

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SPIRAL BORULU LPG BUHARLAŞTIRICININ
CFD MODELLEMESİ VE PERFORMANS
DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Dilara YENİAY

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Nezaket PARLAK

Aralık 2021

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**SPİRAL BORULU LPG BUHARLAŞTIRICININ
CFD MODELLEMESİ VE PERFORMANS
DEĞERLENDİRMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Dilara YENİAY

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 09.12.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Üye

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Dilara YENİAY

08.11.2021

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Nezaket PARLAK'a teşekkürlerimi sunarım.

Protatip konusunda anlayış ve yardımlarını esirgemeyen DURULSAN MAKİNA ailesine, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım sayın hocam Recep DURUL'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu zamana kadar her zaman yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, teşvik eden, başta gücümü aldığım değerli ebeveynlerim Şirvan ve Yasin YENİAY olmak üzere tüm sevdiklerime teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	xiii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY	xv
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	3
1.3. Çalışmanın Mevcut Bilime Katkısı ve Yenilikler.....	4
1.4. Çalışmanın Organizasyonu.....	4
BÖLÜM 2.	
TEORİK ESASLAR VE MEVCUT BİLİM DÜZEYİ.....	5
2.1. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)	6
2.2. LPG Buharlaştırıcıları	8
2.3. Spiral Buharlaştırıcılar	8
2.4. Buharlaşma.....	9
2.5. Sıvılaştırılmış Petrol Gazının Buharlaşma Süreci	11
2.6. LPG Özellikleri	11
BÖLÜM 3.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	15
3.1. Giriş.....	15

BÖLÜM 4.

NÜMERİK ÇALIŞMA	23
4.1. Problemin Tanımı	23
4.1.1. Spiral borulu LPG buharlaştırıcının teorik analizi	24
4.1.2. Buharlaşma prosesi	28
4.1.3. Isı geçişi.....	30
4.1.4. Basınç düşümü	41
4.2. Deneysel çalışma.....	35
4.2.1. Deney teçhizatı.....	38
4.3. Deneysel belirsizlik analizi	39
4.4. CFD Analizi.....	41
4.4.1.Model	42
4.5. Sınır şartları	44

BÖLÜM 5.

SAYISAL SONUÇLAR.....	45
5.1. CFD sonuçları	45
5.1.1. Analiz sonuçları.....	46
5.1.2. Sıcaklık dağılımı	48
5.1.3. Basınç dağılımı.....	50
5.1.4. Buhar kesri dağılımı	51
5.2. Deney sonuçları.....	52
5.2.1. Kapasite değerlendirmesi	53
5.3. CFD sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılması.....	53

BÖLÜM 6.

TARTIŞMA VE SONUÇ	59
KAYNAKLAR.....	64
ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

Ac	: Kesit alanı	m^2
CFD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği	
Cp	: Özgül ısı	kJ/kgK
D	: Çap	m
h	: Isı taşınım katsayısı	$\text{W/m}^2\text{K}$
k	: Isı iletim katsayısı	W/mK
Le	: Gizli buharlaşma ısısı	kJ/kg
LNG	: Sıvılaştırılmış doğal gaz	
LPG	: Sıvılaştırılmış petrol gazı	
M	: Mol kütlesi	kg/kmol
mfi	: Kütle oranı	
MON	: Motor oktan sayısı	
Nu	: Nusselt sayısı	
P	: Statik basınç	Pa
PNG	: Basınçlı doğal gaz	
Pr	: Prandtl sayısı	
q	: Isı akısı	W/m^2
Q	: Isı geçişi	W
Re	: Reynolds sayısı	

T	:	Sıcaklık	K
T_e	:	Çıkış sıcaklığı	K
T_i	:	Giriş Sıcaklığı	K
T_m	:	Ortalama yüzey sıcaklığı	K
y_i	:	Mol oranı	
μ	:	Dinamik viskozite	pa.s
ρ	:	Yoğunluk	kg/m ³
x	:	Kuruluk	

