısal çözüm alanı uzunluğu ile basınç dağılımı arasındaki ilişkiyi araştırmak için simülasyonlar yaptı. Çalışmalarında rezonans frekansını sabit 100 Hz olarak seçti.

Xin ve diğ., (2020) farklı grafen yapılı ses kaynaklarının termoakustik verimlilik üzerindeki etkisini incelemek için bir ses basıncı analitik modeli oluşturdular. Tek katmanlı bir grafen ses kaynağının, çok katmanlı grafen ses kaynağının ve nikel / krom bazlı grafen köpük ses kaynaklarının termoakustik verimliliği üzerine teorik ve deneysel çalışmalar yaptılar. Daha düşük direnç, daha düşük özgül ısı kapasitesi ve daha yüksek termal iletkenliğe sahip grafen ses üreteçleri ile daha yüksek termoakustik verimlilik ve ses basıncı elde edilebileceği sonucunu elde ettiler.

Shivakumara ve Bheemsha (2020) mylar malzeme (ısıya dayanıklı bir tür polyester reçinesi) kullanılarak tasarlanan paralel plakalı yığınlarda, plaka

aralıklarının termoakustik soğutucu performansı üzerindeki etkisini incelediler. 10 bar çalışma basıncı, 400 Hz çalışma frekansında maksimum 30,77 °C sıcaklık farkı elde ettiler ve 0,28 mm boşluklu paralel plakalı yığının 0,33 ve 0,38 mm boşluklu yığınlarından daha iyi performans gösterdiğini sundular.

Abd El-Rahman ve diğ., (2020) DeltaEc programı yardımıyla döner tahrik mekanizmasıyla çalıştırılan termoakustik soğutucu tasarladılar ve simülasyon olarak incelediler. Tasarladıkları sistem, 1 HP döner tahrik mekanizması tarafından tahrik edilen iki benzer harmonik salınımlı pistondan oluşuyordu. Çalışma akışkanı olarak ortam koşullarındaki havayı kullandılar. Kullandıkları yığının uzunluğu 30 cm, malzemesi ise seramikti. Tasarladıkları sistemin yığın bölgesindeki sıcak ve soğuk uçlar arasında maksimum 27 ° C sıcaklık farkı ve yığın bölgesinde 7 kPa değerinde bir dinamik basınç elde ettiler.

Hao ve diğ., (2020) katı hal durumundaki termoakustik kararsızlık durumunu analitik bir parametrik çalışma ile incelediler. Çalışmalarında, katı hal durumundaki termoakustik yönetim denklemlerini boyutsuz formda yeniden düzenleyerek; mod şekillerini ve karmaşık frekansları çözmek için analitik yaklaşımlar geliştirdiler.

Piccolo ve Jaworski (2020) termoakustik motorlarda kullanılan farklı gözenek geometrilerinde, dairesel gözenek geometrisi ve kanatlı boru geometrisi ile karakterize edilen iki termoakustik ısı değiştiricinin termal performansını deneysel olarak incelediler. Dairesel gözenekli ısı değiştiricisi kullanımının kanatlı borulu ısı değiştiriciye kıyasla termoakustik motorun performansını yaklaşık % 23 azalttığını ve dairesel gözenekli ısı değiştiricisinin yüksek termal ve viskoz tersinmezliklerden daha çok etkilendiğini sundular.

Katı hal termoakustik kararsızlığı, bir uzaysal sıcaklık gradyanının varlığında katı ortamın kararsız termoelastik salınımlarının meydana gelmesini ifade eder. Son zamanlarda bu alanda yapılan teorik ve sayısal çalışmalar, katılarda hem duran hem de hareket eden termoakustik dalgaların var olabileceğini göstermiştir. Katı hal termoakustığı ile ilgili çalışmalarda karmaşık dinamikleri kontrol eden işlevsel ilişkilerin tam olarak anlaşılması, verimli termoakustik makineleri tasarlamak için kritik öneme sahiptir (Hao ve diğ., 2021).

2.2 Alüminyum Köpük Literatür Özeti

Phanikumar ve Mahajan (2002) Brinkman-Forchheimer genişletilmiş Darcy akış modeli ve yarı sezgisel iki denklemlilik bir enerji modeli kullanarak; aşağıdan ısıtılan yüksek gözenekli metal köpüklerde doğal taşınım için sayısal ve deneysel incelemede bulundular. Metal köpük geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkilerini göstermek için farklı gözenek yoğunluğuna (5-40 PPI) sahip alüminyum köpük numuneleri kullandılar. Ek olarak, ısı transferindeki artışı incelemek için hava-alüminyum, hava-karbon, su-alüminyum ve su-nikel gibi birkaç metal köpük-sıvı kombinasyonu kullandılar. Elde ettikleri sonuca göre kullandıkları modellerden özellikle sıvı gözenekli arayüzlerin varlığında metal köpüklerde ısı transferinin geliştiğini ortaya koydular.

Hsieh ve diğ., (2004) alüminyum köpük malzemenin ısı özelliklerini gözenek yoğunluğuna (PPI) ve hava hızına bağı olarak deneysel incelediler. Elde ettikleri sonuçlara göre gözenek yoğunluğunun artmasına bağı olarak ısı transfer alanının gelişeceğini ve Nusselt sayısının artacağını belirlediler. Reynolds sayısı arttıkça alüminyum köpüğün katı ve gaz fazlarının sıcaklıklarının yüksek Reynolds sayısına bağı olarak artan ısı transfer hızından dolayı azaldığını tespit ettiler. Katı ve gaz fazlar arasındaki sıcaklık farkını, alüminyum köpük içerisinde oluşan yerel olmayan termal denge koşulunun varlığı ile ilişkilendirdiler. Gözenek yoğunluğunun artmasının da bu yerel olmayan termal denge olgusunu geliştirdiği; Reynolds sayısının azalması ve ısı kaynağından uzaklaşılması ile sıcaklık farkının arttığını buldular.

Shih ve diğ., (2007) darbeli jet akış koşulları altında sınırlı akış çıkışlarına sahip alüminyum köpük ısı alıcıların ısı transfer özelliklerini gözenek yoğunluğu, numune uzunluğu, hava hızı ve akış çıkış yüksekliğine bağı olarak araştırdılar. Farklı numune yüksekliklerine (20-40 mm), gözenek yoğunluklarına (5-40 PPI) ve akış çıkış yüksekliklerine (5-40 mm) sahip 32 farklı alüminyum-köpük ısı alıcı numunesi için Nusselt sayısı ile Reynolds sayısı arasında alüminyum köpüğün eşdeğer küresel çapına dayanan genel bir korelasyon elde ettiler. Elde ettikleri sonuç akış çıkış yüksekliğinin etkisinin, çalışmalarında incelenen alüminyum ısı alıcıların gözenek yoğunluğu, veya köpük yüksekliğinden daha güçlü olduğunu göstermektedir.

Yang ve diğ. (2010) silindirik, eliptik ve kübik geometride 20, 25, 30, 35 ve 40 PPI değerlerine sahip alüminyum köpükten imal edilmiş kanatçıklı soğutucuların karakteristik akış ve ısı transferi davranışları üzerine çalışma gerçekleştirdiler. Elde ettikleri bulgular ile artan gözenek yoğunluğu (PPI) ile basınç düşümünün artış gösterdiğini ve 20 PPI değerine sahip malzemenin ısı transferi bakımından daha iyi sonuç verdiğini belirlediler.

Tezel (2013) dikdörtgen kesitli bir kanal içerisinde taşınım yolu ile gerçekleşen ısı transferini deneysel olarak inceledi. Çalışmasında kanalın alt yüzeylerinde alüminyum köpük, soğutucu akışkan olarak ise hava kullandı. Kanal içerisine boşluklu olarak yerleştirdiği alüminyum köpük bloklara eşit miktarda ısı akısı uyguladı. Gerçekleştirdiği deneylerde ısı transferini artırmak amacıyla 10, 20 ve 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip farklı alüminyum köpük malzemeler kullandı. Elde ettiği sonuçlarda en yüksek ısıl performansı 10 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüğün sağladığı belirlendi. Düşük gözenek yoğunluğunda akışa karşı fazla sürtünme direncinin oluşmadığı ve hava geçiş miktarının yüksek olduğu; incelenen 10 PPI alüminyum köpük bloğunun, 20 ve 40 PPI bloklara göre daha iyi performans gösterdiği sunuldu.

Feng ve diğ. (2014) belirli bir akış hızı veya belirli bir pompalama gücü koşulu altında, kanatçıklı alüminyum köpük soğutucu yüzeylere ait ısı transferi miktarının, aynı köpük yüksekliğine sahip kanatçıksız alüminyum köpük soğutucu yüzeylerin ısı transferi miktarından 1,5 ~ 2,8 kat aralığında fazla olduğunu ve kanatçıksız alüminyum köpük soğutucu yüzeyler yerine kanatçıklı alüminyum köpük soğutucu yüzeyler kullanmanın daha büyük köpük yüksekliği değerlerinde daha belirgin fayda sağladığını tespit ettiler.

Özbalcı (2015) yarı açık bir hacimde boşluklu olarak yerleştirilmiş üç farklı gözenek yoğunluklu (10, 20, 40 PPI) alüminyum köpük bloklardaki ısı transferini deneysel inceledi. Çalışmasında akışkan olarak hava kullandı. Belirli bir hacimde 3x3 diziliminde köpük bloklar yerleştirmiş ve bunlara eşit miktarda ısı enerjisi vermiştir. Alüminyum köpük kullanımı ile alüminyum köpük kullanılmayan durum için elde ettiği sonuçları kıyaslamış ve alüminyum köpük blok kullanarak ısı transferini %192-262 oranında geliştirmiştir.

Akbaba (2016) ısı değiştirici olarak açık hücreli alüminyum köpük kullanarak iki boyutlu olarak ısı transferini deneysel inceledi. Farklı gözenek yoğunluklarına sahip (10, 20, 30 PPI), açık hücreli alüminyum köpük malzemeler ile sabit ısıda ısı değiştiricisinin kanatları oluşturuldu. Çalışmasında X-Y düzleminde malzeme üzerindeki sıcaklık dağılımı ve basınç farklarını tespit etti. Düşük hız değerlerinde sıcaklık azalmasının yavaşladığı, hızın artışıyla sıcaklık azalışının her iki yönde de daha hızlı geliştiğini belirledi. Elde ettiği sonuçlarda maksimum sıcaklık artışı 1 m/s hızında gerçekteşirken, hız değerlerinin artması ile yüzey sıcaklıklarının düştüğünü belirledi. 3 m/s hız değeri için yüzey sıcaklığında maksimum düşüş elde etti. Elde ettiği sonuçlardan hızın 1 m/s değerinden 2 m/s değerine çıkmasıyla sıcaklığın %20 düştüğü, 3 m/s değerine çıkması ile %42 düştüğü görölmektedir.

şerbetçi (2018) alüminyum köpüğün taşıtlarda ısı eşanjörü olarak kullanımını araştırdı. Çalışmasında açık gözenekli alüminyum köpük kullandı. Tasarladığı eşanjörün içini ve dışını alüminyum köpük ile doldurdu ve akışkan olarak sıvı kullandı. Termokupllar vasıtasıyla akışkan sıvının eşanjöre girişteki ve çıkıştaki sıcaklık farklarını belirledi. Alüminyum köpük kullanılan deneylerin kullanılmayan deneylere göre daha iyi ısı performans sağladığını, maksimum sıcaklık artışının hem iç hem de dış kısmı metal köpük ile doldurulan eşanjörde elde edildiğini, hem iç hem de dış kısmı alüminyum köpük ile doldurulan eşanjörden boş eşanjöre göre yaklaşık 5 °C daha fazla sıcaklık artışı gerçekteştiği sonucunu elde etti.

Ali ve Baig (2019) ısı deposunda alüminyum köpük kullanılan çift geçişli bir güneş enerjili hava ısıtıcısının performansını deneysel olarak incelediler. Alüminyum köpük kullanılarak ısı iletkenliğinde artış gerçekteştiğini gözlemlediler. Yapılan deneysel çalışmada alüminyum köpüklü sıcak hava ısıtıcısından, alüminyum köpük kullanılmayan sıcak hava ısıtıcısına göre gün batımından sonra yaklaşık 1 saat daha fazla sıcaklık temin edilebileceğini belirlediler.

Mancin ve diğ., (2019) solar ısıtma, soğutma yapan ve toprak kaynaklı absorbsiyonlu ısı pompası kullanan bir tesiste alüminyum köpüklü ve alüminyum köpüksüz faz değişim malzemelerinin (PCM) kullanım durumuna göre termal enerji depolarının uygulanmasını enerji ve ekonomik yönden analiz ettiler. Alüminyum köpüğü ile güçlendirilmiş faz değişim malzemelerinin kullanılması ile daha uzun süreli

sabit bir sıcak su sıcaklığının sağlanabileceğinin fakat alüminyum köpük kullanımının ekonomik olarak ek maliyet oluşturacağını belirlediler.

Saw ve diğ., (2019) yoğunlaştırılmış fotovoltaik güneş pili soğutması için geometrik olarak derecelendirilmiş alüminyum köpük kullanımını numerik olarak incelediler. Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş alüminyum köpüğün, tek bir alüminyum köpükten daha iyi ısı performans gösterebileceği sonucuna vardılar. Alüminyum köpüğün gözenekliliğini yukarıdan aşağıya doğru kademeli olarak azaltarak fotovoltaik güneş pilinin performansının artırılabilceği, % 91,8 gözenekliliğe sahip alüminyum köpüğün ısı gideriminde zayıf olduğunu gösterdiler. Gözenekliliğin etkileri sıcaklık değişimini etkilemede önemlidir. Alüminyum köpük ile sağlanacak minimum basınç düşüşünün; güneş pilindeki ortalama sıcaklık ve sıcaklık değişimini azaltabileceği numerik olarak incelendi. Sonuçlardan % 68,2'lik gözenekliliğin en yüksek basınç düşüşüne sahip olduğu; % 91,8'lik gözenekliliğin % 79,4 ve % 68,2'ye kıyasla en düşük basınç düşüşünü gösterdiği ve bu durumun pompalama gücünü azaltmaya yardımcı olabileceği belirtildi.

Limei ve diğ., (2019) metal köpüklü yeni tip bir ısı borusu radyatörü için deneysel çalışmada bulundular. Isı borusundaki ısı transferini arttırmak için metal köpük bir ısı borusu radyatörü önerildi. Isı transferi artışını doğrulamak için geleneksel kanatçıklar ve metal köpük ısı borusu radyatörünün prototipleri ürettiler. Metal köpük gözenek yoğunluğunun ısı yayma kapasitesi üzerindeki etkisi tartışıldı. Deney sonuçları, metal köpük ısı borusu radyatörünün başlatma süresini ve kısmi yük süresini geliştirdiğini göstermiştir. Isıtma yükü 25 W ve köpüğün gözenek yoğunluğu 5 PPI olduğunda önerilen radyatörlerin termal direnci % 10 azaltabilecek seviyede olduğunu belirlediler.

Mohammed ve diğ. (2019) alüminyum köpüklerde paketlenmiş silika jel parçacıkları ile adsorpsiyon yataklarının performansının artırılmasını araştırdılar. Çalışmalarında açık hücre tipli, 10 PPI ve 20 PPI gözenek yoğunluğunda iki farklı alüminyum köpük kullandılar. 20 PPI köpüğün daha geniş yüzey alanına sahip olmasının, adsorpsiyon sırasında açığa çıkan ısının dağılmasına yardımcı olarak; 600 saniyelik bir adsorpsiyon süresinde, 10 PPI gözenek yoğunluklu köpükten %15 daha yüksek ısı alımı gerçekleştirerek; adsorpsiyonlu soğutma uygulamalarında 20 PPI

alüminyum köpüğün, 10 PPI alüminyum köpükten daha iyi ısı performans gösterdiğini tespit ettiler.

Dündar (2019) yaptığı tez çalışmasında ev tipi kombilerde kullanılan birincil ısı değiştiricisindeki kanatçıklar yerine, açık hücre yapılı 10 PPI gözenekli alüminyum köpükler yerleştirerek ısı performans testleri yaptı. Soğutmaya yönelik performans testleri sonucunda, bakır boru ile alüminyum köpük arasındaki temasın %100 olmaması, aralarında ısı direnç oluşturacak hava boşluğunun kalması sebebiyle metal köpüklü ısı değiştiricisinden beklenen verim artışını elde edemedi. Alüminyum köpük malzemelerin etkin şekilde uygulama alanının, ısıtma amaçlı kombilerdeki yüksek sıcaklığa maruz kalan ısı değiştiricileri uygulamaları yerine, tam tersine soğutma amaçlı (hava veya soğutucu gazlarla) diğer ısı değiştiricisi uygulamaları olabileceğini önerdi.

Aguirre ve diğ., (2020) katalitik açık hücreli köpüklerdeki kütle transfer analizini, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) simülasyonları ve deneylerinin kombinasyonu yolu ile (Pt (%1) / γ -Al₂O₃/köpük) üzerinde CO oksidasyonu kullanarak araştırdılar. Lokal hidrodinamik etkilerin, açık hücreli katı köpüklerin gaz-katı arayüzünde meydana gelen difüzyon reaksiyonu üzerindeki etkilerini, sonsuz hızlı reaksiyon varsayımı ile doğrudan sayısal simülasyonlar ile incelediler. Reynolds'un fonksiyonu olarak (düşük Re için) Sherwood sayısı için bir korelasyon önerdiler. Bunu deneysel olarak doğrulamak için, Pt (%1) / γ -Al₂O₃ ile kaplanmış alüminyum köpükleri CO oksidasyonu için farklı reaksiyon koşullarında test ettiler. Elde ettikleri reaksiyon hızı ve görünür aktivasyon enerjisi değerleri ile dış kütle transferinin limitlerini belirlediler.

Cops ve diğ., (2020^b) köpüğün mikro yapısını değiştirmek için metalik köpüğün üç eksenli hidrostatik sıkıştırılmasını içeren bir mühendislik yöntemi geliştirdiler. Yöntem, değişen gözenek boyutuna ve gözenekliliğe sahip açık hücreli alüminyum köpük çeşitleri üzerinde gösterildi. Akustik absorpsiyon ölçümleri, sıkıştırılmış numunelerin, 0,25 ila 4 kHz test aralığında eşit kalınlıkta geleneksel numunelerden önemli ölçüde daha fazla ses emdiğini gösterir. Sıkıştırılmış numunelerdeki köpük mikro-yapısının transformasyonundan kaynaklanan akustik emme eğilimleri, ilk gözenek boyutu ve gözenekliliğinin bir fonksiyonudur.

Sıkıştırılmış köpük numunelerinin mikroyapı özelliklerini geleneksel numunelere bağlayan, böylece mevcut modellerin kullanılmasıyla sıkıştırılmış numuneler için akustik emme eğilimlerini tahmin etmek için bir araç sağlayan bir analiz gerçekleştirildi. En iyi ses emici, hacimsel sıkıştırma oranı 2 ile sıkıştırılmış 40 PPI köpüktü. Akustik modellemek için Johnson-Champoux-Allard modelini kullandılar. Çalışmada sunulan deneysel sonuçları, değişen hacimsel sıkıştırma oranlarında her bir köpüğün bir örneği için gerçekleştirdiler. Elde ettikleri deneysel veriler ile köpükler için artan sıkıştırma oranı ile emilimin arttığını belirlediler. Sundukları modelleme ve analizler ile gözlemledikleri deneysel verileri desteklerken, önerilen hidrostatik sıkıştırma yöntemi ile üretilen köpükleri temsil eden akustik absorpsiyondaki istatistiksel değişimi belirlemek için gelecekte daha fazla çalışmaya ihtiyaç olduğunu sundular.

Toprak (2020) kartezyen koordinatlarda her bir ekseninde belirli sayıda 1 mm çapında delikler içeren yapay alüminyum köpük malzeme üretti. Üretimi yapılan yapay alüminyum köpük malzemeyi doğrudan ve iğne uçlu kanatçıklarla entegre ederek iki farklı soğutucu tasarladı. Isıl performans açısından değerlendirildiğinde alüminyum köpük ile ısı kanatların entegre edilmesinin soğutucunun ısı transferi performansını olumlu yönde etkilediği sonucunu ortaya koydu.

3. KONU BİLGİSİ

Bu bölümde, gerçekleştirilen tez çalışmasının konusunu oluşturan temel kavramlar, bunların fiziksel bağıntıları ve özellikleri ile bazı uygulama alanları hakkında genel bilgi verilmiştir.

3.1 AKUSTİK

Akustik terimi, en geniş anlamıyla, çeşitli biçimlerde ortaya çıkan farklı sesleri içeren bir sanatı ve bilimi belirtmek için kullanılan bir terimdir. Spesifik olarak akustik, sesin üretilmesini, iletilmesini, alınmasını, emilmesini, dönüştürülmesini, saptanmasını, çoğaltılmasını ve kontrolünü içerir. Akustiğin önemli bir bölümü sesin yeniden üretilmesidir. Sesi bir noktada alıp aynı noktada veya aynı anda veya daha sonraki bir zamanda başka bir noktada yeniden üretme sürecidir (Young ve diğ. 2012). Günümüzde en yaygın ses üretme sistemleri telefon, radyo, televizyon gibi günlük hayatımızda çok kullandığımız teknolojik ürünlerdir. Bu nedenle akustik bilimi modern dünyada çok önemlidir. Akustik biliminin temelleri ve uygulamaları üzerine çalışmalar yoğunlaşmış ve bazı ülkelerde akustik bilimi mühendislik statüsü kazanmıştır. Bu bölümde akustiğin temelleri hakkında kısaca bilgi verilmiştir.

3.1.1 Ses Dalgaları

Ses, periyodik basınç değişimleridir. Bu periyodik basınç değişiminde eksen çizgisinin üzerindeki noktalar pozitif basınçları (sıkıştırmalar, yoğunlaşmalar) temsil eder; aşağıdaki noktalar, eksen çizgisi ile temsil edilen normal atmosfer basıncına göre negatif basınçları (genişlemeler, seyreklikler) temsil eder. Ses dalgaları bir maddedeki moleküllerin titreşmesi sonucunda oluşur. Birbirleri boyunca sıçrayan hava molekülleri çarpıştıkları zaman ses dalgalarının yayılımına sebep olurlar. Böylece çarpışan moleküller dalganın yayılımını devam ettirirler (Serway ve Beichner 2000).

Ses dalgaları ile ilgili bilinmesi gerekli önemli kavramlar periyot, frekans ve dalga boyudur.

Periyot (T): Periyot kendini tekrar eden fonksiyonun bir dalgasının çevrimi tamamlama süresidir. Birimi saniye ve ast katlarıdır.

Frekans (f): Frekans titreşim sayısını ifade eder. Çevrimin birim zamanda ne kadar sıklıkla, kaç kez tekrarlandığını gösterir. Matematiksel olarak çarpma işlemine göre tersi ise periyottur.

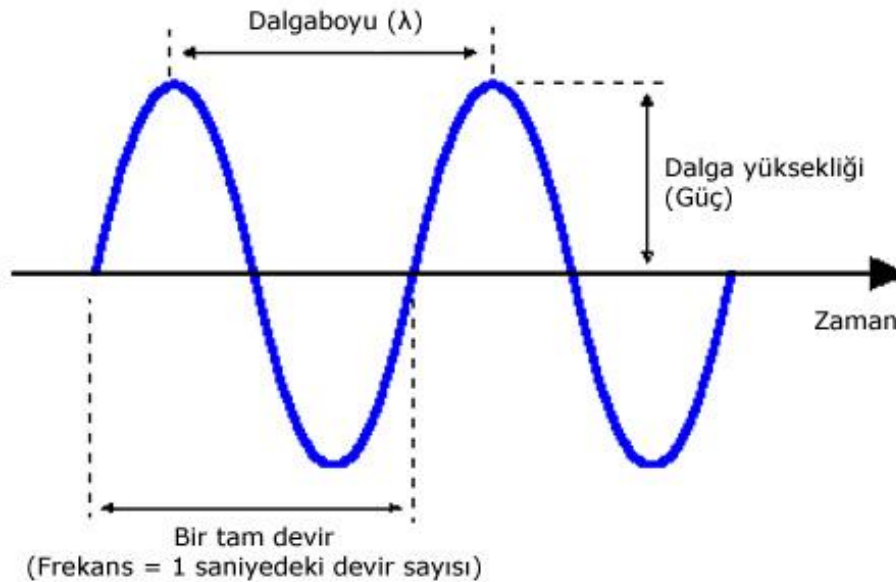
Bir ses dalgasına ait frekans ve periyot ilişkisi (3.1) eşitliği ile hesaplanabilir.

$$f = \frac{1}{T} \quad (3.1)$$

Dalga Boyu (λ): Dalga boyu dalga ile ilgili tekrarlanan birimler arasındaki mesafeyi ifade eder. Frekans, dalga boyu ve ses hızı arasındaki ilişki Denklem (3.2)'de görülmektedir.

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (3.2)$$

Dalga boyu ile frekans ters orantılıdır, bu nedenle dalga boyu arttıkça frekans azalmaktadır. Şekil 3.1'de dalga boyu frekans ilişkisi grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 3.3: Dalga boyu ile frekans ilişkisi (Serway ve Beichner 2000).

3.1.2 Akustik Dalga Denklemleri

Ses dalgalarının yayılımının genel durumu üç boyutu içerir. Küçük genliklerin üç boyutta ses yayılımı için genel bağıntı elde edilecek ve daha sonra bu bağıntılar özel problemlere uygulanacaktır.

- a) **Süreklilik Denklemi:** Maddenin ortam içinde ne yaratıldığı ne de yok edildiği yani korunduğu durumları ifade eden matematiksel denklemdir. Yani küçük bir hacmin sınırlarına giren madde miktarı, hacmin içindeki madde artışına eşittir.

$$-\left[\frac{\partial(\rho'u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho'\vartheta)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho'\omega)}{\partial z}\right] \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial p'}{\partial t} + \frac{\partial(\rho'u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho'\vartheta)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho'\omega)}{\partial z} = 0 \quad (3.4)$$

Denklem (3.3) ve (3.4) ile ifade edilen denklemler maddenin korunumunu ve uzayın üç boyutluluğunu ifade eden süreklilik denklemleridir.

- b) **Hareket Denklemleri:** Akustik sistemde hız bileşenlerine ait Denklemler (3.5), (3.6), (3.7) ve (3.8)'de görülmektedir.

$$\vec{c} = u\vec{x} + v\vec{y} + w\vec{z} \quad (3.5)$$

$$\rho' \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p'_0}{\partial x} \quad (3.6)$$

$$\rho' \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p'_0}{\partial y} \quad (3.7)$$

$$\rho' \frac{\partial w}{\partial t} = -\frac{\partial p'_0}{\partial z} \quad (3.8)$$

- c) **Gazların Sıkıştırılabilirliği:** Dalga denklemini türetmek için kullanılan bir gazın davranış özelliği termodinamik özelliklerine bağlıdır. Bir ses dalgasındaki genişleme ve daralmalar, gazın sıcaklığının sabit kalması için çok hızlıdır. Basınç ve yoğunluktaki değişiklikler o kadar hızlıdır ki, pratikte hiçbir ısı enerjisinin, bu kısım artık sıkıştırılmadan önce gazın sıkıştırılmış kısmından uzaklaşmak için

zamanı yoktur. Gaz sıcaklığı değiştiğinde, ancak ısı enerjisi değişmediğinde, sıkıştırma adyabatik olarak adlandırılır.

$$\frac{p'_0}{p_0} = \left(\frac{\rho'}{\rho}\right)^\gamma \quad (3.9)$$

p_0 : statik basınç (ses dalgası öncesi)

p'_0 : toplam basınç (ses dalgası sonrası)

ρ' : anlık yoğunluk (ses dalgası sonrası)

ρ : yoğunluk (ses dalgası öncesi)

γ : özgül ısıların oranı (300 K oda sıcaklığındaki hava için 1,4)

d) Ses Dalgasının Basınç Değeri:

Yoğunluk artışının orijinal yoğunluğa oranı Denklem (3.10)'da ifade edilmiştir.

$$s = \frac{\rho' - \rho}{\rho} \quad (3.10)$$

(3.9) ve (3.10) Denklemleri düzenlenirse;

$$\frac{p'_0}{p_0} = \left(\frac{\rho'}{\rho}\right)^\gamma = (1 + s)^\gamma = 1 + \gamma s \quad (3.11)$$

$$p'_0 = p_0 + p_0 \gamma s \quad (3.12)$$

Binom açılımına bağlı olarak (3.11) ve (3.12) Denklemleri düzenlenirse; anlık ses basıncı Denklem (3.13)'teki şekliyle ifade edilebilir.

$$p = p'_0 - p_0 = p_0 \gamma s \quad (3.13)$$

Bir noktadaki anlık ses basıncı değeri, o noktadaki toplam anlık basınç değerinden statik basıncın çıkarılmasıyla bulunur. Bir noktadaki efektif ses basıncı, o noktadaki tam bir çevrim boyunca anlık ses basıncının ortalama karekök değeridir. "Etkili ses basıncı" terimi sıklıkla "ses basıncı" olarak kısaltılır. Herhangi bir çevrim için maksimum ses basıncı, o çevrim sırasındaki anlık ses basıncının maksimum mutlak değeridir (Duhamel 1996).

e) D'Alembert Dalga Denklemi:

Dönümsüz bir akış bölgesinde hız vektörü, hız potansiyeli fonksiyonu (ϕ) adı verilen bir skaler fonksiyonun gradyeni olarak ifade edilir (Çengel ve Cimbala 2012). Vektör özdeşliği $\vec{v} \times \vec{v} \phi = 0$ ifadesine göre $\vec{v} \times \vec{v} = 0$ ise $\vec{v} = \vec{v} \phi$ olarak ifade edilebilir. Bu durumda; $\nabla^2 \phi = 0$ olacaktır. Bu ifadede yer alan Laplace operatörü ∇^2 , $\vec{v} \times \vec{v}$ olarak tanımlanan skaler bir operatördür.

$$\frac{\partial s}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} = 0 \quad (3.14)$$

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (3.15)$$

$$v = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (3.16)$$

$$\omega = \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (3.17)$$

Denklemler (3.6), (3.7) ve (3.8)'i; Denklem (3.15), (3.16) ve (3.17) ile değerlendirip dx, dy ve dz ile çarparsak;

$$\frac{\partial}{\partial t} d\phi = -\frac{1}{\rho'} dp'_0 \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -\int \frac{dp'_0}{\rho'} \quad (3.19)$$

Yoğunluk çok az değiştiği için ortalama yoğunluk ρ kullanılırsa;

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -\frac{p}{\rho} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - \frac{\gamma p_0}{\rho} \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = c^2 \nabla^2 \phi \quad (3.22)$$

Bu denklemden ses dalgasının ortamda yayılma hızı;

$$\frac{\gamma p_0}{\rho} = c^2 \quad (3.23)$$

İlerleyen bir dalganın x eksenini boyunca düzlemsel olarak ilerlediğini varsayalım. Bu durumda Denklem (3.22) şu ifadeye dönüşür;

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad (3.24)$$

Pozitif x yönünde hareket eden basit bir harmonik dalga için bu denklemin çözümü;

$$\phi = A \cos k(ct - x) \quad (3.25)$$

olarak ifade edilebilir. Bu denklemde A hız potansiyeli fonksiyonunun genliğini, $k = 2\pi/\lambda$ denklemini, c ses hızını tanımlamaktadır. Denklemler (3.15) ve (3.25) 'ten yararlanarak bir boyutlu düzlemde ses hızı şu denklemden elde edilir;

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial x} = kA \sin k(ct - x) \quad (3.26)$$

(3.12), (3.20) ve (3.23) Denklemlerinden,

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = -c^2 s \quad (3.27)$$

(3.25) ve (3.27) Denklemlerinden, bir boyutlu düzlemde yoğunluk değişimi;

$$s = \frac{Ak}{c} \sin k(ct - x) \quad (3.28)$$

şeklinde ifade edilebilir. (3.12) ve (3.23) Denklemlerinden, basınç değeri;

$$p = c^2 \rho s \quad (3.29)$$

olarak yazılabilir. Bir boyutlu düzlemde ses dalgasının basınç Denklemi (3.28) ve (3.29) Denklemlerinden genel olarak (3.30)'da gösterildiği şekilde bulunur.

$$p = kcpA \sin k(ct - x) \quad (3.30)$$

3.1.3 Sesin Enerji Yoğunluğu

Ses enerjisi yoğunluğu, birim hacim başına ses enerjisidir. Birimi Joule/m³ olarak ifade edilir (Fahy 1995). Düzlem dalgadaki ses enerjisi yoğunluğu; ses basıncı, yoğunluk ve ses hızına bağlı olarak Denklem (3.31)'de gösterildiği şekilde ifade edilir.

$$E = \frac{p^2}{\rho c^2} \quad (3.31)$$

Sonsuz bir duvara ses dalgaları tarafından uygulanan birim metrekare başına pozitif radyasyon basıncı, Denklem (3.32) ile ifade edilir.

$$p = (\gamma + 1)E \quad (3.32)$$

γ : Özgül ısıların oranı (300 K oda sıcaklığındaki hava için 1,4)

3.1.4 Sesin Şiddeti

Bir noktada belirli bir yöndeki bir ses alanının ses şiddeti, o noktada bu yöne dik bir birim alandan belirli bir yönde birim zamanda iletilen ses enerjisi miktarını ifade eder. Birim metre kare başına düşen watt cinsinden enerji miktarı olarak da tanımlanabilir (Fahy 1995). Düzlemsel bir dalga için ses şiddeti;

$$I = \frac{p^2}{\rho c} = pu = \rho cu^2 \quad (3.33)$$

Akustikte yoğunluk, basınç vb. aralıkları o kadar büyüktür ki, desibel adı verilen daha küçük sayılar ölçeğini kullanmak uygundur. Desibel terimi için db kısaltması kullanılır. Bel, iki kuvvet miktarının oranını ifade etmek için bir logaritmik ölçeğin temel bölümüdür; böyle bir oranı ifade eden bel sayısı, bu oranın on tabanına göre logaritmasıdır. Desibel, bir belin onda biridir. P_1 ve P_2 güç miktarları, i_1/i_2 akım oranları, e_1/e_2 voltaj oranları olmak üzere ve n desibel sayısı;

$$n = 10 \log_{10} \frac{P_1}{P_2} \quad (3.34)$$

$$n = 20 \log_{10} \frac{i_1}{i_2} \quad (3.35)$$

$$n = 20 \log_{10} \frac{e_1}{e_2} \quad (3.36)$$

Denklemleri ile ifade edilir.

3.1.5 Doppler Etkisi

Dinleyici ve kaynaktan biri veya her ikisi de hareketli ise dinleyicinin algıladığı frekans kaynaktan çıkan frekanstan farklı olur. Akustikte kaynak ve dinleyicinin göreceli

hareketinden dolayı sesin frekansındaki değişime Doppler Etkisi denir. Kaynak ve dinleyici birbirine yaklaştığında, dinleyici tarafından duyulan frekans, ses kaynağının gerçek frekansından daha yüksektir (Censor 1988). Kaynak ve dinleyici birbirinden uzaklaşıyorsa frekans daha düşüktür. Bu durumda gözlem noktasındaki yeni frekans (f_0);

$$f_0 = \frac{c - c_0}{c - c_s} f_s \quad (3.37)$$

eşitliği ile bulunur. Bu Denklemdaki;

c : ortamdaki ses hızı (m/s)

c_0 : dinleyicinin hızı (m/s)

c_s : ses kaynağının hızı (m/s)

f_s : sesin kaynaktan çıkış frekansı (Hz) ifade eder.

3.1.6 Kırılma ve Kırınım Etkisi

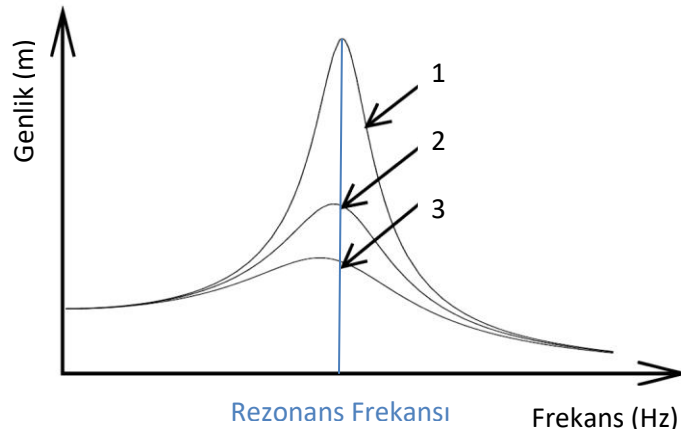
Ses hızını etkileyen ortamın yapısındaki bir değişiklik nedeniyle üretilen sesin yayılma yönündeki değişime kırılma denir. Yayılan ses dalgasının ilerleme yönündeki yoğunluk değiştiğinde ses dalgası kırılmaya uğrar. Bir ses dalgası, havanın bağıl sıcaklıklarına (yoğunluklarına) bağlı olarak aşağı veya yukarı yönde yön değiştirebilir. Sesin duyulabileceği mesafe, dalga aşağı doğru büküldüğünde yukarı doğru büküldüğünden daha fazladır. İlk durum genellikle sabahın erken saatlerinde iken elde edilir. Son durum ise gün boyunca hüküm sürer. Akustik lensler ve prizmalar gibi ses dalgalarını kırılmaya uğratan yapı elemanları kullanmak hoparlör ve mikrofonlar gibi çeşitli akustik uygulamalar için faydalı olabilmektedir (Raichel 2006).

Kırınım ise sesin bir engelin etrafından geçmesi nedeniyle sesin yayılma yönünde meydana gelen değişikliktir. Ses dalgaları karşılaştıkları bir engelin etrafından dolaşarak hareketlerini sürdürebilmektedirler. Dalga boyunun engelin boyutlarına oranı ne kadar büyük olursa kırınım da o kadar büyük olur. Kırınıma verilebilecek en güzel örnek borunun içinde konuşulduğunda sesin borunun diğer tarafından çıkarak farklı yönlerde yayılmasıdır. Kırınım ve kırılma farklı etkilere sahiptir. Ses dalgaları farklı yoğunluklarda farklı hızlar ile hareketine devam ederler. Ses

dalgaları yayılma hızlarının farklı olduğu ortamlara açılı ile girerlerse kırılma gerçekleşir. Kırınım ise dalgaların geçeceği aralıkların boyutlarının, dalgaların dalga boylarına yakın veya onlardan daha küçük olması durumları için geçerlidir. (Wilson 2003).

3.1.7 Rezonans

Akustik kaynağın meydana getirdiği dalgalar hareket yönündeki diğer maddeler ile etkileşime geçerek madde de titreşimler oluşturabilir. Madde içinde gerçekleşen titreşim frekansı ile akustik kaynaktan gelen ses dalgasının frekansı aynı değerde ise maddenin titreşimindeki genlik miktarı artar. Bu durum fizikte rezonans olarak ifade edilir. Doğada bulunan her maddenin kütle miktarı ile elastiklik derecesine bağlı bir frekans değeri vardır. Bu frekans doğal frekans olarak adlandırılır (Gaunaurd 1989). Şekil 3.2’de sunulan frekans genlik diyagramında belirlenen bir örnek rezonans frekansı görülmektedir.



Şekil 3.2: Frekans genlik diyagramında rezonans frekansının belirlenmesi.

Maddeler doğal frekansları ile aynı frekansta olan akustik bir kaynak tarafından uyarıldıklarında genlikleri artar ve bir zaman sonra maksimuma ulaşır. Doğal anlık uyarımda sistemin maksimum genlik değeri sürtünmeden kaynaklı olarak zaman içerisinde azalır. Fakat sabit şekilde sürekli dışarıdan uyarılmanın devam etmesi durumunda sistem genlik değeri sonsuz büyüklüğe kadar artış eğilimi gösterir. Küçük değerlerdeki periyodik kuvvetler, rezonans frekanslarında büyük genlik değerlerine ulaşabilir. Pek çok sistemin birden fazla, farklı rezonans frekans değerleri vardır.

3.2 TERMOAKUSTİK

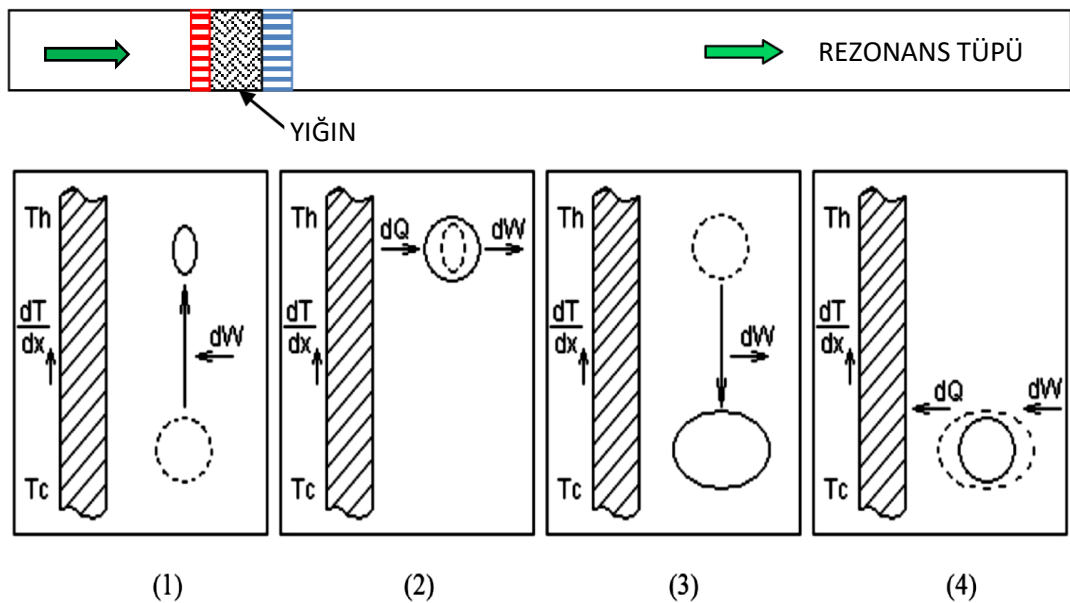
Termoakustik terimi, ısı enerjisi ile akustik enerji arasındaki dönüşümü inceleyen; disiplinler arası bir bilim olarak anılır. Katı duvarlar (veya malzemeler) ile salınan akışkandaki ses alanı arasındaki termal ve/veya hidrodinamik etkileşim, ses dalgasının yönü boyunca (veya zıt yönde) zamana dayalı iş akışı ve ısı akışı üretebilir (Rott 1980). Bu bölümde termoakustik sistemler hakkında genel bilgi verilmiştir.

3.2.1 Termoakustiğin Teorik Modelleri

Bu bölümde duran dalga modeli ve gezici dalga modeli bir termoakustik hareket ettiricinin termodinamik süreçleri ve termoakustik çalışmanın lineer ve nonlineer çalışma koşullarında modellenmesinin etkileri hakkında bilgi verilmiştir.

3.2.1.1 Duran Dalga Modeli

Duran dalga modelinde dalgalar hareket ederek enerji taşımazlar. Farklı genlikte, aynı faz değerlerinde salınım yaparlar. Duran dalgaların en çarpıcı özelliği, yalnızca belirli frekanslarda ortaya çıkmalarıdır (Wheatley ve diğ. 1983). Şekil 3.3'te duran dalga tipli termoakustik bir hareket ettiriciye ait termodinamik süreçler görülmektedir.

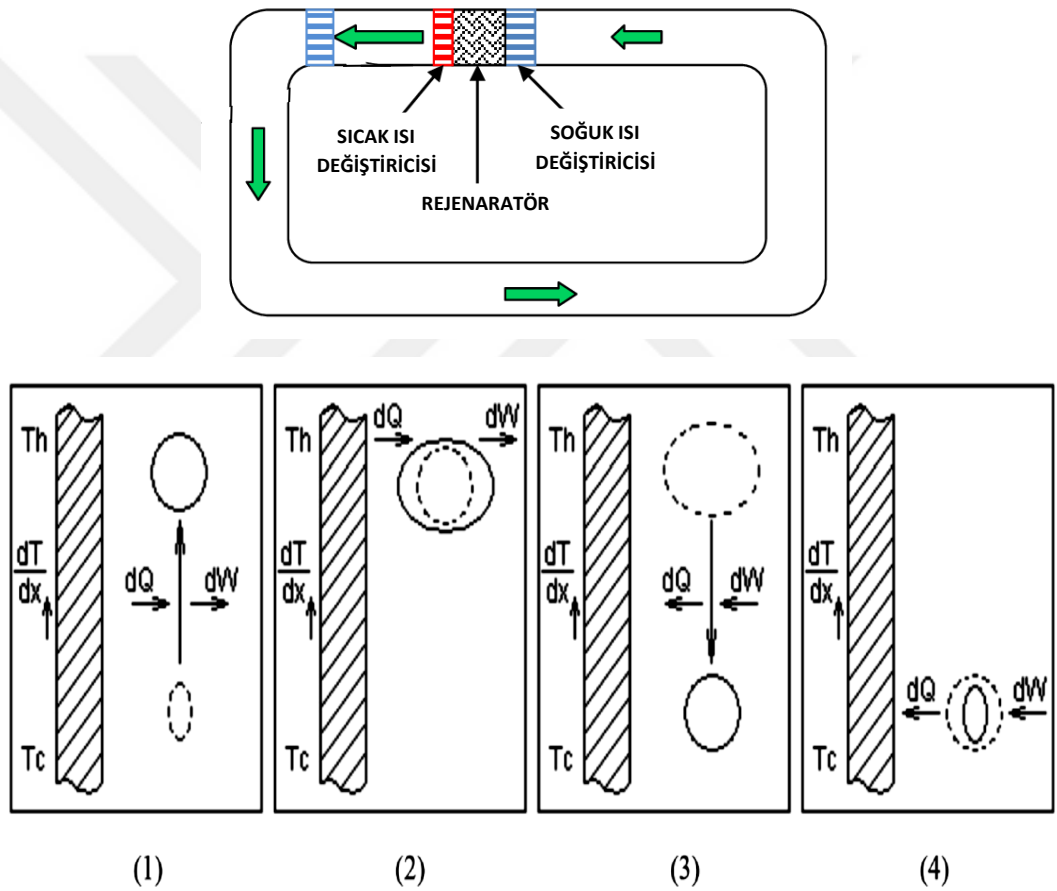


Şekil 3.3: Duran dalga tipli termoakustik motorun termodinamik süreçleri (Jin ve diğ. 2015).

Duran dalga modelli termoakustik sistemde 1. süreçte adyabatik sıkıştırma, 2. süreçte izobarik ısıtma, 3. süreçte adyabatik genişleme, 4. süreçte ise izobarik soğutma gerçekleşmektedir.

3.2.1.2 Gezici Dalga Modeli

Gezici dalga modelinde dalgalar bir yerden bir yere hareket ederek enerjiyi uzayın bir alanından diğerine taşırlar. Hareket eden dalgalar aynı genlikte, farklı faz değerleri ile salınım yaparlar (Backhaus ve Swift 1999). Şekil 3.4’de gezici dalga tipli termoakustik bir hareket ettiriciye ait termodinamik süreçler görülmektedir.



Şekil 3.4: Gezici dalga tipli termoakustik motorun termodinamik süreçleri (Jin ve diğ. 2015).

Gezici dalga modelli termoakustik sistemde 1. süreçte izobarik ısıtma, 2. süreçte izotermal genişleme, 3. süreçte izobarik soğutma, 4. süreçte ise izotermal sıkıştırma gerçekleşmektedir.

3.2.1.3 Lineer Termoakustik

Lineer termoakustik, yalnızca düşük genlikte bir termoakustik sistemin sürekli çalışması için uygundur (Ward ve Swift 1994). Yüksek genlikli salınım durumunda, genlik doygunluğu, frekans kayması ve akış gibi parametreler, nonlinear termoakustik çalışmanın büyük bir gereklilik olduğunu birçok termoakustik deneyde ortaya koymuştur. Aslında, termoakustik sistemlerdeki çoğu parametrenin doğrusal olmadığı varsayılmalıdır (Smith ve Swift 2003).

3.2.1.4 Nonlinear Termoakustik

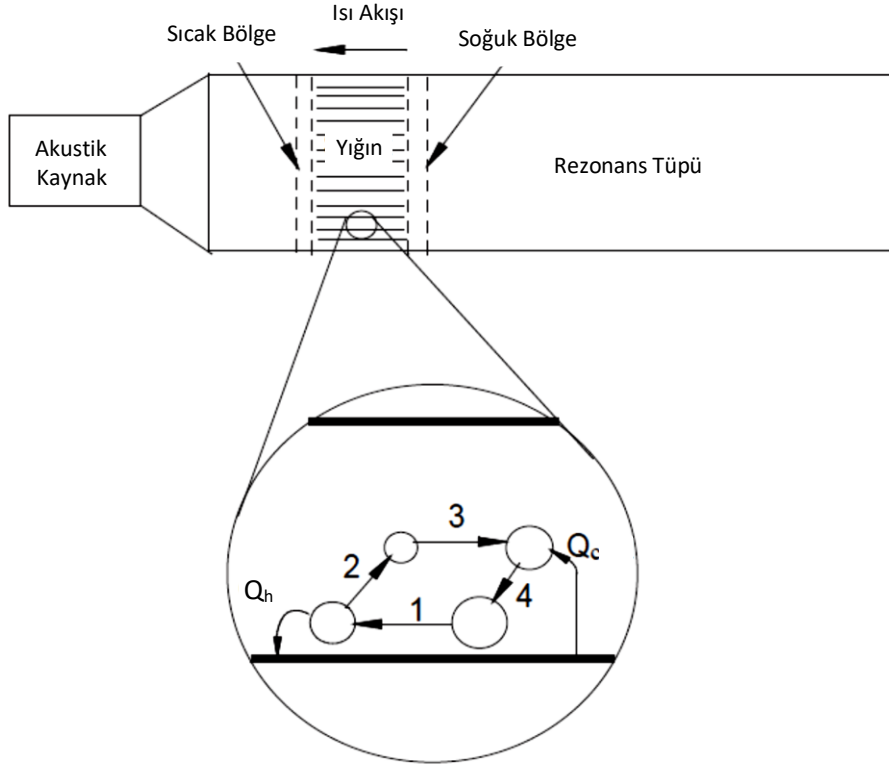
Termoakustik sistemlerin doğrusal olmayan davranış özelliklerinin araştırılması termoakustik olayları anlamak ve termoakustik makineleri geliştirmek için yararlıdır (Karpov ve Prosperetti 2000). Örneğin ticari CFD yazılımının kullanılması akış incelemesinde mevcut doğrusal teori ile elde edilemeyen bir girdap oluşumunu yakalamaya yardımcı olabilir. Bu, pratik kullanım için ihtiyaç duyulan yüksek genlikli termoakustik sistemler için doğrusal olmayan simülasyon araçlarının geliştirilmesine yönelik önemli bir adımdır. Bununla birlikte, doğrusal olmayan modelin net analizi, çok fazla karmaşık matematik bilgisi ve becerisine ihtiyaç duyar ve hesaplama sonuçlarının doğruluğu için daha fazla deneysel çalışma ile doğrulanması gerekir (Hamilton ve diğ. 2002).

3.2.2 Termoakustik Soğutma Sistemi

Termoakustik bir soğutma sistemi 4 temel bileşenden meydana gelmektedir. Bunlar yığın, sıcak ve soğuk uç ısı değiştiricileri, rezonans tüpü ve akustik enerji kaynağıdır (Hofler 1986). Şekil 3.5'te termoakustik bir soğutma sistemi şematik olarak gösterilmiştir.

Termoakustik soğutma çevrimi Brayton çevrimi ile aynı çalışma prensibine sahiptir. Çevrimde iki adet adyabatik proses ve iki adet izobarik proses vardır. Çevrimin başlangıcındaki 1. proseste piston kapalı olan uca doğru hareket eder ve ısınan gaz moleküllerini sıkıştırır. 2. proseste ise gaz molekülleri yerel çeper sıcaklığından daha sıcaktır ve sıcak gaz molekülleri duvara geri dönüşsüz olarak akar.

Piston, 3. proste geri yönde hareket eder ve gaz moleküllerini genişleterek soğutur. Son olarak 4. proste gaz molekülleri yerel çeper sıcaklığından daha soğuktur ve bu sefer duvar çeperinden gaz moleküllerine ısı geçişi olur ve çevrim yeniden başlar (Tijani ve diğ. 2002^a).



Şekil 3.5: Termoakustik soğutma sisteminin şematik gösterimi (Hofler 1986).

3.2.2.1 Yığın

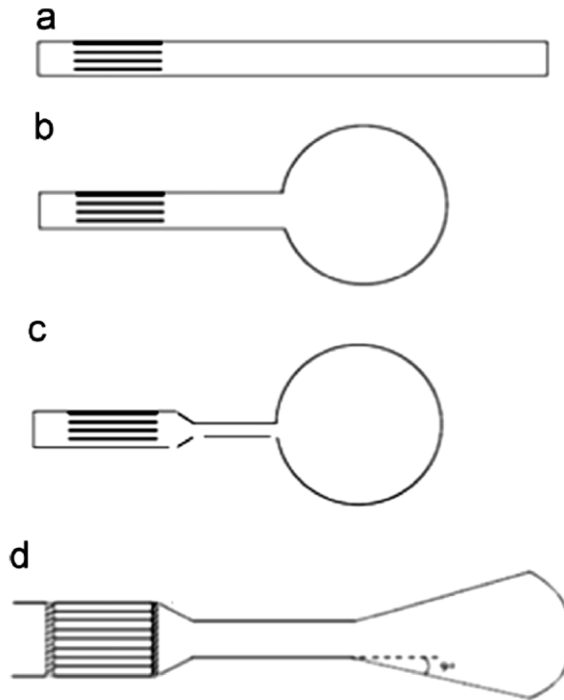
Termoakustik bir sistemdeki en önemli bileşenlerden birisi yığındır. Isı enerjisi yığın üzerinde taşınır. Isı enerjisi, soğutucu akışkan (hava) tarafından basınç genliğinin maksimum olduğu noktaya doğru taşınır ve geçici olarak yığın üzerinde depo edilir. Soğutucu akışkan ile yığın arasında gerçekleşecek ısı transferi sistemin soğutma performansına etki eder. Isı, termoakustik soğutucuda soğutucu akışkan tarafından yığın üzerinde basınç genliğinin maksimum olduğu noktaya doğru taşınırken; aynı zamanda yığın üzerinde iletim yolu ile ısı transferi de meydana gelecektir. Yığın malzeme özellikleri ve farklı konstrüksiyonlara göre incelenmesi gereken sistemin soğutma performansına etki eden bir bileşendir.

3.2.2.2 Sıcak ve Soğuk Uç Isı Değiştiricileri

Yığının iki ucunda bulunurlar. Kanatlı boru, paralel plaka, örgülü levha, vb. geometrik şekillerde olabilirler. Isı iletkenliğinin iyi olması gereklidir. Bu konu ile ilgili literatürde yapılan çalışmalarda da yaygın olarak görüldüğü şekilde ısı değiştirici kullanımı ihmal edilerek yığın üzerindeki sıcak ve soğuk uçlardan direkt elde edilen sıcaklık farkları hesaplanarak çalışmalar yürütülmüştür.

3.2.2.3 Rezonans Tüpü

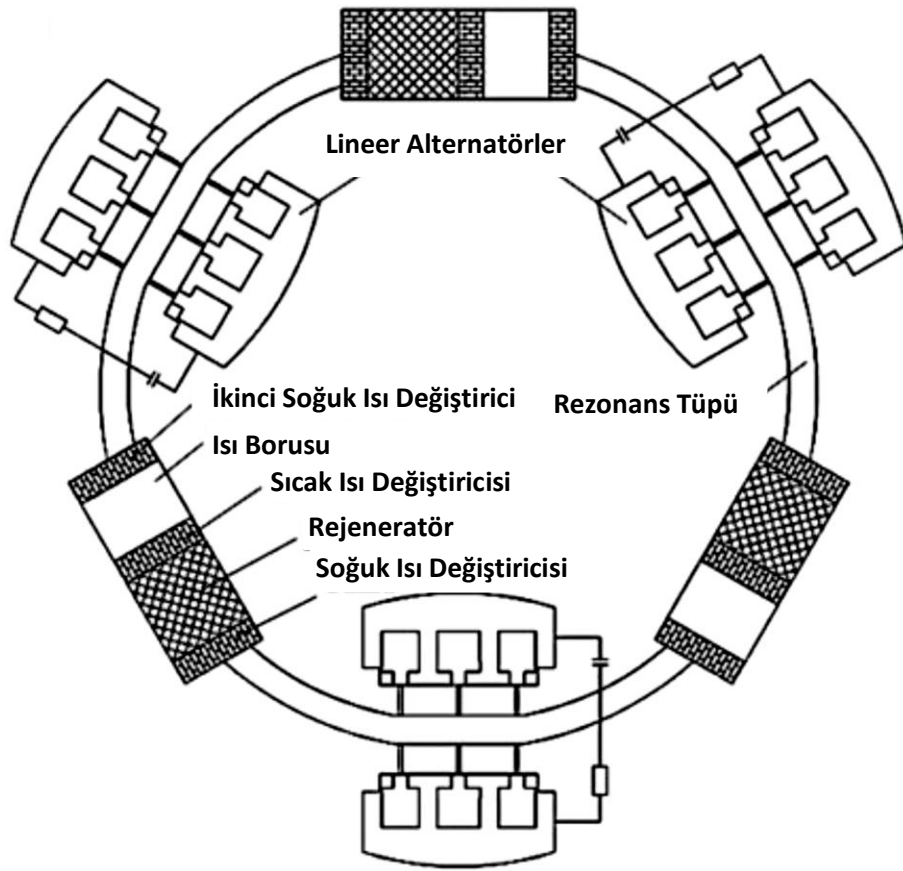
Rijit ve sızdırmaz şekilde tertiplenmiş bir borudur. İki ucu kapalı sistemlerde, Şekil 3.6'da görüldüğü şekilde genellikle uç kısmına da bir helmholtz resonator yerleştirilerek cihazın boyunun küçültülmesi ve ayrıca aşırı basınç kayıplarının önlenmesi sağlanmaktadır. Termoakustik soğutma sisteminin iskeletidir. Diğer bileşenler seçilecek rezonans tüpü üzerine yerleştirilir. Rezonans, ısı transferi gibi etkiler bu boru içinde gerçekleşmektedir (Andersen ve Symko 2009).



Şekil 3.6: Rezonatör tipleri a) Yarım dalga genişlikli, b) Çeyrek dalga genişlikli, küresel tamponlu, c) İki çaplı, küresel tamponlu, d) İki çaplı, konik tamponlu (Zolpakar ve diğ. 2016).

3.2.3.2 Termoakustik Elektrik Jeneratörleri

Gezici dalga modeli kullanılarak, termoakustik bir motorun doğrusal bir alternatöre entegre edilmesi ile elektrik üretmek için tasarlanmış termoakustik sistemlerdir. Elektrik üretiminin zorlu olduğu uzay araçları vb. uygulamalar için alternatif bir güç dönüştürme sistemi olması yönünde çalışmalar vardır (Backhaus ve diğ. 2004). Bu konuda yapılmış 5 kW gücündeki örnek bir çalışmanın şeması Şekil 3.8’de sunulmuştur.

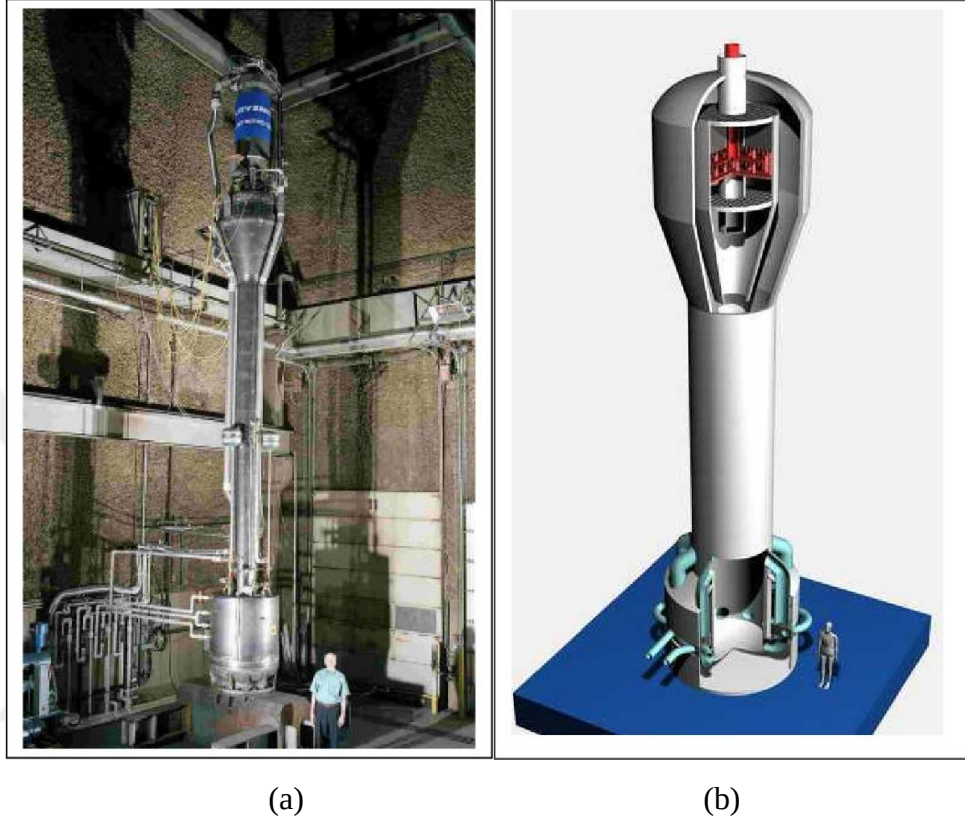


Şekil 3.8: Termoakustik Elektrik Jeneratörü (Bi ve diğ. 2015).

3.2.3.3 Termoakustik Doğal Gaz Sıvılaştırıcıları

Atmosfer basıncında -161°C sıcaklıkta meydana gelen doğal gazın sıvılaştırılması için oldukça karmaşık soğutma sistemleri kurulması gerekmektedir. Praxair firması Los Alamos Ulusal Laboratuvarı ile birlikte, doğal gazın daha pratik sıvılaştırılabilmesi için termoakustik motorlar ve soğutucular üzerinde çalışma yapmaktadır. Termoakustikten yararlanılarak, hareketli parça olmadan kriyojenik

sıcaklıklarda soğutma gücü üretilebilmesi amaçlanmaktadır. Şekil 3.9’da 500 galon/gün doğalgaz sıvılaştırma kapasitesine sahip inşa edilmiş bir prototip ve günde 10.000 galon sıvılaştırma kapasitesine sahip sistem modeli görülmektedir. Bu sistemlerde güç kaynağı olarak doğal gaz brülörü kullanılmıştır.

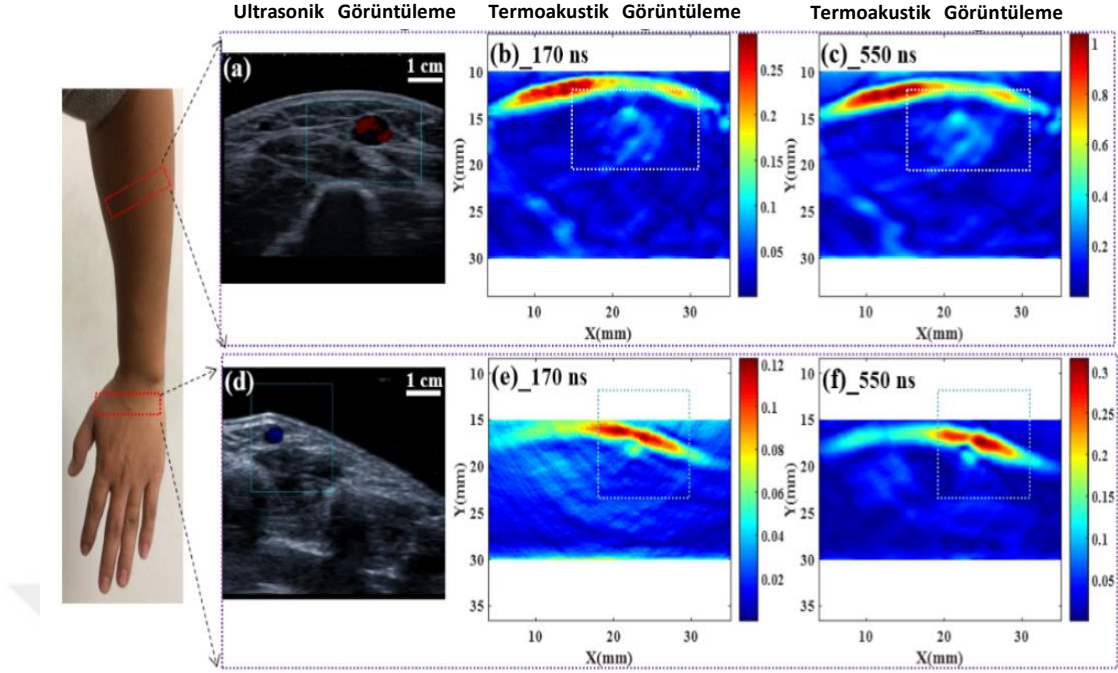


Şekil 3.9: Termoakustik doğal gaz sıvılaştırıcıları a) 500 galon/gün, b) 10000 galon/gün.

(Wollan ve diğ. 2002).

3.2.3.4 Termoakustik Görüntüleme

Termoakustik görüntüleme son dönemlerde tıp alanında kullanılan bir teşhis yöntemidir. Bu yöntemde ultrason dalgaları ile oluşturulan vücut dokularındaki sıcaklıklar görüntülenir. Ultrason dalgalarını oluşturmak için darbeli mikrodalgalar kullanılır. Mevcut termoakustik görüntüleme çalışmalarının çoğunda, verimli termoakustik sinyal uyarımı gerçekleştirmek için yaygın olarak lineer modülatör tabanlı, yüksek tepe güçlü magnetron jeneratörler kullanılır. Şekil 3.10’da insan vücudunda gerçekleştirilen örnek bir termoakustik görüntüleme örneği sunulmuştur.



Şekil 3.10: Termoakustik Görüntüleme Örneği (Huang ve diğ. 2021)

3.3 MALZEME ÖZELLİKLERİ

Termoakustik sistemde yığın malzemesi olarak kullanılacak malzemelerin bazı malzeme özelliklerinin iyi araştırılması gerekmektedir. Bu bölümde malzeme özellikleri ile ilgili yapılan araştırmalardan yararlanılarak bazı temel kavramlar hakkında genel bilgi verilmiştir.

3.3.1 Isıl Nüfuz Derinliği

Akışkan gaz ve malzeme arasındaki ısı transferi “ısı nüfuz derinliği” olarak ifade edilen ve akışkan gazın yüzey ile temas mesafesini oluşturan mm mertebelerindeki küçük değerlerde gerçekleşir (Bergman ve diğ. 2011). Termoakustik bir soğutma sisteminde ısı nüfuz derinliği mm seviyelerinde olduğu için verimliliği arttırmak için ısı geçiş yüzey alanının geliştirilmesi gerekir. İşte bu nedenle rezonans tüpünün uygun noktasına yığın adı verilen ısı geçiş yüzeyini arttıracak malzeme tabakası yerleştirilir. Isının yığın üzerinde taşınması ısı nüfuz derinliği sınırlarındadır.

Isıl nüfuz derinliği haricindeki akışkan partikülleri duran dalgada tersinir ve adyabatik şekilde sıkışarak genişlerler ve yığın tabakasıyla ısı transferi gerçekleştiremezler. Yığında kullanılacak malzemeler arası ideal mesafe iyi belirlenmelidir. Isıl nüfuz derinliği (δ_k); ısı yayılım katsayısı (α) ve açısal frekans (w) değerlerine bağlı olarak Denklem (3.38) ve (3.39) yardımıyla hesaplanır. Yaygın olarak milimetre cinsinden ifade edilir.

$$w = 2\pi f \quad (3.38)$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2\alpha}{w}} \quad (3.39)$$

Deneyisel çalışmalarda kullanılan yığın malzemelerinin ısı nüfuz derinlikleri hesaplanmış ve tablo olarak EK A'da sunulmuştur.

3.3.2 Isıl Yayılım (Difüzivite)

Isıl yayılım kavramı iletim ile ısı transferiyle ilgilidir. Malzeme üzerindeki ısı yayılma hızı; ısı iletim katsayısı (k), sabit basınçta özgül ısı (C_p) ve yoğunluğa (ρ) bağlı olarak ısı yayılım olarak ifade edilen bir katsayı ile tanımlanır (Bergman ve diğ. 2011). Isıl yayılım katsayısının birimi (m^2/s)'dir.

$$\alpha = \frac{k}{\rho c_p} \quad (3.40)$$

Isıl yayılımı ifade eden Denklem (3.40) değerlendirildiğinde ısı iletim katsayısı malzemenin ısıyı iletme kabiliyetini, $\rho.c_p$ ifadesi ise ısı kapasiteyi yani malzemenin birim hacimde ne kadar ısı depolayabileceğini ifade etmektedir. Malzemede iletilen ısı enerjisinin, malzemede depolanabilen ısı enerjisine oranıdır.

Isı enerjisini çok iyi iletebilen ve çok az ısı depolayabilen malzemelerin ısı yayılım katsayıları yüksektir. Örnek olarak cam ve bakır malzemelerini kıyasladığımızda bakırın daha iyi bir ısı iletkenliğe sahip olduğunu ve ısı enerjisi depolama kapasitesinin düşük olduğunu ifade edebiliriz. Bu nedenle ısı yayılımı da yüksektir. Ancak cam malzeme için durum farklıdır çünkü cam kötü bir ısı iletkenidir

ve bakıra göre ısı enerjisi depolama kapasitesi yüksektir. Bu nedenle ısıl yayılım değeri bakır malzemeye göre daha düşüktür. Tablo 3.1’de 20 °C sıcaklık değeri için araştırılan çeşitli malzemelere ait ısıl yayılım katsayıları sunulmuştur.

Tablo 3.1: Çeşitli malzemelerin ısıl yayılım değerleri (Thermtest 2021).

Malzeme	α (mm²/s)
Pirolitik Grafit	1220
Karbon	216,5
Helyum	190
Gümüş	165
Hidrojen	160
Altın	127
Bakır	111
Alüminyum	97
Demir	23
Cıva	4,7
Mermer	1,15
Buz	1,15
Beton	0,8
Tuğla	0,55
Cam	0,35
Cam yünü	0,23
Sıvı su	0,14
Ağaç (meşe)	0,13
Alüminyum Köpük	0,11
Akrilik (pleksiglass)	0,10
PP (polipropilen)	0,096
PVC	0,08
Motor yağı	0,074
Alkol	0,07

Deneyisel çalışmalarda kullanılan yığın malzemelerinin ısıl yayılım değerleri Denklem (3.40) kullanılarak hesaplanmış ve tablo olarak EK A’da sunulmuştur.

3.3.3 Özgöl Akustik Direnç

Ses hızı yayıldığı ortama göre farklılık gösterir. Akustik direnç ses dalgasının yayılmasına karşı oluşan direnci ifade eder (Olson 1960). Özgöl akustik direnç (i), yoğunluk (ρ) ve ses hızı (c) değerlerine bağlı olarak Denklem (3.41)'de ifade edildiği gibi hesaplanır. Birimi ($\text{kg/m}^2.\text{s}$)'dir.

$$i = \rho \cdot c \quad (3.41)$$

Deneyisel çalışmalarda kullanılan yığın malzemelerinin ses hızı ve yoğunluk değerleri araştırılmış ve özgöl akustik dirençleri hesaplanarak tablo olarak EK A'da sunulmuştur.

3.3.4 Isıl Efüzivite

Bir yüzey özelliği olan efüzivite, malzemenin çevresindeki sıcaklık değişimlerine tepki verme hızını tayin eder. Yüksek efüziviteli malzemenin yüzeyi, çevresinde zamana bağlı olarak değişen ısı olaylara daha hızlı cevap verir. Efüzivite malzemenin yüzey özelliğidir. Difüzivite (ısı yayılımı) ise tüm malzemeye yayılan bir özelliktir (Williams 2009). Malzemenin ısıl efüzivite (e) değeri; ısı iletim katsayısı (k), sabit basınçta özgül ısı (C_p) ve yoğunluğa (ρ) bağlı olarak Denklem (3.42)'de ifade edildiği gibi hesaplanır. Birimi ($\text{W} \cdot \sqrt{\text{s}} / \text{m}^2.\text{K}$) ifadesidir. Deneyisel çalışmalarda kullanılan yığın malzemelerinin ısıl efüzivite değerleri de bu şekilde hesaplanmış ve tablo olarak EK A'da sunulmuştur.

$$e = \sqrt{k \cdot c_p \cdot \rho} \quad (3.42)$$

Literatürde son dönemde yer alan bir çalışmada malzemelerin ısıl efüzivite değerlerinin ısıl difüzivite değerlerine oranlarının (e/a) da anlamlı olduğu sunulmuştur (Mergen 2019). EK A'da sunulan malzeme özellikleri tablosunda literatürde yer alan bu oranda dikkate alınarak hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve diğer malzeme özellikleri ile birlikte sunulmuştur.

3.4 METALİK KÖPÜKLER

Metalik köpükler, hücre yapıları ve metalik davranışlarından kaynaklı farklı özelliklerinden dolayı yakın zamanda mühendislik uygulamalarında en çok ilgi gören malzeme türlerindendir. Ayrıca metalik köpükler, diğer uygulamalarda kullanılan metallere iyi bir alternatiftir (Ashby ve Bréchet 2003).

Metalik köpüklerin genel özellikleri;

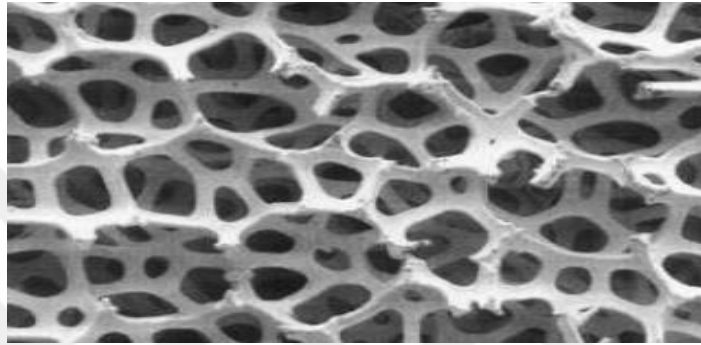
- Hafif malzeme yapısı (Hacminin %75 ile 95'i boşluklardan oluşabilir),
- Yüksek gözeneklilik,
- Yüksek enerji absorpsiyonu,
- Yüksek sıkıştırma mukavemeti,
- Düşük termal iletkenliktir.

Metalik köpüklerin bu üstün özelliklerinden dolayı, araştırmacılar metalik köpüklerin geliştirilmesi üzerinde çalışmaktadır. Bu çalışmalarda yaygın olarak kullanılan metaller; çelik, alüminyum, titanyum ve tantaldır.

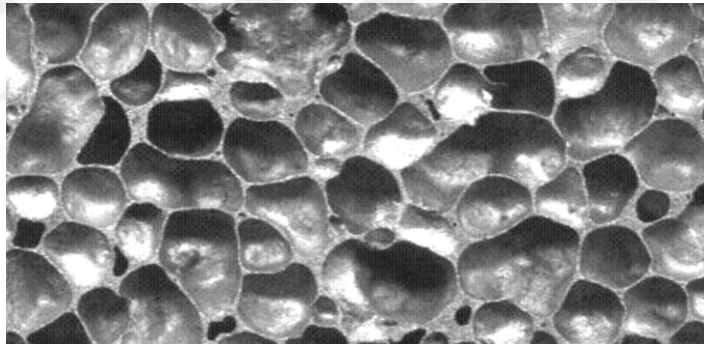
Genel olarak metalik köpükler, sıvı metal içerisinde gaz kabarcıkları oluşturularak üretilir. Ayrıca gaz enjeksiyonu, şişirme ve boşluk tutma teknikleri ile de üretilebilmektedirler. Bu üretim süreçleri, yüksek sermaye yatırımı ile basınçlı argon gazı kullanımı ve tehlikeli üfleme teknikleri nedeniyle gerekli güvenlik tedbirlerinin alınmasını gerektirir. Bu bakımdan metalik köpüklerin daha az yatırım gerektiren yöntemlerle ve doğası gereği güvenli işlemlerle üretilmesi üzerine çalışmalar yoğunlaşmaktadır (Karuppasamy 2021).

Metal köpükler hücre yapılarına göre açık hücreli, kapalı hücreli ve hibrit hücreli olmak üzere üç çeşide ayrılır. Metal içerisinde bulunan gözenekler birbirleriyle bağlantılı ise bu yapı açık hücreli metal köpük olarak isimlendirilir. Bir akışkan, bir hücreden bir sonraki hücreye serbestçe geçebilir. Açık hücreli köpükler, komşu hücrelerle açık pencereleri olan hücreli köpüklerdir.

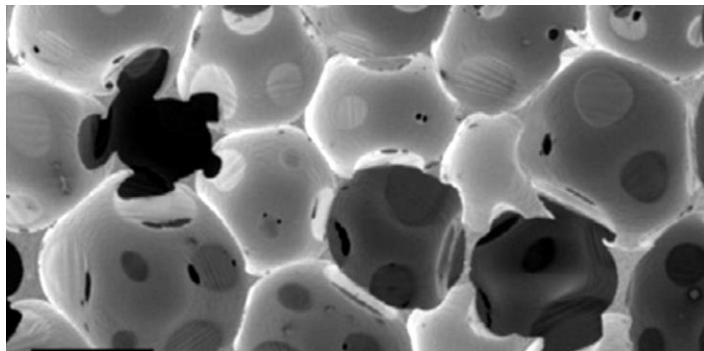
Komşu hücreler açılmaz ve bireysel bölmeler oluşturan hücreler arası bir zar tarafından kapatılırsa, köpük kapalı hücreli olarak adlandırılır. Kapalı hücreli metal köpüklerde hücrelerin içinde hava vardır. Fakat hücreler kapalı olduğu için hücrelerdeki havalar birbirleriyle etkileşim halinde değildir ve birbirleri ile yalıtılmış vaziyette bulunurlar. Hibrit hücreli köpükler ise en yeni hücre tipi olup, açık hücreli ve kapalı hücreli köpüğün özelliklerini taşır. Bazı hücreleri kapalı hücre, bazı hücreleri ise açık hücrelidir. Bu tip köpükler kısmi açık hücreli veya yarı açık hücreli olarak da ifade edilir. Şekil 3.11’de alüminyum köpük türleri görülmektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.11: Alüminyum köpük hücre tipleri a) açık hücreli, b) kapalı hücreli, c) hibrit hücreli (Yang ve diğ. 2015).

3.4.1 Alüminyum Köpük

Alüminyum malzemesinin genel özellikleri; düşük kütle/hacim oranı, yüksek mukavemet, üstün dövülebilirlik, diğer malzemeler ile korozyona karşı düşük reaksiyon göstermesi, yüksek termal ve elektrik iletkenliği ile işlenmesinin kolay olmasıdır. Ayrıca alüminyumun geri dönüşümünün kolay olması diğer metallere göre onu çevre dostu ve karbon emisyonunda sürdürülebilir kılmaktadır.

Alüminyum köpüğün ana kimyasal bileşimi de alüminyum alaşımı ve oksitten oluşmaktadır. Alüminyum köpük, köpürtücü özellikli malzemelerin kullanılması ile alüminyum alaşımı tozların veya saf alüminyumun yüksek sıcaklık değerlerinde gözenekli yapıya dönüştürülmesiyle üretilir (Dukhan 2013). Bu durum alüminyum köpüğün de herhangi bir çevre kirliliğe neden olmadan çevreye geri dönüştürülebilen çevreci bir malzeme olmasını sağlamaktadır.

Alüminyum köpükler genel olarak sahip oldukları; düşük malzeme yoğunluğu, yüksek gaz geçirgenliği, düşük ısı iletkenliği, yüksek yanma direnci gibi malzeme özellikleri sayesinde geniş bir kullanım alanına sahiptirler. Hafif olmalarına karşın darbelere karşı yüksek mukavemet gösterirler. Bu özellikleri nedeniyle son dönemlerde uzay ve havacılık çalışmalarında, yüksek hızlı trenlerin tasarımında, şehir içi raylı trenlerin üretiminde, gemi yapımında, yüksek hızlı demiryolu inşaatlarında ve tünellerde kullanımları yaygınlaşmaktadır. Endüstriyel fırınlarda, kimyasal reaktörlerde kütle transferi yöntemlerinde de kullanım alanı oluşmaktadır. Elektronik sistemlerin soğutulmasında yeni bir malzemedir. Bakır ve alüminyum malzemeler kullanılarak oluşturulan köpükler, yüksek güç tüketen elektronik sistemlerde iyi bir alternatiftirler (Mancin ve diğ. 2013).

Jet motorlarının icadından bu yana türbinde bir dizi döner kanat kullanarak yağlı sıcak gazlardan ayırmak için hava yağ ayırıcıları kullanılmıştır. Son yıllarda havacılık endüstrisinde döner kanatlı hava yağ ayırıcı tasarımları yerine metal köpük ayırıcılar kullanılmaya başlanmıştır. Şekil 3.12’de örnek bir alüminyum köpük malzemeden yapılmış hava yağ ayırıcısı görülmektedir.



Şekil 3.12: Jet motorlarında kullanılan alüminyum köpük hava yağ ayırıcısı (Ergaerospace 2021).

Gözenekli alüminyum köpük, açık hücreli yapısı ve sıvının malzeme içerisinden akma kabiliyeti nedeniyle sıvılardaki ani dalgalanmaları önlemek için idealdir. Köpüğün gözenekliliğini ayarlayarak sıvı akışını kontrol etmek mümkündür. Açık hücrelerin benzersiz doğası, köpüğün nefes almasına izin verirken, yabancı birikintilere, elektro manyetik müdahaleye ve potansiyel olarak zararlı çevresel tehlikelere karşı koruma sağlar. Bu özelliği ile nemli ortamlarda bulunan elektrik kutuları gibi ekipmanlarda kullanılarak istenilmeyen nemin dışarı atılabilmesi sağlanabilir.



Şekil 3.13: Denizaltılarda kullanılan havalandırma tapası örneği (Ergaerospace 2021).

Şekil 3.13'te denizaltılarda kullanılan alüminyum köpük ile hazırlanmış bir havalandırma tapası görülmektedir. Denizaltılardaki balistik füzelerde bulunan ilk kademe roket motorlarında çevresel koruma sağlamak amaçlı kullanılmaktadır. Füze

deniz yüzeyinin üzerine çıkıp ateşlenmeye hazır olana kadar katı yakıt tanelerini deniz suyu ortamından korumak ve sıvı basıncını kontrolde tutmak için kullanılmaktadır. Bu alüminyum köpük tapa aynı zamanda alev tutucu olarak da kullanılabilir.

Alüminyum köpük malzemeler yakın zamanda uzay mekiklerinde ve uluslararası uzay istasyonlarındaki atmosferik karbondioksit kontrol sistemi için ısı değişim ortamı ve granül kimyasal destek matrisi olarak da kullanılmaktadır. Şekil 3.14’de örnek bir CO₂ temizleyici görülmektedir.



Şekil 3.14: Uzay mekiklerinde kullanılan CO₂ temizleyici örneği (Ergaerospace 2021).

Alüminyum köpük matris, karbondioksit kontrol sisteminin tepki hızını ve verimliliğini geliştirmektedir. Alüminyum köpük ayrıca tozu elektriksel olarak topraklayarak gaz akışını da iyileştirmektedir.



Şekil 3.15: Alüminyum köpük kompozit yansıtıcı örneği (Ergaerospace 2021).

Alüminyum köpük malzemeler ile havadaki lazer iletişim sistemleri için Şekil 3.15'te görüldüğü şekliyle kompozit optik yansıtıcılar üretilmiştir. Alüminyum köpük yansıtıcı ile geleneksel bir yansıtıcı gibi gelen ışınlar tamamen bozulmadan işlevini yerine getirebilir ve mikrometeoritler çoklu çarpmalarını sürdürebilir.

Termoplastik malzemelerin vakum ve ısı yolu ile şekillendirmelerinde alüminyum köpük malzemeden yapılmış kalıplar daha iyi sonuç vermektedir. Gözenekli alüminyum, köpürme ve ısıyla şekillendirme aletlerinin üretimi için iyi bir alternatiftir. Tamamen geçirgen olması diğer üretim tekniklerinde uygulanan vakum delikleri veya buhar nozulları delme ihtiyacını ortadan kaldırır. Dökülen malzemenin daha hızlı soğumasını sağlar. Yüksek mukavemetli olması nedeniyle alüminyum köpüklü kalıplar imalatta daha uzun ömürlüdür. Alüminyum köpük ile hazırlanmış örnek bir kalıp Şekil 3.16'da görülmektedir.



Şekil 3.16: Alüminyum köpük döküm kalıbı örneği (Exxentis 2021).

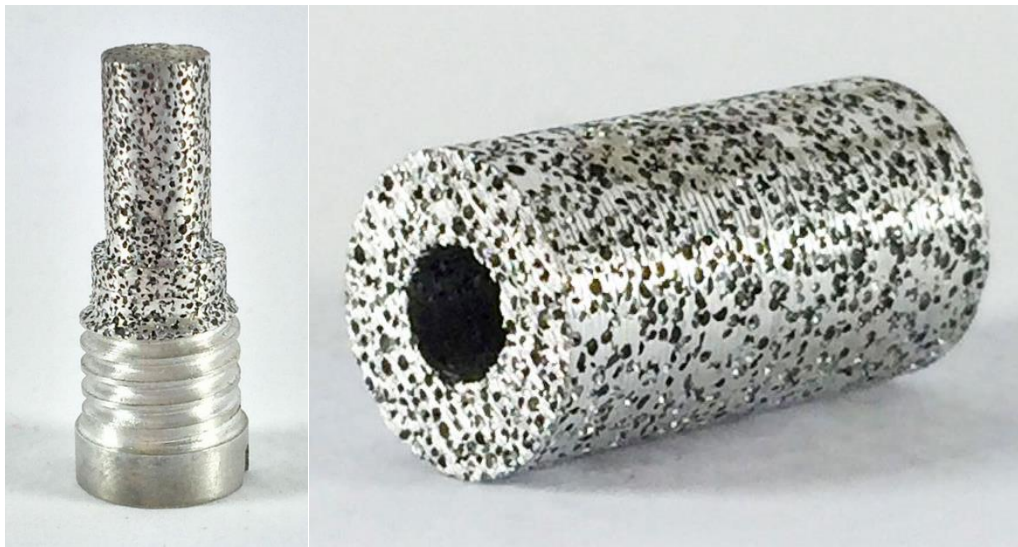
Basınçlı hava kullanılan ekipmanlarda yaygın olarak sistemin çalışma döngüsünün sonunda basınçlı hava çevreye bırakılır. Basınçlı havanın çıkıştaki yüksek hızı nedeniyle yüksek bir gürültü oluşur. Bu gürültünün azaltılması için alüminyum köpüklü pnömatik susturucular tasarlanmıştır. İyi bir susturucu sadece istenilen gürültü seviyesini sağlamakla kalmamalı, aynı zamanda ekipmanın hızının ve performansının düşmesini de engellemelidir. Alüminyum köpükten yapılmış susturucular her iki gereksinimi de karşılar ve gürültü azaltma için çözüm oluşturabilir. Alüminyum köpük susturucular, pnömatik silindirler, valfler, hava motorları, kompresörler, pnömatik aletler ve diğer pnömatik ekipmanlarda kullanılabilir. Susturucular sadece egzoz havasının gürültü seviyesini azaltmakla kalmaz, aynı

zamanda pnömatik sistemi valften girebilecek toz ve kirden korur. Alüminyum köpük ile hazırlanmış örnek bir pnömatik susturucu Şekil 3.17’de görülmektedir.



Şekil 3.17: Alüminyum köpük susturucu örneği (Exxentis 2021).

Sinterlenmiş filtreler uzun zamandır bilinmektedir ve sıklıkla kullanılmaktadır. Sinterleme teknolojisinin bazı büyük sınırlamaları, sinterlenmiş filtrelerin daha geniş bir şekilde kullanılmasını engellemektedir. Alüminyum köpük malzemelerin bu alanda kullanımı sinterlenmiş filtreler için iyi bir alternatif oluşturmaktadır. Çünkü alüminyum filtreler ve filtre elemanları sinterlenmiş filtrelere kıyasla daha geniş bir aralıktaki şekil ve boyutlarda üretilmektedir. Yüksek gözenekliliği ve özel gözenekli yapısı sayesinde alüminyum köpük filtre, sinterlenmiş filtreye göre daha uzun hizmet ömrüne sahiptir. Alüminyum köpük ile hazırlanmış örnek bir filtre Şekil 3.18’de görülmektedir. Filtre kartuşları, mum filtreleri, filtre plakaları, filtre diskleri, düz filtre elemanları ve düz membranlar bilinen yaygın uygulama alanlarıdır.



Şekil 3.18: Alüminyum köpük filtre örneği (Exxentis 2021).

Akışkan bir yatak oluşturmak için genellikle delikli veya gözenekli malzemeler kullanılır. Bu tür malzemeler, toz malzemenin üzerinde uzandığı tüm yüzey üzerinde birçok küçük hava akımı oluşturur. Bu durumda, hava-toz karışımının özellikleri bir sıvının özelliklerine benzer ve küçük bir eğimde akabilir. Akışkan yatakların bu özelliği genellikle toz halindeki malzemeleri taşımak için pnömatik taşıma sistemlerinde kullanılır. Gerekli hareket, taşıma kanalındaki tozun periyodik olarak akışkanlaştırılmasıyla organize edilir. Bunun için belirli aralıklarla akışkan yatak oluşturan gözenekli alanlar kullanılır. Gözenekli yapıda olan alüminyum köpüğün, akışkanlaştırılmış yatak sistemlerinde yatak olarak kullanımı çok uygundur. Alüminyum köpük ile hazırlanmış örnek akışkan yataklar Şekil 3.19’da görülmektedir.



Şekil 3.19: Alüminyum köpük akışkan yatak örnekleri (Exxentis 2021).

3.5 KULLANILAN DALGA FORMLARININ TANITILMASI

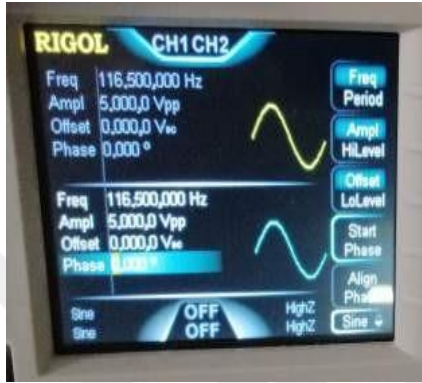
Bu bölümde tez çalışmasının içerisinde termoakustik sistemde kullanımı deneysel olarak incelenen sinüs, kare, üçgen, trapez ve testere dalga formları hakkında genel bilgi verilmiştir.

3.5.1 Sinüs Dalga

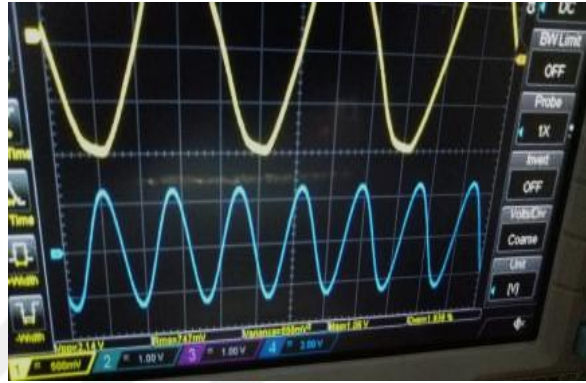
Sinüs dalgası düzgün bir periyodik salınımı tanımlayan matematiksel bir eğridir. Sinüs dalgası Şekil 3.20’de görüldüğü şekliyle sürekli bir dalgadır. Adını

grafiği olduğu sinüs fonksiyonundan alır. Hem teorik hem de uygulamalı matematikte ve de sinyal işleme gibi fizik ile mühendisliğin pek çok alanında sıklıkla görülür (Towne 2014). A genliği, φ faz açısını ifade etmek üzere sinüs dalganın zamanın (t) bir fonksiyonu olarak en temel gösterim biçimi Denklem 3.43'de sunulmuştur.

$$y(t) = A \sin(\omega t + \varphi) = A \sin(2\pi f t + \varphi) \quad (3.43)$$



(a)



(b)

Şekil 3.20: Kullanılan sinüs dalgaya ait deneysel görüntüler a) Sinyal Jeneratörü, b) Osiloskop.

3.5.2 Kare Dalga

Sabit frekanstaki bir dalga genliğinin, maksimum değer ile minumum değer aralığında eşit sürede değiştiği periyodik dalgalar kare dalga olarak ifade edilir. Kare dalgalar sinüzoidal değildir. İdeal durumlu kare dalga için genliğin değişim anlıktır ve bu değişim sırasında gecikme yaşanmaz (Thompson ve diğ. 1986). Kare dalgalar elektronik alanında özellikle sinyal işleme ile ilgili çalışmalarda yaygın olarak kullanılır. Fourier açılımı kullanarak, t zamanında, genlik değeri 1 olan ideal bir kare dalga için sinüzoidal dalgaların sonsuz toplamı olarak Denklem 3.44 ve Denklem 3.45 'te olduğu gibi ifade edilebilir.

$$x(t) = \frac{4}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin(2\pi(2k-1)ft)}{2k-1} \quad (3.44)$$

$$x(t) = \frac{4}{\pi} \left(\sin(\omega t) + \frac{1}{3} \sin(3\omega t) + \frac{1}{5} \sin(5\omega t) + \dots \right) \quad (3.45)$$

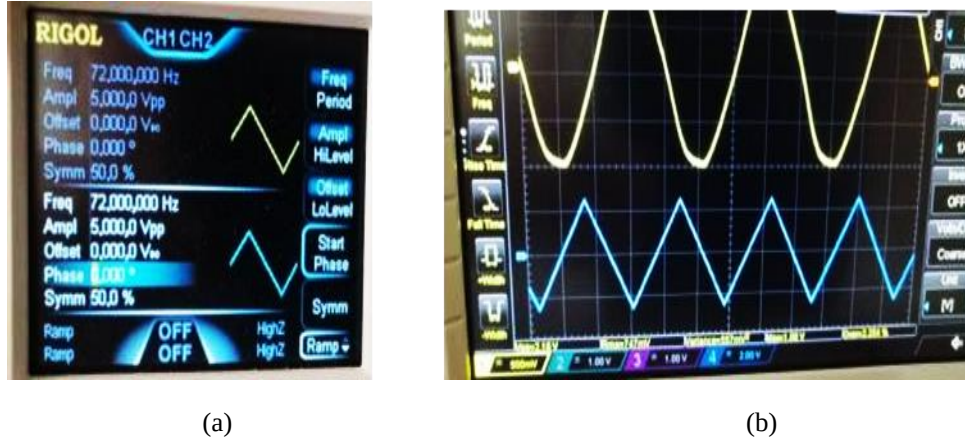
Şekil 3.21'de tez çalışmasında kullanılan kare dalganın sinyal jeneratörü ve osiloskop görüntülerine ait örnekler görülmektedir.



(a) (b)
Şekil 3.21: Kullanılan kare dalgaya ait deneysel görüntüler a) sinyal jeneratörü, b) osiloskop.

3.5.3 Üçgen Dalga

Kare dalga gibi sinüzoidal olmayan ve tek harmonikleri olan, periyodik bir dalga formudur. Üçgen dalgaların artan dereceli harmoniklerindeki azalma miktarı kare dalgalara göre daha hızlıdır (Kraft ve Zölzer 2017). Üçgen dalga ile testere dalga benzer görünümde olsalar da farklı dalga formlarıdır. Şekil 3.22’de örnek bir üçgen dalga görülmektedir.



(a) (b)
Şekil 3.22: Kullanılan üçgen dalgaya ait deneysel görüntüler a) sinyal jeneratörü, b) osiloskop.