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Arayüzey geriliminin kabarcık oluşumuna etkisi	10
Şekil 2.2. Kaynama işlemi	10
Şekil 2.3. Bütan ve propanın faz diyagramı	11
Şekil 2.4. İkili bileşenlerin kaynatma işleminin diyagramı	12
Şekil 2.5. Miks LPG'nin kimyasal ve fiziksel özellikleri	13
Şekil 2.6. LPG'nin doyma basıncı ve sıcaklık ilişkisi	14
Şekil 4.1. Proses Şeması	23
Şekil 4.2. Problemin şematik gösterimi	25
Şekil 4.3. Buharlaştırma faz diyagramı	27
Şekil 4.4. Sistemdeki radyal ısı akışı ve elektrik devre modeli	32
Şekil 4.5. LPG Buharlaştırıcısının prototip görüntüleri	37
Şekil 4.6. Test düzeneği	38
Şekil 4.7. Buharlaştırıcı 3D model ve termostat yerleri.....	42
Şekil 4.8. CFD Modeli, Giriş ve çıkış yüzleri.....	43
Şekil 4.9. 50kg/h ve 100kg/h buharlaştırıcı ağ üretimi	46
Şekil 5.1. 100kg/h buharlaştırıcısının sıcaklık dağılımı	48
Şekil 5.2. 50kg/h buharlaştırıcısının sıcaklık dağılımı	49
Şekil 5.3. Isı geçişi-kütle debisi grafiği.....	50
Şekil 5.4. Nusselt ve Reynolds Sayısı grafiği	50
Şekil 5.5. 100kg/h buharlaştırıcısının basınç dağılımı.....	51
Şekil 5.6. 50kg/h buharlaştırıcısının basınç dağılımı.....	52
Şekil 5.7. Çıkış basıncının kütle debisi ile değişimi	53
Şekil 5.8. 100kg/h buharlaştırıcısının buhar kesri dağılımı	54
Şekil 5.9. 50kg/h buharlaştırıcısının buhar kesri dağılımı	56

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. Proses ekipman listesi.....	24
Tablo 4.2. Buharlaştırıcı özellikleri	36
Tablo 4.3. Test koşulları.....	38
Tablo 4.4. Deneyde yapılan hataların değerleri	40
Tablo 4.5. CFD simülasyonu için korunum denklemleri.....	41
Tablo 4.6. 100kg/h buharlaştırıcı için sınır şartları	44
Tablo 4.7. 50kg/h buharlaştırıcı için sınır şartları	44
Tablo 4.8. Çözüm ağı bağımsızlık sonuçları.....	45
Tablo 4.9. Çözüm ağı kalitesi	45
Tablo 5.1. Analiz sonuçları	47
Tablo 5.2. Analiz çıkış basınçları.....	53
Tablo 5.3. Buhar hacim kesri	55
Tablo 5.4. Deney sonuçları	57
Tablo 5.5. Deney ile analiz kurulum sapma değerleri.....	58
Tablo 5.6. Ek-Tasarım denklemleri hesaplama sıralaması	61

ÖZET

Anahtar kelimeler: LPG buharlaştırıcı, elektrik kaynaklı veya rezistanslı buharlaştırıcı, evaporator, yeniden gazlaştırma

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ısıtma, sıcak su, elektrik üretimi, yakıt, ulaşım, tarım ve ticaret dahil birçok endüstride çeşitli uygulama alanına sahiptir. Kullanım alanının geniş olması çok kısa sürede çok miktarda sıvılaştırılmış petrol gazı ihtiyacı doğurur ve dolayısıyla LPG'yi sıvı fazdan gaz fazına dönüştürmek için evaporatörler (buharlaştırıcılar) kullanılır. Bir evaporatörün görevi bir sisteme sabit hızla gaz fazının sevk edilmesini sağlamaktır. Bu tez kapsamında ele alınan evaporator tipi elektrik kaynaklı LPG buharlaştırıcısıdır. Bu tip evaporatörlerde ısı transfer sıvısı gerekmez. Bu şekilde, bu sıvının depolanması gibi ek maliyetler ortadan kalkar. LPG'nin buharlaşması için gerekli ısı enerjisi bir rezistans kullanılarak sağlanır. Evaporatör bir alüminyum döküm içerisine gömülen spiral boru ve ısıtıcıdan meydana gelir. Minimal tasarımı ve patlayıcı ortama uygun olması ile proses için en uygun ölçülerde üretmesi gerekmektedir. Bu tip evaporatörler standart evaporatörlere kıyasla, daha az bakıma ihtiyaç duymaları nedeniyle tercih sebebidirler. Bu çalışmada; LPG evaporatörlerinin yapısal tasarımı ihtiyacı duyulan proses parametreleri ile tasarım parametreleri arasındaki ilişkinin ortaya konulması, ihtiyaç duyulan teknik verilerin açığa çıkarılması hedeflenmiştir. İki farklı kapasitede buharlaştırıcı prototipi kullanılarak LPG buharlaştırıcısının, farklı giriş koşullarında deneysel çalışması ve CFD analizi gerçekleştirilmiştir. Çalışmada farklı ısı transfer alanlarına sahip olan spiraller karşılaştırılarak analizi yapılan modeller arasında maksimum performanslı buharlaştırıcının sonuçlarına varılmıştır.