Üçgen dalganın fiziksel gösterimi Denklem 3.46 ve Denklem 3.47’de ifade edilmiştir.

$$x(t) = \frac{8}{\pi^2} \sum_{k=0}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin((2k+1)wt)}{(2k+1)^2} \quad (3.46)$$

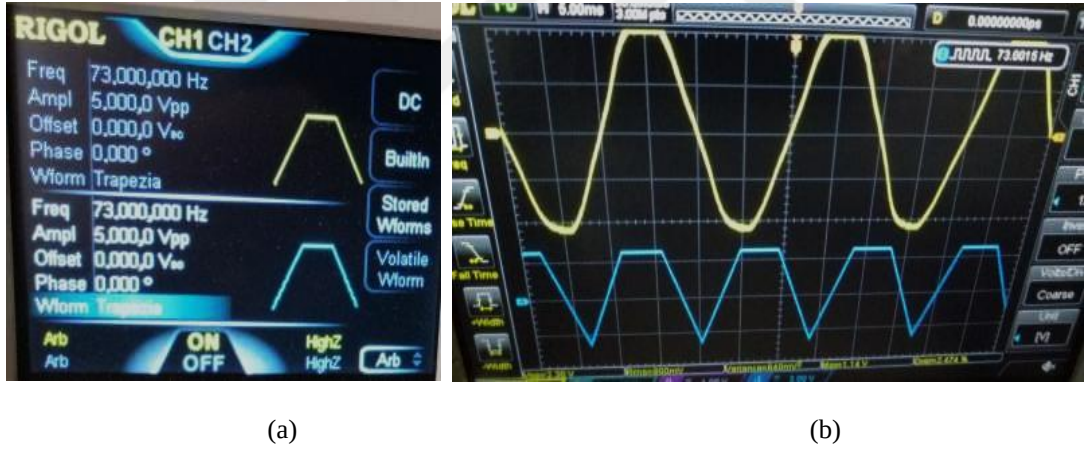
$$x(t) = \frac{8}{\pi^2} \left(\sin(wt) - \frac{1}{9} \sin(3wt) + \frac{1}{25} \sin(5wt) - \dots \right) \quad (3.47)$$

3.5.4 Trapez Dalga

Rotoru sabit mıknatıslı, üç fazlı stator sargılı senkron motorların kontrolünde yaygın olarak trapez dalga formu kullanılır (Laskaris ve Kladas 2011). Trapez dalga formunun Fourier açılımı Denklem 3.48’de ifade edilmiştir.

$$x(t) = \frac{8}{\pi^2} \left(\sin(\omega t) + \frac{1}{9} \sin(3\omega t) - \frac{1}{25} \sin(5\omega t) - \frac{1}{49} \sin(7\omega t) + \frac{1}{81} \sin(9\omega t) + \frac{1}{121} \sin(11\omega t) - \dots \right) \quad (3.48)$$

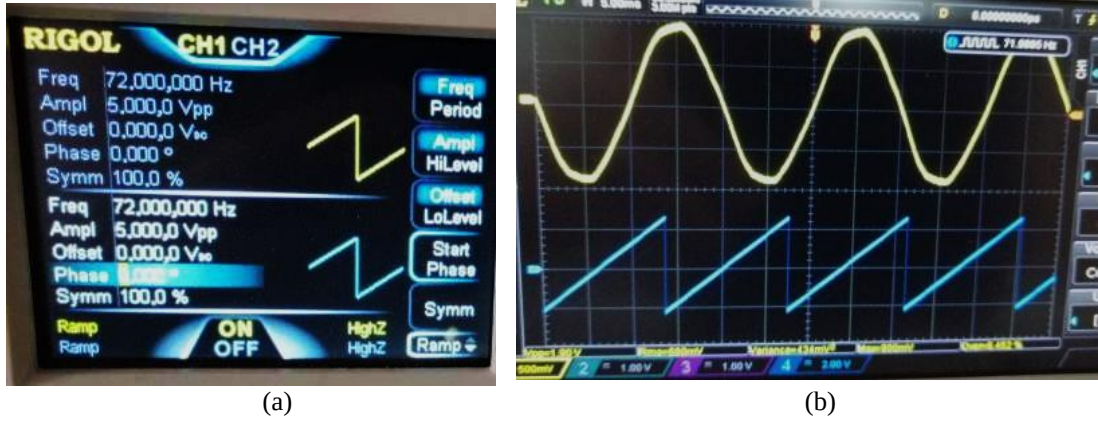
Denklem incelendiğinde, dalga formunun sadece tek harmonikler içerdiği görülmektedir. Bu durum kare dalga ve üçgen dalgaya çok benzemektedir. Trapez dalga ve üçgen dalga denklemleri karşılaştırıldığında denklemlerdeki sabitlerin de farklı olduğu görülmektedir. Trapez dalganın harmonik polariteleri daha düz bir dalga formuna doğru birleşme eğilimi gösteririr. Şekil 3.23’te trapez dalganın görünümü sunulmuştur.



Şekil 3.23: Kullanılan trapez dalgaya ait deneysel görüntüler a) sinyal jeneratörü, b) osiloskop.

3.5.5 Testere Dalga

Testere dalga (veya testere dişli dalga) bir tür sinüzoidal olmayan dalga biçimidir. Şekil 3.24’de görüldüğü gibi sıfır eğim açısına sahip düz dişli bir testerenin dişlerine benzediği için bu şekilde adlandırılmıştır. Tek bir testere dişi veya aralıklı olarak tetiklenen testere dişi, rampa şeklinde dalga formu oluşturur. Kural, testere dişi dalgasının yukarı doğru yükselip ardından keskin bir şekilde düşmesidir (Weber ve Arfken 2003).



Şekil 3.24: Kullanılan testere dalgaya ait deneysel görüntüler a) sinyal jeneratörü, b) osiloskop.

Testere dişi dalgalar müzik çalışmalarında yaygın olarak kullanılır. Testere dişi dalgalar, kare dalgalar ile birlikte eksiltici analog ve sanal analog müzik düzenleyicileri ile ses oluşturmak için kullanılan en yaygın dalga formları arasındadır (Benson 2006). Testere dişi dalgalar, anahtarlama güç kaynaklarında da kullanılmaktadır. Fiziksel gösterimi Denklem 3.49’da ifade edilmiştir.

$$x(t) = \frac{A}{2} - \frac{A}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin(2\pi kft)}{k} \quad (3.49)$$

Dalga formunun, önce dik bir şekilde yükselip sonra kademeli olarak aşağı doğru alçalması şeklinde oluşan testere dişli dalga, ters testere dişli dalga olarak ifade edilir. Asimetrik bir üçgen dalganın uç durumu olarak da düşünülebilir. Bu durumda fiziksel gösterim farklıdır ve Denklem 3.50’deki halini alır.

$$x_{ters,dişli}(t) = \frac{2A}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k \frac{\sin(2\pi kft)}{k} \quad (3.50)$$

4. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada hem teorik hem de deneysel araştırmalar yapıldığından materyal ve yöntem de ayrı ayrı ele alınmıştır.

4.1 Teorik Çalışma için Gerekli Materyaller

Teorik hesaplamalar için DeltaEC yazılımı kullanılmıştır. DeltaEC, belirli bir termoakustik sistemin nasıl performans göstereceğini tahmin etmek veya kullanıcının istenen performansı elde etmek için nasıl bir düzenek tasarlaması gerektiğini belirlemek için oluşturulmuş bir yazılımdır. DeltaEC, araştırmacılar için fiziksel akustik ve özellikle termoakustik konularında teorik araştırma imkânı sağlamaktadır.

4.1.1 DeltaEC Programının İncelenmesi

DeltaEC (Design Environment for Low-Amplitude ThermoAcoustic Energy Conversion), termoakustik ekipmanın nasıl çalıştığına dair ayrıntıları hesaplayabilen veya kullanıcının istenen performansı elde etmek için ekipman tasarlamasına yardımcı olabilecek bir bilgisayar programıdır. Giriş verileri, DeltaEC programının kullanıcı arayüzü üzerinden veya herhangi bir metin düzenleyicisi kullanılarak değiştirilebilir veya girilebilir. Sonuçlar, grafik arayüzleri, işletim sisteminin metin yardımcı programları veya herhangi bir elektronik tablo veya grafik yazılımı ile kullanıcı arayüzü üzerinden incelenebilir.

DeltaEC yazılımı ile dalga denklemi ve enerji denklemi gibi diğer denklemler bir gaz fazda ya da termodinamik olarak çok sıkıştırılabilir aktif bir sıvı fazda numerik olarak incelenebilir. Kullanıcı tarafından kanallar, ısı dönüştürücüleri, yığınlar ve rejeneratörler gibi bileşenler (200'den fazla olmayan) bir geometride birleştirilerek çözümlenebilir (Ward ve diğ. 2017).

DeltaEC her zaman $e^{i\omega t}$ ifadesinin zamana bağlı olduğunu varsayar. Dolayısıyla karmaşık basınç genliği $p_1(x)$ için dalga denklemi esas olarak ikinci mertebeden Helmholtz diferansiyel denklemdir. Her bölüm için bu diferansiyel

4.2 Teorik Çalışmada Kullanılan Yöntem

DeltaEC programı kullanılarak teorik olarak hesaplamalarda bulunulmuştur. Öncelikle rezonans tüpü çalışma aralığı hesaplanmıştır. Daha sonra rezonans tüpü içerisinde seçilen 3 farklı nokta için hesaplamalar yapılarak teorik frekansı hesaplanmıştır. Teorik rezonans frekansı hesaplandıktan sonra gerekli faydalı rezonans tüpü uzunluğu hesaplanmıştır. Uzunluğu belirlenen rezonans tüpü içerisindeki basınç ve hız değerleri hesaplanarak optimum yığın bölgesi belirlenmiştir. Son olarak optimum yığın bölgesinde yığın kullanmadan oluşabilecek maksimum sıcaklık farkı hesaplanarak teorik çalışmalar tamamlanmıştır.

4.2.1 Rezonans Tüpü Çalışma Aralığının Hesaplanması

Teorik olarak rezonans tüpü uzunluğunun sınır aralığı hesaplanmıştır. Akustik ses kaynağı olarak kullanılan hoparlörler genel olarak insanların işitme frekans aralığına yakın olarak üretilmektedirler. Buna bağlı olarak frekans sınır değerleri 20 Hz ile 20000 Hz olarak seçilmiştir. İlgili frekans değerleri için DeltaEC programında ses hızı değeri hesaplanmış ve $c=341,98$ m/s olarak bulunmuştur.

Belirlenen ses hızı değeri için rezonans tüpü uzunluğunun çalışma aralığı;

$$L_{R,min.} = (c/f_{max.}) / 4 = [(341,98) / 20000] / 4 = 0,00425 \text{ m}$$

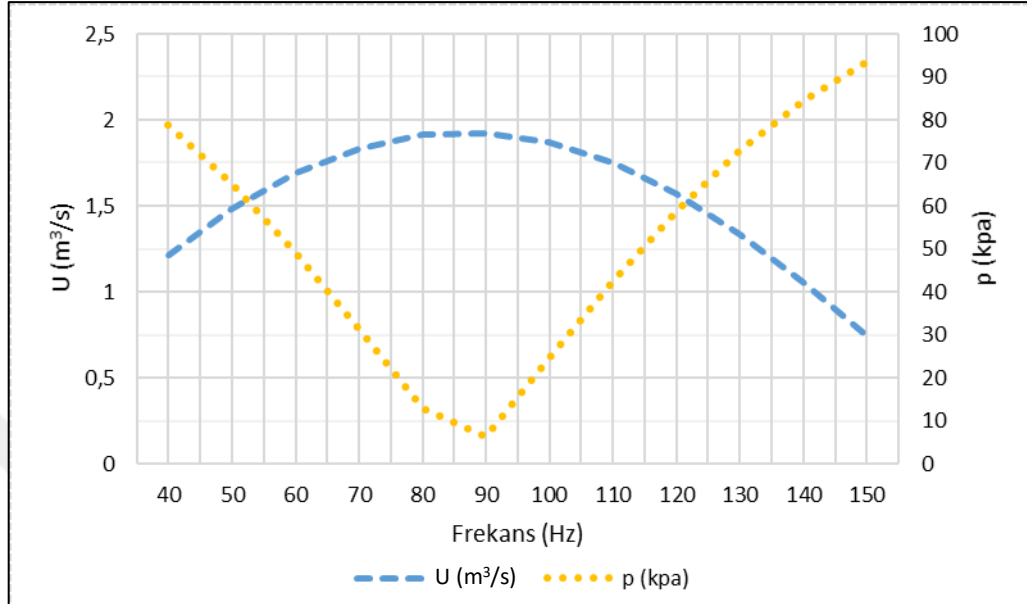
$$L_{R,max.} = (c/f_{min.}) / 4 = [(341,98) / 20] / 4 = 4,25 \text{ m olmak üzere,}$$

$$0,00425 < L_R < 4,25 \text{ metre olarak hesaplanmıştır.}$$

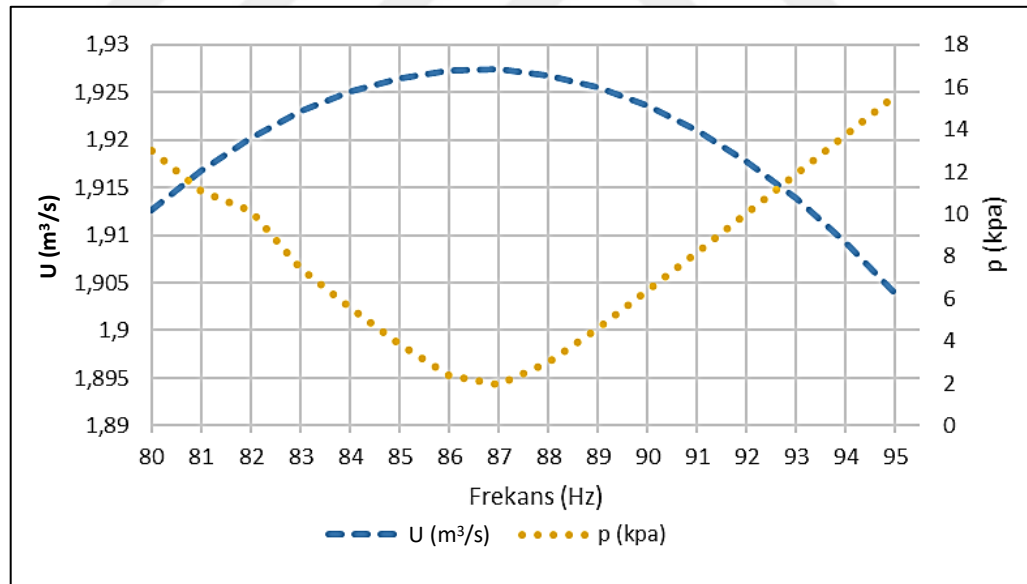
4.2.2 Teorik Rezonans Frekansının Hesaplanması

Teorik rezonans frekansı belirlenirken Bölüm 4.2.1’de belirlenen rezonans tüpü uzunluğu çalışma aralığı dikkate alınarak $L_R=1$ metre uzunluğunda, $D_R=0,1$ mm çapında rezonans tüpü seçilmiştir. İlk olarak Şekil 4.2’de görüldüğü gibi 40 Hz ile 150 Hz frekans aralığında rezonans tüpü çıkışındaki basınç ve hız değerleri hesaplanmıştır. Rezonans tüpü çıkışındaki en düşük basınç değeri ile en yüksek hız değerini karşılayan frekans değeri sistemin teorik frekansıdır. Elde edilen verilere göre teorik rezonans frekansının 80 Hz ile 95 Hz aralığında olduğu belirlendikten sonra Şekil 4.3’teki gibi

bu aralıkta ikinci bir çalışma yapılarak teorik rezonans frekansı 87 Hz olarak hesaplanmıştır. Hesaplama ile ilgili DeltaEC programında hazırlanan program kodları EK-B’de sunulmuştur.



Şekil 4.2: Teorik rezonans frekansının belirlenmesi (40 Hz-150 Hz).



Şekil 4.3: Teorik rezonans frekansının belirlenmesi (80 Hz-95 Hz).

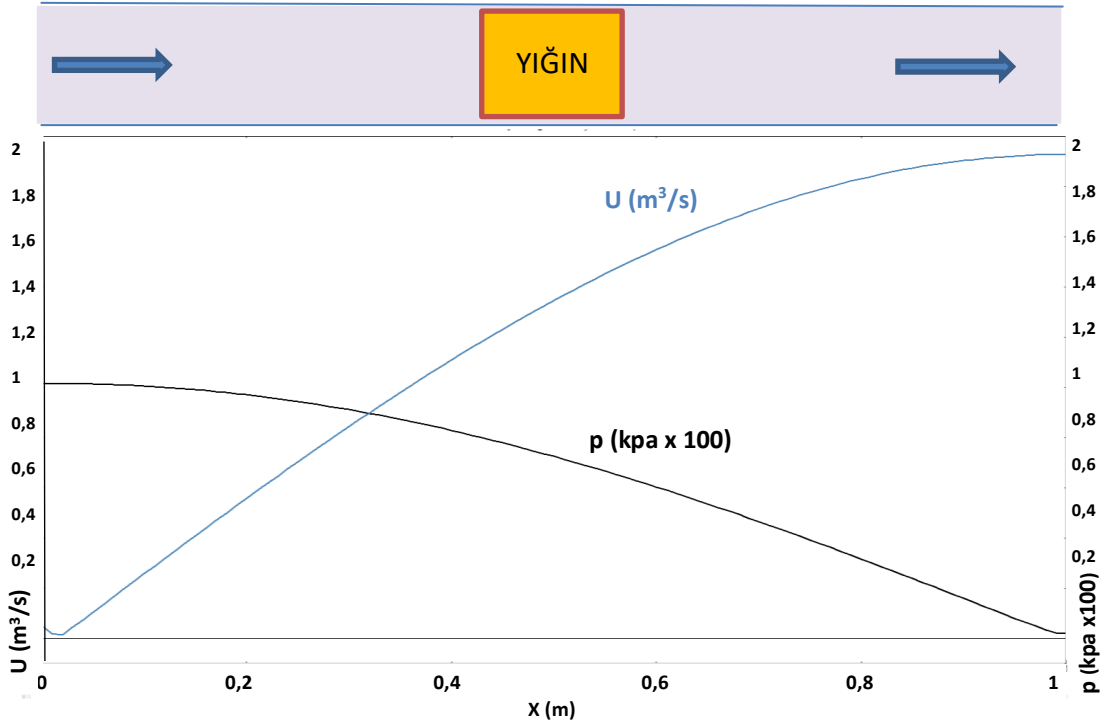
Teorik hesaplamada Bölüm 3.1.5’te anlatılan doppler etkisi (mesafeye bağlı frekans kayması) ihmal edilmektedir. Deneysel çalışmada doppler etkisi ihmal edilmediği için deneysel rezonans frekansı değeri teorik rezonans frekansından farklı olmuştur.

4.2.3 Teorik Rezonans Tüpü Uzunluğunun Hesaplanması

Belirlenen teorik rezonans frekansına bağlı olarak havanın termofiziksel özellikleri ve ses hızı DeltaEC programı aracılığıyla hesaplanmıştır. Hesaplanan veriler EK-C’de detaylı olarak sunulmuştur. Teorik rezonans frekansı $f = 87$ Hz, ses hızı değeri $c=341,98$ m/s için rezonans tüpü uzunluğu $L_R = (c/f) / 4 = 0,983$ m olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan bu teorik rezonans tüpü uzunluğu değerinin, bölüm 4.2.2’de teorik rezonans frekansının belirlenmesinde seçilen $L_R=1$ m değeri ile uyumlu olduğu görülmektedir.

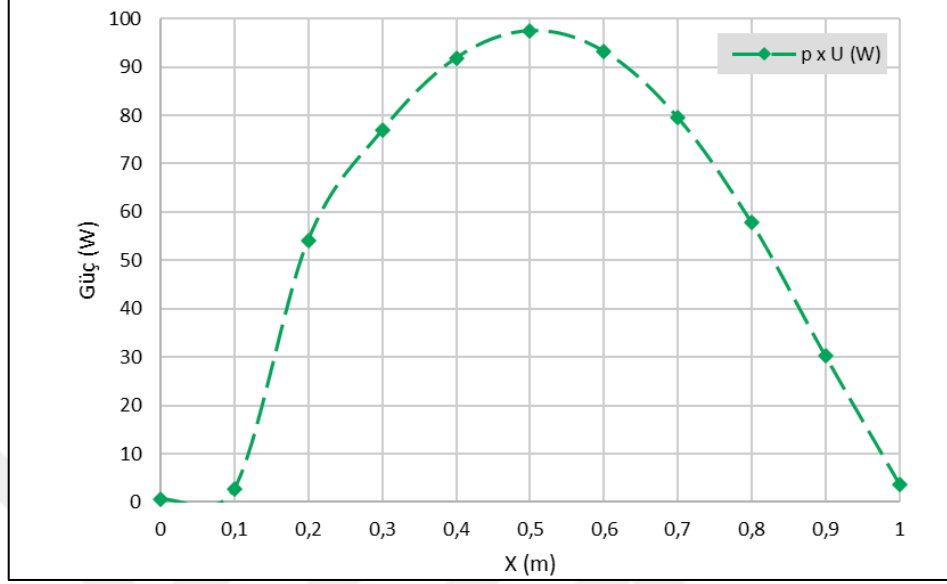
4.2.4 Termoakustik Soğutucuda Basınç ve Hacimsel Debinin Mesafeye Göre Değişiminin DeltaEC Programında Modellenmesi

Deneysel çalışma öncesinde belirlenen teorik rezonans frekansı ve uzunluğuna göre termoakustik soğutucuda rezonans tüpü içerisindeki basınç ve hacimsel debi değerlerinin değişimi DeltaEC programı ile modellenmiştir. Elde edilen basınç ve hacimsel debi verilerinin değişimi Şekil 4.4’te görülmektedir. Sistem ile ilgili yapılmış çalışmanın program kodları EK-D’de sunulmuştur.



Şekil 4.4: Termoakustik soğutucuda teorik basınç ve hacimsel debinin mesafeye göre değişimi.

Teorik çalışmaya göre $L_R=100$ cm ve $f_R=87$ Hz olarak belirlendikten sonra, rezonans tüpü 0,1 m uzunluğunda 10 eşit bölgeye ayrılarak her bölge için güç miktarları Şekil 4.5'te görüldüğü şekliyle hesaplanmıştır.



Şekil 4.5: Termoakustik soğutucuda güç değerlerinin mesafeye göre değişimi.

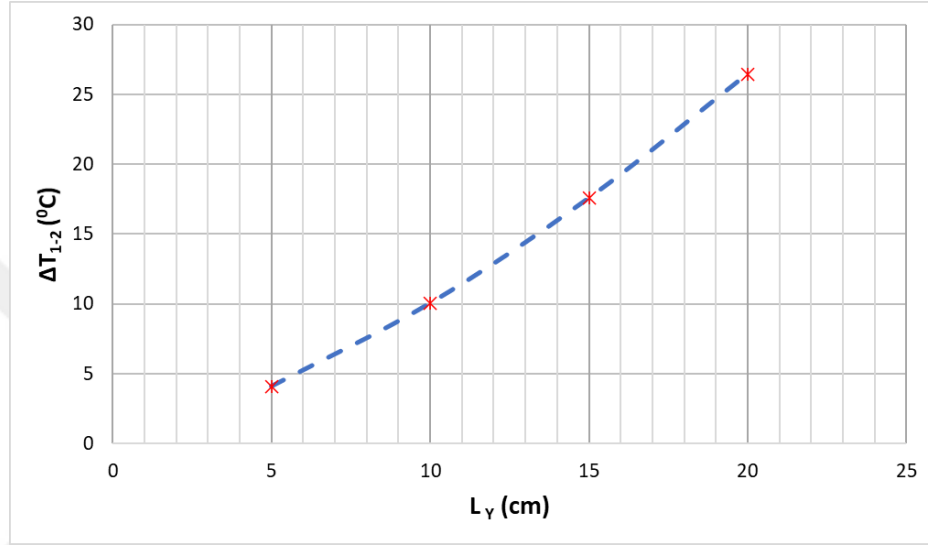
Şekil 4.4 ve Şekil 4.5 değerlendirildiğinde optimum yığın bölgesinin hoparlörden $X=40$ cm ile $X=60$ cm; açık uçtan ise $X=40$ cm ile $X=60$ cm mesafe aralığındaki 20 cm uzunluğundaki bölge olduğu hesaplandı. Bu uzunluk maksimum faydalı yığın uzunluğudur. Deneysel çalışmalarda yığın uzunluğunun ısı performansına etkisi araştırılırken hesaplanan bu uzunluk değeri sınır alınmıştır.

4.2.5 Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Farklarının Teorik Olarak Hesaplanması

Termoakustik soğutma sistemi $L_R=100$ cm rezonans tüpü uzunluğunda, $D_R=100$ cm rezonans tüpü çapında, yığınsız boş bir rezonans tüpü olarak DeltaEC programında modellenmiştir. Hesaplamada kullanılan program kodları EK-E'de sunulmuştur. Teorik hesaplamada kullanılan ortam sıcaklığı değeri olarak deneysel çalışmaların gerçekleştirildiği çalışma alanının yıllık ortalama sıcaklık değeri olan 18°C sıcaklık değeri alınmıştır. Hoparlör çalışma parametreleri olarak $I=1,5$ Amper, $V=12$ Volt olarak seçilmiştir. Hesaplamalarda, rezonans tüpünün cam veya PVC

olacağı kabul edilerek rezonans tüpü malzemesinin pürüzlülük faktörü programdaki en düşük değer olan 1×10^{-5} olarak alınmıştır.

Bölüm 4.2.4’de belirlenen optimum yığın bölgesinde yığınsız durum için teorik olarak elde edilebilecek maksimum sıcaklık farkı $L_Y=5$ cm yığın uzunluğu için $4,07$ $^{\circ}\text{C}$; $L_Y=10$ cm için $10,02$ $^{\circ}\text{C}$; $L_Y=15$ cm için $17,55$ $^{\circ}\text{C}$; $L_Y=20$ cm için $26,44$ $^{\circ}\text{C}$ olarak hesaplanmıştır. Sonuçlar grafiksel olarak Şekil 4.6’da sunulmuştur.



Şekil 4.6: Yığın uzunluğuna bağlı olarak hesaplanan teorik sıcaklık farkları değişimi.

Teorik çalışmadan elde edilen bu sonuçlar Bölüm 4.3’te anlatılan deneysel çalışma düzeneğinin doğru bir şekilde kurulup deneysel çalışmanın geliştirilebilmesi açısından önemlidir. Yığınsız durum için teorik olarak elde edilebilecek bu maksimum sıcaklık farkı değerleri ile eşdeğer parametreler kullanılarak yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sıcaklık farkı değerleri bölüm 5.1’de karşılaştırmalı olarak kıyaslanmıştır.

4.2.6 Sistem Soğutma Performans Katsayılarının Hesaplanması

Yapılan bu çalışmadaki termoakustik soğutma sistemi soğutma performans katsayıları Denklem (4.1)’de ifade edildiği gibi hesaplanmıştır (Tijani ve diğ. 2002^b).

$$COP = \frac{\text{Soğutma Gücü}}{\text{Akustik Güç}} = \frac{Q_s}{W_a} \quad (4.1)$$

4.3 Deneysel Çalışma için Materyal ve Yöntem

Bu bölümde, konu ile ilgili yapılan deneyisel çalışmalarda kullanılan; çalışma ortamının belirlenmesi, akustik güç üretimi, dalga üretimi, rezonans tüpü tasarımı, basınç ölçüm düzeneği kurulumu, rezonans frekanslarının belirlenmesi, dalgaların genlik ve ses şiddeti değerlerinin belirlenmesi, rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımının belirlenmesi, yığın tasarımı ve imalatının gerçekleştirilmesi, akışkan seçimi, sıcaklık ölçüm sisteminin kurulması, yığın izolasyonu ve optimum çalışma zamanının belirlenmesi gibi yöntemler ile bu yöntemlerde kullanılan malzemeler ve cihazlar hakkında detaylı bilgiler verilmiştir.

4.3.1 Deneyisel Çalışma Ortamının Belirlenmesi

Deneyisel çalışma ortamı için bodrum katta bulunan müstakil bir alan tercih edilmiştir. Bu alanın deneyisel çalışma ortamı olarak tercih edilmesinin nedenleri; ortamın toprak altı olması sebebiyle yıl boyunca ortalama aynı ortam sıcaklığına (18 °C) sahip olması ve ortamın izole olması nedeniyle çalışmada oluşabilecek yüksek ses şiddeti (90~100 dB) nedeniyle çevreye verilebilecek rahatsızlıkları önlemektir. Deneyisel çalışma ortamı için cihazların yerleştirileceği uzun bir deney masası, deneyisel çalışmada elde edilecek verilerin kaydedileceği masaüstü bilgisayar tedarik edilerek Şekil 4.7’de görülen deneyisel çalışma ortamı hazırlanmıştır.



Şekil 4.7: Deneyisel çalışma ortamı.

4.3.2 Akustik Güç Üretimi

Termoakustik sistemin çalışabilmesi için akustik güç kaynağına ihtiyaç vardır. Bu sistemde akustik güç kaynağı olarak hoparlör kullanılmıştır. Seçilen hoparlör JVC marka, CS-J420X modeldir. Seçim yapılırken frekans tepki aralığının geniş aralıkta (45–22000 Hz) olması tercih edilmiştir. Seçilen hoparlörün RMS Güç Değeri 21 W, Ses Basınç Seviyesi 90 dB/W.m, çap değerleri woofer için 10 cm, tweeter için 2.5 cm'dir. Akustik enerji kaynağı olan hoparlörden ses enerjisi elde edebilmek için sistemde amplifikatör kullanılması gerekmektedir. Amplifikatör seçimi detaylı olarak araştırılması gereken bir faktördür. Çünkü seçilen hoparlör ve amplifikatörün uyumsuzluğu sistemde arızalara sebebiyet vermekte ve sistem verimini düşürmektedir. Yapılan denemeler sonucunda TDA7297 tip amplifikatör seçilmiştir. Amplifikatörün giriş voltajı DC 9~15 volt, maksimum akım değeri 2 amper, güç değeri 2 x 15 W'dır. Amplifikatör için gerekli akım ve voltajı istenilen seviyeye getirmek için Unit Marka, UTP3315TFL Model, 0-30 V gerilim değerine ve 0-5 A akım değerine sahip ayarlanabilir güç kaynağı kullanılmıştır.

4.3.2.1 Hoparlör Seçimi ve Kurulumu

Deneyisel çalışmada akustik enerji kaynağı olarak hoparlör kullanılacaktır. Hoparlör seçimi yapılmadan çalışma için en uygun hoparlörü seçebilmek için bazı faktörler araştırılmıştır. Bu faktörlerden birisi de hoparlör duyarlılığıdır. Genel olarak duyarlılık hassasiyet anlamına gelir. 1 watt güç harcayan hoparlörün bir metre uzaklıkta yarattığı basıncın ölçüsüdür. Desibel olarak ifade edilir. Hoparlör duyarlılığı 100 dB olan bir hoparlör için 1 watt değerinde güç uygulanırsa 1 metre mesafe için ölçülecek ses değeri 100 desibel olacaktır. Hoparlör duyarlılık faktörü hoparlöre uygun bir amplifikatör seçerken önemlidir (Colloms ve Darlington 2018).

Hoparlörün duyarlılık değeri düştükçe daha güçlü bir amplifikatör gereklidir. Yaklaşık olarak her 3 desibelde amplifikatör gücü gereksinimi yaklaşık iki katına çıkar. Örneğin 86 desibel duyarlılıklı bir hoparlör ve 100 watt gücünde amplifikatörden alacak olduğumuz performans ile 89 desibel duyarlılığında 50 watt gücünde amplifikatörden alacak olduğumuz performans aynıdır. Burada sesin kalitesi değil, hoparlörlerde ses bozukluğu olmadan gerçekleştirilecek maksimum güç değerinden bahsedilmektedir. Sadece bir amplifikatörün yüksek güç değerli olması ile

kaliteli bir ses üretilemez. Örneğin, 10 watt gücündeki bir amplifikatör için hassasiyeti 85 dB ve 90 dB değerlerinde olan iki ayrı hoparlör olduğunu varsayalım. İkisini de farklı farklı aynı amplifikatöre bağladığımızda 85 dB duyarlılıklı hoparlör daha az, 90 dB duyarlılıklı hoparlör ise daha çok şiddette ses verecektir. Daha az amplifikatör gücü kullanarak daha fazla ses elde etmek ses kalitesi açısından istenilen bir durumdur. Böylece hoparlörde ses bozukluğu daha geç gerçekleşecektir (Borwick 2012). Bu faktörler göz önünde bulundurularak deneysel çalışma için hoparlör seçimi yaparken duyarlılığı 89 desibel ve üzerindeki hoparlörler tercih edilmiştir.

Hoparlör seçiminde diğer bir faktör frekans tepki aralığıdır. Bu aralık bir ses cihazının üretebileceği frekans aralığını ifade eder.

- Düşük Frekans (Bas) Aralığı: 20 Hz – 200 Hz
- Orta Frekans (Mid) Aralığı: 200 Hz – 4.000 Hz
- Yüksek Frekans (Tiz) Aralığı: 4.000 Hz – 20.000 Hz olarak belirlenir.

Seçim yapılırken frekans tepki aralığının geniş aralıkta olması tercih edilmiştir. Çünkü frekans tepki aralığının geniş olması deneysel çalışmada daha geniş bir alanda farklı çalışmalar yapabilme imkânı sağlamaktadır. Şekil 4.8’de kullanımı ile ilgili araştırma yapılan hoparlörler görülmektedir.

CS-DR420	CS-J420X	CS-J410X	CS-V418
			
CS-DR420	CS-J420X	CS-J410X	CS-V418
2 Yollu Koaksiyal Tip	2 Yollu Koaksiyal Tip	Çift Konik Tip	Çift Konik Tip
Güç: 220 W Pik (35 W RMS)	Güç: 210 W Pik (21 W RMS)	Güç: 210 W Pik (21 W RMS)	Güç: 180 W Pik (20 W RMS)
Frekans Tepki Aralığı: 114 – 23.000 Hz	Frekans Tepki Aralığı: 45 – 22.000 Hz	Frekans Tepki Aralığı: 45 – 20.000Hz	Frekans Tepki Aralığı: 70 – 20.000Hz
Ses Basınç Seviyesi: 88 (dB/W.m)	Ses Basınç Seviyesi: 90 (dB/W.m)	Ses Basınç Seviyesi: 90 (dB/W.m)	Ses Basınç Seviyesi: 89 (dB/W.m)
Ebatları: Bas (10 cm), Tiz (2,5cm)	Ebatları: Bas (10 cm), Tiz (2,5cm)	Ebatları: Bas (10 cm)	Ebatları: Bas (10 cm)
Malzeme: Ferrit Manyetik (Bas), Neodimyum Manyetik (Tiz)	Malzeme: Ferrit Manyetik (Bas), Neodimyum Manyetik (Tiz)	Malzeme: Ferrit Manyetik (Bas)	Malzeme: Ferrit Manyetik (Bas)
Montaj Derinliği: 45,5 mm (1-13/16")	Montaj Derinliği: 43,1 mm (1-23/32")	Montaj Derinliği: 43,1 mm (1-23/32")	Montaj Derinliği: 45 mm (1-25/32")

Şekil 4.8: Araştırma yapılan hoparlör modelleri.

Tedarik edilmeden önce yukarıda belirtilen hoparlör duyarlılığı ve frekans tepki aralığı gibi faktörler dikkate alınarak kapsamlı bir kıyaslama çalışması yapılmış, tasarlanan sistem için en uygun hoparlörün JVC Marka, CS-J420X Model hoparlör olduğu belirlenmiştir.



Şekil 4.9: Tedarik edilen hoparlör.

Tercih edilen hoparlörler koaksiyal tip hoparlörlerdir. Bu tip hoparlörlerin tercih edilme nedeni ortak eksenli yapıda olmaları ve sesin rezonans tüpünde daha iyi odaklanabilmesini sağlayabilmeleridir. Kullanılan hoparlör 2 yolludur. Bunun anlamı hoparlörde bas ve tiz hoparlörlerinin bütünleşik olarak bulunmasıdır. Hoparlörün kısa bir süre için verebileceği maksimum güç (pik güç) 210 W; hoparlörün sürekli olarak sağlayabildiği düzenli güç (RMS güç) 21 W değerindedir. Frekans tepki aralığı diğer modellerden daha geniştir. Tercih edilen modelin ses basınç seviyesi 90 dB/W.m olup bu değer CS-DR420 (88 dB/W.m) ile CS-V418 (89 dB/W.m) modellerinden daha yüksektir. Bas hoparlörün çapı 10 cm, tiz hoparlörün çapı 2,5 cm ebatlarında olup bas ve tiz hoparlör malzemeleri ferrit ve neodimyum gibi manyetik malzemelerdir.

4.3.2.2 Amplifikatör Seçimi ve Kurulumu

Akustik enerji kaynağı olan hoparlörden ses enerjisi elde edebilmek için sistemde amplifikatör kullanılması gerekmektedir. Amplifikatör seçimi detaylı olarak araştırılması gereken bir faktördür. Çünkü seçilen hoparlör ve amplifikatörün uyumsuzluğu sistemde arızalara sebebiyet verecek ve sistem verimini düşürecektir.

Hoparlörün güç değerlerinin veya duyarlılığının yüksek olması ile her zaman daha kaliteli bir ses elde edilemez. Çözünürlük gibi, tonlama gibi sesin kalitesine etki eden farklı faktörler de vardır (Duncan 1996).

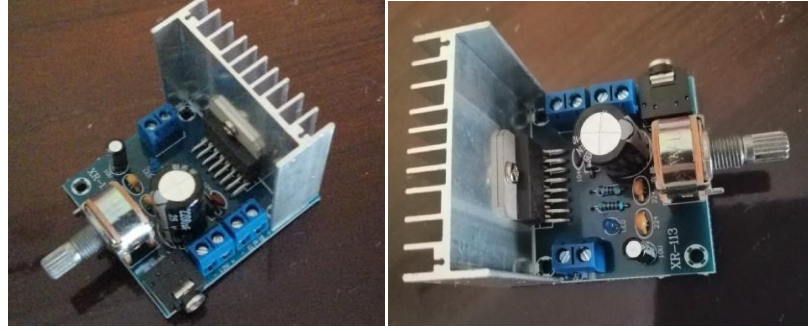
Hoparlörlerin belirli bir frekans aralığında çalışabilmeleri mümkündür. Fakat bu frekans aralıklarında aynı ses tonunu verebilmeleri mümkün değildir. Frekansı birim zamanda gerçekleşen titreşim sayısı olarak düşünürsek, farklı malzemeleri aynı birim zamanda aynı sayıda titreştirebiliriz fakat boyutları aynı bile olsa aynı ses tonunu elde edemeyiz. Bu durum malzemelerin doğal rezonans frekanslarının farklı olmasından kaynaklıdır.

Müzik için tasarlanan hoparlörlerin desibel hassasiyeti düşüktür. Sesin 1 metrelik alanda oluşturduğu basınç desibel olarak ifade edilir. Aynı frekans değerleri için yüksek desibel değerli hoparlörün yanında duyduğumuz sesin tonu ve rezonans değeri aynı olsa bile yarattığı basınç etkisi daha fazla olacaktır (Benson 2006).

Duyarlılığı düşük hoparlörler amplifikatörden gelen enerjinin daha az bir miktarını sese dönüştürür ve daha az miktarda ses elde edilir ve bazı ses dalgaları filtrelendir. Duyarlılığı yüksek hoparlörler ise amplifikatörden gelen enerjinin büyük bir miktarını sese dönüştürürler ve dirençleri düşüktür. Bu nedenle aynı güç değerine sahip hatta daha yüksek güç değerli bir hoparlör duyarlılığı yüksek bir hoparlörün yanına konulduğunda başlangıçta etkisizdir fakat zamanla daha kaliteli bir ses ortaya çıkacaktır. Ses sistemleri üreten firmalar yaygın olarak çıkış gücü yüksek fakat duyarlılığı düşük hoparlörler üretirler. Ancak ses efektlerinin yoğun olduğu sinema tipi ses sistemleri üreten firmalar ise duyarlılığı yüksek, gücü düşük hoparlörler üretirler (Schneider ve diğ., 2014).

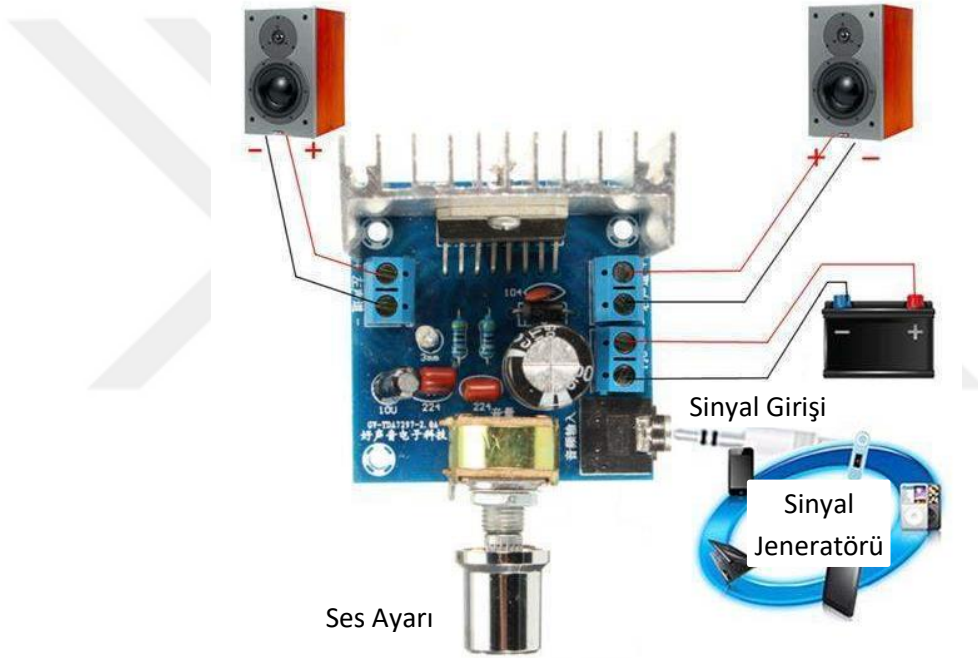
Hoparlör duyarlılığı arttıkça ses kalitesi bozulmaya başlar. Fakat bu durumda farklı amplifikatörler ile hoparlör daha kolay çalıştırılabilmektedir. Daha az güç harcayarak daha çok ses elde edilebilmektedir. Çalışmada seçilecek desibel oranı teorik olarak 89-90 aralığında belirlenmiştir. Sağlıklı uyum için; amplifikatörün çıkış gücü, hoparlörün çıkış gücünden ortalama %20 oranında daha düşük olmalıdır. Böylece hoparlörün yorulması engellenir. Amplifikatörün trafosu ile depolama gücü yeterli derecede iyi ise amplifikatör çıkış gücü değerinin önemi azalmaktadır. Amplifikatörün ses sistemini rahat besleyebilmesi için çıkış gücü değerinin değil; içinde absorbe ettiği enerji miktarının yüksek, yani kapasitörlerinin iyi olması gerekir.

Bu değerlendirmeler sonucunda sistem için amplifikatör olarak TDA7297 amplifikatör seçilmiştir. Seçilen amplifikatör Şekil 4.10'da görülmektedir.



Şekil 4.10: Tedarik edilen amplifikatör.

Kullanılan amplifikatör çift çıkışlı olup gerçekleştirilen bağlantı şeması Şekil 4.11’de sunulmuştur.



Şekil 4.11: Gerçekleştirilen amplifikatör bağlantı şeması.

4.3.2.3 Güç Kaynağı Seçimi ve Kurulumu

Deneyisel çalışmada amplifikatör için gerekli akım ve voltajı istenilen seviyeye getirmek için ayarlı güç kaynağı ihtiyacı vardır. Bunun için Unit Marka, UTP3315TFL Model, 0-30 V gerilim değerine ve 0-5 A akım değerine sahip ayarlanabilir güç kaynağı tedarik edilmiştir. Cihaz 2 adet 3 bit dijital ekranı ile akım ve voltaj değerlerini aynı anda göstermektedir. Akım koruma özelliğine sahiptir. Akımı veya gerilimi kaba ve ince ayar kısımlarından istenilen hassaslıkta ayarlayabilmeye imkân vermektedir. Şekil 4.12’de kullanılan ayarlı güç kaynağı görülmektedir.



Şekil 4.12: Tedarik edilen ayarlı güç kaynağı.

4.3.2.4 Amplifikatör Çalışma Değerlerinin Belirlenmesi

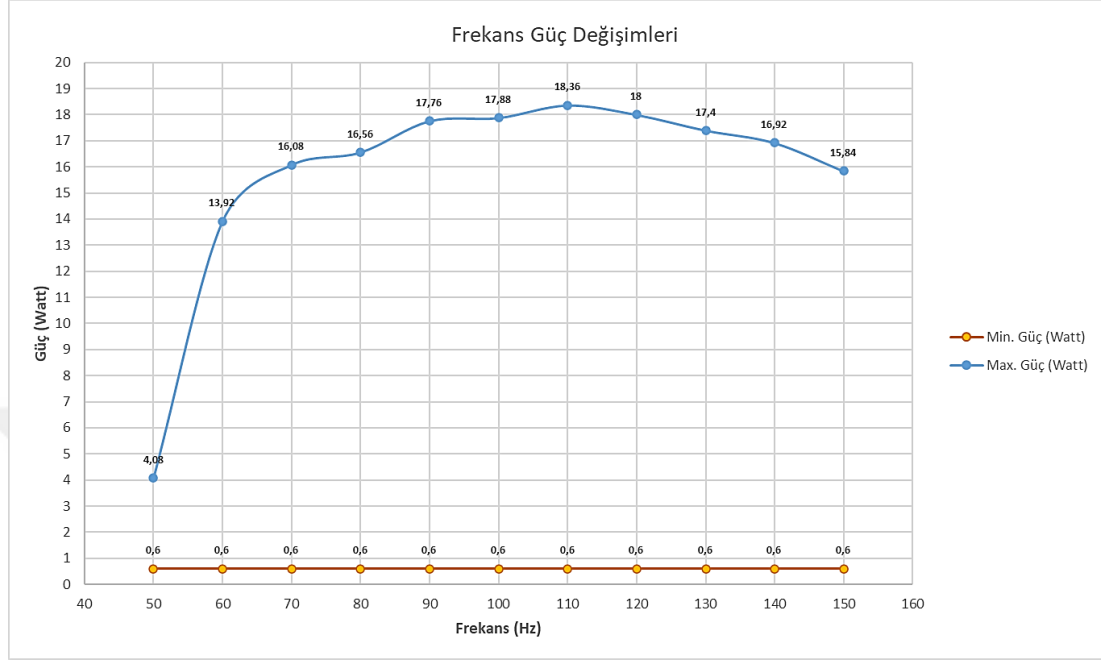
Amplifikatör için voltaj ve akım değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Ayarlanabilir güç kaynağında voltaj ve akım değerleri taranarak amplifikatör için ideal çalışma değerleri belirlenmiştir. Bu değerlere bağlı olarak akustik kaynaktan elde edilecek güç değerleri belirlenmiştir. Sonrasında 50 Hz -150 Hz aralığında frekans değişimine bağlı olarak güç değerleri incelenmiştir. Şekil 4.13'te incelemeye ait deney düzeneği görülmektedir. Elde edilen sonuçlar Şekil 4.14'te grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 4.13: Akustik kaynak için ideal çalışma değerlerinin incelenmesi.

Şekil 4.14'te sunulan grafik incelendiğinde en yüksek güç tüketiminin 100 Hz ile 120 Hz aralığında olduğu görülmektedir. 110 Hz frekans değerinde sistemin yaklaşık 18,36 W güç tükettiği belirlenmiştir. Şekil 4.13'te görüldüğü gibi güç

anahtarının minimum konumda olduğu durumda $V=12$ volt, $I=0,05$ amper değerleri ile minimum güç değeri 0,6 Watt olarak ölçülmüştür. Minimum güç değerinin frekanstan bağımsız olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.14: Frekans değişimine bağlı güç değerleri.

4.3.3 Dalgaların Üretimi

Deneylerde kullanılan sinüs, kare, üçgen, testere ve trapez dalga formları sinyal jeneratöründe üretilerek amplifikatöre gönderilmiştir. Üretilen dalgaların özellikleri ve doğruluğu ikinci bir çıkış ile osiloskopa gönderilerek kontrol edilmiştir.

4.3.3.1 Sinyal Jeneratörü

Sinüs, kare, üçgen, testere, trapez gibi bilinen farklı dalga formlarında veya tasarlanan farklı biçimlerde periyodik sinyaller üreterek üretilen sinyalin dalga genliği, çalışma frekansı, faz açısı v.b. özelliklerinin ayarlanabilmesini sağlayan elektronik deney cihazlarıdır. Fonksiyon jeneratörü olarak da adlandırılır. Deneyisel çalışmada kullanılan sinyal kaynağıdır. Sinyal jeneratöründe tasarlanan dalgalar, sinyal şeklinde hoparlörü besleyecek olan amplifikatöre iletilmiştir. Şekil 4.15'te bu deneyisel çalışmada kullanılacak sinyal jeneratörüne ait resimler görülmektedir.



Şekil 4.15: Tedarik edilen sinyal jeneratörü.

Rigol Marka, DG1022Z Model, 2 kanallı fonksiyon dalga jeneratörüdür. Yüksek kaliteli, keyfi dalga jeneratörü özelliği bulunmaktadır. 25 MHz bant genişliğindedir. 200 MSa/s örnekleme kapasitesi, 4 kpts hafıza derinliği vardır. İstenilen dalga formlarını sinyal kaybı olmadan 25 MHz dalga genişliğine kadar iletebilmektedir. İki adet analog çıkışı ve 200 MHz frekans sayıcısı vardır. USB host ile USB device şeklinde iki adet USB arabirimi bulunmaktadır. Cihaz gelişmiş DDS teknolojisine, çift kanal çıkışına, 14 bit dikey çözünürlüğe, 5 adet standart, 48 adet hazır dalgaformuna, UltraWave adı verilen keyfi dalga oluşturma yazılımına ve 1 μ Hz frekans çözünürlüğünde keskin frekans ayarına sahiptir.

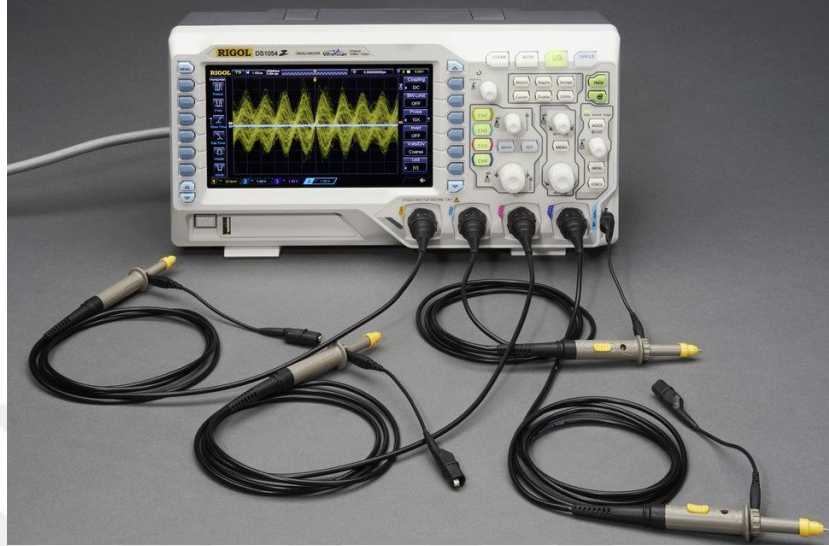
4.3.3.2 Osiloskop

Osiloskoplar, devre elemanlarının karakteristiklerinin belirlenmesinde ve zamana bağlı olarak değişen gerilimlerin incelenmesinde, genlik, frekans ve faz ölçümlerinde kullanılan elektronik deney cihazlarıdır. Gerilim yada akım fonksiyonunun zamana bağlı olarak değişen belirli aralıklarda okunan değerlerini kaydedip eksen üzerinde gösterimini işaret zaman düzleminde gösteren ölçüm aletleridir. Gelen elektriksel sinyalleri dalgaya dönüştürerek dalga karakteristiklerinin incelenebilmesini sağlar. İncelenecek işaretlerin osiloskop cihazına aktarılması için kullanılan kabloya “probe” denilir.

X1 (Prob Ayarı) izlenen bir sinyali bozmadan ve değerlerini değiştirmeden osiloskoba ulaştıran prob ayarıdır. X10 (Prob Ayarı) ise takip edilen sinyali onda bir oranında zayıflatarak osiloskoba ulaştıran prob ayarıdır. Bu çalışmada osiloskop X1 prob ayarında kullanılmıştır.

Deneyisel çalışmada rezonans borusunda çalışma frekansı ile basınç değerlerinin belirlenmesi ve sinyal jeneratöründe üretilecek sinyalin frekans ile

genlik değerlerinin izlenilmesinde osiloskop kullanılmıştır. Deneyisel çalışmalarda kullanılan Rigol Marka, DS1054Z Model osiloskop ile kullanılan problemleri şekil 4.16’da görülmektedir.



şekil 4.16: Tedarik edilen osiloskop ve propları.

Rigol DS1054Z, 50 MHz bant genişliğinde, dijital hafızalı, 4 kanallı bir osiloskoptur. Sadece gerçek zamanlı anlık sinyali yakalamak için değil, aynı zamanda tekrarlanan sinyal ayrıntılarının gözlemlenmesini sağlayabilecek yeterliliktedir. 30.000 wfms/s tarama hızı kapasitesi anlık sinyallerin ve anormal sinyallerin daha hızlı yakalanmasını kolaylaştırır. 12Mpts standart hafıza derinliği, 1GSa/s Gerçek Zamanlı rneklemme oranı, 30,000 wfms/s 'e kadar Dalgaformu Yakalama Hızı, 60,000 Ekran görüntüsüne kadar gerçek zamanlı dalgaformu kaydedicisi, düşük gürültü seviyesi özellikleri olmakla birlikte dinamik aralığı 1mV/div ile 10V/div arasındadır.

4.3.4 Rezonans Tüpünün Tasarımı

Termoakustik soğutma sistemindeki tüm bileşenler seçilecek rezonans tüpü üzerine yerleştirilmiştir ve rezonans, ısı transferi gibi etkiler bu boru içinde gerçekleşmektedir. Rezonans tüpünün malzeme seçiminde bulunurken boru cidarlarındaki pürüzlülük akış hızını olumsuz etkileyeceğinden pürüzlülük faktörü düşük olan malzemeler üzerinde durulmuştur. Pürüzlülük faktörü cam ve PVC için $\epsilon=0$ değerindedir. Temini kolay ve ucuz olması, aynı zamanda termokuplların

yerleştirilmesi açısından kolay işlenebilir bir malzeme olması nedeniyle PVC seçilmiştir. Boru çapı etkisini de deneysel olarak inceleyebilmek için üretim standartlarındaki 50, 70 ve 100 mm çaplı üç farklı PVC boru tedarik edilmiştir. Rezonans tüpü boyunun belirlenmesi ile ilgili literatürde yapılan çalışmalarda tüpün iki ucunun da kapalı olması durumunda ($\lambda_{\max}/2$), bir ucunun kapalı olması durumunda ($\lambda_{\max}/4$) olarak kabul edilmektedir (Swift ve diğ. 1988), (Tijani ve diğ. 2002^a). Tasarlanan sistem bir ucu kapalı sistemdir. Frekans değeri olarak deneyde kullanılacak hoparlörün en düşük frekans tepki değeri (45 Hz) alınarak maksimum rezonans tüpü uzunluğu; $\lambda_{\max} / 4 = (c / f) / 4 = (342 / 45) / 4 = 1,9$ metre olarak belirlenmiştir. Rezonans tüpü hesaplanan uzunlukta kesilerek bir ucuna hoparlör yerleştirilerek sızdırmazlık sağlanmış ve bu bölüm rezonans tüpünün kapalı ucu olarak adlandırılmıştır. Diğer uç atmosfere açık şekildedir.

Sistemde kullanılacak rezonans tüpü çalışma esnasında oluşabilecek yer değiştirme hareketlerini önlemek amacıyla Şekil 4.17’de görüldüğü gibi boru kelepçeleri ile masaya sabitlenmiş ve su terazisi yardımıyla dengelenmiştir.



Şekil 4.17: Rezonans tüpünün dengelenmesi.

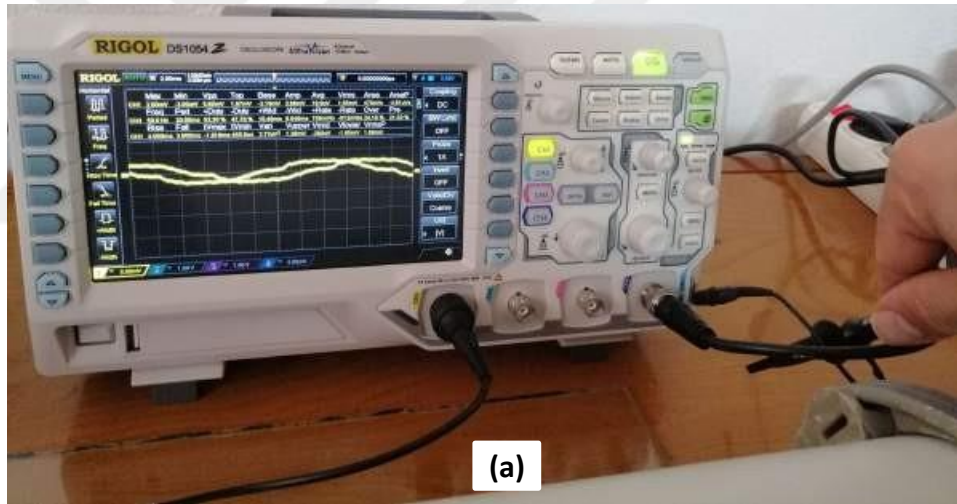
4.3.5 Basınç Ölçüm Düzenekinin Kurulması

Rezonans tüpü içerisindeki basınç değerlerinin ölçümü için frekans duyarlı basınç ölçer ile basınç ölçerin çalıştırılması için düşük akım değerlerine duyarlı ayrı bir ayarlı güç kaynağı temin edilmiştir. Basınç sensörü bir adet prop ile osiloskopa bağlanarak basınç değerleri osiloskop aracılığı ile izlenmiştir. Basınç ölçümü için kurulan düzenek Şekil 4.18’de görülmektedir.

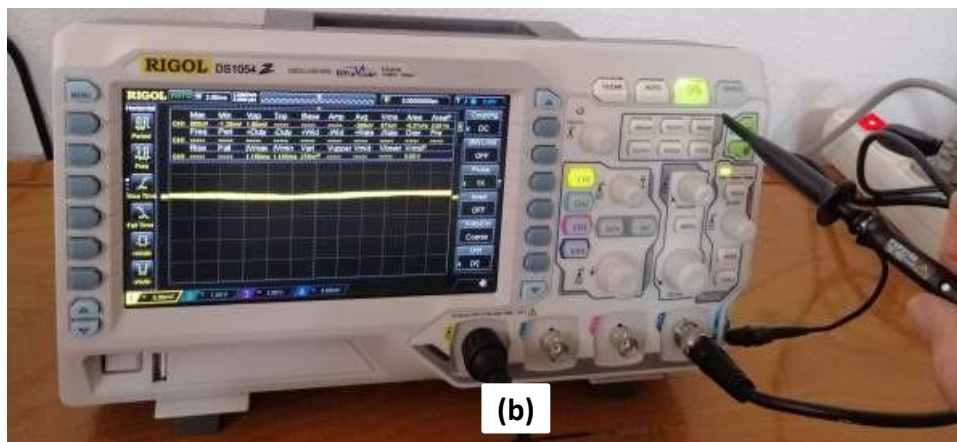


Şekil 4.18: Basınç Ölçüm Düzeneği

Basınç ölçümünde yeterli hassaslığın sağlanması amacıyla kullanılacak proplar için Şekil 4.19 'da görüldüğü gibi osiloskopta kompanzasyon işlemi uygulanmıştır.



(a)

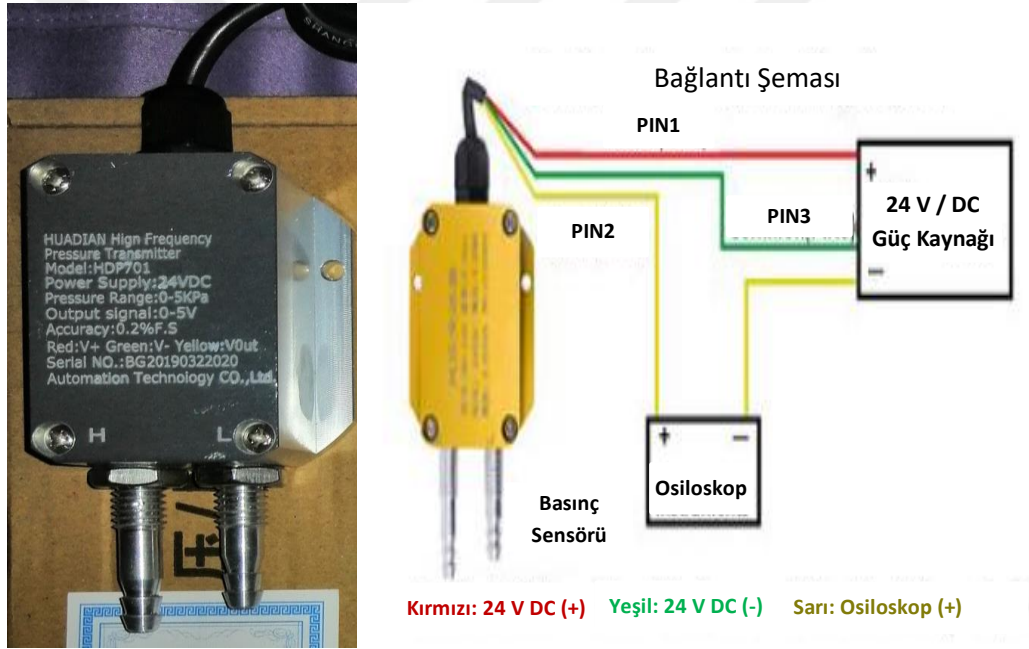


(b)

Şekil 4.19: Propların kompanzasyonu a) kompanzasyon öncesi, b) kompanzasyon sonrası.

4.3.5.1 Basınç Sensörü Seçimi ve Kurulumu

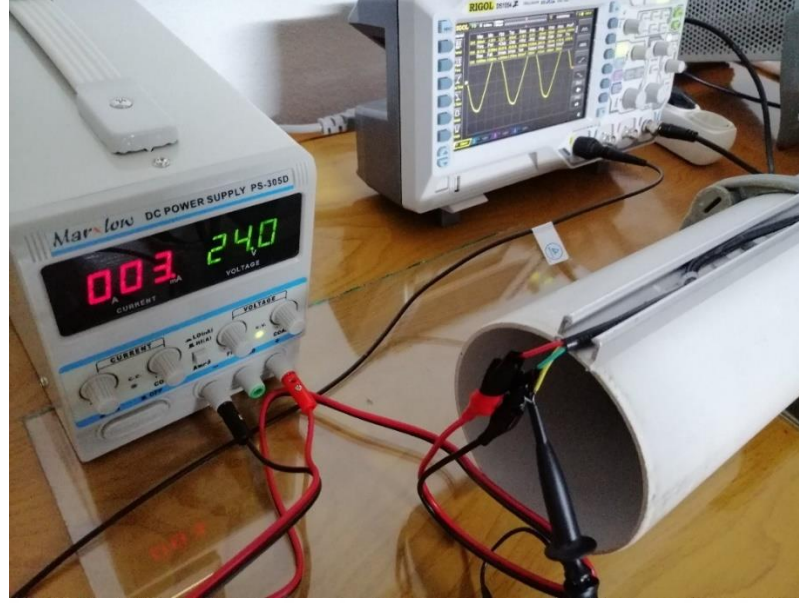
Çalışmada kullanılacak basınç sensörü rezonans tüpü içerisindeki basınç değerlerinin ölçümü için gereklidir ve deneysel çalışmanın hassasiyeti açısından önemli bir bileşendir. Bu tip bir termoakustik deneysel çalışma için düşük basınç değerlerinin ölçümünü belirleyebilecek yüksek frekanslı bir basınç sensörüne ihtiyaç vardır. İç piyasada istenilen özelliklerde hassas basınç sensörü bulunamadığından sipariş ile yurtdışında özel olarak ürettirilip ithal edilmiştir. Huadian Marka, HDP701 Model yüksek frekanslı basınç sensörü kullanılmıştır. 0–5 kPa aralığındaki basınç değerlerini %0,2 hata hassasiyetiyle ölçebilmektedir. Kullanılan basınç sensörü Şekil 4.20’de görülmektedir. Basınç sensörüne ait osiloskop ve güç kaynağı bağlantıları cihaz üreticisinin önerdiği bağlantı şemasına uygun olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.20: Tedarik edilen basınç sensörü ve bağlantı şeması.

4.3.5.2 Güç Kaynağı Seçimi ve Kurulumu

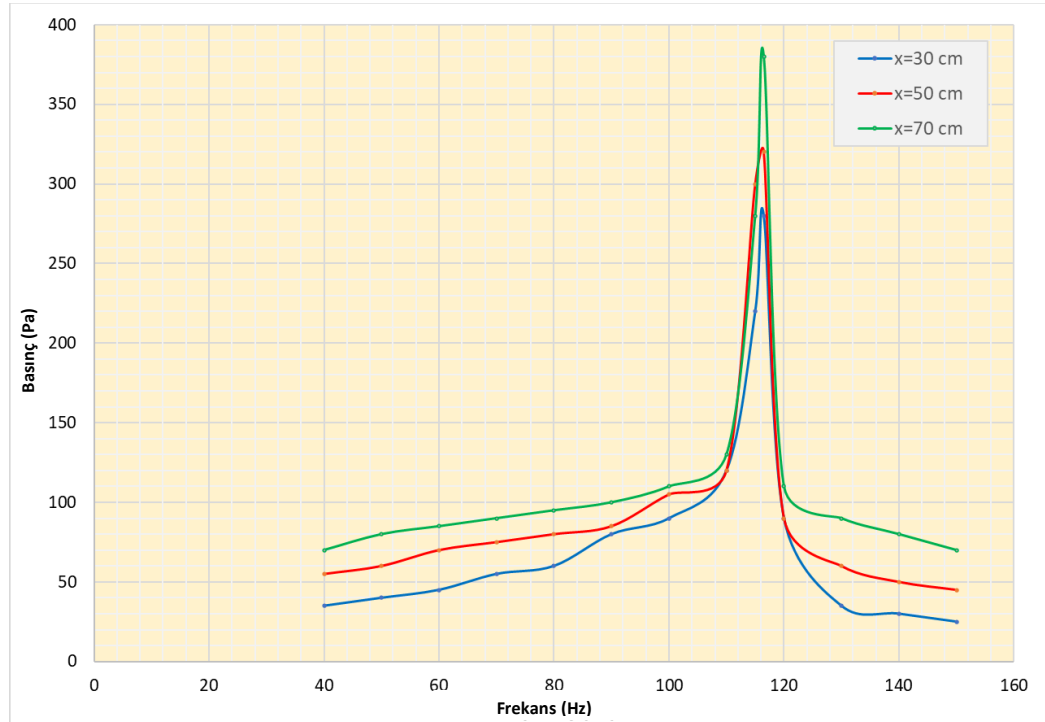
Basınç ölçerin çalıştırılması için düşük akım değerlerine duyarlı Marxlow-PS305D DC Güç Kaynağı kullanılmıştır. Şekil 4.21 ‘de görüldüğü gibi basınç ölçer 24 volt gerilim ve 0,03 amper akım değerinde çalışmaktadır.



Şekil 4.21: Basınç ölçer için kullanılan ayarlı güç kaynağı.

4.3.6 Rezonans Frekanslarının Belirlenmesi

Termoakustik bir sistemde rezonans frekansının doğru belirlenmesi; rezonans tüpü içerisinde oluşacak basınç miktarının, alçak ve yüksek basınç bölgelerinin, optimum ses şiddeti ve genlik değerlerinin de doğru tespit edilmesini sağlar. Sistemin rezonans frekansı belirlenirken osiloskop ve basınç sensörü kullanılmıştır.



Şekil 4.22: Farklı pozisyonlarda frekans basınç değişimleri.

Sinüs dalga için yapılan örnek bir rezonans frekansı belirleme tekniği Şekil 4.22’de görülmektedir. Bu teknikte öncelikle sinyal jeneratörü aracılığıyla üretilen dalgalar akustik kaynağa gönderilerek; her frekans değeri için rezonans tüpü içerisinde oluşan basınç değerleri, tüpün atmosfere açık olan ucundan itibaren 30, 50 ve 70 cm uzaklıktaki üç farklı noktada basınç sensörü ile ölçülmüş; her farklı dalga formu için ayrı ayrı rezonans frekans değerleri tespit edilmiştir. Elde edilen rezonans frekansı değerleri Tablo 4.1’de sunulmuştur.

Tablo 4.1: Dalgaformlarına ait rezonans frekansları.

Dalgaformu	Rezonans Frekansları (Hz)
Sinüs	116,5
Kare	212
Üçgen	72
Testere	72
Trapez	73

4.3.7 Dalgaların Genlik ve Ses Şiddeti Değerlerinin Belirlenmesi

Tasarlanan akustik soğutma sisteminde kullanılacak dalga türlerinin ideal genlik değerleri ile maksimum ses şiddeti değerleri belirlenmiştir. Bunun için sinyal jeneratörü ve osiloskop kullanılarak dalgaların genlik değerleri incelenirken eş zamanlı olarak akustik kaynaktan üretilen ses şiddeti değerleri de ses şiddeti ölçüm cihazı ile ölçülmüştür. Kullanılan cihaz Şekil 4.23’te görülmektedir. CEM Marka, DT-173 Model ses şiddeti ölçüm cihazıdır. Cihazın ölçüm doğruluğu $\pm 0,4$ dB, çalışma frekansı 31,5 Hz-8 kHz aralığında, ölçüm seviye aralığı ise 30-130 dB’dir.



Şekil 4.23: Ses şiddeti ölçüm cihazı.

Rezonans frekanslarının belirlenmesine yönelik dinamik basınç sensörü ile rezonans tüpü içerisindeki basınç ölçümleri gerçekleştirildikten sonra ses şiddetleri de ölçülerek rezonans frekanslarının hassasiyeti geliştirilmiştir. Elde edilen değerler Tablo 4.2’de özetlenmiştir.

Tablo 4.2: Dalga formlarına ait rezonans frekansı ve ses şiddeti değerleri.

S.No	Dalga Formu	Rezonans Frekansı (Hz)	Maksimum Ses Şiddeti (dB)
1	Sinüs	116,5	89,2
2	Sinüs	72	89,7
3	Sinüs	212	89,4
4	Kare	212	89,5
5	Kare	72	89,3
6	Kare	240	89,4
7	Üçgen	72	89,7
8	Testere	72	89,3
9	Trapez	73	89,3
10	Maxwell	212	89,3
11	Voice Wave	212	85,4
12	MC Noise	88	89,0
13	Besselj	46	87,8

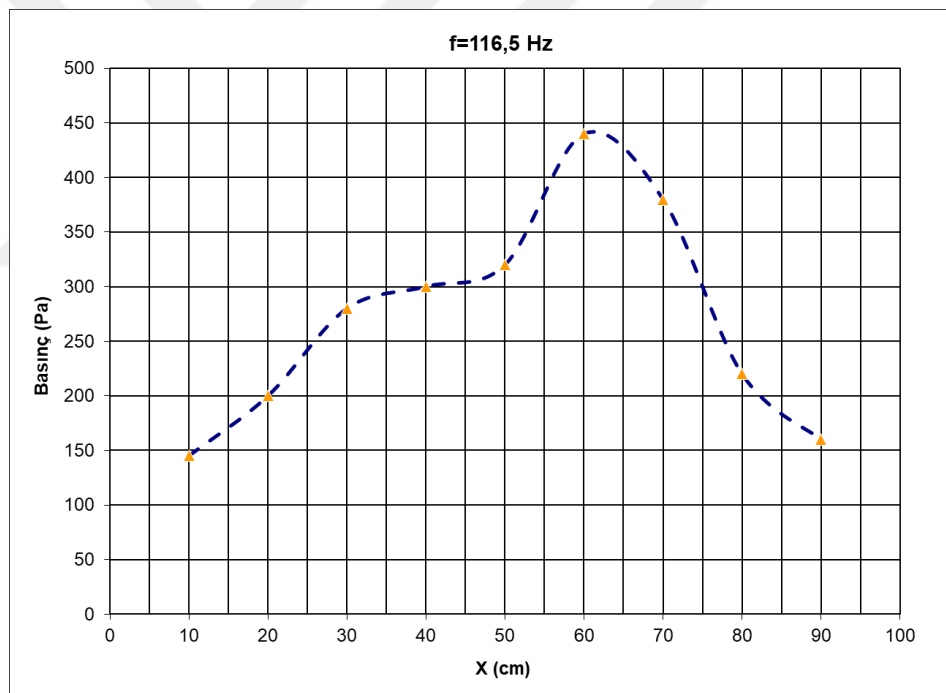
Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan örnek ses şiddeti ölçüm değeri ve etkileri Şekil 4.24’te görülmektedir.



Şekil 4.24: Örnek ses şiddeti ölçüm değeri ve etkileri.

4.3.8 Rezonans Tüpü içerisindeki Basınç Dağılımının Belirlenmesi

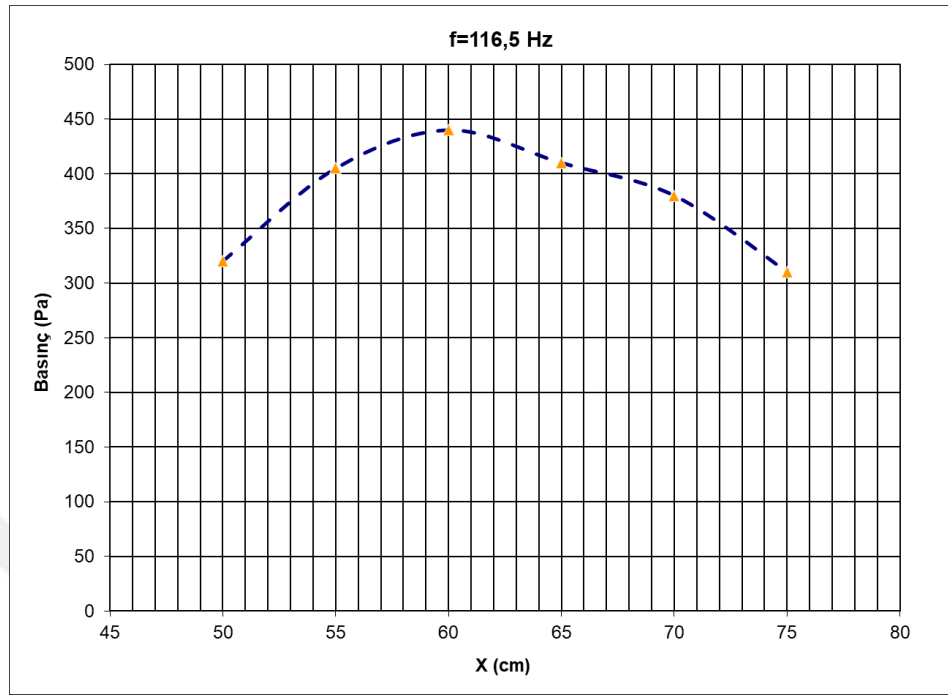
Tasarlanan soğutma sisteminde kullanılacak farklı dalga türlerinin her birisi için ayrı ayrı rezonans frekansları belirlendikten sonra belirlenen bu rezonans frekanslarında rezonans tüpü içerisinde basınç ölçümleri yapılmış ve çıkan sonuçlara göre ideal yığın pozisyonu belirlenmiştir. Bunun için yüksek frekanslı basınç sensörü kullanılmıştır. Basınç sensörü açık uçtan itibaren 10 cm, 20 cm, 30 cm, 40 cm, 50 cm, 60 cm, 70 cm, 80 cm ve 90 cm mesafelerinde konumlandırılarak rezonans tüpü içerisindeki basınç dağılımı incelenerek basıncın yüksek olduğu p_1 ve p_2 noktaları arasındaki konum tespit edilmiştir. Konumlara göre elde edilen basınç değerleri Şekil 4.25'te sunulmuştur.



Şekil 4.25: 10 cm ile 90 cm aralığında basınç dağılımının incelenmesi.

30 cm ile 70 cm aralığındaki bölgede basıncın yüksek olduğu belirlendikten sonra bu aralık için ikinci bir deneysel çalışmada bulunulmuştur. Çünkü elde edilen değerlere bakıldığında bunların bir aralık içinde yoğunlaştığı ancak en uygun değer aralığının neresi olduğunun belirlenmesi için ikinci bir inceleme yapılmasına ihtiyaç duyulmuştur. Bu çalışmanın sonuçları da Şekil 4.26'da sunulmuştur. Bu şekilden 55 cm ile 65 cm aralığındaki bölgede basıncın en yüksek olduğu görülmektedir.

Tasarlanan termoakustik soğutma sisteminde yığının rezonans tüpünde hangi bölgeye yerleştirileceği bu tespit ile belirlenmiştir.



Şekil 4.26: 50 cm ile 75 cm arasında basınç dağılımının incelenmesi.

4.3.9 Yığın Tasarımı ve İmalatı

Bölüm 3.3'te sunulan malzeme özelliklerine göre deneylerde kullanılacak malzeme seçimleri yapılmış ve Tablo 4.3'te sunulmuştur.

Tablo 4.3: Deneylerde kullanılan yığın malzemeleri ve çeşitleri.

Alüminyum Köpük	Alüminyum	Polipropilen	Cam	Akrilik
- 10 PPI Açık Hücreli Köpük	Silindirik Boru Geometrilili	Silindirik Boru Geometrilili	Silindirik Boru Geometrilili	Silindirik Boru Geometrilili
- 20 PPI Açık Hücreli Köpük	Çap Değerleri (mm)	Çap Değerleri (mm)	Çap Değerleri (mm)	Çap Değerleri (mm)
- 30 PPI Açık Hücreli Köpük	1- $D_{dış}/D_{iç}=10/8$	1- $D_{dış}/D_{iç}=5/4$	1- $D_{dış}/D_{iç}=7/5,6$	1- $D_{dış}/D_{iç}=5/4$
- 40 PPI Açık Hücreli Köpük			2- Daralan Kesitli $D_{dış,1}/D_{dış,2}=7/2$ $D_{iç,1}/D_{iç,2}=5,6/1$	2- $D_{dış}/D_{iç}=10/8$
- 25 PPI Hibrit Hücreli Köpük			3- Genişleyen Kesitli $D_{dış,1}/D_{dış,2}=2/7$ $D_{iç,1}/D_{iç,2}=1/5,6$	3- $D_{dış}/D_{iç}=12/9,6$
- Kapalı Hücreli Köpük				



Şekil 4.27: Temin edilen deney malzemelerinin genel görünümü.

Şekil 4.27 'te yığın malzemesi olarak alüminyum köpük haricinde kullanılan polipropilen, alüminyum, cam, akrilik gibi deney malzemeleri görülmektedir.

4.3.9.1 Polipropilen Yığın

Yığın malzemesinin hazırlanmasında sonuçları literatürde yayınlanmış çalışmalar ile bu çalışmada ele alınan deney setinin ve sonuçlarının uygunluğunun belirlenmesi amacı dikkate alınarak; ilk olarak dış çapı 5 mm, iç çapı 4 mm olan $k=0.15$ W/m.K değerinde polipropilen pipetler kullanılmıştır. Pipetler 10 cm uzunluğunda kesilip birbirlerine sarılarak rezonans tüpü çapına göre 3 farklı çapta 50, 70 ve 100 mm yığın demetleri imal edilmiştir. İmal edilen yığın demeti PVC malzemeden bir yığın tutucu içerisine Şekil 4.28'de görüldüğü şekilde yerleştirilmiştir.



Şekil 4.28: Hazırlanan polipropilen yığına ait örnek görünüm.

Daha sonra rezonans tüpü Şekil 4.29’da görüldüğü gibi basınç dağılımının en yüksek olduğu 55 ile 65 cm aralığında kesilerek; kesilen parça yığın tutucunun yerleştirilmesine uygun hale getirilmiştir.



Şekil 4.29: Rezonans tüpünün yığın yerleşimine uygun hale getirilmesi.

Yığın kesilerek ayrılan parçaya yerleştirildikten sonra bu parça ana boruya bağlanmış, bağlantı kesitleri akışkan hareketini engelleyecek şekilde kapatılmıştır. Yığının yerleştirildiği rezonans tüpü Şekil 4.30’da gösterilmiştir.



Şekil 4.30: Rezonans tüpüne yerleştirilen yığının görünümü.

4.3.9.2 Alüminyum Yığın

Tablo 4.3'te görüldüğü üzere alüminyum köpük, alüminyumdan farklı özellikler göstermektedir. Bu nedenle dış çapı 10 mm, iç çapı 8 mm olan, 10 cm uzunluğunda silindirik alüminyum borular tedarik edilerek yığın demeti oluşturulmuş ve alüminyumun termoakustik özellikleri incelenmiştir.

4.3.9.3 Cam Yığın

Yığın tasarımında kesit faktörünün ısı transferine etkisinin deneysel olarak incelenmesi için sabit kesitli, daralan kesitli ve genişleyen kesitli olmak üzere üç farklı cam boru tedarik edilmiştir. Tedarik edilen tüm boruların uzunluğu 10 cm'dir. Sabit kesitli cam boruların dış çapları 7 mm, iç çapları 5,6 mm'dir. Daralan kesitli ve genişleyen kesitli cam boruların dış çapları 7 mm ve 2 mm, iç çapları ise 5,6 mm ve 1 mm'dir.

4.3.9.4 Akrilik Yığın

Yığını oluşturan borulara ait çap değerleri değişiminin ısı transferine etkisinin deneysel olarak incelenmesi için üç farklı çapta akrilik boru tedarik edilmiştir. Tedarik edilen boruların dış çap değerleri 12 mm, 10 mm ve 5 mm; iç çapları ise 9,6 mm, 8 mm ve 4 mm'dir.

4.3.9.5 Alüminyum Köpük Yığın

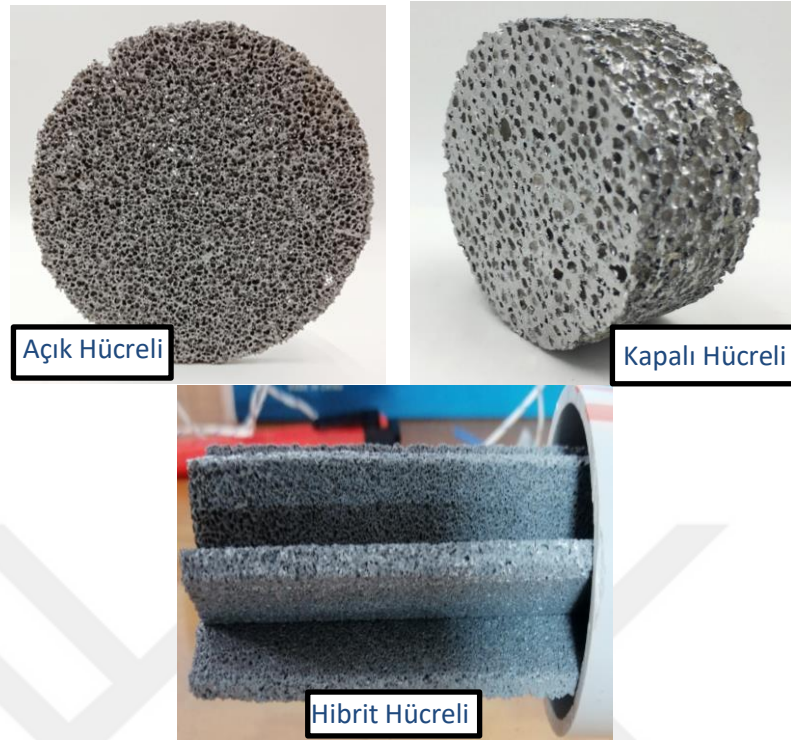
Termoakustik soğutma sisteminde alüminyum köpük kullanımını hücre yapısına ve farklı konstrüksiyonlara göre deneysel olarak incelemek için hücre yapısına ve gözenek yapısına göre altı farklı türde alüminyum köpük tedarik edilmiştir. Yapılan araştırmalar sonucunda iç piyasada istenilen özelliklerde alüminyum köpük üreten firma bulunamamıştır. Bu nedenle istenilen özellikteki malzemeler yurtdışından BEIHAI ve TMAX firmalarından tedarik edilmiştir.

Açık Hücreli Alüminyum Köpük: Beihai Open-Cell Model, 10, 20, 30, 40 PPI

Kapalı Hücreli Alüminyum Köpük: Beihai Closed-Cell Model

Hibrit Hücreli Alüminyum Köpük: TMAX 6FOAM Model, 25 PPI

Tedarik edilen alüminyum köpük malzemelere ait örnekler Şekil 4.31’de sunulmuştur.



Şekil 4.31: Tedarik edilen alüminyum köpük malzemeler.

4.3.10 Akışkan Seçimi

Tasarlanan sistemde aracı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Hava termofiziksel özellikleri gereği helyum ve hidrojen gibi gazlara göre dezavantajlıdır. Fakat soğutma sistemi tasarımında rezonans tüpünün bir ucu atmosfere açık şekilde tasarlanmıştır. Bu nedenle ortamda hazır bulunması nedeniyle temininin kolay olması ve ekonomik olması nedeniyle hava tercih edilmiştir. Bu çalışmada temel amaç alüminyum köpük kullanımının etkisini incelemek olduğu için farklı akışkanlar incelenmemiştir.

Havanın Fiziksel Özellikleri

Molekül Ağırlığı: 28,97 g/mol (Hidrojen ve helyuma göre molekül ağırlığı yüksektir.)

Yoğunluğu (gaz, 15°C’de, 1 bar): 1,2096 kg /m³

Kritik Basınç: 37,66 bar

Prandtl: 0,71023 (15°C’de, 1 bar için)

C_p: 1004,7 (J/kg-K)

c: 340,21 (m/s)

4.3.11 Sıcaklık Ölçüm Sisteminin Kurulumu

CEM Marka, DT-3891G Model, 4 kanallı, K tipi veya J tipi termokupl bağlanabilen, kanal başına 18.000 adet data kaydı yapabilen sıcaklık veri kayıt cihazı kullanılmıştır. Kayıt cihazı Şekil 4.32’de görülmektedir. Ekran çözünürlüğü 0,1°C’dir. Ölçülen değerler bilgisayar arayüzünde 0,01 °C hassasiyetle incelenebilmektedir. Bu çalışmada K Tipi termokupllar kullanılmıştır. Kullanılan termokupllar -200°C ~ +1372°C aralığında sıcaklık ölçümü yapabilmektedir. Termokuplların birincisi (T₁) yığının akustik kaynağa yakın olan taraftaki ucuna; ikincisi (T₂) ise yığının atmosfere açık olan taraftaki ucuna yerleştirilmiştir. Ayrıca rezonans tüpünün yığın bölgesindeki ortalama dış yüzey sıcaklığını (T₃) ve deney bölgesindeki dış ortam sıcaklığını (T₄) ölçmek için de sisteme ilave termokupllar yerleştirilmiştir. Sıcaklık kayıt cihazından elde edilen veriler bilgisayara aktarılarak analiz edilmiştir.



Şekil 4.32: Tedarik edilen sıcaklık kayıt cihazı ve propları.

Sıcaklık ölçümünde kullanılacak termokuplların ölçüm doğrulukları referans sıcaklıklara göre tespit edildikten sonra içinde yığının bulunduğu boru yüzeyinde, yığının önüne ve arkasına gelecek şekilde ve sadece termokuplların geçebileceği incelikte iki adet delik açılarak termokupllar Şekil 4.33’te görüldüğü gibi yerleştirilmiştir. Termokuplların birincisi (T₁) yığının akustik kaynağa yakın olan taraftaki ucuna; ikincisi (T₂) ise yığının rezonans tüpünün açık tarafına yakın olan ucuna yerleştirilmiştir.



Şekil 4.33: Yığına yerleştirilen termokuplların görünümü.

4.3.12 Yığın Bölgesinin İzolasyonu

Isı transferinin gerçekleşeceği yığın bölgesinde ısı yalıtımı yapılmış, ayrıca sistemdeki muhtemel hava kaçağı olabilecek bölgeler gözden geçirilerek sızdırmazlık sağlanmıştır. Boru yüzey ve çevre sıcaklıkları ile boru malzemesinin çapı dikkate alınarak boru ile ortam arasındaki ısı taşınım katsayısı $4,7 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur. Bu veri kullanılarak malzemeye ait kritik ısı yalıtım yarıçapı hesaplanmış ve $r_{kr}=0,85 \text{ cm}$ olarak belirlenmiştir. Bu değere uygun olarak kalınlığı $r=1 \text{ cm}$ ve ısı iletim katsayısı $k=0,040 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ olan polietilen ısı yalıtım malzemesi kullanılmıştır.

4.3.13 Sistem Çalışma Zamanının Belirlenmesi

Deneyisel çalışma yapılarak belirlenmiştir. (bkz. Bölüm 3.1.5) Sistem çalıştırılmaya başladıktan 130 dakika sonra yığından daha fazla sıcaklık farkı elde edilmediği ve sistemin kararlı hale geldiği görülmüştür. Bu çalışmada gerçekleştirilen deneylerin her biri minimum bu belirlenen sürede yapılmıştır.

4.3.14 Sistemin Akustik Güç Değerlerinin Belirlenmesi

Sistemin soğutma performans katsayılarının belirlenebilmesi için akustik güç değerlerinin elde edilebilmesi gerekmektedir. (bkz. Bölüm 4.2.4 ve 4.2.6) Bu nedenle yığın bölgesinde basınç (p) ve hacimsel debi (U) değerleri de yüksek frekanslı basınç ölçer ve osiloskop yardımıyla ölçülmüştür. Ölçülen değerler ile akustik güç değerlerinin hesaplanmasında Denklem (4.2) referans alınmıştır (Tijani ve diğ. 2002^b).

$$W_a = \frac{1}{2} p U \cos \varphi \quad (W) \quad (4.2)$$

Denklem (4.2) alternatif akım (AC) koşulları için geçerlidir. Ve buradaki faz farkı ifadesi (φ) basınç ve hacimsel debi arasındaki faz farkını ifade eder. Sistemin doğru akımda (DC) çalıştırılması ile akustik güç Denklem (4.3) ifadesine dönüşmektedir.

$$W_a = p U \quad (W) \quad (4.3)$$

Akustik güç değerlerinin belirlenmesinden sonra soğutma gücü değerleri de kullanılan toplam elektriksel güç değerine (P_e) bağlı olarak Denklem (4.4)'e göre belirlenmiştir.

$$Q_s = P_e - W_a \quad (W) \quad (4.4)$$

Deneyssel olarak ölçülen basınç ve hacimsel debi değerleri ile ilgili denklemler ile hesaplanan akustik ve soğutma gücü değerleri tablo olarak EK F'de sunulmuştur.

4.4 Deneyssel Çalışma için Materyal ve Yöntem

Öncelikle deneyssel çalışmaya başlamadan önce nasıl bir düzenek tasarlanması gerektiğini belirlemek ve belirlenen termoakustik sistemin nasıl performans göstereceğini tahmin etmek için DeltaEC programından yararlanarak teorik araştırmalar gerçekleştirilmiştir (bkz. Bölüm 4.1 ve 4.2).

Programlar yardımıyla gerçekleştirilen simülasyonlardan sonra Bölüm 4.3'te belirtildiği şekilde deneyssel çalışma için gerekli faktörler araştırılmış ve deneyssel çalışmalara başlanmıştır. Termoakustik soğutma sistemi için uygun çalışma koşulları

The diagram illustrates the experimental setup for measuring the speed of sound using resonance tubes. The components and their connections are as follows:

- Power Sources:**
 - Ayarlanabilir Güç Kaynağı (DC 12 Volt):** Provides power to the **Amplifikatör**.
 - Güç (AC 220 Volt):** Provides power to the **Sinyal Jeneratörü** and the **Ayarlanabilir Güç Kaynağı (DC 24 Volt)**.
 - Ayarlanabilir Güç Kaynağı (DC 24 Volt):** Provides power to the **Başınc Ölçer**.
- Signal Path:**
 - The **Sinyal Jeneratörü** sends a signal to the **Amplifikatör**, which drives the **Hoparlör** (Speaker).
 - The **Hoparlör** is connected to the first **Rezonans Tüpü** (Resonance Tube).
 - The first tube is connected to the second **Rezonans Tüpü**.
- Sensors and Measurements:**
 - Sıcaklık Kayıt Cihazı (Temperature Recording Device):** Measures the temperature of the air in the tubes at points T_1 , T_2 , and T_3 . It is also connected to a **Bilgisayar** (Computer) for data recording.
 - Başınc Ölçer (Pressure Gauge):** Measures the atmospheric pressure (P_{atm}) and the pressure at points P_1 and P_2 within the tubes.
- Monitoring:** The **Sinyal Jeneratörü** and **Osiloskop** (Oscilloscope) are connected to monitor the signal throughout the experiment.

Deneysel çalışmada kullanılan parametreler ve dikkate alınan referans değerler Tablo 4.4’te verilmiştir.

Parametre	Sembol	Referans Değer	Çalışılan Değer
Dalga Formu	-	sinüs	sinüs, kare, üçgen, testere, trapez
Rezonans Tüp Malzemesi	-	PVC (Saechana ve diğ. 2018)	PVC
Rezonans Tüp Uzunluğu	L_R	$\lambda/4$ (Alcock ve diğ. 2018)	$\lambda/4$

Rezonans Tüp Çapı	D_R	22, 36 mm (Allesina ve diğ. 2014)	50, 70, 100 mm
Rezonans Frekansı	f	50 – 500 Hz (bkz. Tablo 1.)	46 - 240 Hz
Yığın Malzemesi	-	Mylar ($k=0,16$ W/mK) (Tijani ve diğ. 2002 ^a)	Polipropilen ($k=0,15$ W/mK), Akrilik, Cam, Alüminyum, Alüminyum Köpük
Yığın Uzunluğu	L_S	9,1302 cm (Peng ve diğ. 2018)	5, 10, 15 ve 20 cm
Yığın Geometrisi	-	Silindirik (Napolitano ve diğ. 2017)	Silindirik
Soğutucu Akışkan	-	Hava (Tasnim ve diğ. 2011)	Hava
Sistem İşletme Zamanı	-	62 dakika (Nathad ve diğ. 2019)	130 dakika

Deneyisel çalışmada öncelikle hoparlör ve amplifikatör bağlantısı yapılmış; hoparlörü besleyecek amplifikatör için ideal akım ve gerilim değeri 12 volt DC güç kaynağından sağlanmıştır. İkinci aşamada hoparlör rezonans tüpüne yerleştirilmiş rezonans tüpünün bu bağlantı kısmında sızdırmazlık sağlanarak rezonans tüpünün bir ucu kapalı hale getirilmiştir.

Sistem çalıştırıldıktan sonra sinyal jeneratöründe dalga üretilerek amplifikatöre gönderilmekte; amplifikatörün hoparlörü beslemesi ile ses enerjisi elde edilmektedir. Sinyal jeneratöründe üretilen dalgaların özellikleri ve doğruluğu sinyal jeneratöründen osiloskopa ayrı bir bağlantı yapılarak gönderilmiş ve osiloskopta incelenerek doğruluğu kontrol edilmiştir.

Rezonans tüpüne yığın yerleştirilmeden önce ideal yığın pozisyonu belirlenmiştir. Bunun için çalışmada yüksek frekanslı basınç sensörü kullanıldı. Basınç sensörü osiloskopa bağlanarak rezonans tüpü içerisinde P_1 ve P_2 noktaları arasında basınç sensörü gezdirilerek; sistem için ideal basınç noktası olan p_{opt} noktası tespit edildi.

Sistemin ideal rezonans frekansı ve ideal basınç noktası olan P_{opt} noktası belirlendikten sonra bu noktadaki rezonans tüpü içerisine farklı özelliklerdeki yığınlar yerleştirilmiştir. Sonrasında yığın üzerindeki üç farklı noktaya (T_1 , T_2 , T_3) termokupllar yerleştirilerek sıcaklık kayıt cihazına aktarılmış; ayrıca deneyisel çalışma ortamının sıcaklığı (T_4) da ayrı bir termokupl ile kayıt altına alınmıştır. Sıcaklık kayıt

cihazından elde edilen veriler bilgisayara aktarılarak sıcaklık analiz programı yardımıyla ısı performans analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.5 Hata Analizi

Elde edilen deneysel sonuçların geçerliliğini belirleyebilmek için hata analizi yapılmıştır. Deneysel çalışmalardan elde edilen verilerin hata oranlarının tespiti için çeşitli yöntemler vardır. En yaygın kullanılan yöntemler “Akılcı Yaklaşım” yöntemi ile “Belirsizlik Analizi” yöntemleridir. Bu çalışmada gerçekleştirilen hata analizi yönteminde “Belirsizlik Analizi” yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntemin tercih edilmesinin nedeni uzun yıllardır kullanılan bir yöntem olması; son yıllarda termoakustik ile ilgili yapılan çalışmalarda yaygın olarak kullanılması ve diğer hata analizi yöntemlerine göre daha hassas bir yöntem olmasıdır (Kline ve McClintock 1953; Moffat 1988; Bin ve diğ. 2015; Ndiaye ve Nicoud 2019; Guo ve diğ. 2018).

Deneysel parametreler ile ilgili yapılan belirsizlik analizleri sonucunda belirlenen belirsizlik oranları Tablo 4.5’de verilmiştir.

Tablo 4.5: Deneysel parametrelerin belirsizlik analizleri.

Parametre	Belirsizlik Oranı (%)
Ses Şiddeti (dB)	$\pm 0,4$
Frekans (Hz)	$\pm 0,01$
Genlik (cm)	$\pm 0,5$
Basınç (kpa)	$\pm 0,2$
Akustik Güç (W)	$\pm 0,85$
Sıcaklık ($^{\circ}\text{C}$)	$\pm 0,90$
COP	$\pm 1,75$
Alüminyum Köpük Gözenek Yoğunluğu (PPI)	$\pm 1,00$

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1 Yığınsız Durumda Sistemin Tasarlanması ve Çalışma Koşullarının İncelenmesi

Deneyisel çalışmanın başlangıcında sistem yığınsız olarak tasarlanarak; izolasyon, optimum çalışma süresi, sabit frekans etkisi, değişken frekans etkisi, rezonans tüpü dışındaki eksenel sıcaklık dağılımı gibi çalışma verimliliğine etki edebilecek faktörler incelenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ideal çalışma koşullarında yığınsız durum için sistemden elde edilebilecek maksimum sıcaklık farkları belirlenmiştir. Bu incelemelerde $D_R=100$ mm çaplı rezonans borusu kullanılmıştır.