CFD MODELING AND PERFORMANCE EVALUATION OF SPIRAL TUBE LPG VAPORIZER

SUMMARY

Keywords: LPG evaporator, evaporators, vaporizer, electrical source or resistance evaporator, re-gasification

Liquefied petroleum gas (LPG) has various applications in many industries including heating, hot water, electricity generation, fuel, transportation, agriculture and trade. A large area of use creates a need for a large amount of liquefied petroleum gas in a very short time, and therefore evaporators (vaporizer) are used to convert LPG from liquid phase to gas phase. The task of an evaporator is to ensure that the gas phase is delivered to a system at constant speed. The evaporator type covered in this thesis is an electric source LPG evaporator. This type of evaporator does not require heat transfer fluid. In this way, additional costs such as storing this liquid are eliminated. The heat energy required for the evaporation of LPG is provided by using a resistor. The evaporator consists of a spiral pipe and heater embedded in an aluminum casting. Due to its Minimal design and suitable for explosive environment, it must be produced in the most suitable dimensions for the process. These types of evaporators are preferred compared to standard evaporators because they need less maintenance. In this study, it is aimed to reveal the relation between the process parameters needed in the structural design of LPG evaporators and the design parameters and to reveal the technical data needed. Numerical and CFD analysis of the flow of the LPG evaporator under different inlet conditions was carried out using two different capacity evaporator prototypes. In the study, the results of the maximum performance evaporator were reached among the models analyzed by comparing spirals with different heat transfer areas.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Giriş

Gelişmekte olan ülkelerde hızlı nüfus artışı ve sanayileşme, enerji talebinde hızlı bir artışa yol açmaktadır. Enerji, üretimde zorunlu bir üretim faktörüdür ve bir ülkenin ekonomik ve sosyal kalkınma potansiyelini yansıtan ana göstergelerden biridir. [1,2].

Yüzyıllar boyunca, enerji konusu ülkeler arasındaki ekonomik ve politik ilişkilerin arka planında olmuştur. Ülkeler, sürdürülebilir kalkınmalarını ve sosyal refahlarını sağlamak için artan enerji talebini karşılamalıdır. Bu bağlamda, Türkiye mevcut enerji kaynakları göz önüne alındığında kendi kendine yeterli bir ülke değildir. Türkiye, çeşitli ve yeterli potansiyel enerji kaynaklarına sahip olmasına rağmen, bu kaynakları doğru kullanamasa da bugün tükettiği toplam enerjinin yarısından fazlasını ithalat yoluyla karşılamaktadır. Enerji tüketiminin %34'ü sanayi sektöründe gerçekleştirilmektedir. Bugün, enerjinin daha verimli kullanılması gerekliliği herkes tarafından kabul edilen bir gerçektir. Enerjiyi “daha verimli ” kullanmak ve yeni yöntemler geliştirmek her zaman sürekli bir hedef olmuştur.

Ancak Türkiye'nin stratejik bir coğrafi konumda olması nedeniyle sahip olduğu enerji potansiyeli açısından birçok ülkeye kıyasla şanslı olduğu söylenebilir. Bu önemli konumu kullanan Türkiye, son yıllarda kaydettiği ekonomik büyümeye paralel olarak dünyanın en hızlı büyüyen enerji pazarlarından biri haline gelmiştir.