5.1.1 İzolasyon Yapılmadan Sabit Rezonans Frekansında Yığın Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Deneyisel İncelenmesi

Yapılan ilk deneyisel çalışmada yığın bölgesinde yaklaşık olarak 1°C sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bu ilk deneye ait ölçüm değerleri Şekil 5.1’de görülmektedir. Şekilden de görüleceği gibi sistemde yığın bölgesinde ve rezonans tüpü üzerinde herhangi bir izolasyon çalışmasında bulunulmamıştır.



(a)



(b)

Şekil 5.1: İlk deneyde elde edilen sonuçlar a) ilk deney öncesi sıcaklık farkı, b) ilk deney sonrası sıcaklık farkı.

5.1.2 İzolasyon Yapılarak Sabit Rezonans Frekansında Yığın Bölgesinde Sıcaklık Dağılımının Deneysel İncelenmesi

İlk deneyden elde edilen sonuç, sistemde izolasyon eksikliğinin ve hava kaçaklarının olduğu kanaatini oluşturduğundan; ikinci bir deneysel çalışmada bulunulmuştur. Bu çalışmada yığın çevresinde izolasyon yapılmış, ayrıca sistemdeki muhtemel hava kaçağı olabilecek bölgeler de gözden geçirilerek sızdırmazlık sağlanmıştır. İzolasyon malzemesi olarak kalınlığı 1 cm ve ısı iletim katsayısı 0,040 W/m.⁰C olan polietilen malzemesi kullanılmıştır. Yüzey ve çevre sıcaklıkları ile boru malzemesi çapına bağlı olarak, boru ile ortam arasındaki ısı taşınım katsayısı 4,7 W/m² .⁰C olarak hesaplanmıştır. Bu veriler kullanılarak malzemeye ait kritik yarıçap hesaplanmış ve $r_{kr}=0,85$ cm olarak bulunmuştur. Boru yarıçapının da 5 cm olduğu göz önünde bulundurularak seçilen yalıtım malzemesinin uygun olduğu belirlenmiştir. Bu malzeme yığının her iki tarafını da 5'er cm kaplayacak şekilde yığın üzeri yalıtılmıştır. Bu durumda yığın etrafında yapılan izolasyon Şekil 5.2'de görülmektedir.

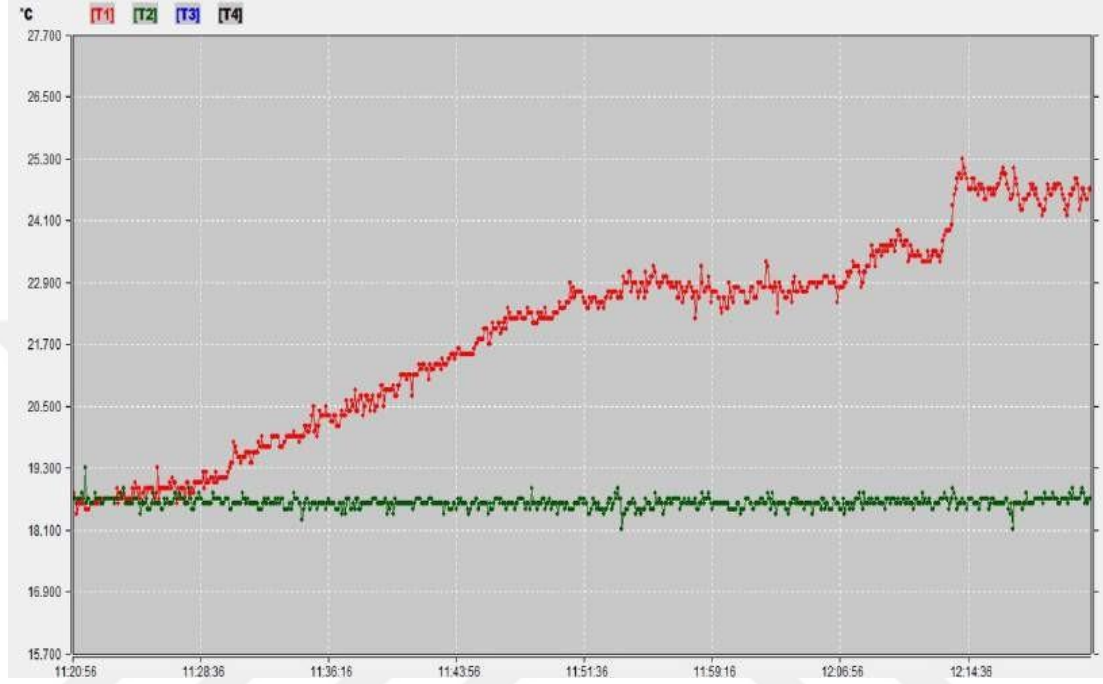


Şekil 5.2: Yığın etrafında yapılan izolasyon

Deney öncesi akustik kaynak çalıştırılmadan önce sistemdeki karakteristik noktalar ile ortam havası sıcaklıkları ölçümü yapılmış, elde edilen sonuçların ($T_1=T_2=T_3=T_4$) eşit oldukları görüldükten sonra deneysel çalışmalara başlanmıştır. Sistemin denge durumunda olduğu gözlemlendikten sonra sistem 116,5 Hz sabit rezonans frekansında çalıştırılarak yığın bölgesi üzerinde oluşan sıcaklık farkları incelenmiştir.

Elde edilen grafik Şekil 5.3'te görülmektedir. Bu deney sonucunda yığın bölgesi üzerinde yığın malzemesi kullanılmadan yaklaşık 6,8 °C sıcaklık farkı elde edilmiştir.

Bu deneyden elde edilen sonuca göre bundan sonraki yapılan deneysel çalışmalarda izolasyon yapılarak çalışılmıştır.



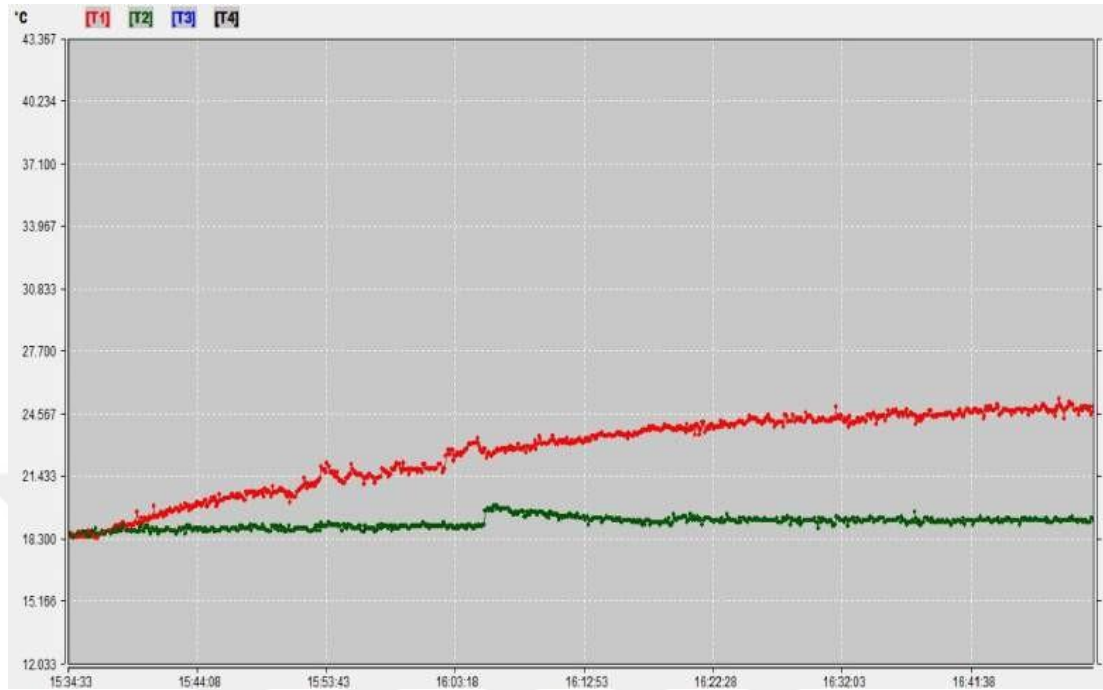
Şekil 5.3: 116,5 Hz sabit rezonans frekansında yığında sıcaklık dağılımı.

5.1.3 Değişken Frekans Aralığında Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

Değişken frekans aralığında çalışmanın sistemden elde edilecek sıcaklık farkına etkisi de deneysel olarak incelenmiştir. Bunun için sinyal jeneratöründe 50 Hz ile 300 Hz frekans aralığında frekans değişimi sağlanarak sistem 20 saniyede 1 Hz frekans arttırılarak çalıştırılmış ve 5,3 °C sıcaklık farkı elde edilmiştir. Elde edilen sıcaklık dağılım grafiği Şekil 5.4'de detaylı olarak görülmektedir.

Sistem bir önceki deneyde sabit rezonans frekansında, 116,5 Hz ile çalıştırıldığında ise 6,8 °C sıcaklık farkı elde edilmişti. Değişken rezonans frekansında sabit rezonans frekansına göre yaklaşık %22 ısı performans azalması olmuştur. Bu

sonuç sabit rezonans frekansında çalışmanın önemini ortaya koymaktadır. Bundan sonraki deneylerde sabit rezonans frekansında çalışılmıştır.

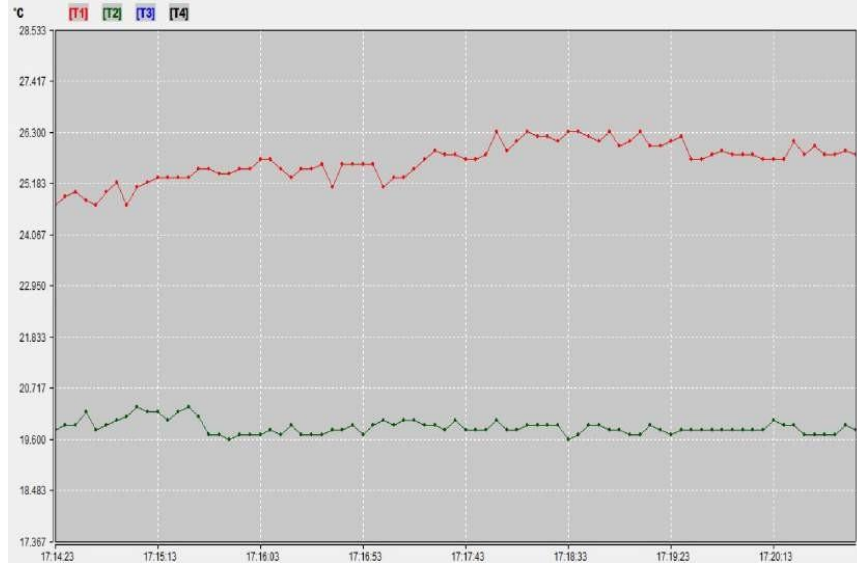


Şekil 5.4: 50 Hz-300 Hz değişken frekans aralığında yığındaki sıcaklık dağılımı.

5.1.4 Rezonans Frekansına Yakın Frekans Değerlerinde Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

Tasarlanan akustik sistem için belirlenen 116,5 Hz rezonans frekansı değerine yakın frekans aralığındaki 110 - 120 Hz frekans aralığı bölgesi için de deneysel çalışmalarda bulunularak yığın üzerinde oluşacak sıcaklık farkları incelenmiştir. Bu incelemede rezonans frekansına yakın frekans noktalarının sıcaklık dağılımına etkisi araştırılmıştır. İncelemeden elde edilen grafik Şekil 5.5'te sunulmuştur.

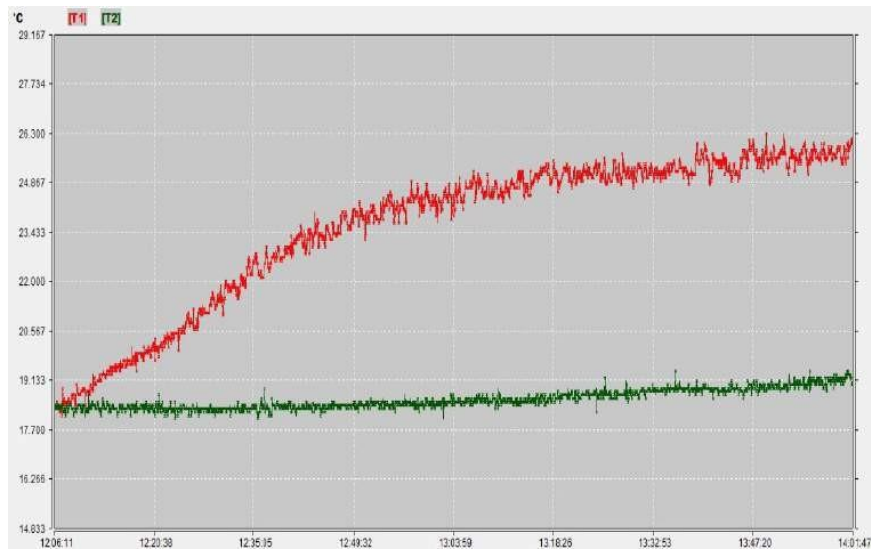
Bu grafikten de görüleceği üzere yığın üzerinden elde edilen en yüksek sıcaklık farkı sistem 116,5 Hz rezonans frekans değerinde çalıştırıldığında 6,8 °C, 110 Hz frekans değerinde çalıştırıldığında 5 °C ve 120 Hz frekans değerinde çalıştırıldığında ise 6 °C olarak bulunmuştur. Elde edilen bu sonuçlar seçilen rezonans frekansının uygunluğunu ortaya koymaktadır.



Şekil 5.5: 110 –120 Hz frekans aralığında yığındaki sıcaklık dağılımı.

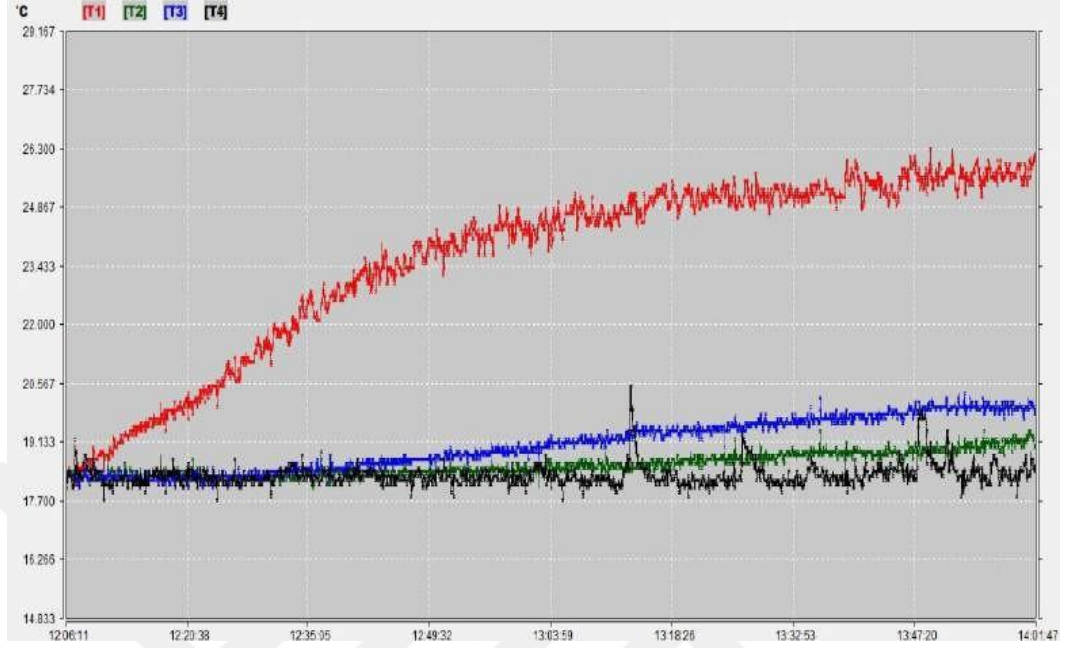
5.1.5 Termoakustik Sistemin Optimum Çalışma Süresinin İncelenmesi

Yapılan deney sonuçları değerlendirildikten sonra akustik kaynağın çalıştırılma süresinin de önemli bir faktör olduğu, sıcaklık farkının zamana bağlı olarak ne kadar artabileceğinin araştırılması gerektiği düşünülmüştür. Bu nedenle yeni bir deney çalışmasında daha bulunulmuş ve sistem çalıştırma süresinin arttırılması ile yığından elde edilen sıcaklık farkının 7,4 °C sıcaklığa yükseldiği görülmüştür. Bu çalışma ile ilgili elde edilen grafikler Şekil 5.6’da görülmektedir.



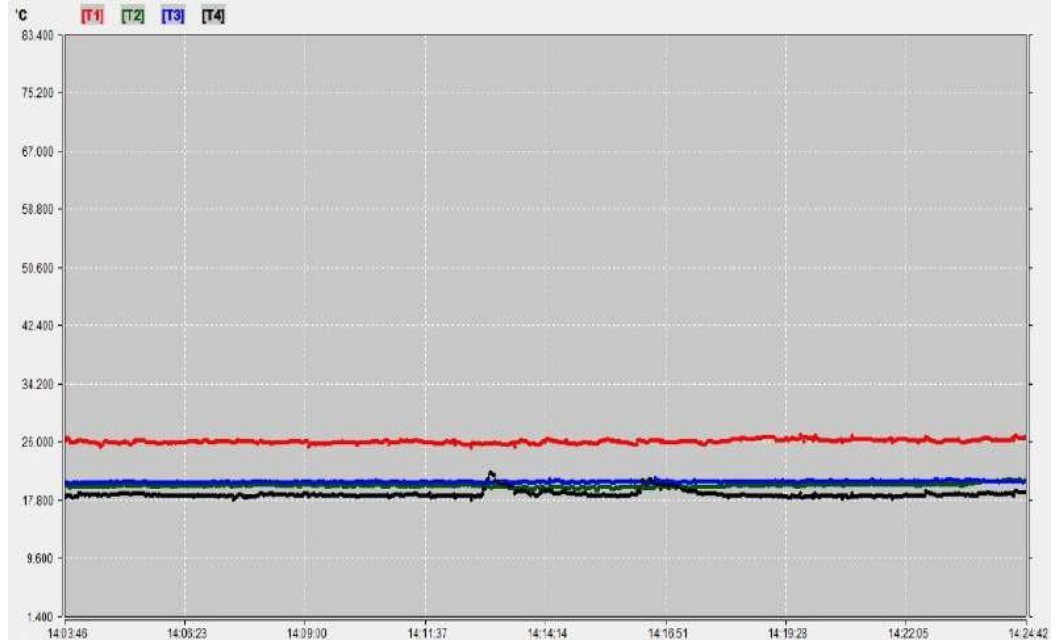
Şekil 5.6: Termoakustik sistem çalışırken zamana bağlı sıcaklık değişimi (T₁, T₂).

Aynı çalışmada ortalama boru yüzey sıcaklığı (T_3) ve dış ortam sıcaklığı (T_4) da eş zamanlı olarak ölçülerek zamana bağlı değişimleri Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7: Termoakustik sistem çalışırken zamana bağlı sıcaklık değişimi (T_3 , T_4).

Belirli bir çalışma zamanından sonra yığından daha fazla sıcaklık farkı elde edilmediği görülmüş ve bu durum Şekil 5.8’de sunulmuştur.



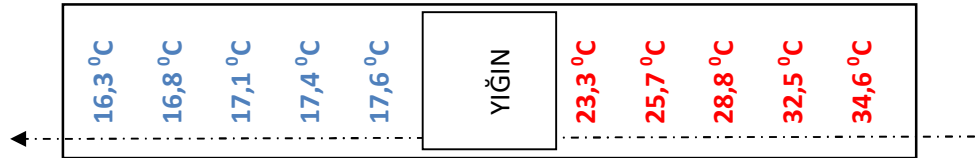
Şekil 5.8: Sistem çalışırken kararlı rejim durumunda zamana bağlı sıcaklık değişimi.

İlgili grafikler incelendiğinde deney setinin başlangıçtan yaklaşık 100 dakika süre geçtikten sonra kararlı rejim koşullarına gelmeye başladığı; 130 dakikadan sonra tam kararlı hale geldiği tespit edilmiştir. Elde edilen deneysel veriler bu çalışma süresine ulaşıldıktan sonra elde edilen veriler olarak kayıt altına alınacaktır.

Deneysel çalışmaların başlangıcında hiçbir izolasyon yapılmamış ve 1 °C sıcaklık farkı elde edilmişti. Sonrasında sadece yığın bölgesinde izolasyon yapılmış, hava kaçaklarına karşı sızdırmazlık sağlanmış ve ideal sistem çalıştırma süresi belirlenerek sistem geliştirilmiş yeni düzenleme durumunda yığında elde edilen sıcaklık farkının 7,4 °C değerine yükseldiği görülmüştür. Elde edilen bu yeni sonuç yığın bölgesinde gerçekleştirilen deneysel araştırmaların performans artışına etkisini açıkça ortaya koymuştur.

5.1.6 Rezonans Tüpünün Dış Yüzeyindeki Eksenel Sıcaklık Değerlerinin İncelenmesi

Deneysel çalışmada sistem kararlı rejime ulaştığı safhada eş zamanlı olarak termal kamera ile rezonans tüpünün dış yüzeyindeki eksenel sıcaklık değerleri ölçülerek Şekil 5.9’da sunulmuştur.



Şekil 5.9: Rezonans tüpündeki eksenel sıcaklık değişimi.

Eksenel sıcaklık değişimi incelendiğinde akustik kaynak çıkışındaki, basıncın yüksek olduğu noktada boru dış yüzey sıcaklığının 34,6 °C; rezonans tüpünün açık olan uç tarafındaki, basıncın düşük olduğu noktada ise boru dış yüzey sıcaklığının 16,3 °C olduğu tespit edilmiştir.

5.2 Polipropilen Yığın Kullanarak Sistemin Tasarlanması ve Çalışma Koşullarının İncelenmesi

Yığınsız durumda sistem ile ilgili olarak incelemeler yapıldıktan sonra ilk olarak polipropilen malzemeden yığınlar kullanılmıştır. Konu ile ilgili olarak literatürde yapılan araştırmalarda bu malzemenin yığın malzemesi olarak kullanıldığı görülmüştür (Girgin 2007). Sistemi yığın malzemesi olarak alüminyum köpük kullanarak tasarlamadan önce referans çalışmalar ile kıyaslama olması açısından ve tasarımı geliştirmek için öncelikle bu malzeme tercih edilmiştir.

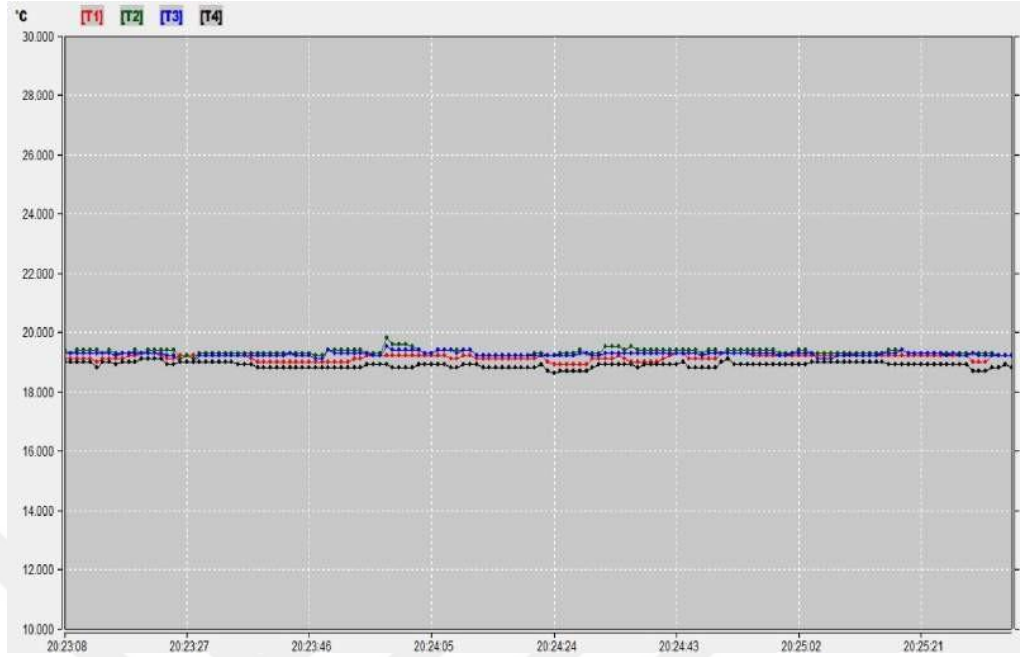
5.2.1 Polipropilen Yığında Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

Rezonans tüpündeki eksenel sıcaklık değişimi ile ilgili sonuçlar değerlendirilerek rezonans tüpüne ait tüm dış yüzeyin Şekil 5.10’da görüldüğü gibi yalıtılarak yeni bir deneysel çalışmada bulunulmuştur.

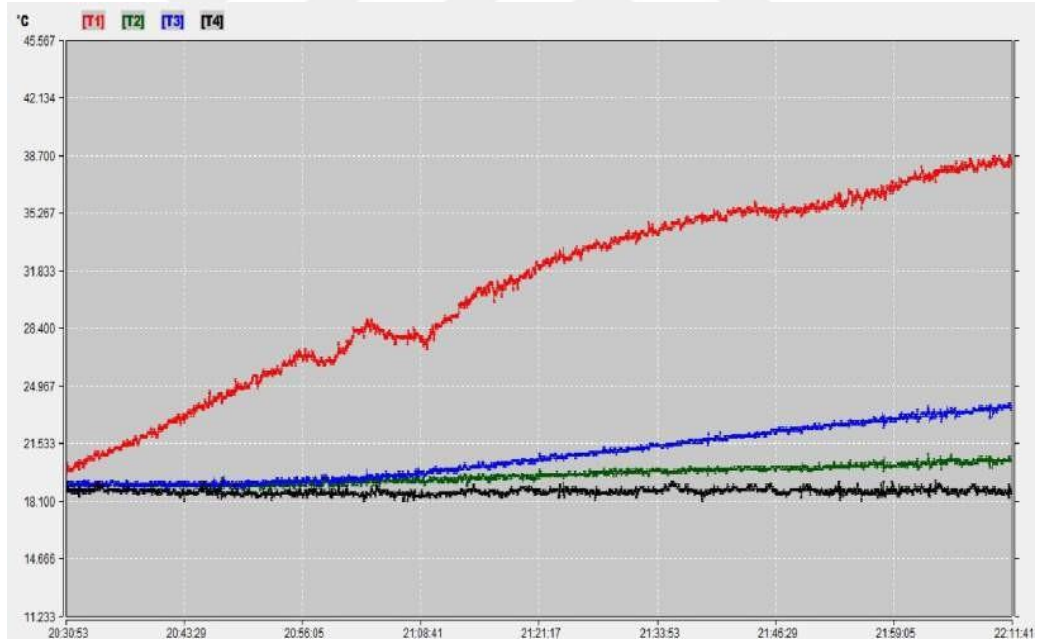


Şekil 5.10: Tamamen yalıtılmış rezonans tüpü.

Deney öncesinde T_1 , T_2 , T_3 ve T_4 noktalarından sıcaklık ölçümleri yapılarak sistemin Şekil 5.11’de görüldüğü gibi denge koşullarında olduğu belirlenmiştir. Tasarlanan termoakustik sistem, $\Delta T_{1-2} = 0$ °C sıcaklık farkında termal denge durumuna geldiğinde deneysel çalışmaya başlanmış ve yığında $\Delta T_{1-2}=18,2$ °C sıcaklık farkı elde edilmiştir. Bulunan sıcaklık değerleri Şekil 5.12’de grafik olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.11: Tam yalıtılmış durumda deney öncesinde zamana bağlı sıcaklık değişimi.



Şekil 5.12: Tam yalıtılmış durumda deney sırasında zamana bağlı sıcaklık değişimi.

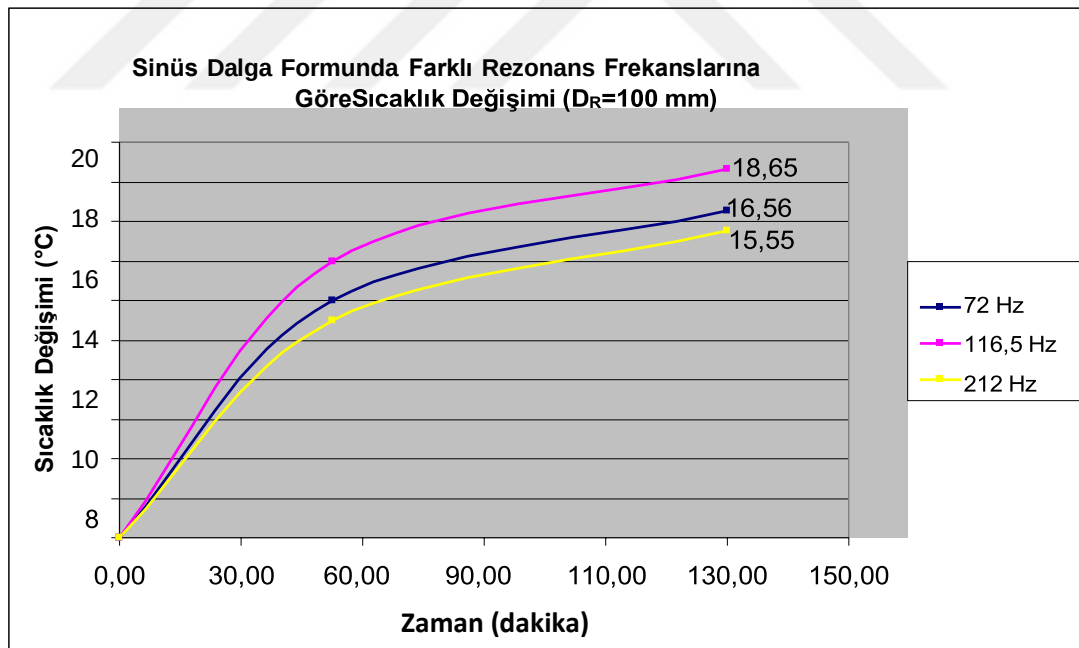
Optimize edilmiş parametreleri kullanan, rezonans tüpünün tamamı yalıtılmış bu prototip ile gerçekleştirilen çalışmadan elde edilen sonuç tasarlanan sistemden elde edilebilecek maksimum sıcaklık farkının belirlenmesi ve sıcak yığın ucundan soğuk yığın ucuna beklenen ısı transferinin sağlanabildiğinin belirlenmesi açısından önemlidir.

5.2.2 Farklı Rezonans Frekansı Değerlerinin Yığılma Elde Edilen Sıcaklık Farklarına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Tasarlanan termoakustik sistem için rezonans frekansı önemli bir parametredir ve doğru belirlenmesi önemlidir. Yapılan incelemelerde sistemde birden fazla rezonans frekans değeri olabileceği görülmüştür. Uygun değerin seçilmesinin elde edilecek sıcaklık farkına etkisi; 100 mm çaplı bir rezonans tüpünde, polipropilen yığın kullanılarak sinüs ve kare dalgalar için deneysel olarak incelenmiştir.

5.2.2.1 Sinüs Dalga Formunda Farklı Rezonans Frekanslarına Göre Sıcaklık Değişiminin İncelenmesi

100 mm çaplı bir rezonans tüpünde sinüs dalga kullanılarak elde edilebilecek en yüksek sıcaklık farkı 18,65 °C olarak 116,5 Hz rezonans frekansında elde edilmiştir. En düşük fark ise 15,55 °C olarak 212 Hz rezonans frekansında elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük sıcaklık farkları arasındaki değer 3,1 °C'dır. Sıcaklık değişimi ayrıntılı olarak Şekil 5.13'te sunulmuştur.

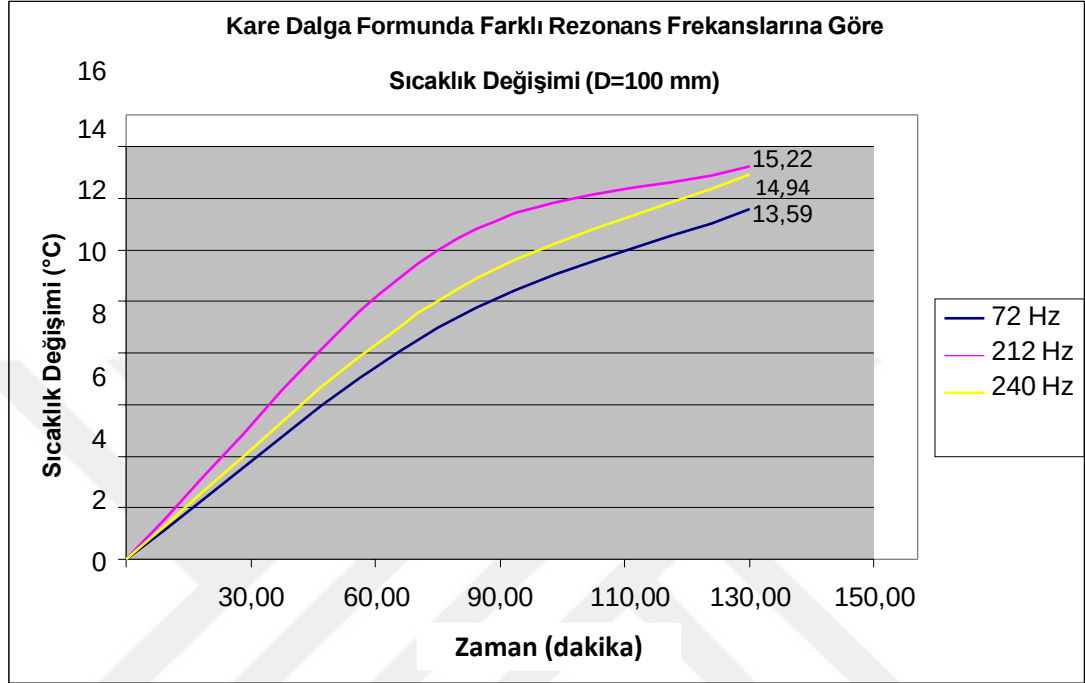


Şekil 5.13: Sinüs dalga formunda farklı rezonans frekanslarında sıcaklık farkı değişimi.

5.2.2.2 Kare Dalga Formunda Farklı Rezonans Frekanslarına Göre Sıcaklık Değişiminin İncelenmesi

100 mm çaplı bir rezonans tüpünde kare dalga kullanılarak elde edilebilecek

en yüksek sıcaklık farkı ise 15,22 °C olarak 212 Hz rezonans frekansında elde edilmiştir. En düşük fark ise 13,59 °C olarak 72 Hz rezonans frekansında elde edilmiştir. En yüksek ve en düşük sıcaklık farkları arasındaki değer 1,63 °C'dır. Sıcaklık değişimi ayrıntılı olarak Şekil 5.14'te sunulmuştur.

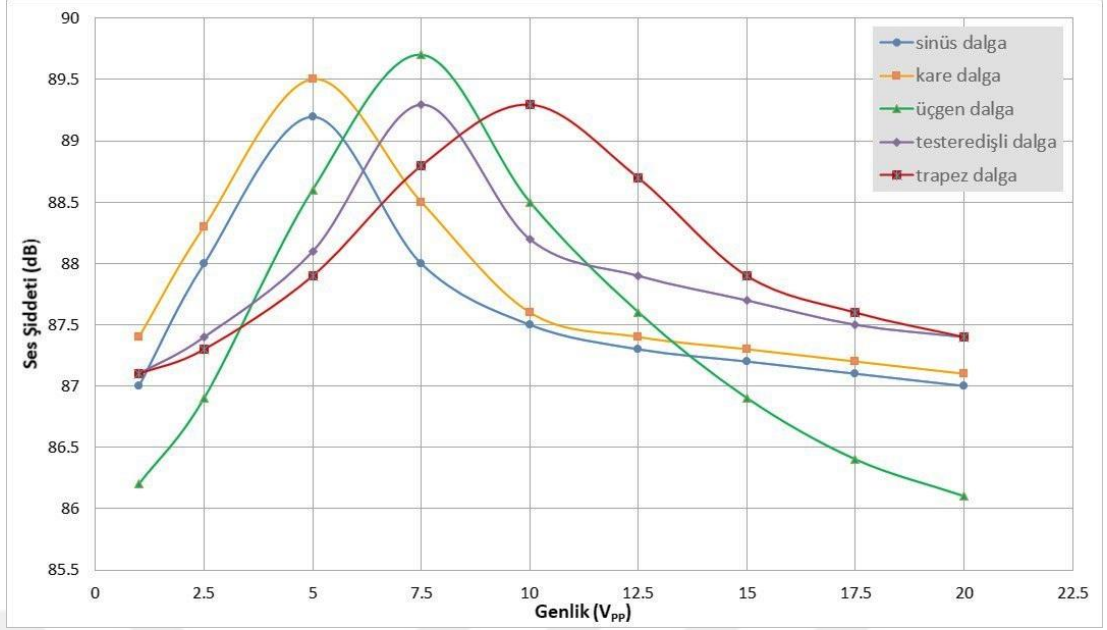


Şekil 5.14: Kare dalga formunda farklı rezonans frekanslarında sıcaklık farkı değişimi.

Sinüs ve kare dalga türlerinde Şekil 5.13 ve 5.14'te sunulan farklı rezonans frekanslarında elde edilen yığın sıcaklık farkı değerleri, kullanılan herhangi bir dalga formu için herhangi bir rezonans frekansında aynı sıcaklık farklarının oluşmayacağını; her rezonans frekansı için ısı transferinin farklı olacağı sonucunu göstermektedir.

5.3 Farklı Dalga Formlarının Isı Transferi Üzerindeki Etkisinin Rezonans Tüpü Çapına Bağlı Olarak Deneysel İncelenmesi

Termoakustik soğutma sistemi tasarımı ile ilgili yaptığımız deneysel çalışmalarda farklı genlik değerlerinde elde edilecek ses şiddeti değerlerinin değiştiği görülmüştür. Bu nedenle öncelikle maksimum ses şiddetinin bulunabilmesi için ideal genlik değerinin tespit edilmesi üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır ve elde edilen veriler Şekil 5.15'te karşılaştırmalı grafik olarak sunulmuştur.



Şekil 5.15: Farklı dalga türleri için genliğe bağlı ses şiddeti değişimi.

Elde edilen deneysel sonuçları değerlendirildiğinde her dalga formunun kendine ait maksimum ses şiddeti sağlayan ideal bir genlik değeri olduğu görülmektedir. Bu değerler sinüs ve kare dalga için $V_{pp}=5$ cm, üçgen ve testere dalga için $V_{pp}=7,5$ cm trapez dalga için ise $V_{pp}=10$ cm olarak bulunmuştur. Genlik değerlerine göre dalgalar 1. Grup, 2. Grup ve 3. Grup dalgalar olarak sınıflandırılıp ısıt performansları incelenmiştir.

5.3.1 1. Grup Dalga Analizi

Sinüs ve kare dalgaların ideal genlik değerleri $V_{pp}=5$ cm olarak bulunmuş ve bu dalgalar ile ilgili elde edilen deneysel sonuçlar Tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1: $V_{pp}=5$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar.

Dalga Formu	ΔT_{1-2} @ $D_R=50\text{mm}$ (°C)	ΔT_{1-2} @ $D_R=70\text{mm}$ (°C)	ΔT_{1-2} @ $D_R=100\text{mm}$ (°C)	I (Amper)	V (Volt)	P (Watt)
Sinüs	24,61	21,41	18,65	1,44	12	17,28
Kare	23,24	18,95	15,22	1,44	12	17,28

Tablo 5.1’ deki veriler değerlendirildiğinde; sinüs ve kare dalga tiplerinde rezonans tüpü çap değerinin artması ile sistemden elde edilen sıcaklık farkının azaldığı görülmüştür. 1.gruptaki aynı çap değerleri için sıcaklık farkı değişim miktarları irdelendiğinde dalga türleri arasındaki sıcaklık farkının yığın çapı küçüldükçe azaldığı, yığın çapının artmasıyla ise farkın arttığı belirlenmiştir. Yani küçük rezonans tüpü çaplarında bu dalgaların karakteristikleri birbirlerine yaklaşmaktadır.

5.3.2 2. Grup Dalga Analizi

Üçgen ve testere dişli dalgaların ideal genlik değerleri $V_{pp}=7,5$ cm olarak bulunmuş ve bu dalgalar ile ilgili elde edilen deneysel sonuçlar Tablo 5.2’de verilmiştir.

Tablo 5.2: $V_{pp}=7,5$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar.

Dalga Formu	ΔT_{1-2} @ $D_R=50\text{mm}$ ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_{1-2} @ $D_R=70\text{mm}$ ($^{\circ}\text{C}$)	ΔT_{1-2} @ $D_R=100\text{mm}$ ($^{\circ}\text{C}$)	I (Amper)	V (Volt)	P (Watt)
Testere dişli	19,88	21,97	16,58	1,44	12	17,28
Üçgen	17,83	19,77	16,87	1,44	12	17,28

Tablo 5.2’ deki veriler değerlendirildiğinde, testere dişli ve üçgen dalga tiplerinde rezonans tüpü çapının optimum genlik değerine yaklaşması ile sistemden elde edilecek sıcaklık farkı artmakta; optimum genlik değerinden uzaklaşması ile sıcaklık farkı azalmaktadır. 50 mm ve 100 mm çaplarda geçiş dalgaları karakteristiği ortaya çıkmaktadır. 2. gruptaki sıcaklık farkı değişim miktarları irdelendiğinde; optimum genlik değerinin altındaki çaplarda testere dişli dalganın, optimum genlik değerinin üzerindeki çaplarda ise üçgen dalganın performansının daha iyi olduğu görülmektedir.

5.3.3 3. Grup Dalga Analizi

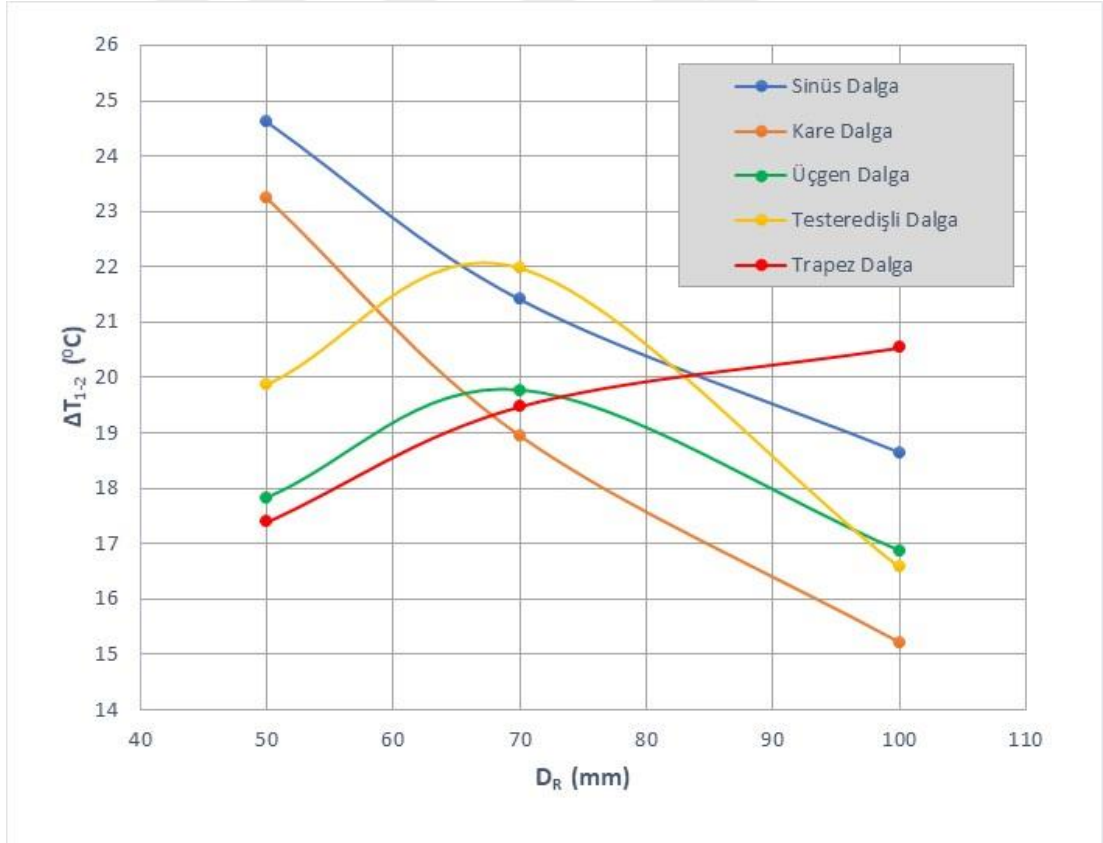
Trapez dalganın ideal genlik değeri $V_{pp}=10$ cm olarak bulunmuş ve bu dalga formu ile ilgili elde edilen deneysel sonuçlar Tablo 5.3’te verilmiştir.

Tablo 5.3: $V_{pp}=10$ cm ideal genlik değerli dalgalara ait deneysel sonuçlar.

Dalga Formu	ΔT_{1-2} @ $D_R=50\text{mm}$ (°C)	ΔT_{1-2} @ $D_R=70\text{mm}$ (°C)	ΔT_{1-2} @ $D_R=100\text{mm}$ (°C)	I (Amper)	V (Volt)	P (Watt)
Trapez	17,39	19,48	20,54	1,44	12	17,28

Tablo 5.3’ teki veriler değerlendirildiğinde; trapez dalga formunda kullanılan rezonans borusu çapı arttıkça elde edilen sıcaklık farkı artmaktadır. Trapez dalga türü sinüs ve kare dalga türlerinin zıt yönünde bir karakteristik sergilemektedir. 100 mm rezonans tüpü çapı değerinde diğer dalgalara göre daha iyi performans elde edilmiştir.

1., 2. ve 3. grup dalga analizlerinden elde edilen sonuçlara göre hazırlanan; farklı dalga türleri için rezonans tüpü çapına bağlı sıcaklık farkı değişimi grafikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5.16’da görülmektedir.

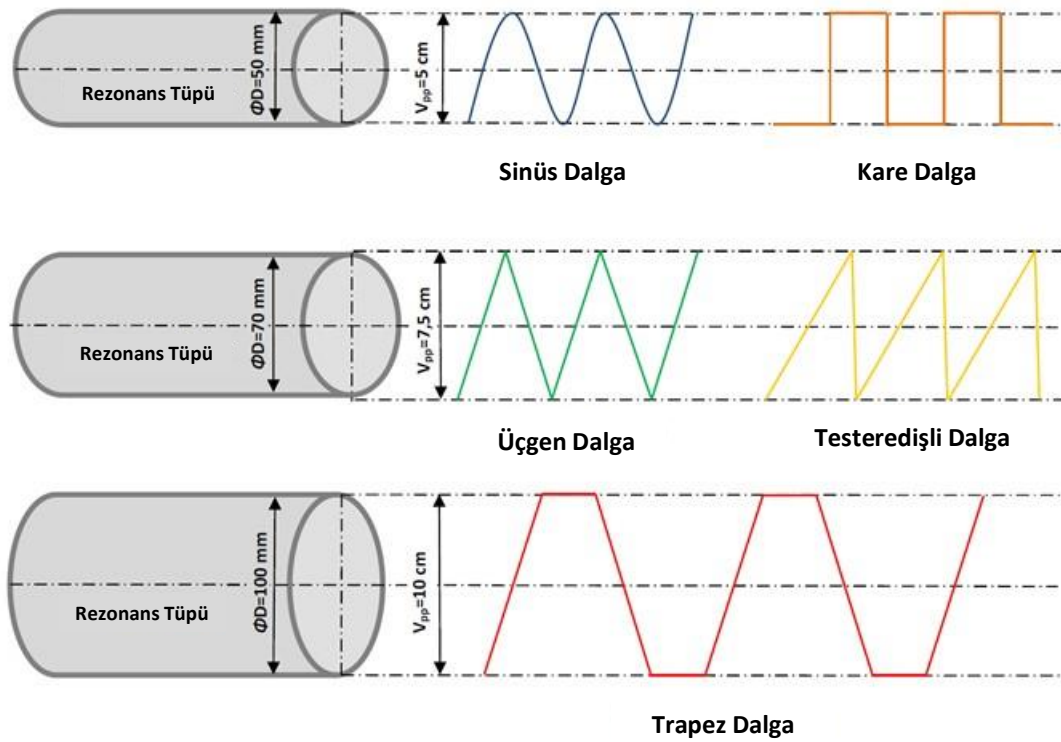


Şekil 5.16: Farklı dalga türleri için rezonans tüpü çapına bağlı sıcaklık farkı değişimi.

Şekil 5.16’da karşılaştırmalı olarak sunulan grafikte küçük çaplarda en iyi dalga formunun sinüs dalgası olduğu görülmektedir. Trapez dalgaya ait sıcaklık farkı

değerleri çapla beraber artmaktadır, çapın 100 mm değerinde ise sinüs dalgası dahil tüm dalgalardan daha yüksek sıcaklık farkı elde edilmektedir. 70 mm çapta testere dalga en iyi performansı göstermiştir. Bu sonuçlar rezonans tüpü çapı seçildikten sonra termoakustik soğutmada hangi dalganın kullanılması gerektiğinin araştırılması gerektiğini göstermektedir. Doğrudan sinüs dalgası ile çalışılması doğru değildir ve sistem verimliliği seçilecek dalga formuna göre artırılabilir.

Elde edilen sonuçlardan; büyük genlikli dalgaların, büyük rezonans tüpü çaplarında daha verimli olduğu görülmektedir. Rezonans tüpü çapı değişimine göre genlik değerleri $V_{pp}=5$ cm olan sinüs ve kare dalgaların benzer davranış; $V_{pp}=7,5$ cm olan üçgen ve testeredişli dalgaların benzer davranış; $V_{pp}=10$ cm olan trapez dalganın ise diğer dalga türlerinden farklı davranış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu sonuç Şekil 5.17 'te görselleştirilmiştir.



Şekil 5.17: Rezonans tüpü çapına bağlı olarak belirlenen ideal genlikli dalgalar.

Termoakustik sistemde kullanılan bir ses dalgasının genliği (A) dalganın ortamdaki denge konumundan maksimum yer değiştirme mesafesidir. Dalganın tepe noktasını denge konumunun üzerinde bir +A mesafesi, çukur noktasını ise denge konumunun altında bir -A mesafesi olarak kabul edersek yüksek genlikli dalga ile aracı akışkan hava daha yüksek bir konuma hareket ettirilerek potansiyel enerjisi daha

fazla arttırılmış ve dalga tarafından sistem üzerinde daha fazla iş üretilmiştir. Genlik ne kadar büyükse, aracı akışkan hava dalga tarafından o kadar yüksek mesafeye kaldırılacak ve potansiyel enerjideki değişim o kadar büyük olacaktır. Bunun için de kullanılacak dalga formu ve buna bağlı optimum dalga genlik değeri önem kazanmaktadır.

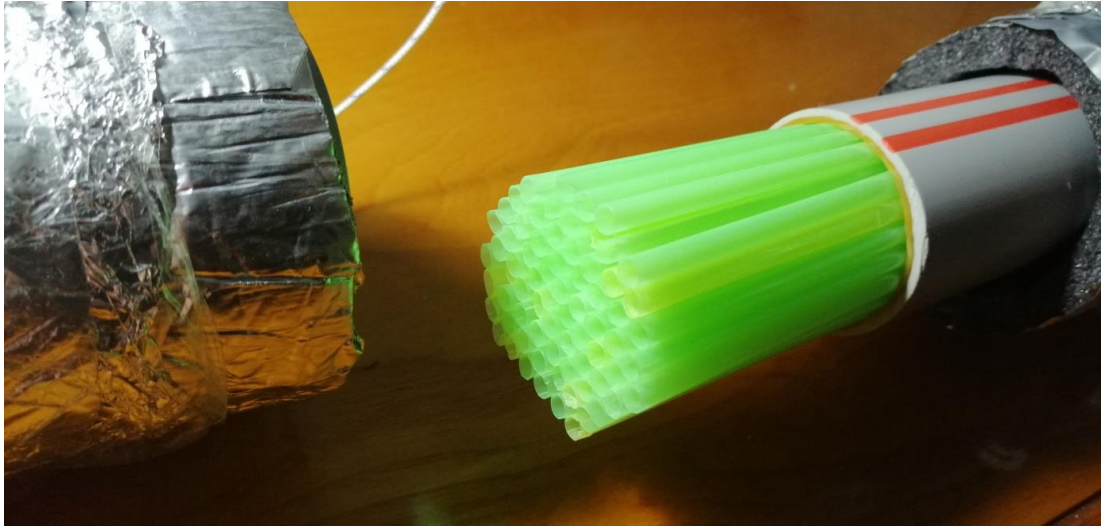
Eğer termoakustik soğutma sisteminde kullanılacak boru çapı değeri, kullanılacak dalganın ideal genlik değerine yakın olmazsa; yığın bölgesinde istenilen basınç yaratılamaz ve elde edilecek sıcaklık farkında azalma olur. 1. Gruptaki düşük genlikli sinüs ve kare dalgalarda, 70 mm ve 100 mm boru çapı değerlerinde sıcaklık farkı değerlerinin azalması; 2. Gruptaki üçgen ve testere dalgalarda, en iyi sıcaklık farkı değerlerinin ideal genlik değerine en yakın değerdeki 70 mm boru çapında gerçekleşmesi; 3. Gruptaki yüksek genlikli trapez dalga için 50 mm ve 70 mm düşük çaplarda daha az sıcaklık farkı elde edilmesi bu sonuç ile ilgilidir. İdeal genlik değerine uygun boru seçimi yapılmalıdır.

Sonuç olarak literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde, yaygın olarak sabit sinüs dalga formu için 50 mm'den küçük çaplı rezonans boruları kullanılmaktadır (Pan ve diğ. 2012; Tasnim ve diğ. 2011; Merkli ve Thomann 1975; Atchley ve diğ. 1990; Tang ve diğ. 2005; Chen ve diğ. 2020). Ayrıca rezonans borusu çapının artması ile sistemden elde edilecek sıcaklık farklarının azaldığı görülmektedir (Allesina 2014; Nathad 2019). Bu tez çalışmasından elde edilen sonuçların sinüs dalga için literatürdeki belirtilen diğer çalışmalar ile uyumlu olduğu ve ancak boru çapı parametresini farklı dalga türleri kullanarak ve optimum genlik incelemeleri ile geliştirerek, daha büyük çaplı rezonans borularının da termoakustik soğutma sistemlerinde kullanılabilmesine ve soğutma kapasitesinin geliştirilebilmesine katkı sağlayacağı görülmektedir.

5.4 Yığın Tasarımında Isı İletim Katsayısının Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

Alüminyum köpük malzemelerin diğer malzemeler gibi standart bir ısı iletim katsayıları yoktur. Hücre yapılarına, gözenek yoğunluğuna göre ısı iletim katsayıları geniş bir aralıkta değişkenlik göstermektedir (Paek ve diğ. 2000). Bu nedenle yığın malzemesi olarak polipropilen, alüminyum, cam ve akrilik gibi farklı ısı iletim katsayılı malzemeler kullanılarak yığın tasarımı malzeme özellikleri kıyaslamalı olarak incelenmiştir. Bu bölümdeki incelemenin temel amacı ısı iletim katsayısı etkisinin tasarlanan termoakustik sistemdeki yığında gerçekleşen ısı transferine etkisidir. Bu nedenle, farklı hava geçiş oranı değerlerine bağlı olarak ısı transferinde oluşabilecek farklı etkileri ortadan kaldırabilmek için; yığın tasarımları yapılırken bütün yığınlar aynı yığın hava geçiş oranı değerini ($\phi=0,64$) sağlayacak şekilde tasarlanmıştır ve buna uygun boru çaplarındaki malzemeler tedarik edilmiştir.

5.4.1 Polipropilen Malzemenin İncelenmesi



Şekil 5.18: Hazırlanan polipropilen yığının görünümü.

Isı iletim katsayısı: $k = 0,15 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 10 \text{ cm}$

Yığın çapı: $D_Y = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{boru,dış}=5 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{boru,iç}=4 \text{ mm}$

$$Y_{ığın \text{ kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$Boru \text{ kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

$$Gerekli \text{ boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77 \text{ adet}$$

Yığın malzemesi kesit oranı:

$$B = \frac{\left[\pi \cdot \frac{(D_{b,dış}^2 - D_{b,iç}^2)}{4} \right] \cdot x \left[\frac{Y}{P} \right]}{Y} = \frac{(D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(5^2 - 4^2)}{(5)^2} = 0,36$$

Yığın hava geçiş oranı: $\phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64$ için,

$\Delta T_{1-2} = 24,61 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

5.4.2 Alüminyum Malzemenin İncelenmesi



Şekil 5.19: Hazırlanan alüminyum yığının görünümü.

Isı iletim katsayısı: $k = 225 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 10 \text{ cm}$

Yığın çapı: $D_Y = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 10 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 8 \text{ mm}$

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{\text{yığın}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2$$

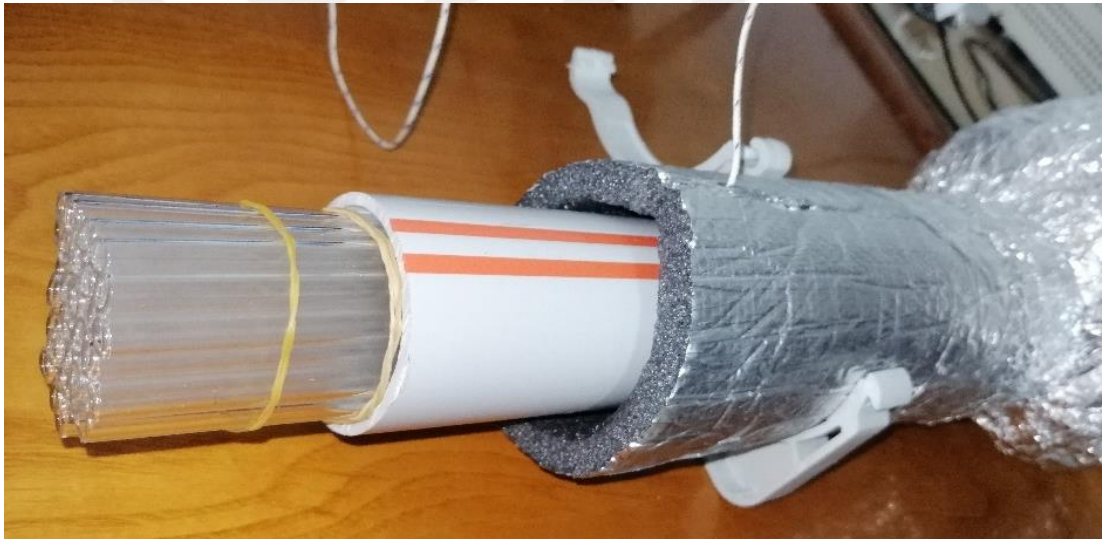
$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 78,5 = 19 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzemesi kesit oranı: } B = \frac{(D_{\text{boru,dış}}^2 - D_{\text{boru,iç}}^2)}{(D_{\text{boru,dış}}^2)} = \frac{(100 - 64)}{100} = 0,36$$

$$\text{Yığın hava geçiş oranı: } \phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64 \text{ için}$$

$\Delta T_{1-2} = 13,8 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

5.4.3 Cam Malzemenin İncelenmesi



Şekil 5.20: Hazırlanan cam yığının görünümü.

Isı iletim katsayısı: $k = 1,046 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 10 \text{ cm}$

Yığın çapı: $D_Y = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış}} = 7 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç}} = 5,6 \text{ mm}$

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{\text{yığın}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,465 \text{ mm}^2$$

$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 38,465 = 39 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzemesi kesit oranı: } B = \frac{((D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2)}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(49 - 31,36)}{49} = 0,36$$

$$\text{Yığın hava geçiş oranı: } \phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64 \text{ için}$$

$\Delta T_{1-2} = 18,1^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

5.4.4 Akrilik Malzemenin İncelenmesi



Şekil 5.21: Hazırlanan akrilik yığının görünümü.

Isı iletim katsayısı: $k = 0,152 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 10 \text{ cm}$

Yığın çapı: $D_{\text{yığın}} = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış}} = 10 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç}} = 8 \text{ mm}$

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{\text{yığın}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2$$

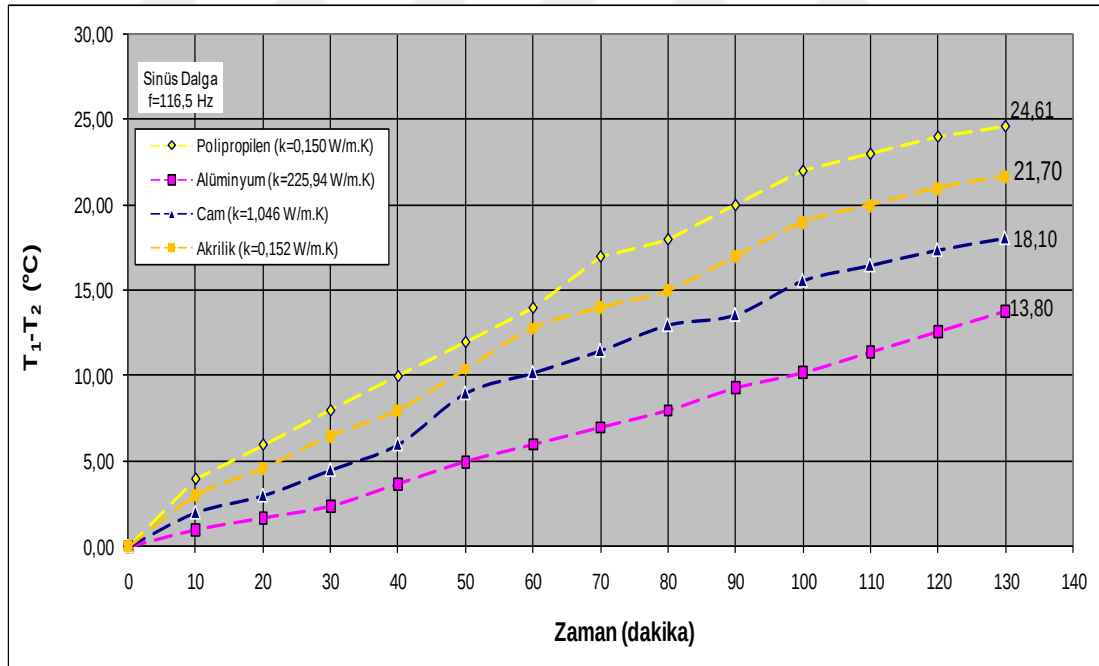
$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 78,5 = 19 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzemesi kesit oranı: } B = \frac{(D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(100 - 64)}{100} = 0,36$$

$$\text{Yığın hava geçiş oranı: } \phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64 \text{ için}$$

$\Delta T_{1-2} = 21,7^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur.

Bölüm 5.4’de sunulan deneylerden elde edilen sonuçlardan aynı yığın hava geçiş oranı değerleri için malzeme faktörünün ısı transferine etkileri belirlenmiştir. Dört deneyde de kıyaslamada eşitlik olması amacıyla hava geçiş oranı değerleri $\phi=0,64$ olarak tasarlanmıştır. Elde edilen sıcaklık farkı değerleri ısı iletim katsayısı yüksek bir malzeme olan alüminyum ($k=225 \text{ W/m.K}$), cam ($k=1,046 \text{ W/m.K}$) ve düşük katsayılı bir malzeme olan polipropilen ($k=0,150 \text{ W/m.K}$) ve akrilik ($k=0,152 \text{ W/m.K}$) için Şekil 5.22’de grafiksel olarak sunulmuştur.



Şekil 5.22: Farklı yığın malzemelerine ait zamana bağlı sıcaklık farkı değişimleri.

Şekil 5.22 değerlendirildiğinde, yapılan deneylerden elde edilen sonuçlara göre belirsizliklerin çok olduğu termoakustik bir sistemde yığın tasarlarken düşük ısı iletim katsayılı malzemeler üzerinde yoğunlaşılması gerekmektedir. Alüminyum köpük

tedarik edilirken bu sonuç dikkate alınmış ve düşük ısı iletim katsayılı alüminyum köpük malzemeler tercih edilmiştir.

5.5 Yığını Oluşturan Borulara Ait Çap Değerleri Değişiminin Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

Bu kısımda, yığın çapı sabit olmak üzere ($D_Y = 44$ mm); yığını oluşturan boruların dış çap ve iç çap değerlerindeki değişikliğin termoakustik soğutma sistemindeki ısı performansa etkisi araştırılmıştır. Bunun için farklı dış ve iç çap değerlerinde üç ayrı akrilik boru tedarik edilmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan boruların ısı iletim katsayıları ve ($D_{dış}/D_{iç}$) çap oranlarının aynı olmasına dikkat edilmiştir.

5.5.1 ($D_{dış}/D_{iç}$) = 5/4 Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi

Malzeme: Akrilik

Isı iletim katsayısı: $k=0,152$ W/m.K

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{(D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(25 - 16)}{25} = 0,36$$

$$\text{Yığın hava geçiş oranı: } \phi = (1 - B) \times 1 = (1 - 0,36) \times 1 = 0,64 \text{ için}$$

$\Delta T_{1-2} = 24,42$ °C olarak bulunmuştur.

5.5.2 ($D_{dış}/D_{iç}$) = 10/8 Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi

Malzeme: Akrilik

Isı iletim katsayısı: $k = 0,152 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100 \text{ mm}$ Yığın çapı: $D_Y = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 10 \text{ mm}$ Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 8 \text{ mm}$

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ mm}^2$$

$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 78,5 = 19 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzemesi kesit oranı: } B = \frac{((D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2)}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(100 - 64)}{100} = 0,36$$

$$\text{Yığın hava geçiş oranı: } \phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64 \text{ için}$$

$\Delta T_{1-2} = 21,7^\circ \text{C}$ olarak bulunmuştur.

5.5.3 ($D_{dış}/D_{iç}$) = 12/9,6 Boru Demetlerindeki Isı Transferinin İncelenmesi

Malzeme: Akrilik

Isı iletim katsayısı: $k = 0,152 \text{ W/m.K}$

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50 \text{ mm}$ Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_{yığın} = 100 \text{ mm}$ Yığın çapı: $D_{yığın} = 44 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 12 \text{ mm}$ Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 9,6 \text{ mm}$

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

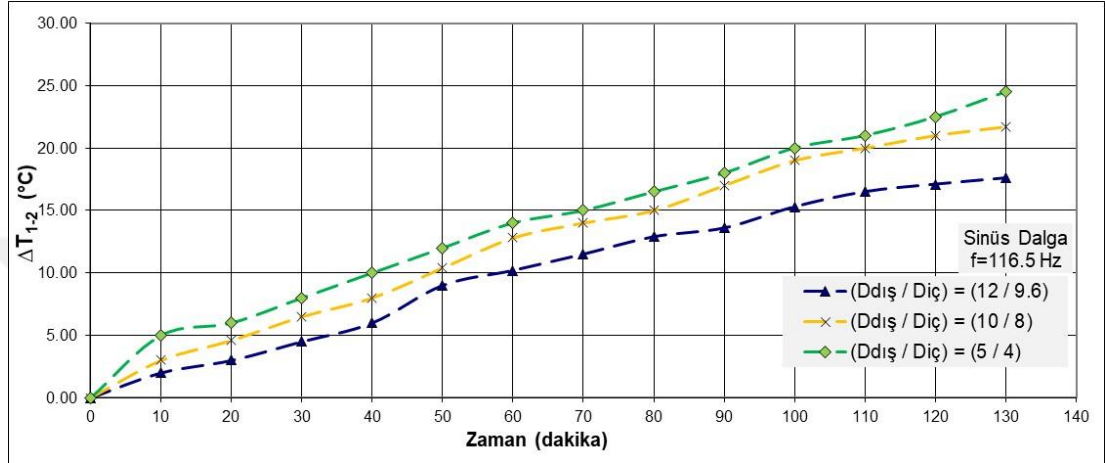
$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113,04 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76/ 113,04 = 13$ adet

$$Yığının malzemesi kesit oranı: B = \frac{((D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2)}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(144 - 92,16)}{144} = 0,36$$

Yığının hava geçiş oranı: $\phi = 1 - B = 1 - 0,36 = 0,64$ için

$\Delta T_{1-2} = 17,6$ °C olarak bulunmuştur.



Şekil 5.23: Farklı boru çapı değerlerine göre zamana bağlı sıcaklık farkı değişimleri ($D_Y=44$ mm).

Bölüm 5.5’de sunulan deneylerden elde edilen sonuçlar Şekil 5.23’te grafiksel olarak görülmektedir. Bu grafik değerlendirildiğinde; aynı sabit yığın çapında ($D_Y=44$ mm), aynı hava geçiş oranına sahip ($\phi=0,64$), aynı malzemelerden üretilen yığınlarda; dış ve iç çap değerleri küçük borulardan oluşturulan yığından daha fazla sıcaklık farkı elde edildiği görülmüştür. Boru çaplarının %58 oranında küçültülmesi ile sistemin ısıl performansı yaklaşık %39; %50 oranında küçültülmesi ile ise yaklaşık %13 oranında artmıştır. Tasarlanan termoakustik sistemde aynı hava geçiş oranında ve aynı ($D_{dış}/D_{iç}$) çap oranlarına sahip boru demetlerinden farklı sonuçların elde edilmesi Bölüm 3.3.1’de belirtilen ısıl nüfuz derinliği faktörünün önemini ortaya koymuştur. Isıl nüfuz derinliği iç çapın azalmasıyla artmıştır.

5.6 Yığın Tasarımında Hava Geçiş Oranının Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlardan yığın hava geçiş oranı değerlerinin de ısı transferinde etkili olabileceği görülmüş ve bu konuda ayrıntılı

deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Bu araştırmada kolay işlenebilir olması nedeniyle polipropilen malzeme kullanılmıştır. Polipropilen boruların içleri hava geçişini engelleyecek şekilde doldurularak, farklı sayılarda boru açıklık oranları oluşturularak 6 farklı hava geçiş oranı için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

5.6.1 $\phi=0,64$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Polipropilen

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{Y_{\text{ığın}}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77$ adet

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{(D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(25 - 16)}{25} = 0,36$$

Boru Açıklık Oranı: %100

Yığın hava geçiş oranı: $\phi = (1 - B) \times 1 = (1 - 0,36) \times 1 = 0,64$ için

$\Delta T_{1-2} = 24,61$ °C olarak belirlendi.

5.6.2 $\phi=0,48$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Polipropilen

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77$ adet

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{((D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2)}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(25 - 16)}{25} = 0,36$$

Boru Açıklık Oranı: %75

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) \times 0,75 = 0,48$ için

$\Delta T_{1-2} = 22,00$ °C olarak belirlendi.

5.6.3 $\phi=0,32$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Polipropilen

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{boru,dış} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{boru,iç} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{yığın}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{boru,dış}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77$ adet

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{((D_{boru,dış})^2 - (D_{boru,iç})^2)}{(D_{boru,dış})^2} = \frac{(25 - 16)}{25} = 0,36$$

Boru Açıklık Oranı: %50

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) \times 0,50 = 0,32$ için

$\Delta T_{1-2} = 18,2^\circ\text{C}$ olarak belirlendi.

5.6.4 $\phi=0,16$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Polipropilen

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış}} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç}} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{\text{yığın}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1962,5 / 19,625 = 77$ adet

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{(D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(25 - 16)}{25} = 0,36$$

Boru Açıklık Oranı: %25

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) \times 0,25 = 0,16$ için

$\Delta T_{1-2} = 11^\circ\text{C}$ olarak belirlendi.

5.6.5 $\phi=0,08$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Polipropilen

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 44$ mm

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış}} = 5$ mm

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç}} = 4$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_{\text{yığın}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 5^2}{4} = 19,625 \text{ mm}^2$$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 19,625 = 77$ adet

$$\text{Yığın malzeme kesit oranı: } B = \frac{(D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(25-16)}{25} = 0,36$$

Boru Açıklık Oranı: %12,5

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) \times 0,125 = 0,08$ için

$\Delta T_{1-2} = 7,9$ °C olarak belirlendi.

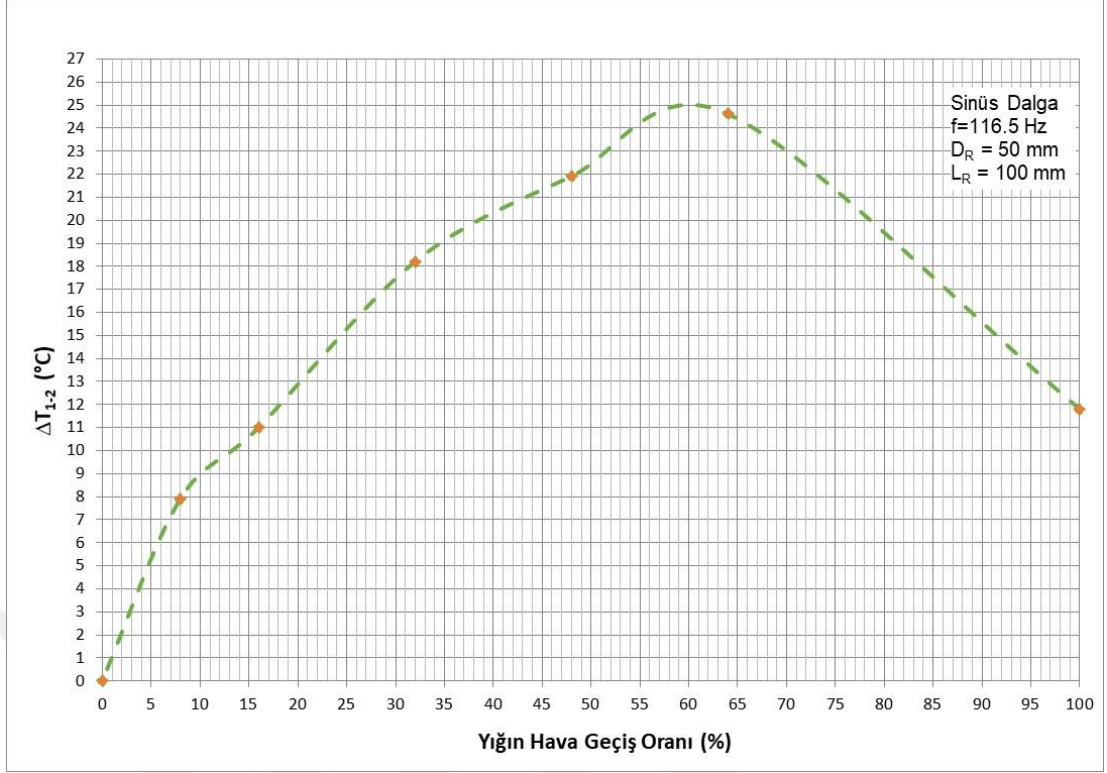
5.6.6 $\phi=1$ Hava Geçiş Oranı Değeri İçin Yığında Oluşan Sıcaklık Farkının İncelenmesi

Malzeme: Yok (Yıgınsız Durum)

Rezonans Tüpü Çapı: $D_R = 50$ mm Rezonans Tüpü Et Kalınlığı: 3 mm

Yığın bölgesi termokupllar arası mesafe: $L_{T1-T2} = 100$ mm için,

$\Delta T_{1-2} = 11,8$ °C olarak belirlendi.



Şekil 5.24: Yığın hava geçiş oranlarına bağlı yığından elde edilen sıcaklık farkı değişimi.

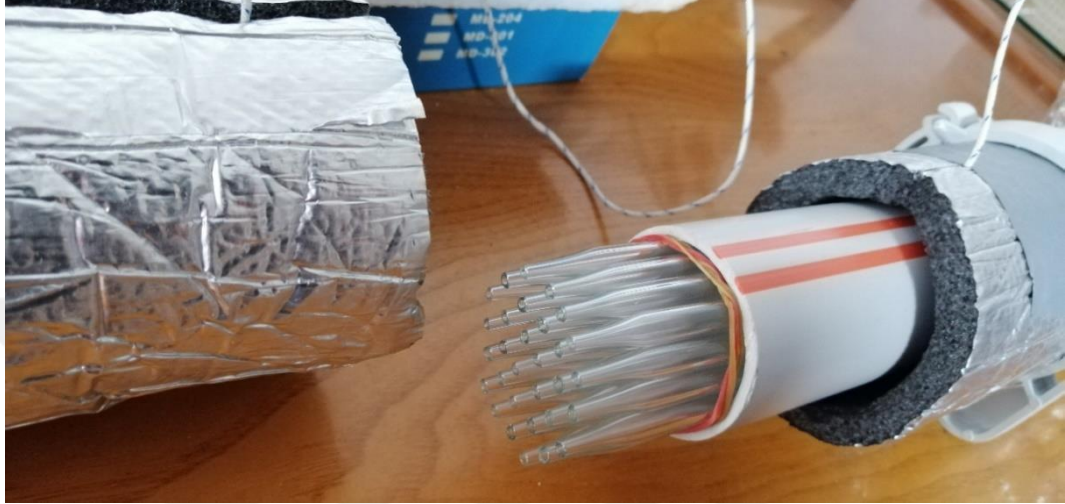
Bölüm 5.6’da sunulan deneylerden elde edilen sıcaklık farkı değerleri yığın hava geçiş oranlarına bağlı olarak Şekil 5.24’te grafik olarak sunulmuştur. Bu grafikten termoakustik bir soğutma sisteminde hava geçiş oranlarının ısı transferine etkisi görülmektedir. Grafikteki $\phi=0$ durumu gözeneksiz durumu ifade etmektedir ve akışkan olan havanın transferi olmayacaktır. Bu durumda yığında istenilen taşınım ile ısı transferi gerçekleşmeyeceğinden sıcaklık farkı olmayacağı kabul edilmiştir. Grafikten hava geçiş oranının optimum bir değerde olması gerektiği, bu optimum değerden fazla veya az hava geçiş oranlarında ısı performansının düştüğü görülmektedir.

5.7 Yığın Tasarımında Kesit Faktörünün Isı Transferine Etkisinin İncelenmesi

Yığın hazırlarken kullanılan boruların daralan kesitli, genişleyen kesitli ve sabit kesitli olma durumlarının termoakustik sistemdeki ısı performansına etkileri incelenmiştir. Bu deneysel çalışmada yığın oluştururken cam borular tercih edilmiştir. Cam malzemenin tercih nedeni; istenilen daralan ve genişleyen kesit koşullarını,

Bölüm 5.5’de belirlenen küçük çap değerlerinde sağlayabilecek kalitede imalatının kolay olmasıdır.

5.7.1 Daralan Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi



Şekil 5.25: Daralan kesitli cam yığının görünümü.

Yığın Malzemesi: Cam

Yığın boyu: $L_Y = 100 \text{ mm}$

Yığın çapı: $D_Y = 50 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış1}} = 7 \text{ mm}$, $D_{\text{boru,dış2}} = 2 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç1}} = 5,6 \text{ mm}$, $D_{\text{boru,iç2}} = 1 \text{ mm}$

Yığın kesit alanı: $Y = \frac{\pi \cdot D_Y^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$

Boru kesit alanı: $P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,465 \text{ mm}^2$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 38,465 = 39 \text{ adet}$

Yığın malzemesi kesit oranı: $B = \frac{((D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2)}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(49 - 31,36)}{49} = 0,36$

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) = 0,64$ için,

$\Delta T_{1-2}=18,7^{\circ}\text{C}$ olarak tespit edildi.

5.7.2 Genişleyen Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi



Şekil 5.26: Genişleyen kesitli cam yığının görünümü.

Yığın Malzemesi: Cam

Yığın boyu: $L_Y = 100 \text{ mm}$

Yığın çapı: $D_Y = 50 \text{ mm}$

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış } 1} = 7 \text{ mm}$, $D_{\text{boru,dış } 2} = 2 \text{ mm}$

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç } 1} = 5,6 \text{ mm}$, $D_{\text{boru,iç } 2} = 1 \text{ mm}$

Yığın kesit alanı: $Y = \frac{\pi \cdot D_Y^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$

Boru kesit alanı: $P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,465 \text{ mm}^2$

Gerekli boru adedi: $Y/P = 1519,76 / 38,465 = 39 \text{ adet}$

Yığın malzemesi kesit oranı: $B = \frac{((D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2)}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(49 - 7,84)}{49} = 0,75$

Yığın Hava Geçiş Oranı: $\phi = (1 - B) = 0,25$ için,

$\Delta T_{1-2}=15,1^{\circ}\text{C}$ olarak tespit edildi.

5.7.3 Sabit Kesitli Yığın Tasarımının İncelenmesi



Şekil 5.27: Sabit kesitli cam yığının görünümü.

Yığın Malzemesi: Cam

Yığın boyu: $L_Y = 100$ mm

Yığın çapı: $D_Y = 50$ mm

Boru dış çapı: $D_{\text{boru,dış}} = 7$ mm

Boru iç çapı: $D_{\text{boru,iç}} = 5,6$ mm

$$\text{Yığın kesit alanı: } Y = \frac{\pi \cdot D_Y^2}{4} = \frac{\pi \cdot 44^2}{4} = 1519,76 \text{ mm}^2$$

$$\text{Boru kesit alanı: } P = \frac{\pi \cdot D_{\text{boru,dış}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 7^2}{4} = 38,465 \text{ mm}^2$$

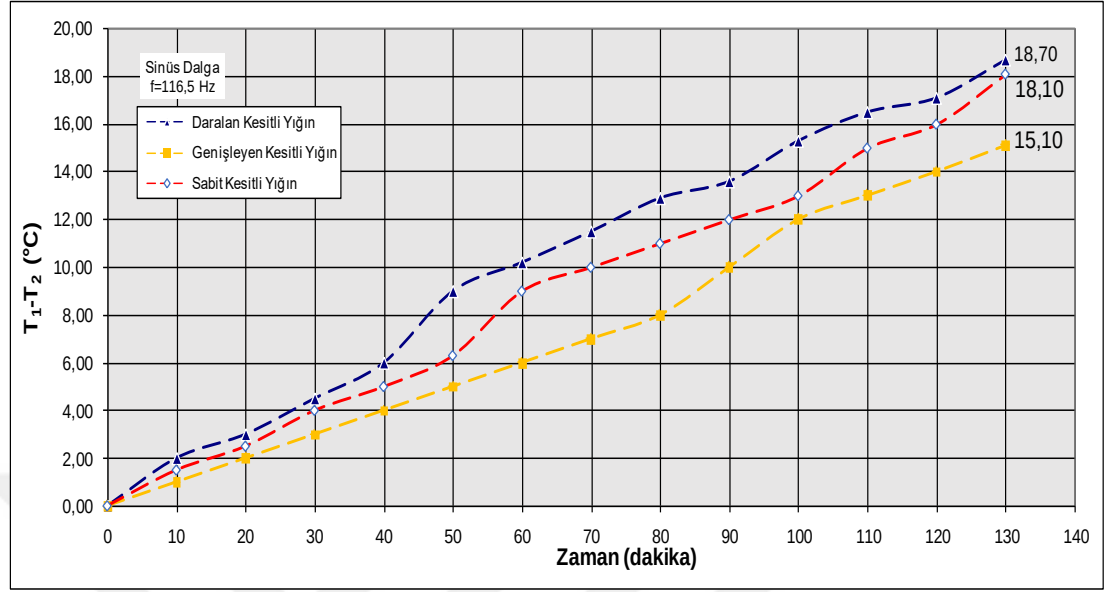
$$\text{Gerekli boru adedi: } Y/P = 1519,76 / 38,465 = 39 \text{ adet}$$

$$\text{Yığın malzemesi kesit oranı: } B = \frac{((D_{\text{boru,dış}})^2 - (D_{\text{boru,iç}})^2)}{(D_{\text{boru,dış}})^2} = \frac{(49 - 31,36)}{49} = 0,36$$

$$\text{Yığın Hava Geçiş Oranı: } \phi = (1 - B) = 0,64 \text{ için,}$$

$\Delta T_{1-2} = 18,1$ °C olarak tespit edildi.

Üç farklı kesit için elde edilen veriler karşılaştırmalı olarak Şekil 5.28’de sunulmuştur.



Şekil 5.28: Farklı kesit tipleri için yığınandan elde edilen sıcaklık farkının zamana bağlı değişimi.

Şekil 5.28 incelendiğinde yığın olarak daralan kesitli cam borulardan oluşturulan boru demeti kullanıldığında; genişleyen kesitli cam borulardan oluşturulan boru demetine göre daha iyi ısı transferi gerçekleştiği görülmektedir. Daralan kesitli ve sabit kesitli borulardan elde edilen sıcaklık farkları birbirine yakın değerlerdedir. Bu durum Bölüm 5.6’da incelenen yığın hava geçiş oranı etkinliğini ortaya koymaktadır. Çünkü daralan kesitli ve sabit kesitli yığınlarda yığın hava geçiş oranı ($\phi=0,64$) aynıdır. Genişleyen kesitli borulardan yığın tasarlarken ise rezonans tüpü çapı ve yerleşecek boru sayısı sabit olduğundan yığın hava geçiş oranı ($\phi=0,25$) azalmıştır.

5.8 Alüminyum Köpük Kullanımının İncelenmesi

Bu bölümde yığın malzemesi olarak alüminyum köpük kullanımı hücre yapısına ve farklı konstrüksiyonlara göre deneysel olarak incelenmiştir.

5.8.1 Alüminyum Köpük Kullanımının Hücre Yapısına Bağlı Olarak İncelenmesi

Alüminyum köpük malzemeleri hücre yapısına göre açık, kapalı ve hibrit olarak sınıflandırılabilir. Hücre yapısı malzemenin özelliklerine etki eden faktörlerden birisidir ve bu nedenle deneylerde farklı hücre yapıları incelenmiştir. Temin edilebilen farklı alüminyum köpük hücre yapıları açık hücreli, kapalı hücreli ve hibrit olmak üzere 3 farklı türde ele alınmıştır.

5.8.1.1 Açık Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi

Açık hücreli yapıda hücrelerin ortasında hava boşlukları olup, hücre çeperlerinin birbirine bağlı olduğu bir yapı vardır. Gözenekli yapılarda birim uzunlukta olan gözenek sayısı gözenek yoğunluğu olarak ifade edilir ve PPI (Pores-Per-Inch) birimi ile gösterilir. Düşük gözenek yoğunluğuna sahip hücrelerde hücre çapları büyük, yüksek gözenek yoğunluğuna bağlı hücrelerde ise hücre çapları küçüktür. Malzemelerin bu özellikleri nedeniyle yığından hava geçiş oranları farklılık göstereceği için dört farklı gözenek yoğunluklu fakat eşit hava geçiş oranı değerli açık hücreli alüminyum köpükler tedarik edilerek termoakustik soğutmada deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerden elde edilen veriler Tablo 5.4'te sunulmuştur.

Tablo 5.4: Açık hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri.

Hücre Yapısı	Gözenek Yoğunluğu (PPI)	ϕ (%)	ΔT_{1-2} (°C)	COP
Açık Hücreli	10 PPI	64,00	14,76	0,93
Açık Hücreli	20 PPI	64,00	15,21	0,99
Açık Hücreli	30 PPI	64,00	18,93	1,34
Açık Hücreli	40 PPI	64,00	23,31	1,81

Tablo 5.4 incelendiğinde açık hücreli yığınlardan en iyi performansın 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüklü yığında elde edildiği görülmektedir. Gözenek yoğunluğunun 40 PPI değerine göre azalması ile ısı performans düşmektedir. Bu durumun ısı nüfuz derinliği kavramı ile açıklanabileceği

düşünülmektedir. Gözenek yoğunluğunun azalması veya artması ile hücre çaplarının değişiminden ısı nüfuz derinliği etkilenmektedir.

5.8.1.2 Kapalı Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi

Kapalı hücreli köpüklerde hücreler hücre duvarı ile kapalıdır ve hücrelerin içinde kapalı durumda hava boşluğu vardır. Hücrelerin birbirleriyle bağlantısı yoktur. Üretimden kaynaklanan kafes hataları dışında yüzeyde gözenek olmamasından kaynaklı olarak hava geçiş oranları oldukça düşüktür. Kapalı hücreli alüminyum köpük için elde edilen deneysel sonuçlar Tablo 5.5'te sunulmuştur.

Tablo 5.5: Kapalı hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri.

Hücre Yapısı	Gözenek Yoğunluğu (PPI)	ϕ (%)	ΔT_{1-2} (°C)	COP
Kapalı Hücreli	x	1,00	2,30	0,11

Tablo 5.5'te sunulan sonuçlar değerlendirildiğinde, bu hücre yapısından elde edilen sıcaklık farkı düşük kalmış ve açık hücreli yapıya göre yeterli ısı performans elde edilememiştir. Bu durumun, kapalı hücreli yapıda hava geçiş oranının çok düşük olması nedeniyle taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarının ve gözeneklere hapsolmuş hava miktarından dolayı iletim ile gerçekleşecek ısı transferi miktarının da yetersiz kalmasından dolayı olduğu düşünülmektedir.

5.8.1.3 Hibrit Hücreli Alüminyum Köpüğün İncelenmesi

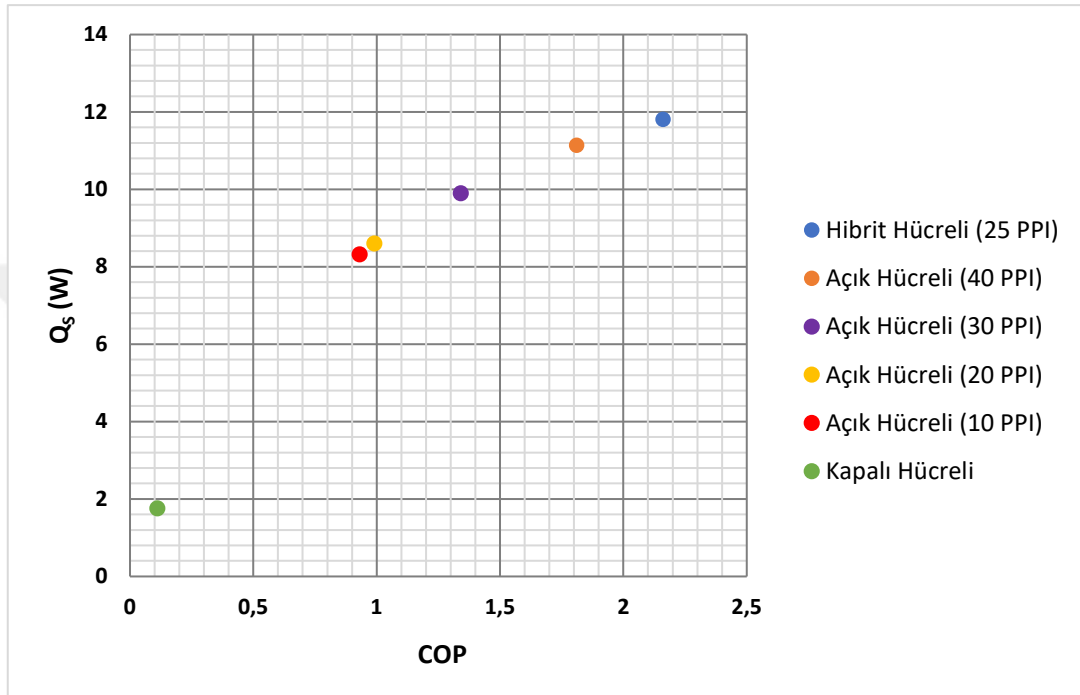
Hibrit hücreli olarak adlandırılan bu hücre tipi ise yapısı gereği hem açık hem de kapalı hücreli olan, her iki yapıya da ait karakteristik özellikler gösteren hücre tipidir. Alüminyum köpük literatüründe açık ve kapalı tip hücrelere göre yeni bir malzemedir. Daha sınırlı gözenek yoğunluklarında üretilmektedir. Hibrit hücreli alüminyum köpük için elde edilen sonuçlar Tablo 5.6'da sunulmuştur.

Tablo 5.6: Hibrit hücreli alüminyum köpüğe ait ısı performans değerleri.

Hücre Yapısı	Gözenek Yoğunluğu (PPI)	ϕ (%)	ΔT_{1-2} (°C)	COP
Hibrit Hücreli	25	64,00	26,60	2,16

5.8.1.4 Farklı Hücre Yapılı Alüminyum Köpüklere ait Deneysel Sonuçların Karşılaştırılması

Alüminyum köpüklere ait Tablo 5.4, 5.5 ve 5.6’ da verilen termoakustik soğutma performans değerleri soğutma gücü değerlerine bağlı olarak Şekil 5.29’da grafiksel olarak verilmiştir.



Şekil 5.29: Hücre yapısına göre alüminyum köpük yığınların termoakustik soğutma performansları.

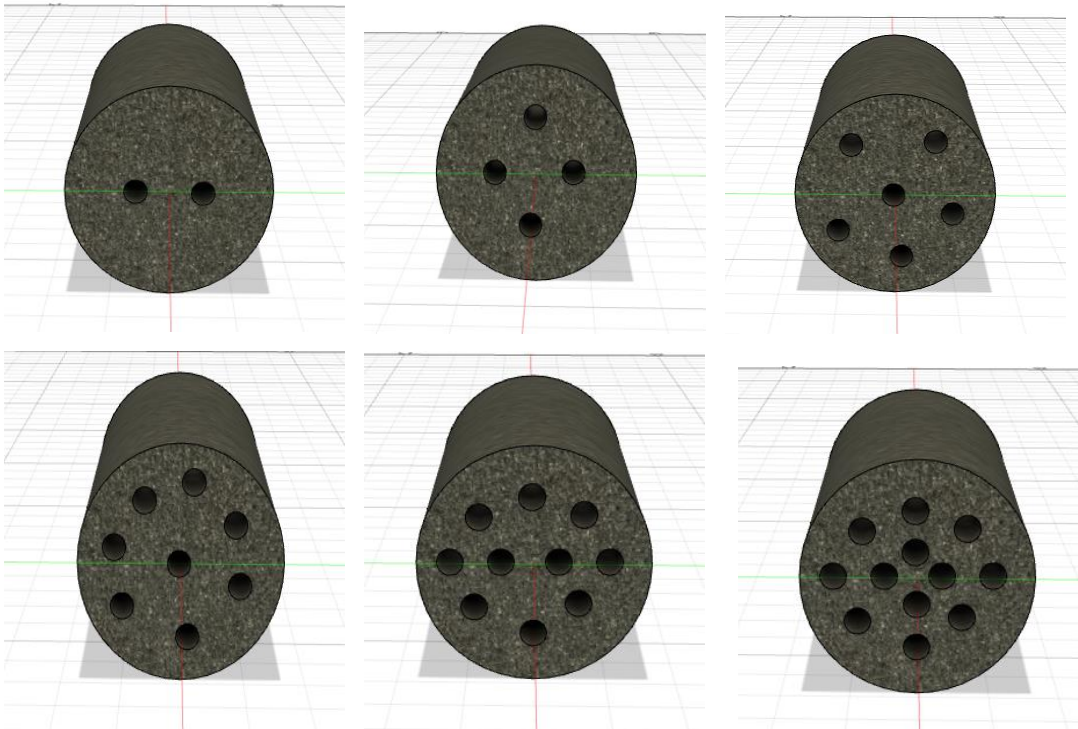
Şekil 5.29 incelendiğinde hibrit hücreli, 25 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpüğün; açık hücre yapılı 10 PPI alüminyum köpüğe göre %132, açık hücre yapılı 20 PPI alüminyum köpüğe göre %118, açık hücre yapılı 30 PPI alüminyum köpüğe göre % 61, açık hücre yapılı 40 PPI alüminyum köpüğe göre % 19 oranında; kapalı hücre yapılı alüminyum köpüğe göre ise %1863 oranında daha iyi soğutma performansı sağladığı görülmektedir. Bu tespite bağlı olarak bu çalışmanın bundan sonraki alüminyum köpükler ile ilgili yığın tasarımlarında malzeme olarak sadece hibrit hücre yapılı alüminyum köpük kullanılmıştır.

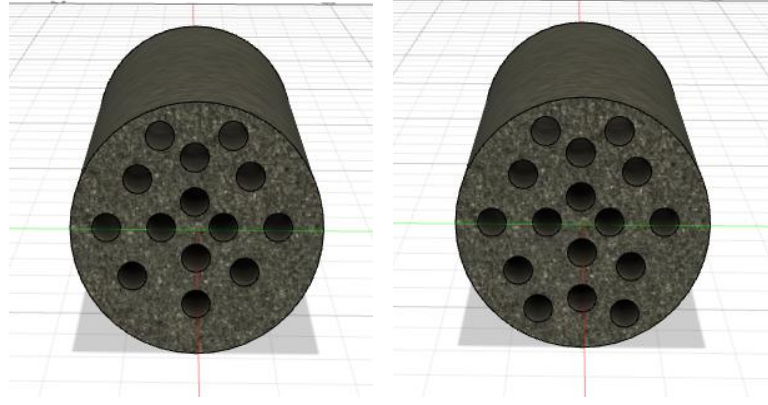
5.8.2 Değişik Konstrüksiyonlarda Alüminyum Köpüklü Yığın Tasarımları ve Soğutma Performanslarının İncelenmesi

Hücre yapılarına bağlı olarak yapılan deneysel çalışmalarda, tasarımı yapılan yığınlardaki hücre yapılarının ısı transferine etkisi Tablo 5.4, 5.5 ve 5.6' da verilmiştir. Tablo 5.5'te verilen ve hava geçiş oranı %1 olan kapalı hücreli alüminyum köpükten elde edilen sıcaklık farkı hava geçiş oranı daha yüksek olan diğer tip köpüklere göre düşük kalmaktadır. Bu tespit dikkate alınarak ısıl performansın arttırılabilmesi için öncelikle hava geçiş oranlarının arttırılması yönünde kanaate varılmış ve bu maksatla farklı yığın tasarımları üzerinde araştırmalar yapılmıştır. Bu maksatla iki farklı yığın tasarımı ele alınmıştır.

5.8.2.1 Dairesel Kanallı ve Silindir Geometrili Yığın Tasarımı ve Soğutma Performansının İncelenmesi

Bu tasarımda 25 PPI gözenek yoğunluklu hibrit hücre yapılı bir alüminyum köpük malzemeden oluşan silindirik tam dolu bir yığına Şekil 5.30'da sunulan örnekte görüldüğü gibi daireSEL hava kanalları açılarak hava geçiş oranlarının arttırılması hedeflenmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlarda Tablo 5.7'de verilmiştir.





Şekil 5.30: Tasarlanan dairesel kanallı yığınların görünümü.

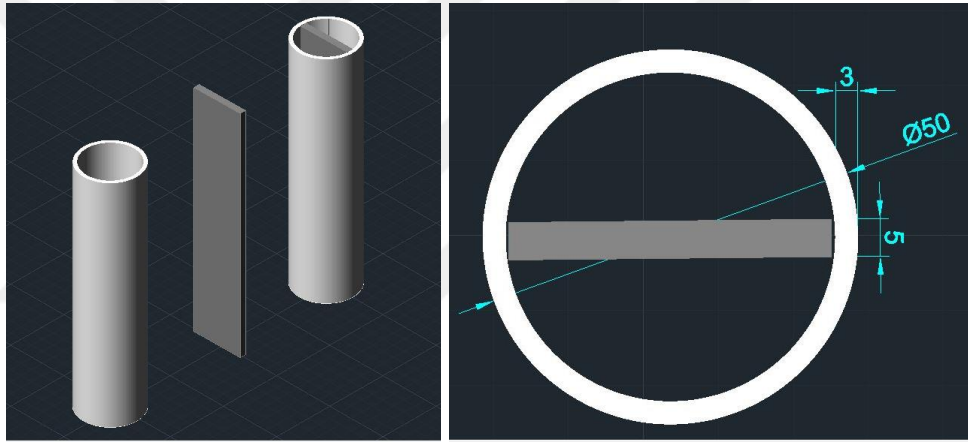
Tablo 5.7: Dairesel kanallı silindirik geometrili yığına ait ısı performans verileri ($L_y=100\text{mm}$).

Kanal Sayısı	Kanal Kesit Alanı (mm^2)	Delik Kesit Alanı (mm^2)	Rezonans Tüpü İç Kesit Alanı (mm^2)	Yığın Malzeme Kesit Oranı (%)	ϕ (%)	ΔT_{1-2} ($^{\circ}\text{C}$)	COP
2	20	40	1520	97,37	66	26,97	2,20
4	20	80	1520	94,74	69	27,61	2,28
6	20	120	1520	92,11	72	28,32	2,36
8	20	160	1520	89,47	75	29,13	2,45
10	20	200	1520	86,84	77	30,22	2,58
12	20	240	1520	84,21	80	X	X
14	20	280	1520	81,58	83	X	X
16	20	320	1520	78,95	87	X	X

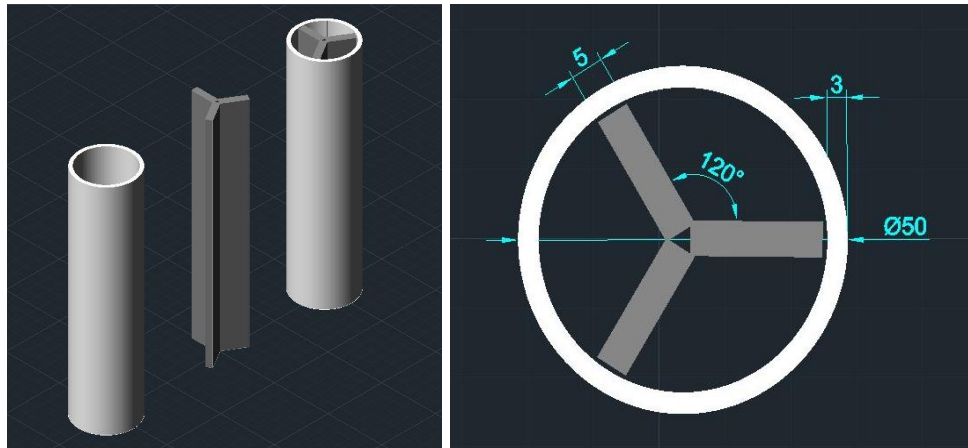
Tablo 5.7 incelendiğinde; yığın üzerine 10 adet kanal açıldığında hava geçiş oranı %64'den %77'ye arttırılmış ve yığında yaklaşık $30,22^{\circ}\text{C}$ sıcaklık farkı elde edilmiştir. Ancak deneysel çalışmalarda kanal sayısının 12, 14 ve 16 olarak arttırılması ile hava geçiş oranının biraz daha geliştirilmesi tasarlansa da deneysel çalışmada bu mümkün olamamıştır. Çünkü kullanılan alüminyum köpük toz metalürjisi yöntemiyle üretildiğinden belirli bir kanal sayısından sonra yığın malzemesinde deformasyonlar oluşmaya başlamıştır. Bu nedenle deneyler 10 kanal sayısı ile sınırlı kalmıştır. Fakat yığın malzemesine 10 adet kanal ilavesi bile sistemin soğutma performansını %19,4 oranında arttırmıştır.

5.8.2.2 Farklı Dairesel Açılarda Yerleştirilen Kanatçıklı Tip Yığının Tasarımı ve Soğutma Performansının İncelenmesi

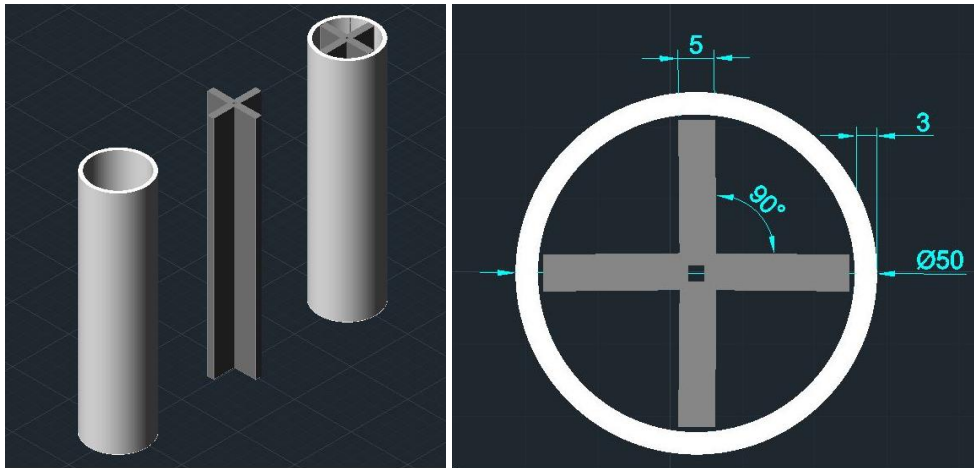
Dairesel kanallı tasarımda malzeme deformasyonu nedeniyle hava geçiş oranı %55 olarak sınırlı kalmıştı. Bu nedenle hava geçiş oranının geliştirilmesi için yeni bir tasarımda bulunuldu. Bu tasarımda 25 PPI gözenek yoğunluklu hibrit hücreli alüminyum köpük malzemeden 5 mm x 20 mm x 10 mm boyutlarında prizmatik şekilde ve farklı sayıda kanatçıklar hazırlanmıştır. İmal edilen bu kanatçıkların yığın üzerinde homojen dağılımda olması için aralarındaki açılar eşit olacak şekilde farklı açılarda ve sayılarda birbirlerine monte edilerek 9 farklı yığın tasarımı gerçekleştirildi. Tasarlanan yığınlara ait örnek montaj ve kesit resmi Şekil 5.31’de gösterilmiştir. Buna ait deneysel sonuçlar da Tablo 5.8’de sunulmuştur.



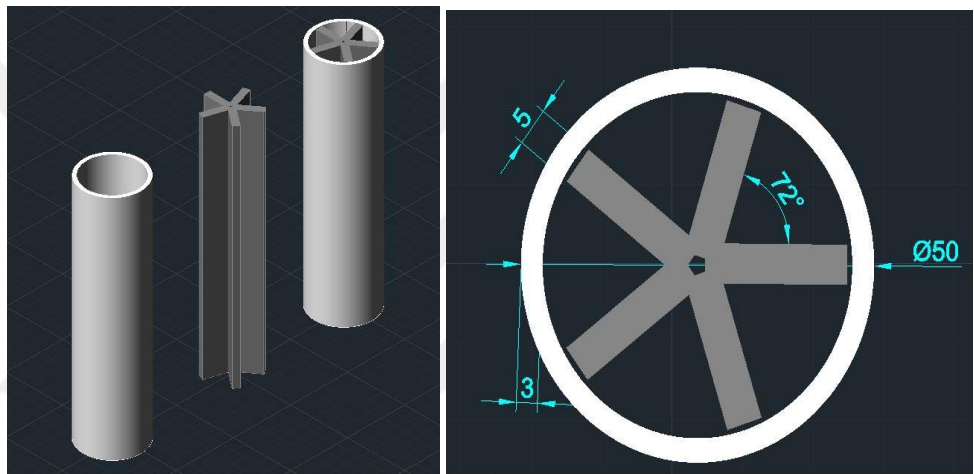
(a)



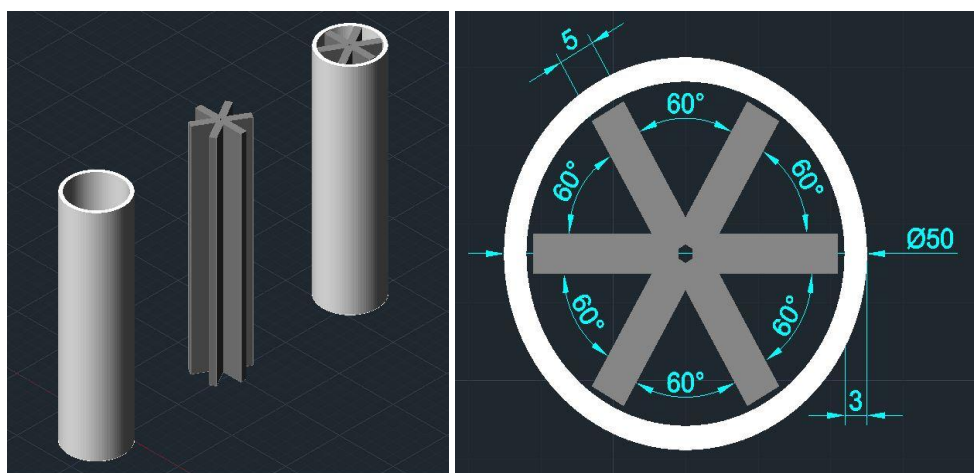
(b)



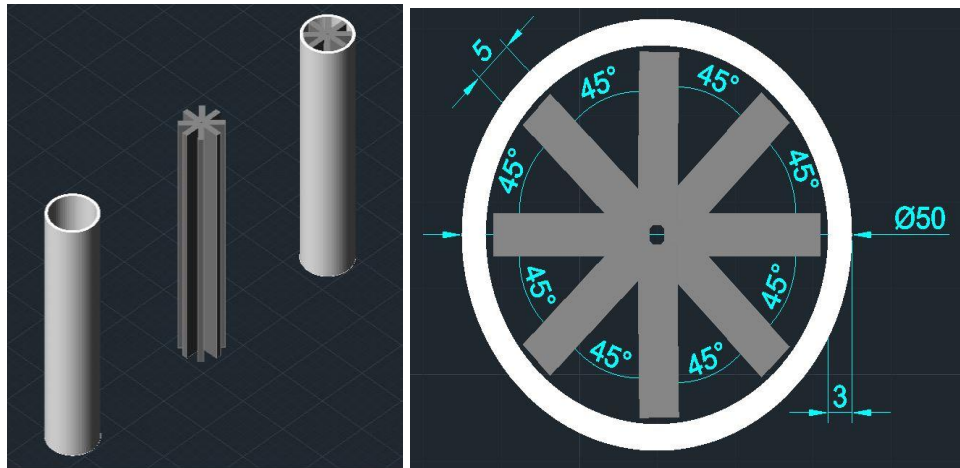
(c)



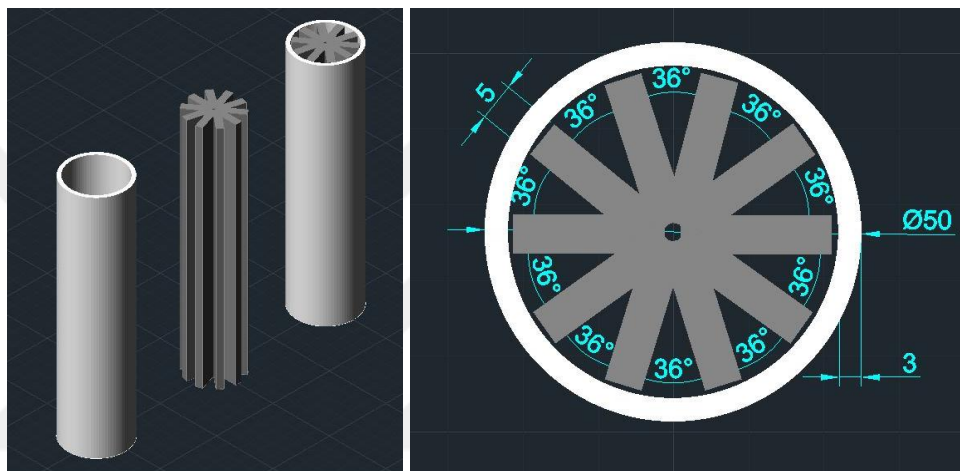
(d)



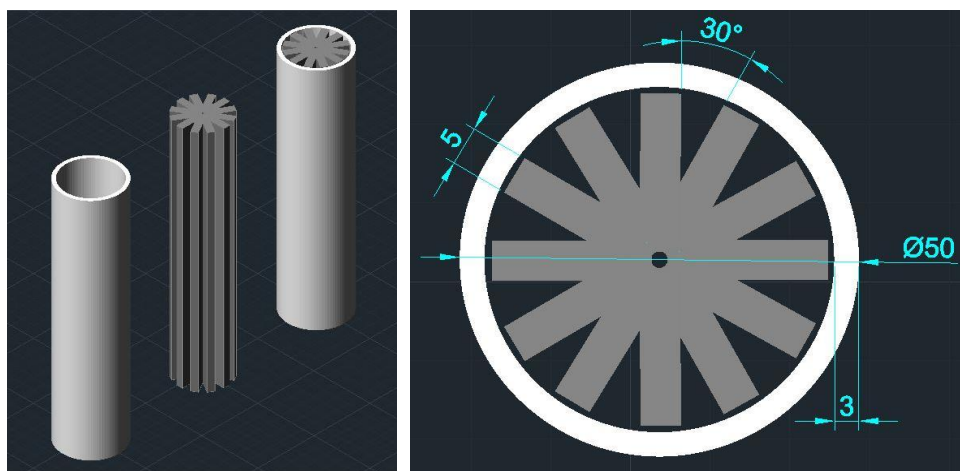
(e)



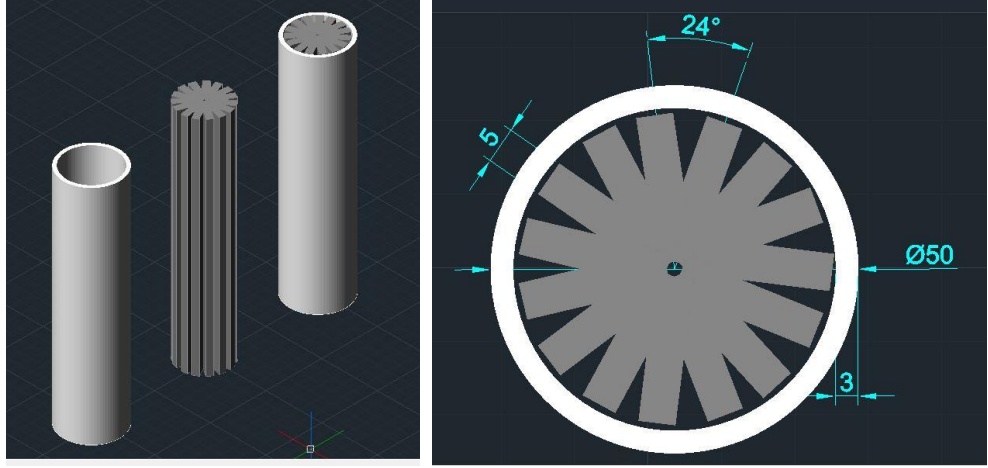
(f)



(g)



(h)



(i)

Şekil 5.31: Kanatçıklı yığnlara ait montaj ve kesit resimleri
a) 2 kanatçıklı, b) 3 kanatçıklı, c) 4 kanatçıklı, d) 5 kanatçıklı, e) 6 kanatçıklı, f) 8 kanatçıklı, g) 10 kanatçıklı, h) 12 kanatçıklı, i) 15 kanatçıklı.

Tablo 5.8: Farklı dairesel açılarda kanatçıklı tip yığnlara ait ısı performans verileri ($L_Y=100$ mm).

Kanatçık Sayısı	Açı (°)	Kanatçık Kesit Alanı (mm ²)	Rezonans Tüpü İç Kesit Alanı (mm ²)	Yığın Malzeme Kesit Oranı (%)	ϕ (%)	ΔT_{1-2} (°C)	COP
2	180	200	1520	13,16%	95	16,57	1,14
3	120	300	1520	19,74%	93	18,35	1,31
4	90	400	1520	26,32%	90	20,13	1,48
5	72	500	1520	32,89%	88	21,32	1,61
6	60	600	1520	39,47%	86	23,1	1,80
8	45	800	1520	52,63%	81	26,06	2,11
10	36	1000	1520	65,79%	76	28,43	2,37
12	30	1200	1520	78,95%	72	29,67	2,51
15	24	1500	1520	98,68%	65	26,97	2,18

Tablo 5.8.'de görüldüğü gibi yığının bu konstrüksiyonda tasarımı ile yığın hava geçiş oranı değeri %64'den %95 seviyesine geliştirilmiştir. Aynı zamanda ilgili

tablodan 12 kanatçıklı ve %72 hava geçiş oranı değerine sahip yığının en iyi ısı performans sağladığı görülmektedir. Hava geçiş oranının bu değerin üzerine çıktığı diğer kanatçıklı tasarımlarda yığından elde edilen sıcaklık farkının düştüğü ve en düşük sıcaklık farkının da en yüksek yığın hava geçiş oranı değerinde elde edildiği görülmektedir. Bu durumun yüksek hava geçiş oranı değerlerinde yığında yeterli ısı transferi yüzeyinin oluşmamasına bağlı olduğu düşünülmektedir.

Bu çalışmada farklı dairesel açılarda kanatçıklı tip yığın tasarımından elde edilen hava geçiş oranları 10 adet dairesel kanallı ve silindir geometrilili yığın tasarımından elde edilen hava geçiş oranlarına göre %23 daha fazladır. Buna karşılık kanallı tip tasarımda elde edilen ısı performansın kanatçıklı tip yığın tasarımına göre %2,79 oranında daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumun kanatçıklı tip yığında kanatçıkların rezonans tüpünün daire merkezinde temas halinde iken tüp cidarına doğru kanatçıklar arası mesafenin artması ile oluştuğu düşünülmektedir. Tüp cidarına doğru açıklığın artması ile ısı nüfuz derinliği dışında kalan hava miktarı artmakta ve kanatçıklar ile etkileşime giremeyen hava kütlelerinin ısı transferini olumsuz etkilediği düşünülmektedir.

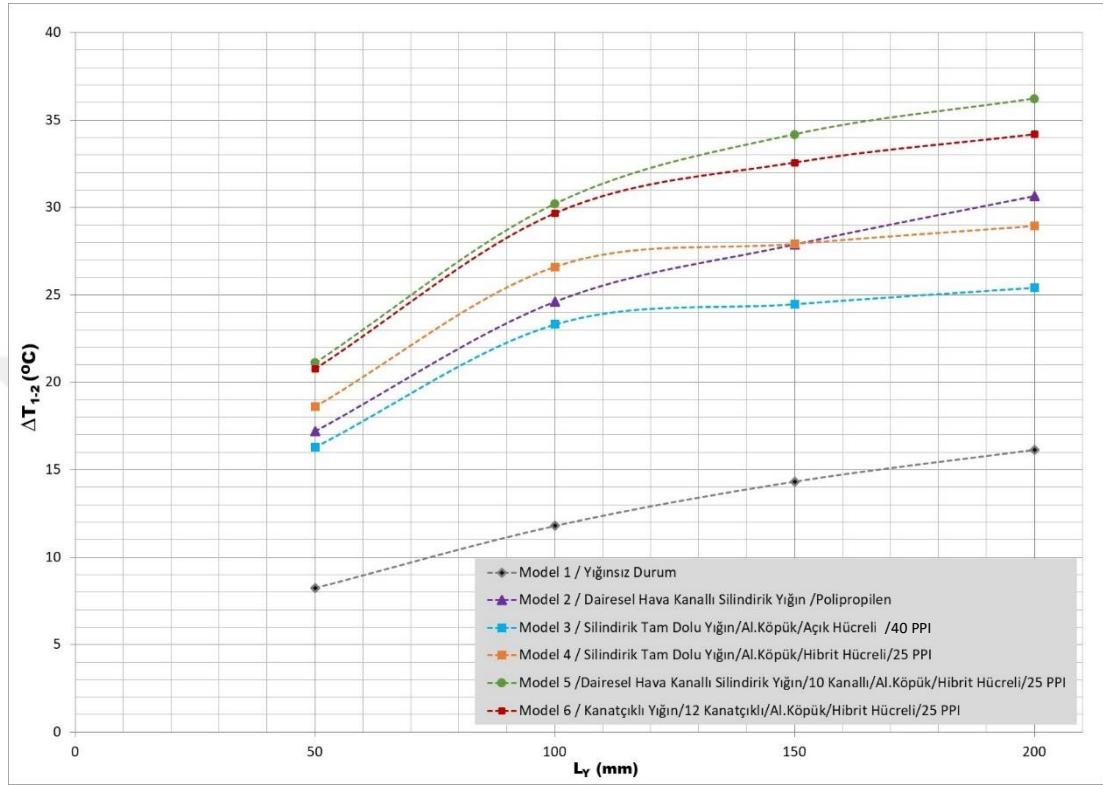
5.9 Yığın Boyu Faktörünün Soğutma Performansına Etkisinin İncelenmesi

Sonuçları literatürde yer alan tarafımızca yapılan deneysel çalışmalarda rezonans tüpü içerisinde basınç ölçümleri yapılarak tüp içerisindeki alçak ve yüksek basınç bölgeleri belirlenmiş ve yığının konumlandırılması buna uygun olarak gerçekleştirilmişti (Gökay ve Karabacak 2021). Tasarlanan sistemde yüksek basınç bölgesinin açık uçtan itibaren 500 ile 700 mm aralığında olduğu tespit edilmiş; yığın uzunluğu da 100 mm olarak alınarak bu bölgenin 550 ile 650 mm aralığına konumlandırılmış ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada ise 6 farklı yığın modeli için yığın boyları 50, 100, 150 ve 200 mm dört farklı uzunlukta tasarlanarak yığın boyunun termoakustik soğutma sistemine etkisi deneysel olarak incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Tablo 5.9'da sunulmuştur. Bu kısımdaki deneylerde kullanılan rezonans borusu çapı $D_R=50$ mm'dir. Dalga formu da bu değere göre uygun olarak 116,5 Hz sinüs dalga olarak seçilmiştir. (bkz. Bölüm 5.3)

Tablo 5.9: Farklı yığın uzunluk değerlerine göre ısı performansının değişimi.

Yığın Modeli	L_y=50 mm	L_y=100 mm	L_y=150 mm	L_y=200 mm
Model No:1 Malzeme: Yok Yığinsız, Boş Durum ϕ : %100	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	8,25	11,80	14,33	16,14
	COP	COP	COP	COP
	0,45	0,69	0,89	1,07
Model No:2 Malzeme: Polipropilen Dairesel Hava Kanallı, Silindirik Yığın, ϕ : %64	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	17,20	24,61	27,88	30,65
	COP	COP	COP	COP
	1,17	1,94	2,29	2,62
Model No:3 Malzeme:Alüminyum Köpük Açık Hücreli, 40 PPI Silindirik Tam Dolu Yığın ϕ : %64	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	16,29	23,31	24,47	25,41
	COP	COP	COP	COP
	1,09	1,81	1,93	2,03
Model No:4 Malzeme:Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli, 25 PPI Silindirik Tam Dolu Yığın ϕ : %64	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	18,61	26,60	27,91	28,93
	COP	COP	COP	COP
	1,31	2,16	2,31	2,42
Model No:5 Malzeme:Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli, 25 PPI Dairesel Hava Kanallı, Silindirik Yığın (10 Kanallı) ϕ : %77	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	21,13	30,22	34,19	36,23
	COP	COP	COP	COP
	1,59	2,58	3,16	3,47
Model No:6 Malzeme:Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli, 25 PPI Kanatçıklı Tip Yığın (12 Kanatçıklı) ϕ : %72	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)	ΔT_{1-2} (°C)
	20,77	29,67	32,57	34,18
	COP	COP	COP	COP
	1,54	2,51	2,88	3,15

Tablo 5.9’da verilen farklı yığın modellerine ait ısı performans değerleri karşılaştırmalı olarak Şekil 5.32’de sunulmuştur. Alüminyum köpük haricinde yığinsız durum ile literatürdeki yaygın kullanımı dikkate alınarak polipropilen malzemeye ait benzer deneyler de yapılmış ve sonuçların birbirleriyle karşılaştırılması sağlanmıştır.



Şekil 5.32: Termoakustik soğutma sisteminde yığın boyu değişimine bağlı sıcaklık farkı değişimleri.

Yapılan deneylerden elde edilen sonuçlar özetlenirse;

a) Termoakustik soğutma sisteminde yığın kullanımının etkinliğini göstermek amacıyla rezonans tüpü içerisinde yığınlar kullanılmadan da ilgili basınç noktalarında sıcaklık ölçümü yapılmış ve yığınların kullanılması ile soğutma performansının minimum %89,7 oranında (Model 3, $L_y=200$ mm için) arttırılabileceği belirlenmiştir.

b) Farklı dalga türlerinin termokustik soğutma sistemi tasarımı ve performans etkilerini incelediğimiz çalışmamızda yığın malzemesi olarak 100 mm boyunda polipropilen malzeme de kullanılmıştı (Gökay ve Karabacak 2021). Bu çalışmada ise polipropilen malzemeden 50 mm, 150 mm ve 200 mm boylarında ilave yeni yığınlar tasarlayarak yığın boyuna göre polipropilen yığın ile alüminyum köpük yığının ısı performansları da karşılaştırılmıştır.

c) Karşılaştırmada açık tip alüminyum köpüklerden en iyi ısı performansını veren tam dolu modeli, 40 PPI açık hücre yapılı alüminyum köpük yığının ısı performansının polipropilene göre yığın boyu, $L_y=50$ mm için %5,4, $L_y=100$ mm için %5,7, $L_y=150$ mm için %14 ve $L_y=200$ mm için %20,6 oranında daha düşük olduğu tespit edildi. Yığın boyu arttıkça bu ısı performans farkı da artmaktadır.

d) Tam dolu modeli, 25 PPI hibrit hücre yapılı alüminyum köpük yığının ısı performansının yığın boyunun $L_y=50$ mm için %8,3, $L_y=100$ mm için %8,1 ve $L_y=150$ mm için %1 oranında polipropilen yığından yüksek olduğu; 150 mm ‘den sonraki yığın boylarında ise farkın azaldığı ve bundan sonraki yığın boylarında ise polipropilen değerlerinin örneğin $L_y=200$ mm için %5,6 oranında alüminyum köpük yığından yüksek olduğu görülmüştür. Bu tespite göre 150 mm yığın boyuna kadar alüminyum köpük kullanımının uygun olduğu bunun üzerindeki yığın boylarında ise polipropilen yığın kullanımının daha uygun olduğu anlaşılmıştır.

e) Yapılan deneylerden genel olarak termoakustik bir soğutma sisteminde yığın boyu uzunluğunun artması ile aynı malzeme için ısı performans değerlerinin de arttığı tespit edilmiştir.

f) Farklı yığın modelleri farklı davranış sergilemiştir. Örneğin Model 3 ve Model 4 gibi tamamen alüminyum köpük ile dolu yığın tasarımlarında $L_{yığın}=100$ mm’den sonraki değerlerde sıcaklık artış hızı azalmıştır.

g) $L_{yığın}=100$ mm’den sonraki yığın boylarında sistemin soğutma performansındaki artış hızı düştüğünden tamamen alüminyum köpük ile dolu yığın modelinde bu mahsurun giderilmesinin kanatçıklı veya kanallı yığın tasarımıyla mümkün olabileceği tespit edilmiştir.

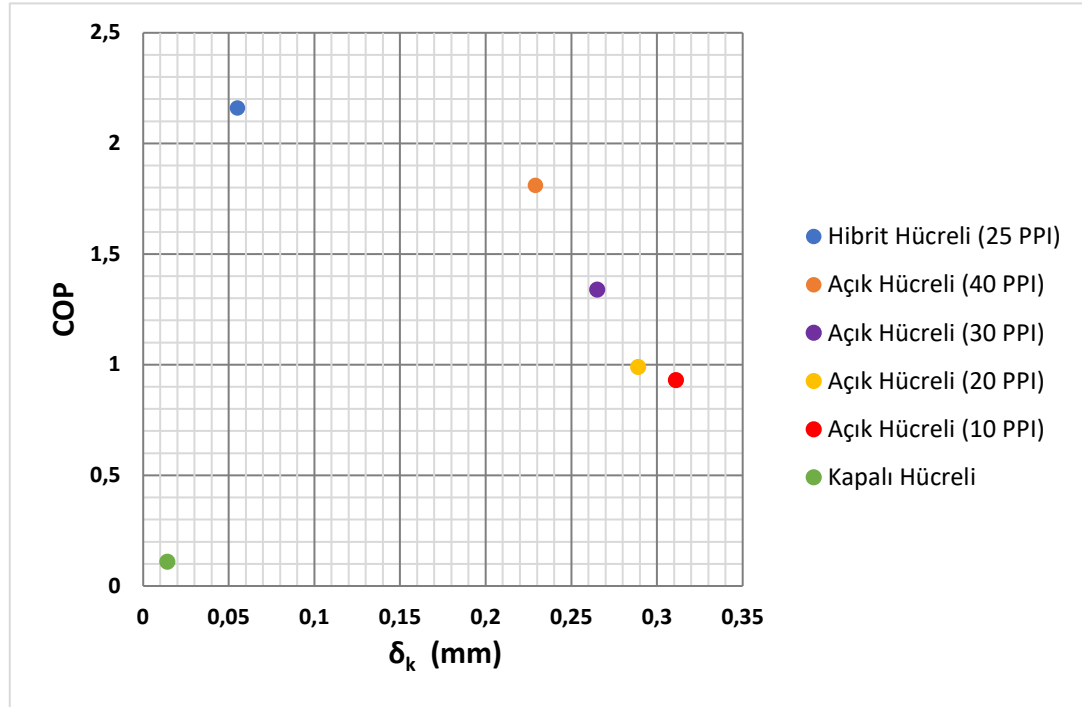
h) Yığının kanatçıklı veya kanallı olarak imal edilmesi tam dolu klasik alüminyum köpüklü sisteme göre sistemin ısı performansını önemli oranda arttırmaktadır. Bu artış miktarı yığın boyuna bağlı olarak değişmektedir. Örneğin kanatçıklı imalatla $L_y=150$ mm için %14,3 ve $L_y=200$ mm için %15,4 performans artışı elde edilirken; kanallı imalat durumunda ise $L_y=150$ mm için %22,5 ve $L_y=200$ mm için %25,2 performans artışı tespit edilmiştir. Yığın boyunun, rezonans tüpü içerisinde

tespit edilen yüksek basınç bölgesi uzunluğuna ($L_y=200$ mm) yaklaşması ile sistemde görülen sıcaklık farklarının artışının azaldığı görülmüştür.

i) 10 adet dairesel kanallı alüminyum köpüklü yığın modeli ile 12 kanatçıklı, 30° eşit dairesel açılı alüminyum köpüklü yığın modeli 50 mm ve 100 mm yığın boylarında benzer ısı performans gösterirken; 100 mm üzerindeki yığın boylarında dairesel kanallı yığın modelinin %5-6 oranında daha iyi ısı performans gösterdiği tespit edilmiştir.

5.10 Alüminyum Köpük Malzemelerin Soğutma Performanslarının Isıl Nüfuz Derinliğine Bağlı Olarak İncelenmesi

Çalışmada kullanılan alüminyum köpük malzemelerin ısı nüfuz derinlikleri ve soğutma performans değerleri Şekil 5.33'te sunulmuştur. Grafik incelendiğinde açık hücreli yapıli köpüklerde gözenek yoğunluğunun artması ile ısı nüfuz derinliğinin azaldığı, soğutma performans katsayılarının ise arttığı görülmektedir. En düşük ısı nüfuz derinliğine sahip kapalı hücreli alüminyum köpük aynı zamanda en düşük soğutma performansına sahiptir. En iyi soğutma performansına sahip hibrit hücreli alüminyum köpüğün ısı nüfuz derinliği ise açık hücreli köpüklerden daha düşük, kapalı hücreli alüminyum köpükten ise daha yüksek değerdedir.



Şekil 5.33: Alüminyum köpüklerin soğutma performanslarının ısı nüfuz derinliğine bağlı değişimleri.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada alüminyum köpüğün termoakustik soğutma sisteminde kullanılabilirliğinin tespiti için farklı hücre yapısındaki alüminyum köpüklerin farklı yığın boyu ve farklı yığın tasarımları yapılmış ve bunların sistemin soğutma performanslarına etkisi detaylı olarak araştırılmıştır. Maliyetli bir malzeme olan alüminyum köpüğün verimli olarak kullanılabilmesi için konstrüksiyon detaylarının çok iyi yapılması gerekir. Uygun malzeme seçilmesi ile birlikte gerekli hava geçiş oranını sağlayacak şekilde geometrik dizaynın yapılması da önemlidir. Bu tez çalışmasından elde edilen sonuçlar özetlenirse;

- a) Tasarlanan termoakustik soğutma sistemindeki alüminyum köpüklerin hücre yapıları ile ilgili gerçekleştirilen deneylerde; 25 PPI gözenek yoğunluğundaki hibrit hücre yapılı alüminyum köpüğün kullanımı ile açık hücre yapılı alüminyum köpüğe göre ortalama %20; kapalı hücre yapılı alüminyum köpüğe göre ise %1863 daha iyi sonuç elde edildiği görülmüştür.
- b) Alüminyum köpüklü yığının hava kanallı veya kanatçıklı dizayn edilmesi ile, termoakustik soğutma sisteminin soğutma performansının yığın uzunluğuna bağlı olarak minimum %11,6 ile maksimum %25,2 oranında arttırılabileceği belirlenmiştir.
- c) Yığın boyu faktörünün soğutma performansına etkisi ile ilgili yapılan deneysel incelemede yığın uzunluğu artışının 200 mm değerine kadar soğutma performansını arttırıcı yönde olumlu etkilediği tespit edilmiştir. Yığın boyunun, rezonans tüpü içerisinde tespit edilen yüksek basınç bölgesi uzunluğuna ($L_y=200$ mm) yaklaşması ile sistemde görülen sıcaklık farklarının artış miktarlarının azaldığı görülmüştür.
- d) Elde edilen deney sonuçlarına göre en fazla sıcaklık farkı, hibrit hücre yapılı alüminyum köpük kullanılarak tasarlanan; 200 mm yığın uzunluğunda, 10 adet dairesel hava kanallı yığın modelinde $36,23^{\circ}\text{C}$ olarak elde edilmiştir. Maksimum soğutma performans katsayısı ise 3,47 olarak belirlenmiştir. Gerekli tasarımlarda bulunularak geliştirilen hibrit alüminyum köpük katkılı bu yeni yığın modeli ile

literatürde yer alan ve yığın malzemesi olarak polipropilen kullanılan termoakustik sisteme göre, sistemin ısı performansını yaklaşık %33 geliştirilmiştir.

- e) Tasarlanan termoakustik sistemi değişken frekans aralığında çalıştırmak ile sabit rezonans frekansında çalıştırmak mukayese edilmiştir. Değişken frekans aralığında çalıştırarak sistemin ısı performansında yaklaşık %22 azalma gerçekleşmiştir. Bu sonuç rezonans frekansında çalışmanın ısı performansına etkisini ortaya koymaktadır.
- f) Kullanılan farklı rezonans frekansı değerlerinin yığından elde edilen sıcaklık farklarına farklı etki ettiği; her rezonans frekansında aynı sıcaklık farkının elde edilmediği belirlendi. Doğru rezonans frekansı seçimi ile sinüs dalgada %20, kare dalgada ise %12 ısı performans artışı olabileceği belirlendi.
- g) Bu çalışmada yığın malzemesi olarak polipropilen, alüminyum, cam ve akrilik gibi farklı ısı iletim katsayılı malzemeler kullanılarak yığın tasarımında malzeme özellikleri de kıyaslamalı olarak incelenmiştir. Polipropilen ve akrilik gibi düşük ısı iletim katsayılı malzemelerin diğer malzemelere göre daha iyi ısı performans gösterdiği; termoakustik bir sistemde yığın tasarlarken ve bununla ilgili alüminyum köpük gibi yığın malzemeleri tedarik ederken düşük ısı iletim katsayılı malzemeler üzerinde yoğunlaşılması gerektiği belirlenmiştir.
- h) Yığını oluşturan borulara ait çap değerleri değişiminin termoakustik soğutma sistemindeki ısı performansına etkisi de araştırılmıştır. Boru çaplarının %58 oranında küçültülmesi ile sistemin ısı performansı yaklaşık %39; %50 oranında küçültülmesi ile ise yaklaşık %13 oranında artmıştır. Bu sonuç termoakustik bir sistemde ısı nüfuz derinliğinin boru çapı değerinin azalması ile arttığını göstermektedir.
- i) Gerçekleştirilen çalışmalarda termoakustik bir sistemdeki yığın hava geçiş oranı değerlerinin de ısı transferinde etkili olabileceği görülmüş ve bu konuda da ayrıntılı deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Hava geçiş oranının yığın malzemesinin özelliklerine göre optimum bir değerde olması gerektiği, bu optimum değerden daha fazla veya daha az hava geçiş oranlarında ısı performansının düştüğü belirlenmiştir.

- j) Yığın hazırlarken kullanılan boruların daralan kesitli, genişleyen kesitli ve sabit kesitli olma durumlarının termoakustik sistemdeki ısı performans etkileri de incelenmiştir. Daralan kesitli ve sabit kesitli borulardan elde edilen sıcaklık farkları birbirine yakın değerlerdedir. Daralan kesit kullanımı genişleyen kesite göre yaklaşık %24, sabit kesite göre ise yaklaşık %3 oranında daha iyi ısı performans sağlamıştır. İlerleyen yıllarda üretim tekniklerinin gelişmesiyle alüminyum köpüklü yığın tasarlarırken sabit kesit yerine daralan kesitli yığın tasarlayarak bu çalışmadan elde edilen sonuçlar daha da geliştirebilir.
- k) Ayrıca bu çalışmadan elde edilen sonuçlar termoakustik alanındaki çalışmalarda farklı dalga formlarının ısı transferine etkilerinin belirlenmesi açısından da önemlidir. Termoakustik soğutma sistemi ile ilgili literatürdeki çalışmalarda, sistemdeki soğutucu gazın dolaşımının sadece sinüs dalgası ile sağlandığı öngörülmektedir. Ancak bu çalışmada elde edilen sonuçlar; kare, üçgen, testere ve trapez dalga türleri ile de termoakustik soğutma gerçekleştirilebileceğini göstermiştir. Bu çalışmadan elde edilen deneysel sonuçlar ile termoakustik çalışmalarda sabit sinüs dalgası kabulünün ısı performans açısından her zaman doğru olmadığını; seçilecek dalga formunun kullanılacak yığın çapına bağlı olarak araştırılarak seçilmesi gerektiği tespit edilmiştir. Literatür verileri ile çelişen bu tespitin literatüre çok önemli bir kazanım sağladığı düşünülmektedir (Gökay ve Karabacak 2021).
- l) Yığın çapının 50 mm ve daha düşük değerleri için sinüs dalganın kullanımı her zaman uygundur. Bu bölgede sinüs dalgası kadar olmasa da kare dalganın kullanımı da uygundur. Yığın çapının 50 mm'den daha büyük değerlerinde sinüs dalganın ve kare dalganın kullanımlarında çap arttıkça soğutma performansları azalmaktadır. Her iki dalganın soğutma performansları birbirine yaklaşmaktadır.
- m) Yığın çapının 50 mm'den daha büyük olduğu durumlarda ise testere dişli, üçgen ve trapez dalgaların kullanımı daha uygundur. Örneğin yığın çapının 70 mm değeri için testere dişli dalga ve çapın 100 mm ve üstündeki değerleri için trapez dalga kullanımı öne çıkmaktadır. Bu yöntemle 17,28 W aynı akustik güç değeri kullanılarak testere dişli dalgaların kullanılmasıyla sistemin soğutma performansı yaklaşık %3, trapez dalgaların kullanılmasıyla yaklaşık %10 oranında artırılmıştır. Literatür incelendiğinde 50 mm üzerindeki rezonans tüpü çapı

değerleri için sistemin verimli olmadığı gerekçesiyle çalışmalar yapılmamaktadır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar ile daha büyük değerlerdeki 70 mm ve 100 mm gibi rezonans tüpü çaplarında da termoakustik soğutma yapılabilmesinin; farklı dalga türleri ve genlik değerleri incelenerek gerçekleştirilebileceği sunulmuştur.

- n) Termoakustik soğutma sisteminde ideal genlik değerine bağlı olarak sistem karakteristiklerinin farklılık gösterdiği belirlenmiştir. Bu çalışmada sunulan deneysel yöntem ile termoakustik soğutma sisteminde kullanılacak optimum rezonans borusu çapının, boru içindeki soğutucu gazın genliği ile orantılı olması gerektiği; bu durumun da rezonans borusu çapına uygun bir dalga formunun seçilmesi ile gerçekleştirilebileceği gösterilmiştir.
- o) Bu çalışmada farklı yığın malzemeleri kullanılarak bunların özgül akustik direnç değerleri de hesaplanmıştır. Özgül akustik direncin en düşük değeri yığınsız sistemde, en yüksek değeri ise kapalı hücreli alüminyum köpük kullanılan sistemde belirlenmiştir. Gerçekleştirilen deneylerdeki soğutma performansları yüksek olan yığın modelleri, özgül akustik direnç değerlerine göre değerlendirildiğinde; hibrit hücre yapılı alüminyum köpük malzemeli yığının polipropilen malzemeli yığına göre %352, akriliğe göre %260, açık hücre yapılı diğer alüminyum köpük malzemeli yığınlara göre ise %186 oranında daha iyi ses absorpsiyonu sağladığı belirlenmiştir. Çalışmadan elde edilen bu sonuç; sistemin soğutma performansını azaltmadan, dış ortama yayılan istenilmeyen ses şiddetinin azaltılabileceğini göstermiştir. Bu durumun termoakustik sistemlerin ticarileşebilmesi açısından da önemli bir sonuç olduğu düşünülmektedir. İlerleyen zamanlarda, bu doktora tez çalışması sonucunda ortaya çıkan alüminyum köpük malzemeli termoakustik soğutucu prototipleri geliştirilerek enerji verimliliği yüksek ve çevreye duyarlı nitelikte ticari soğutucular üretilebilir.
- p) Çalışmada kullanılan alüminyum köpük malzemelerin ısı nüfuz derinlikleri soğutma performans değerlerine göre incelenmiştir. Açık hücreli yapılı köpüklerde gözenek yoğunluğunun artması ile ısı nüfuz derinliğinin azaldığı, soğutma performans katsayılarının ise arttığı belirlenmiştir.

- q) Termoakustik ile ilgili yapılan sayısal çalışmalarda basitleştirme yapılarak hesaplamalara dahil edilmeyen non-lineer faktörler; bu deneysel çalışma ile sistem performansına dahil edilmiş ve trapez ile testere dalga gibi büyük genlikli farklı dalga türlerinin de termoakustik sistemlerde kullanılabileceğini ortaya koymuştur. İleriki yıllarda, bu çalışmada kullanılan temel dalga formları haricinde yeni dalga formları tasarlanarak bu alanda yapılacak araştırmalar ilerletilebilir.
- r) Çalışmanın sonuçlarını geliştirebilmek için yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımı da ele alınabilir. Tasarlanan sistemde hoparlör tahriki için harcanan enerji güneş veya rüzgâr enerjisinden sağlanabilir.
- s) Ayrıca termoakustik soğutma sisteminin COP değerini artırmak için bu soğutma sistemi gürültü üreten bir cihaz ortamında çalıştırılarak onun gürültü şeklindeki atık enerjisinden de yararlanılabilir. Bu uygulama atık enerjinin geri kazanımı olacağından COP değerinde artış sağlanacaktır. Bu maksatla cihazda oluşan gürültüden, kullanımı uygun dalga formunun ortaya çıkarılması için bir yazılım programı ya da filtreleme yönteminin geliştirilebilmesi gerekecektir. Bunun için de bu çalışmada sunulan farklı dalga türlerine ait termoakustik analiz sonuçları önemli bir kaynak olacaktır.

Bu deneysel çalışmanın sonuçları bir taraftan literatürdeki önemli bir boşluğu doldururken diğer taraftan yeni araştırma alanları ortaya koyarak, teknolojiye yeni gelişme alanlarına ışık tutmaktadır.

Çalışmanın bundan sonraki aşamalarında; soğutucu akışkan olarak bu çalışmada kullanılan hava yerine, helyum ve hidrojen gibi gazların kullanımı da düşünülmelidir. Ayrıca toz metalurjisi alanındaki gelişmelere paralel olarak alüminyum köpük malzemesinin yığın tasarımında deforme olmadan işlenebilirliğinin sağlanması ile bu tasarımın performansının daha da arttırılmasının mümkün olabileceği görülmektedir. Böylece gerekli tedbirler alınarak enerji tüketimi ve CO₂ salınımı azaltılmış, ısıl performansı arttırılmış bir termoakustik soğutma sisteminin geliştirilmesi sağlanacaktır. Alternatif soğutma tekniklerinde gerçekleştirilecek bu yönde bir gelişim de çevremizdeki ekolojik dengenin korunmasına önemli katkılar sunacaktır.

7. KAYNAKLAR

- Abd El-Rahman, A.I., Abdelfattah, W.A., Abdelwahed, K.S., Salama, A., Rabie, A., Hamdy, A., “A compact standing-wave thermoacoustic refrigerator driven by a rotary drive mechanism”, *Case Stud. Therm. Eng.*, 21, 1-7, (2020).
- Adeff, J.A., Hofler, T.J., Garrett, S.L., “A thermoacoustic refrigerator for space applications.”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 90, 04-23, (1991).
- Aguirre, A., Chandra, V., Peters, E.A.J.F., Kuipers, J.A.M., D'Angelo, M.F.N., “Open-cell foams as catalysts support: A systematic analysis of the mass transfer limitations”, *Chem. Eng. J.*, 393, 1-11, (2020).
- Akbaba, B., “Alüminyum Köpüklerde İki Boyutlu Sıcaklık Dağılımının Deneysel Olarak İncelenmesi”, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, (2016).
- Alamir, M.A., “Experimental study of the temperature variations in a standing wave loudspeaker driven thermoacoustic refrigerator”, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 17, 1-23, (2020).
- Alcock, A.C., Tartibu, L.K., Jen, T.C., “Experimental investigation of an adjustable thermoacoustically-driven thermoacoustic refrigerator”, *Int. J. Refrig.*, 94, 71–86, (2018).
- Ali, H.M., Baig, W., “An Experimental Investigation Of Performance Of A Double Pass Solar Air Heater With Foam Aluminum Thermal Storage Medium”, *Case Stud. Therm. Eng.*, 14, 1-10, (2019).
- Allesina, G., “An experimental analysis of a stand-alone standing wave thermoacoustic refrigerator”, *Int. J. Energy Environ. Eng.*, 5, 74-81, (2014).
- Amirin., Triyono., Yulianto M., “Experimental study of thermoacoustic cooling with parallel plate stack in different distances”, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 539, 12-37, (2019).
- Andersen, B.J., Symko, O.G., “Helmholtz-like resonators for thermoacoustic prime movers”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 125, 787-792, (2009).
- Ashby, M.F., Bréchet, Y.J.M., “Designing hybrid materials”, *Acta Mater.*, 51, 5801–5821, (2003).

Atchley, A.A., Bass, H.E., Hofler, T.J., Lin, H.T., “Study of a thermoacoustic prime mover below onset of self oscillation”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 91, 734-743, (1992).

Atchley, A.A., Hofler, T.J., Muzzerall, M. L., Kite, M.D., Ao, C., “Acoustically generated temperature gradients in short plates”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 88(1), 251-263, (1990).

Backhaus, S., Swift, G.W., “A thermoacoustic Stirling heat engine”, *Nature*, 399, 335-338, (1999).

Backhaus, S., Tward, E., Petach, M., “Travelling-wave thermoacoustic electric generator”, *Appl. Phys. Lett.*, 85(6), 1085-1087, (2004).

Bao, R., Chen, G., Tang, K., Jia, Z., Cao, W., “Influence of resonance tube geometry shape on performance of thermoacoustic engine”, *Ultrasonics*, 44, 1519–1521, (2006).

Benson, D., *Music: A Mathematical Offering*, Cambridge: Cambridge University Press, 255- 260, (2006).

Bergman, T.L., Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Lavine, A.S., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Danvers: John Wiley & Sons, 104-120, 313-317, (2011).

Bhattacharya, A., Calmidi, V. V., Mahajan, R.L., “Thermophysical properties of high porosity metal foams”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 45, 1017–1031, (2002).

Bi, T., Wu, Z., Zhang, L., “Development of a 5kW traveling-wave thermoacoustic electric generator”, *Appl. Energy*, 185, 1355–1361, (2015).

Billingham, J., King, A.C., *Wave motion*, Cambridge: Cambridge University Press, 18-34, (2000).

Bin, J., Oates, W.S., Taira, K., “Thermoacoustic modeling and uncertainty analysis of two-dimensional conductive membranes”, *Int. J. Appl. Phys.*, 117, 50-64, (2015).

Borwick, J., *Loudspeaker and headphone handbook*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 261-297, (2012).

Censor, D., “Acoustical doppler effect analysis”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 83 (4), 1223-1230, (1988).

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., *Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları*, İstanbul: Güven Kitabevi, 485-491, (2012).

Chen, B., Jiao, F., Ho, K., Yang, M., Tian, S., Li, H., “Numerical analysis of acoustic field in a 2-stage traveling wave thermoacoustic engine based on DeltaEC”, *Energy Procedia*, 105, 4615-4620, (2017).

Chen, G., Tang, L., Mace, B.R., “Theoretical and experimental investigation of the dynamic behaviour of a standing-wave thermoacoustic engine with various boundary Conditions”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 123, 367–381, (2018).

Chen, G., Wang, Y., Tang, L., Wang, K., Yu, Z., “Large eddy simulation of thermally induced oscillatory flow in a thermoacoustic engine”, *Appl. Energy*, 276, 1-13, (2020).

Chi, J., Xu, J., Zhang, L., Wu, Z., Hu, J., Luo, E., “Study of a gas-liquid-coupled heat-driven room-temperature thermoacoustic refrigerator with different working gases”, *Energy Convers. Manag.*, 246, 1-13, (2021).

Chou, S.F., Yang, C.H., “Heat transfer characteristics of aluminum foam metal”, Proceedings of Sixth International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Seoul, Korea, 709–714, (1993).

Colloms, M., Darlington, P., *High Performance Loudspeakers: Optimising High Fidelity Loudspeaker Systems*, Hoboken: John Wiley & Sons, 4-50, (2018).

Cops, M.J., McDaniel, J.G., Magliula, E.A., Bamford, D.J., “Sound absorption by metallic foam after triaxial hydrostatic compression”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 147, 35-94, (2020).

Cops, M.J., McDaniel, J.G., Magliula, E.A., Bamford, D.J., Bliefnick, J., “Measurement and analysis of sound absorption by a composite foam”, *Appl. Acoust.*, 160, 107-138, (2020).

Crippa, M., Oreggioni, G., Guizzardi, D., Muntean, M., Schaaf, E., Lo Vullo, E., Solazzo, E., Monforti-Ferrario, F., Olivier, J. and Vignati, E., “Fossil CO₂ and GHG emissions of all world countries”, EUR 29849 EN, Luxembourg: Publications Office of the European Union, doi:10.2760/655913, (2019).

Dragonetti, R., Napolitano, M., Filippo, S. D., Romano, R., “Modeling energy conversion in a tortuous stack for thermoacoustic applications”, *Appl. Therm. Eng.*, 103, 233–242, (2016).

Duhamel, D., “Efficient calculation of the three-dimensional sound pressure field around a noise barrier”, *J. Sound Vib.*, 197(5), 547–571, (1996).

Dukhan, N. (Ed.), *Metal foams: fundamentals and applications*, Detroit: DEStech Publications, 2-17, (2013).

Duncan, B., *High Performance Audio Power Amplifiers*, Oxford: Butterworth-Heinemann, 1-49, (1996).

Dündar, K., “Hassas Döküm Yöntemiyle Alüminyum A356 Alaşımından Açık Gözenekli (Hücreli) Metal Köpük Üretimi ve Isı Eşanjörüne Uygulanması”, Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Malzeme Bilimi ve Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze, (2019).

Ergaerospace, Aluminum Foams Applications [online], (01.11.2021), <http://ergaerospace.com/applications/>, (2021).

Exxentis, Aluminum Foams Applications [online], (01.11.2021), <https://www.exxentis.co.uk/>, (2021).

Fahy, F.J., *Sound Intensity*, London: CRC Press, 38-89, (1995).

Feng, S. S., Kuang, J. J., Wen, T., Lu, T. J. and Ichimiya, K., “An experimental and numerical study of finned metal foam heat sinks under impinging air jet cooling”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 77, 1063–1074, (2014).

Garrett, S.L., Perkins, D.K., “Thermodynamic performance of a high-power thermoacoustic refrigerator”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 94, 17-72, (1993).

Gaunaurd, G.C., “Elastic and acoustic resonance wave scattering”, *Appl. Mech. Rev.*, 42(6), 143-192, (1989).

Girgin, İ., “Termoakustik Soğutucu Analizi”, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, (2007).

Gökay, İ., Karabacak, R., “Experimental investigation of the effect of different waveforms on heat transfer in a thermoacoustic cooler”, *Int. J. Refrig.*, 129, 259–266, (2021).

Guedra, M., Bannwart, F.C., Penelet, G., Lotton, P., “Parameter estimation for the characterization of thermoacoustic stacks and regenerators”, *Appl. Therm. Eng.*, 80, 229-237, (2015).

Guo, S., F. Silva, C., Bauerheim, M., Ghani, A., Polifke, W., “Evaluating the impact of uncertainty in flame impulse response model on thermoacoustic instability prediction: A dimensionality reduction approach”, *Proc. Combust. Inst.*, 37, 4, 5299-5306, (2019).

- Gupta, S.K., Ghosh, P., Nandi, T. K., “Theoretical and CFD investigations on a 200 Hz thermoacoustic heat engine using pin array stack for operations in a pulse tube cryocooler”, *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 502, 12-25, (2019).
- Hamilton, M.F., Ilinski, Y.A., Zabolotskaya, F.A., “Nonlinear two-dimensional model for thermoacoustic engines”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 111(5), 2076-2086, (2002).
- Hamood, A., Jaworski, A.J., Mao, X., Simpson, K., “Design and construction of a two-stage thermoacoustic electricity generator with push-pull linear alternator”, *Energy*, 144, 61-72, (2018).
- Hao, H., Scalo, C., Semperlotti, F., “Axial-mode solid-state thermoacoustic instability: An analytical parametric study”, *J. Sound Vib.*, 470, 115-159, (2020).
- Hao, H., Scalo, C., Semperlotti, F., “Flexural-mode solid-state thermoacoustics”, *Mech. Syst. Signal Process.*, 148, 1-17, (2021).
- Hariharan N. M., Sivashanmugam P., “Optimization of thermoacoustic refrigerator using response surface methodology”, *J. Hydrodyn.*, 25(1), 72-82, (2013).
- Hofler, T.J. “Thermoacoustic refrigerator design and performance” Ph.D Thesis, Dissertation Department of Physics, University of California, San Diego, (1986).
- Hou, M., Wua, Z., Yua, G., Hua, J., Luoa, E., “A thermoacoustic Stirling electrical generator for cold exergy recovery of liquefied nature gas”, *Appl. Energy*, 226, 389–396, (2018).
- Hsieh, W.H., Wu, J.Y., Shih, W.H., Chiu, W.C., “Experimental investigation of heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 47, 5149–5157, (2004).
- Huang, L., Zheng, Z., Chi, Z., Jiang, H., “Technical Note: Compact thermoacoustic imaging system based on a low-cost and miniaturized microwave generator for in vivo biomedical imaging”, *Med. Phys.*, 48, 4242-4248, (2021).
- Huisseune, H., De Schamphelre, S., Ameel, B., De Paepe, M., “Comparison of metal foam heat exchangers to a finned heat exchanger for low Reynolds number applications”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 89, 1–9, (2015).
- IPCC, “Climate Change Widespread, Rapid, and Intensifying Report [online]”, (01.11.2021), <https://www.ipcc.ch/2021/08/09/ar6-wg1-20210809-pr/>, (2021).
- Jin, T., Huang, J., Feng, Y., Yang, R., Tang, K., Radebaugh, R., “Thermoacoustic prime movers and refrigerators: Thermally powered engines without moving components”, *Energy*, 93, 828-853, (2015).

Karpov, S., Prosperetti, A., “Nonlinear saturation of the thermoacoustic instability”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 107(6), 3130-3147, (2000).

Karuppasamy, R., Barik, D., “Production methods of aluminium foam: A brief review”, *Mater. Today: Proc.*, 37, 1584-1587, (2021).

Ke, H.B., Liu, Y.W., He, Y.L., Wang, Y., Huang, J., “Numerical simulation and parameter optimization of thermo-acoustic refrigerator driven at large amplitude”, *Cryogenics*, 50, 28–35, (2010).

Kline, S.J., McClintock, F.A., “Describing Uncertainties in Single Sample Experiments”, *Mech. Eng.*, 3-8, (1953).

Konaina, T., Alkhwildy, E., Yassen, N., Morad, I., “Thermoacoustic prime mover sizing software”, *Energy Procedia*, 50, 1017–1026, (2014).

Kraft, S., Zölzer, U., (5 September 2017). "LP-BLIT: Bandlimited Impulse Train Synthesis of Lowpass-filtered Waveforms", (ed: Kraft), Proceedings of the 20th International Conference on Digital Audio Effects, Edinburgh, 255–259, (2017).

Laskaris, K.I., Kladas, A.G., "Permanent-Magnet Shape Optimization Effects on Synchronous Motor Performance", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 58 (9), 3776-3783, (2011).

Limei S., Ran Y., Shenming X.,Yupeng W., “The experimental study of a novel metal foam heat pipe radiator”, *Energy Procedia*, 158, 5439-5444, (2019).

Mancin S., Righetti G., Noro M., Lazzarin R., “Application of Hybrid PCM Thermal Energy Storages with and without Al Foams in Solar Heating/Cooling and Ground Source Absorption Heat Pump Plant: An Energy and Economic Analysis”, *Appl. Sci.*, 9, 1-21, (2019).

Mancin, S., Zilio, C., Cavallini, A., Rossetto, L., “Pressure drop during air flow in aluminum foams”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 53, 3121–3130, (2010).

Mancin, S., Zilio, C., Diani, A., Rossetto, L., “Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 62, 112-123, (2013).

Markos, P., Soukoulis, C., *Wave Propagation: From Electrons to Photonic Crystals and Left-Handed Materials*, Princeton: Princeton University, 14-23, (2008).

Mergen, S., “Duran Dalga Termoakustik Soğutucularda Yığın Malzemesi Termodinamik Özelliklerinin Termoakustik Dönüşüme Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, (2019).

Merkli, P., Thomann, H., “Thermoacoustic effects in a resonance tube”, *J. Fluid Mech.*, 70, 161-177, (1975).

Moffat, R.J., “Describing the uncertainties in experimental results”, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1, 3-17, (2021).

Mohammed, R. H., Mesalhy, O., Elsayed, M. L. and Chow, L.C., “Performance enhancement of adsorption beds with silica-gel particles packed in aluminum foams”, *Int. J. Refrig.* 104, 201–212, (2019).

Napolitano, M., Romano, R., Dragonetti, R., “Open-cell foams for thermoacoustic applications”, *Energy*, 138, 147-156, (2017).

Nathad, A., Ahmed, F., Khalid, M.O., Kumar, R., Hafeez, H., “Experimental Analysis of an Economical Lab Demonstration Prototype of a Thermoacoustic Refrigerator”, *Energy Procedia*, 157, 343-354, (2019).

Ndiaye, A., Nicoud, F., “Uncertainties for Thermoacoustics: A First Analysis”, *Notes Numer. Fluid Mech. Multidiscip.*, 140, 71-88, (2019).

Nouh, M., Aldraihem, O., Baz, A., “Piezo-driven thermoacoustic refrigerators with dynamic magnifiers”, *Appl. Acoust.*, 83, 86–99, (2014).

Özbalcı, O., “Kısmi Açık bir Hacim İçerisine Yerleştirilmiş Metal Köpük Bloklardan Isı Transferinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya, (2015).

Palomba, V., Lombardo, W., Große, A., Herrmann, R., Nitsch, B., Strehlow, A., Bastian, R., Sapienza, A., Frazzica, A., “Evaluation of in-situ coated porous structures for hybrid heat pumps”, *Energy*, 209, 1-12, (2020).

Pan, N., Wang, S., Shen, C., “Visualization investigation of the flow and heat transfer in thermoacoustic engine driven by loudspeaker”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 55, 7737–7746, (2012).

Peng, Y., Feng, H., Mao, X., “Optimization of standing-wave thermoacoustic refrigerator stack using genetic algorithm”, *Int. J. Refrig.*, 92, 246–255, (2018).

Phanikumar, M.S., Mahajan, R.L., “Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 45, 3781-3793, (2002).

Piccolo, A., Jaworski, A.J., “Experimental study of heat transfer characteristics of finned-tube and circular-pore heat exchangers in oscillatory flow”, *Appl. Therm. Eng.*, 181, 1-10, (2020).

Rahman, A.A., Zhang, X., “Prediction of acoustic wave parameters of thermoacoustic prime mover through artificial neural network technique: Practical approach for thermoacoustics”, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 8, 257-268, (2018).

Rahman, A.A., Zhang, X., “Single-objective optimization for stack unit of standing wave thermoacoustic refrigerator through fruit fly optimization algorithm”, *Int. J. Refrig.*, 98, 35-41, (2019).

Raichel, D.R., *The Science and Applications of Acoustics*, New York: Springer Science+Business Media, 13-71, (2006).

Rott, N., “Thermoacoustics”, *Advanced Applied Mechanics*, 20, 1-135, (1980).

Saechana, P., Jaworski, A.J., “Thermoacoustic cooler to meet medical storage needs of rural communities in developing countries”, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 7, 164–175, (2018).

Saw L., Tan W., Thiam H.S., “Numerical study of the geometrically graded metal foam for concentrated photovoltaic solar cell cooling”, *Energy Procedia*, 158, 761-766, (2019).

Schneider, H., Jensen, L.C., Petersen, L.P., Knott, A., Andersen, M.E., "Requirements Specification for Amplifiers and Power Supplies in Active Loudspeakers", *J. Audio. Eng. Soc.*, 137, 9-13, (2014).

Serway, R.A., Beichner, R.J., *Physics for Scientists and Engineers with Modern Physics*, Orlando: Saunders College, 490-577, (2000).

Shih, W.H., Chou, C.F., Hsieh, W.H., “Experimental investigation of the heat transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks with restricted flow outlet”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 129, 1554-1563, (2007).

Shivakumara N.V., Bheemsha A., “Effect of parallel plate stack spacing on the performance of thermoacoustic refrigerator in terms of temperature difference using air as a working fluid”, *J. Phys. Conf. Ser.*, 1473, 12-51, (2020).

Skaria, M., Rasheed, K.K.A., Shafi, K.A., Kasthuriengan, S., Behera, U., “Simulation studies on the performance of thermoacoustic prime movers and refrigerator”, *Computers & Fluids*, 111, 127-136, (2015).

Smith, B.L., Swift, G.W., “Power dissipation and time-averaged pressure in oscillating flow through a sudden area change”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 113(5), 2455-2463, (2003).

Sovacool, B.K., Griffiths, S., Kim, J., Bazilian, M., “Climate change and industrial F-gases: A critical and systematic review of developments, sociotechnical systems and

policy options for reducing synthetic greenhouse gas emissions”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, 141, 1-55, (2021).

Swift, G.W., “Analysis and performance of a large thermoacoustic engine”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 92(3), 1551-1563, (1992).

Swift, G.W., “Thermoacoustic engines”, *Int. J. Acoustics*, 84 (4), 1145-1180, (1988).

Şerbetçi, İ.O., “Metalik Köpüklerin Taşıtlarda Isı Değiştiricisi olarak Kullanımının Araştırılması”, Afyon Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, (2018).

Tang, K., Chen, G.B., Jin, T., Bao, R., Kong, B., Qiu, L.M., “Influence of resonance tube length on performance of thermoacoustically driven pulse tube refrigerator”, *Cryogenics*, 45, 185–191, (2005).

Tasnım, S. H., Mahmudb, S., Fraser, R. A., “Effects of variation in working fluids and operating conditions on the performance of a thermoacoustic refrigerator”, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 39, 762–768, (2012).

Tasnım, S. H., Mahmudb, S., Fraser, R. A., Pop, I., “Brinkman–Forchheimer modeling for porous media thermoacoustic system”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 54, 3811–3821, (2011).

Terdi, M., “Ses Enerjisi ile Soğutma”, Yüksek Lisans Tezi, Mimar Sinan Güzel Sanatlar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Fizik Anabilim Dalı, İstanbul, (2006).

Tezel, T., “Elektronik Sistemlerin Soğutulmasında Alüminyum Köpük Malzeme Kullanımının Isı Transferine Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Antalya, (2013).

Thermtest, Materials Thermal Properties Database [online], (01.11.2021), <https://thermtest.com/thermal-resources/materials-database>, (2021).

Thompson, A.R., Moran, J. M., Swenson, G.W., *Interferometry and Synthesis in Radio Astronomy*, New York: Wiley, 202-204, (1986).

Tijani, M.E.H., Zeegers, J.C.H., Waele, A.T.A.M., “Construction and performance of a thermoacoustic refrigerator”, *Cryogenics*, 42, 59–66, (2002).

Tijani, M.E.H., Zeegers, J.C.H., Waele, A.T.A.M., “Design of thermoacoustic refrigerators”, *Cryogenics*, 42, 49–57, (2002).

Tijani, M.E.H., Zeegers, J.C.H., Waele, A.T.A.M., “Prandtl number and thermoacoustic refrigerators”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 112, 134–143, (2002).

Toprak, B. İ., “Yapay Metal Köpük ile Entegre Edilmiş Kanatçıklı Isı Alıcısının Akış ve Isıl Performans Analizi” Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Erzurum, (2020).

Towne, D.H., *Wave phenomena*, New York: Dover Publications, 11-14, (2014).

UNISDR., “The Human Cost of Weather-Related Disasters Report[online]”, (01.11.2021), http://www.unisdr.org/2015/docs/climatechange/COP21_WeatherDisastersReport_2015_FINAL.pdf, (2015).

Wang, X., Wu, Z., Zhang, L., Hu, J., Luo, E., “Traveling-wave thermoacoustic refrigerator for room temperature application”, *Int. J. Refrig.*, 120, 90–96, (2020).

Ward, B., Clark, J., Swift, G., Design Environment for Low-amplitude Thermoacoustic Energy Conversion Users Guide [online], (01.11.2021), https://www.lanl.gov/org/ddste/aldds/materials-physics-applications/condensed-matter-magnet-science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf, (2017).

Ward, W.C., Swift, G.W., “Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 95(6), 3671-3672, (1994).

Weaver, R., “Ultrasonics in an aluminum foam”, *Ultrasonics*, 36, 435–442, (1998).

Weber, H.J., Arfken, G.B., *Essential Mathematical Methods for Physicists*, San Diego: Harcourt Academic Press, 662-667, (2003).

Wheatley, J. C., Swift, G. W., Hofler, T. J., “Heat-Driven Acoustic Cooling Engine Having No Moving Parts”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 88 (4), 2046-2048, (1990).

Wheatley, J., Hofler, T.J., Swift, G.W., Migliori, A., “An intrinsically irreversible thermoacoustic heat engine”, *J. Acoust. Soc. Am.*, 74(1), 70-153, (1983).

Widyaparaga, A., Hiromatsu, T., Deendarlianto, Kohno, M., Takata, Y., “Acoustic field alteration in a 100 Hz dual acoustic driver straight tube travelling wave thermoacoustic heat pump for thermoacoustic heat transport control”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 151, 1-8, (2020).

Widyaparaga, A., Hiromatsu, T., Koshimizu, T., Deendarlianto, Kohno, M., Takata, Y., “Thermoacoustic heat pumping direction alteration by variation of magnitude and phase difference of opposing acoustic waves”, *Appl. Therm. Eng.*, 101, 330-336, (2016).

Williams, F.A. "Simplified theory for ignition times of hypergolic gelled propellants", *J. Propulsion and Power*, 25 (6), 1354–1357, (2009).

Wilson, D.K., "The sound-speed gradient and refraction in the near-ground atmosphere", *J. Acoust. Soc. Am.*, 113, 750–757, (2003).

Wollan, J.J., Swift, G.W., Backhaus, S.N., Gardner, D.L., "Development of a thermoacoustic natural gas liquefier", *2002 AIChE New Orleans Meeting*, New Orleans, LA, United States, 1-8, (2002).

Xin, J.H., He, X.Y., Wang, D.B., "Thermoacoustic efficiency of graphene sound-generators using different structures", *Guangxue Jingmi Gongcheng/Opt. Precis. Eng.*, 28, 924-1004, (2020).

Xu, C., Mao, Y., "Experimental investigation of metal foam for controlling centrifugal fan noise", *Appl. Acoust.*, 104, 182–192, (2016).

Yang, J., Zeng, M., Wang, Q., Nak, A., "Forced convection heat transfer enhancement by porous pin fins in rectangular channels", *J. Heat Transfer*, 132, 1–8, (2010).

Yang, X.H., Ren, S.W., Wang, W.B., Liu, X., Xin, F.X., Lu, T.J., "A simplistic unit cell model for sound absorption of cellular foams with fully/semi-open cells", *Compos. Sci. Technol.*, 118, 276-283, (2015).

Yang, R., Wang, Y., Jin, T., Feng, Y., Tang, K., "Development of a three-stage looped thermoacoustic electric generator capable of utilizing heat source below 120 °C", *Energy Convers. Manag.*, 155, 161–168, (2018).

Yenigün, M.C., "Ev Tipi Gazlı Isıtıcılarda Alev Karakterizasyonu", İzmir Yüksek Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, (2018).

Young, H.D., Freedman, R.A., Ford, A.L., *University Physics with Modern Physics*, San Francisco: Pearson Education, 472-550, (2012).

Yu, Y., Sun, D., Wu, K., Xu, Y., Chen, H., Zhang, X., Qiu, L., "CFD study on mean flow engine for wind power exploitation", *Energy Convers. Manag.*, 52, 2355–2359, (2011).

Zhao, Y., Chi, Z., Ge, S., Jiang, H., "Microwave-excited hybrid thermoacoustic and ultrasound imaging with microwave pulse width modulation", *AIP Advances*, 9, 15-23, (2019).

Zoontjens, L., Howard, C.Q., Zander, A.C., Cazzolato, B.S., "Numerical study of flow and energy fields in thermoacoustic couples of non-zero thickness", *Int. J. Therm. Sci.*, 48, 733–746, (2009).



8. EKLER

EK A – Malzeme Özellikleri Tablosu

1. Grup	Dalga Formu: Sinüs				$f=116,5$ Hz				
Yığın Malzemeleri	k (W/m.K)	c_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	a (mm ² /s)	δ_k (mm)	$W_s^{0.5} \frac{e}{(mm^2.K)}$	(e/a)	c_s (m/s)	i (kg/m ² .s)
Polipropilen $\phi=0,64$	0,150	1925	327,6	0,238	0,025	308×10^6	1293×10^6	1176	385415
Akrilik $\phi=0,64$	0,152	1297	432	0,271	0,027	292×10^6	1076×10^6	1209	522236
Cam $\phi=0,64$	1,046	837	828	1,509	0,064	851×10^6	564×10^6	2019	1671633
Alüminyum $\phi=0,64$	225,94	921	971,28	252,574	0,831	14217×10^6	56×10^6	2091	2030830
Yığınsız Durum (Hava) $\phi=1,00$	0,025	1004	1,29	19,303	0,230	6×10^6	$0,29 \times 10^6$	342	441
2. Grup	Dalga Formu: Sinüs				$f=116,5$ Hz				
Yığın Malzemeleri	k (W/m.K)	c_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	a (mm ² /s)	δ_k (mm)	$W_s^{0.5} \frac{e}{(mm^2.K)}$	(e/a)	c_s (m/s)	i (kg/m ² .s)
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI $\phi=0,64$	0,565	778	650	1,117	0,055	534×10^6	478×10^6	2091	1359150
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 40 PPI $\phi=0,64$	5,23	778	350	19,207	0,229	1193×10^6	62×10^6	2091	731850
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 30 PPI $\phi=0,64$	7,02	778	350	25,780	0,265	1383×10^6	54×10^6	2091	731850
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 20 PPI $\phi=0,64$	8,32	778	350	30,555	0,289	1505×10^6	49×10^6	2091	731850
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 10 PPI $\phi=0,64$	9,63	778	350	35,365	0,311	1619×10^6	46×10^6	2091	731850
Alüminyum Köpük Kapalı Hücreli $\phi=0,01$	0,042	778	750	0,072	0,014	157×10^6	2175×10^6	5151	3863565

3. Grup	Dalga Formu: Sinüs				$f=116,5$ Hz				
Yığın Malzemeleri	k (W/m.K)	c_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	a (mm ² /s)	δ_k (mm)	$W_s^{0.5} \frac{e}{(mm^2.K)}$	(e/a)	c_s (m/s)	i (kg/m ² .s)
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 10 Hava Kanallı $\phi=0,77$	0,565	778	149,5	4,858	0,115	256×10^6	53×10^6	1459	218171
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 8 Hava Kanallı $\phi=0,75$	0,565	778	162,5	4,469	0,111	267×10^6	60×10^6	1557	252931
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 6 Hava Kanallı $\phi=0,72$	0,565	778	182	3,990	0,104	283×10^6	71×10^6	1702	309808
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 4 Hava Kanallı $\phi=0,69$	0,565	778	201,5	3,604	0,099	298×10^6	83×10^6	1848	372368
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 2 Hava Kanallı $\phi=0,66$	0,565	778	221	3,286	0,095	312×10^6	95×10^6	1994	440612

4. Grup	Dalga Formu: Sinüs				$f=116,5$ Hz				
Yığın Malzemeleri	k (W/m.K)	c_p (J/kg.K)	ρ (kg/m ³)	a (mm ² /s)	δ_k (mm)	e $Ws^{0.5}/(mm^2.K)$	(e/a)	c_s (m/s)	i (kg/m ² .s)
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 15 Kanatçıklı $\phi=0,65$	0,565	778	227,5	3,192	0,093	316×10^6	99×10^6	2042	464623
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 12 Kanatçıklı $\phi=0,72$	0,565	778	182	3,990	0,104	283×10^6	71×10^6	1702	309808
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 10 Kanatçıklı $\phi=0,76$	0,565	778	156	4,655	0,113	262×10^6	56×10^6	1508	235236
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 8 Kanatçıklı $\phi=0,81$	0,565	778	123,5	5,880	0,127	233×10^6	40×10^6	1265	156230
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 6 Kanatçıklı $\phi=0,86$	0,565	778	91	7,980	0,148	200×10^6	25×10^6	1022	93013
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 5 Kanatçıklı $\phi=0,88$	0,565	778	78	9,311	0,159	185×10^6	20×10^6	925	72147
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 4 Kanatçıklı $\phi=0,90$	0,565	778	65	11,173	0,175	169×10^6	15×10^6	828	53807
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 3 Kanatçıklı $\phi=0,93$	0,565	778	45,5	15,961	0,209	141×10^6	9×10^6	682	31034
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 2 Kanatçıklı $\phi=0,95$	0,565	778	32,5	22,345	0,247	120×10^6	5×10^6	585	19009

EK B – DeltaEC ile Teorik Rezonans Frekansının Hesaplanması

1	Teorik Rezonans Frekansı Belirleme Tek Kanal				Change Me		
2	0	BEGIN				Change Me	
3		1.0132E+5	a	Mean P Pa			
4		87.000	b	Freq Hz			
5		291.00	c	TBeg K			
6		1.0132E+5	d	p Pa			
7		0.0000	e	Ph(p) deg			
8		0.0000	f	U m^3/s			
9		0.0000	g	Ph(U) deg			
10	Optional Parameters						
11	air Gas type						
12	1	ISPEAKER				Change Me	
13		7.8540E-3	a	Area m^2	P 1.0132E+5	A	p Pa
14		8.0000	b	R ohms	0.0000	B	Ph(p) deg
15		0.0000	c	L H P	4.9776E-2	C	U m^3/s
16		0.0000	d	BLProd T-m	90.195	D	Ph(U) deg
17		0.2300	e	M kg	9.0000	E	Htot W
18		90.000	f	K N/m	-8.6036	F	Edot W
19		0.0000	g	Rm N-s/m	9.0000	G	WorkIn W
20		1.5000	h	I A	12.000	H	Volts V
21					1.5000	I	Amps A
22					0.0000	J	Ph(V/I)deg
23					4.9776E-2	K	Ux m^3/s
24	ideal Solid type				90.000	L	Ph(-Ux)deg
25	2	DUCT				Change Me	
26		7.8540E-3	a	Area m^2	P 1928.5	A	p Pa
27		0.3140	b	Perim m	101.99	B	Ph(p) deg
28		1.0000	c	Length m	P 1.9274	C	U m^3/s
29		1.0000E-5	d	Srough	-89.764	D	Ph(U) deg
30	Master-Slave Links				9.0000	E	Htot W
31	Optional Parameters				-1819.5	F	Edot W
32	ideal Solid type						

EK C – DeltaEC ile Hesaplanan Havanın Termofiziksel Özellikleri

Akışkan: Hava

Sıcaklık: 291.00 K

Basınç: 1.0132E+5 Pa

Frekans = 87.00 Hz

Gamma: 1.4000

c(m/s): 341.98

$\rho(\text{kg/m}^3)$: 1.2129

$c_p(\text{J/kg-K})$: 1004.7

$\beta(1/\text{K})$: 3.4364E-3

$k(\text{W/m-K})$: 2.5538E-2

Prandtl: 0.70937

$\mu(\text{kg/m-s})$: 1.8031E-5

$\delta_{\nu} = 2.3322\text{E-}4 \text{ m}$

$\delta_{\kappa} = 2.7690\text{E-}4 \text{ m}$

EK D – DeltaEC Programı ile Mesafeye Bağlı Basınç ve Hız Değerlerinin Belirlenmesi

1	Mesafeye Bağlı Basınç ve Hız	Change Me		
2	0	BEGIN		Change Me
3		1.0132E+5	a	Mean P Pa
4		87.000	b	Freq Hz
5		291.00	c	TBeg K
6		1.0132E+5	d	p Pa
7		0.0000	e	Ph(p) deg
8		0.0000	f	U m ³ /s
9		0.0000	g	Ph(U) deg
10	Optional Parameters			
11	air Gas type			
12	1	ISPEAKER		Change Me
13		7.8540E-3	a	Area m ² P 1.0132E+5 A p Pa
14		8.0000	b	R ohms 0.0000 B Ph(p) deg
15		0.0000	c	L H P 4.9776E-2 C U m ³ /s
16		0.0000	d	BLProd T-m 90.195 D Ph(U) deg
17		0.2300	e	M kg 9.0000 E Htot W
18		90.000	f	K N/m -8.6036 F Edot W
19		0.0000	g	Rm N-s/m 9.0000 G WorkIn W
20		1.5000	h	I A 12.000 H Volts V
21				1.5000 I Amps A
22				0.0000 J Ph(V/I)deg
23				4.9776E-2 K Ux m ³ /s
24	ideal Solid type			90.000 L Ph(-Ux)deg
25	2	DUCT		Change Me
26		7.8540E-3	a	Area m ² P 1.0044E+5 A p Pa
27		0.3140	b	Perim m 4.8050E-3 B Ph(p) deg
28		0.1000	c	Length m P 0.25689 C U m ³ /s
29		1.0000E-5	d	Srough -90.187 D Ph(U) deg
30	Master-Slave Links			
31	Optional Parameters			
				9.0000 E Htot W
				-43.219 F Edot W

32	ideal Solid type				
33	3	DUCT	Change Me		
34		7.8540E-3	a	Area m ²	P 9.6988E+4 A p Pa
35		0.3140	b	Perim m	2.3294E-2 B Ph(p) deg
36		0.1000	c	Length m	P 0.55713 C U m ³ /s
37		1.0000E-5	d	Srough	-90.165 D Ph(U) deg
38	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
39	Optional Parameters				-88.64 F Edot W
40	ideal Solid type				
41	4	DUCT	Change Me		
42		7.8540E-3	a	Area m ²	P 9.1062E+4 A p Pa
43		0.3140	b	Perim m	7.0264E-2 B Ph(p) deg
44		0.1000	c	Length m	P 0.84355 C U m ³ /s
45		1.0000E-5	d	Srough	-90.177 D Ph(U) deg
46	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
47	Optional Parameters				-165.65 F Edot W
48	ideal Solid type				
49	5	DUCT	Change Me		
50		7.8540E-3	a	Area m ²	P 8.2814E+4 A p Pa
51		0.3140	b	Perim m	0.16437 B Ph(p) deg
52		0.1000	c	Length m	P 1.1087 C U m ³ /s
53		1.0000E-5	d	Srough	-90.185 D Ph(U) deg
54	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
55	Optional Parameters				-279.72 F Edot W
56	ideal Solid type				
57	6	DUCT	Change Me		
58		7.8540E-3	a	Area m ²	P 7.2450E+4 A p Pa
59		0.3140	b	Perim m	0.33393 B Ph(p) deg
60		0.1000	c	Length m	P 1.3458 C U m ³ /s
61		1.0000E-5	d	Srough	-90.179 D Ph(U) deg
62	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
63	Optional Parameters				-436.09 F Edot W
64	ideal Solid type				
65	7	DUCT	Change Me		

66		7.8540E-3	a	Area m ²	P 6.0235E+4 A p Pa
67		0.3140	b	Perim m	0.63079 B Ph(p) deg
68		0.1000	c	Length m	P 1.5486 C U m ³ /s
69		1.0000E-5	d	Srough	-90.153 D Ph(U) deg
70	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
71	Optional Parameters				-637.98 F Edot W
72	ideal Solid type				
73	8	DUCT		Change Me	
74		7.8540E-3	a	Area m ²	P 4.6482E+4 A p Pa
75		0.3140	b	Perim m	1.1710 B Ph(p) deg
76		0.1000	c	Length m	P 1.7119 C U m ³ /s
77		1.0000E-5	d	Srough	-90.103 D Ph(U) deg
78	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
79	Optional Parameters				-884.84 F Edot W
80	ideal Solid type				
81	9	DUCT		Change Me	
82		7.8540E-3	a	Area m ²	P 3.1547E+4 A p Pa
83		0.3140	b	Perim m	2.2986 B Ph(p) deg
84		0.1000	c	Length m	P 1.8313 C U m ³ /s
85		1.0000E-5	d	Srough	-90.025 D Ph(U) deg
86	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
87	Optional Parameters				-1171.4 F Edot W
88	ideal Solid type				
89	10	DUCT		Change Me	
90		7.8540E-3	a	Area m ²	P 1.5843E+4 A p Pa
91		0.3140	b	Perim m	5.7462 B Ph(p) deg
92		0.1000	c	Length m	P 1.9038 C U m ³ /s
93		1.0000E-5	d	Srough	-89.914 D Ph(U) deg
94	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
95	Optional Parameters				-1487.4 F Edot W
96	ideal Solid type				
97	11	DUCT		Change Me	
98		7.8540E-3	a	Area m ²	P 1928.3 A p Pa
99		0.3140	b	Perim m	102.01 B Ph(p) deg

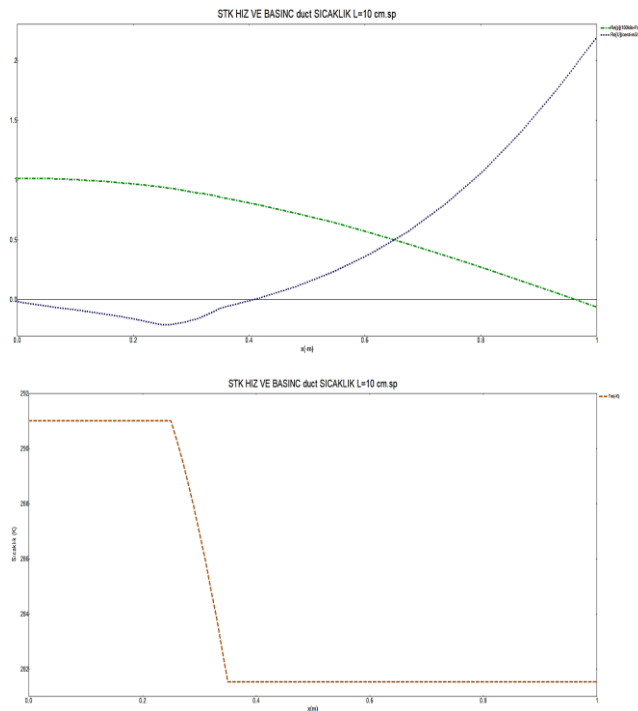
100	0.1000	c	Length m	P 1.9274 C U m ³ /s
101	1.0000E-5	d	Srough	-89.764 D Ph(U) deg
102	Master-Slave Links			9.0000 E Htot W
103	Optional Parameters			-1819.2 F Edot W
104	ideal Solid type			
105	Run			



**EK E – DeltaEC Programı ile Yığın Bölgesindeki Sıcaklık Farklarının
Yığın Uzunluklarına Bağlı olarak Hesaplanması**

1	STK / HIZ / BASINC / SICAKLIK / L=10 cm	Change Me
2	0 BEGIN	Change Me
3	1.0132E+5 a	Mean P Pa
4	87.000 b	Freq Hz
5	291.00 c	TBeg K
6	1.0132E+5 d	p Pa
7	0.0000 e	Ph(p) deg
8	0.0000 f	U m ³ /s
9	0.0000 g	Ph(U) deg
10	Optional Parameters	
11	air Gas type	
12	1 ISPEAKER	Change Me
13	7.8540E-3 a	Area m ² 1.0132E+5 A p Pa
14	8.0000 b	R ohms 0.0000 B Ph(p) deg
15	0.0000 c	L H 4.9776E-2 C U m ³ /s
16	0.0000 d	BLProd T-m 90.195 D Ph(U) deg
17	0.2300 e	M kg 9.0000 E Htot W
18	90.000 f	K N/m -8.6036 F Edot W
19	0.0000 g	Rm N-s/m 9.0000 G WorkIn W
20	1.5000 h	I A 12.000 H Volts V
21		1.5000 I Amps A
22		0.0000 J Ph(V/I)deg
23		4.9776E-2 K Ux m ³ /s
24	ideal Solid type	90.000 L Ph(-Ux)deg
25	2 DUCT	Change Me
26	7.8540E-3 a	Area m ² 7.7881E+4 A p Pa
27	0.3140 b	Perim m 0.23727 B Ph(p) deg
28	0.4500 c	Length m 1.2312 C U m ³ /s
29	1.0000E-5 d	Srough -90.184 D Ph(U) deg
30	Master-Slave Links	9.0000 E Htot W
31	Optional Parameters	-352.3 F Edot W

32	ideal Solid type				
33	3	STKCIRC	Change Me		
34		7.8540E-3	a	Area m^2	6.5335E+4 A p Pa
35		1.0000	b	GasA/A	1.3710 B Ph(p) deg
36		0.1000	c	Length m	1.4485 C U m^3/s
37		2.5000E-3	d	radius m	-90.045 D Ph(U) deg
38		1.0000E-15	e	Lplate m	9.0000 E Htot W
39	Master-Slave Links				-1169.4 F Edot W
40					291.00 G TBeg K
41	mylar Solid type				280.98 H TEnd K
42	4	DUCT	Change Me		
43		7.8540E-3	a	Area m^2	4246.4 A p Pa
44		0.3140	b	Perim m	143.26 B Ph(p) deg
45		0.4500	c	Length m	1.8945 C U m^3/s
46		1.0000E-5	d	Srough	-89.287 D Ph(U) deg
47	Master-Slave Links				9.0000 E Htot W
48	Optional Parameters				-2446.2 F Edot W
49	ideal Solid type				
50	plot x: x(m), y: Re(p), Re(u)				
51	plot x: x(m), y: Tm				
52	Run				



EK F – Deneylere ait Güç ve Soğutma Performans Değerleri Tablosu

1. Grup	L _Y = 100 mm		D _R = 50 mm		Dalga Formu: Sinüs		f=116,5 Hz	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	p (pa)	U (m ³ /s)	W _a (W)	Akım (A)	Voltaj (V)	P _e (W)	Q _s (W)	COP
Polipropilen ϕ=0,64	179,50	0,0327	5,87	1,44	12	17,28	11,41	1,94
Akrilik ϕ=0,64	202,41	0,0323	6,53	1,44	12	17,28	10,75	1,64
Cam ϕ=0,64	219,33	0,0348	7,63	1,44	12	17,28	9,65	1,26
Alüminyum ϕ=0,64	246,83	0,0379	9,35	1,44	12	17,28	7,93	0,85
Yığınsız Durum (Hava) ϕ=1,00	252,24	0,0406	10,25	1,44	12	17,28	7,03	0,69
2. Grup	L _Y = 100 mm		D _R = 50 mm		Dalga Formu: Sinüs		f=116,5 Hz	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	p (pa)	U (m ³ /s)	W _a (W)	Akım (A)	Voltaj (V)	P _e (W)	Q _s (W)	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI ϕ=0,64	156,99	0,0348	5,47	1,44	12	17,28	11,81	2,16
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 40 PPI ϕ=0,64	195,28	0,0314	6,14	1,44	12	17,28	11,14	1,81
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 30 PPI ϕ=0,64	217,68	0,0339	7,38	1,44	12	17,28	9,90	1,34
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 20 PPI ϕ=0,64	235,93	0,0368	8,68	1,44	12	17,28	8,60	0,99
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 10 PPI ϕ=0,64	239,51	0,0374	8,96	1,44	12	17,28	8,32	0,93
Alüminyum Köpük Kapalı Hücreli ϕ=0,01	1021,32	0,0152	15,52	1,44	12	17,28	1,76	0,11

3. Grup	L _Y = 100 mm		D _R = 50 mm		Dalga Formu: Sinüs		f=116,5 Hz	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	p (pa)	U (m ³ /s)	W _a (W)	Akım (A)	Voltaj (V)	P _e (W)	Q _s (W)	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 10 Hava Kanallı ϕ=0,77	123,82	0,0390	4,83	1,44	12	17,28	12,45	2,58
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 8 Hava Kanallı ϕ=0,75	130,75	0,0383	5,01	1,44	12	17,28	12,27	2,45
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 6 Hava Kanallı ϕ=0,72	139,08	0,0370	5,15	1,44	12	17,28	12,13	2,36
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 4 Hava Kanallı ϕ=0,69	146,32	0,0360	5,27	1,44	12	17,28	12,01	2,28
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 2 Hava Kanallı ϕ=0,66	153,64	0,0351	5,39	1,44	12	17,28	11,89	2,20

4. Grup	L _Y = 100 mm		D _R = 50 mm		Dalga Formu: Sinüs		f=116,5 Hz	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	p (pa)	U (m³/s)	W _a (W)	Akım (A)	Voltaj (V)	P _e (W)	Q _s (W)	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 15 Kanatçıklı ϕ=0,65	141,14	0,0385	5,43	1,44	12	17,28	11,85	2,18
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 12 Kanatçıklı ϕ=0,72	129,37	0,0381	4,93	1,44	12	17,28	12,35	2,51
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 10 Kanatçıklı ϕ=0,76	133,75	0,0383	5,12	1,44	12	17,28	12,16	2,37
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 8 Kanatçıklı ϕ=0,81	143,76	0,0386	5,55	1,44	12	17,28	11,73	2,11
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 6 Kanatçıklı ϕ=0,86	159,14	0,0388	6,17	1,44	12	17,28	11,11	1,80
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 5 Kanatçıklı ϕ=0,88	169,54	0,0390	6,61	1,44	12	17,28	10,67	1,61
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 4 Kanatçıklı ϕ=0,90	176,64	0,0394	6,96	1,44	12	17,28	10,32	1,48
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 3 Kanatçıklı ϕ=0,93	188,60	0,0396	7,47	1,44	12	17,28	9,81	1,31
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 2 Kanatçıklı ϕ=0,95	203,32	0,0398	8,09	1,44	12	17,28	9,19	1,14

5. Grup	$L_Y= 50 \text{ mm}$		$D_R= 50 \text{ mm}$		Dalga Formu: Sinüs		$f=116,5 \text{ Hz}$	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	$p \text{ (pa)}$	$U \text{ (m}^3/\text{s)}$	$W_a \text{ (W)}$	Akım (A)	Voltaj (V)	$P_e \text{ (W)}$	$Q_s \text{ (W)}$	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 10 Hava Kanallı $\phi=0,77$	169,43	0,0394	6,68	1,44	12	17,28	10,60	1,59
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 12 Kanatçıklı $\phi=0,72$	175,61	0,0387	6,80	1,44	12	17,28	10,48	1,54
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI $\phi=0,64$	212,35	0,0352	7,48	1,44	12	17,28	9,80	1,31
Polipropilen $\phi=0,64$	240,70	0,0331	7,96	1,44	12	17,28	9,32	1,17
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 40 PPI $\phi=0,64$	260,42	0,0318	8,28	1,44	12	17,28	9,00	1,09
Yığinsız Durum (Hava) $\phi=1,00$	292,72	0,0408	11,93	1,44	12	17,28	5,35	0,45

6. Grup	$L_Y= 150 \text{ mm}$		$D_R= 50 \text{ mm}$		Dalga Formu: Sinüs		$f=116,5 \text{ Hz}$	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	$p \text{ (pa)}$	$U \text{ (m}^3/\text{s)}$	$W_a \text{ (W)}$	Akım (A)	Voltaj (V)	$P_e \text{ (W)}$	$Q_s \text{ (W)}$	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 10 Hava Kanallı $\phi=0,77$	108,40	0,0383	4,15	1,44	12	17,28	13,13	3,16
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 12 Kanatçıklı $\phi=0,72$	118,17	0,0376	4,45	1,44	12	17,28	12,83	2,88
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI $\phi=0,64$	152,63	0,0343	5,23	1,44	12	17,28	12,05	2,31
Polipropilen $\phi=0,64$	163,14	0,0322	5,25	1,44	12	17,28	12,03	2,29
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 40 PPI $\phi=0,64$	191,10	0,0309	5,91	1,44	12	17,28	11,37	1,93
Yığınsız Durum (Hava) $\phi=1,00$	226,01	0,0404	9,13	1,44	12	17,28	8,15	0,89

7. Grup	L _Y = 200 mm		D _R = 50 mm		Dalga Formu: Sinüs		f=116,5 Hz	
	Akustik Güç			Elektriksel Güç			Soğutma Gücü ve Performans Katsayısı	
Yığın Malzemeleri	p (pa)	U (m ³ /s)	W _a (W)	Akım (A)	Volta j (V)	P _e (W)	Q _s (W)	COP
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI 10 Hava Kanallı ϕ=0,77	103,39	0,0374	3,87	1,44	12	17,28	13,41	3,47
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI, 12 Kanatçıklı ϕ=0,72	113,43	0,0367	4,17	1,44	12	17,28	13,11	3,15
Alüminyum Köpük Hibrit Hücreli 25 PPI ϕ=0,64	152,31	0,0314	4,78	1,44	12	17,28	12,50	2,62
Polipropilen ϕ=0,64	151,25	0,0334	5,06	1,44	12	17,28	12,22	2,42
Alüminyum Köpük Açık Hücreli 40 PPI ϕ=0,64	189,09	0,0302	5,70	1,44	12	17,28	11,58	2,03
Yığınsız Durum (Hava) ϕ=1,00	208,28	0,0400	8,34	1,44	12	17,28	8,94	1,07