Herhangi bir değişiklik veya dönüşüm geçirmemiş bir enerji formuna birincil (birincil) enerji denir. Enerji kaynaklarından öne çıkanlar doğalgaz, kömür, petrol, nükleer, biyokütle, hidrolik, güneş, rüzgâr ve dalga-gelgitdir. Birincil enerjinin dönüştürülmesiyle elde edilen enerji, ikincil enerji olarak da tanımlanır. Elektrik,

benzin, mazot, kok kömürü, ikincil kömür, petrokok, hava gazı, sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) bu tür enerji kaynaklarıdır [3].

Türkiye'nin bu pazarda rekabet gücü yaratabilecek önemli sektörlerinden biri olan enerji endüstrisinde, kaynakların verimli kullanımı ülkenin çıkarları için önemlidir. Termal işlemlerdeki sıcaklığın genellikle 200°C'nin altında olması nedeniyle, gerekli ısı, buhar kullanımı veya sıcak su üretimi ile karşılanır [4].

Evaporatör faz değişiminin meydana geldiği bir ısı değiştirici olup, terim olarak buharlaştırıcı anlamına gelmektedir. Evaporatörler petrol endüstrisinde LPG sistemlerinde, havalandırma-ısıtma-soğutma sistemlerinde, kimya sektöründe çözelti içindeki katı madde derişikliğini artırmak için fazla sıvının uzaklaştırılmasında kullanılırlar.

Buharlaştırıcılarda ısı enerjisi, doymuş buhar, sıcak su veya sıcak yağ gibi bir akışkan vasıtasıyla aktarılabilir. Başka bir ısıtma yöntemi elektrikli resistans'tır.

Çalışmamızın asıl amacı olan LPG buharlaştırıcıları da benzer çalışma mantığı ile ısı enerjisini akışkana aktarır. Sıcak akışkan dolaşımı ve elektrikli rezistanslı olarak çeşitlendirilebilir.

Faz değişimi ile meydana gelen ısı transfer işlemlerinde süreç boyunca akışkan sıcaklığı sabit kalır. Akışkan viskozitesi, özgül ısısı, ısı iletim katsayısı, yüzey özellikleri, yüzey gerilimi, yoğunluğu ve basıncı faz değişimi sırasında değişse de buharlaşma gizli ısısı değişmez. Bu nedenle, faz değiştirme işlemleri tek fazlı taşıma işlemlerinden çok daha karmaşık süreçlerdir. Ayrıca, kaynama ve yoğunlaşma sırasında, akışkanın hareketi söz konusu ise faz değişimi ile meydana gelen ısı transfer mekanizmasının, taşıma ile meydana gelen ile birlikte dikkate alınması gerekir.

Faz değişim işlemlerinde, büyük ısı transfer katsayısı nedeniyle, küçük sıcaklık farklılıklarında bile büyük bir ısı transferi meydana gelebilir. Bu nedenle, sıvıların kaynatılması, buharlaşması ve yoğunlaşması da güç ve proses mühendisliği açısından çok önemlidir. Bu işlemlerdeki ısı transfer işlemleri dengesizlik koşulları altında

gerçekleştirdiğinden, ısı transfer mekanizması dengede olmayan sıvı-buhar veya buhar fazındaki değişiklikleri içerir [5].

1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Brülör, yakıtın hava ile uygun oranda karıştırılarak tam olarak yakılmasını sağlayan cihazdır. Brülör için gerekli yakıtlardan bir olan LPG, brülöre gaz fazında girmelidir. Bu araştırma, brülörde kullanılan LPG'nin hazırlanması için gerekli olan buharlaşma işlemini gerçekleştirecek olan LPG buharlaştırıcının boyutlandırılmasında kullanılacak olan tasarım değerlerinin elde edilmesini hedeflemiştir. Bahsedilen LPG buharlaştırıcı endüstriyel kullanım içindir.

Buharlaştırıcılar, faz değiştirme işlemlerinde, LPG tesisatlarında yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricilerdir.

Buharlaşma işlemi genellikle standart ısı değiştirici mantığı ile besleme suyu ile yapılmaktadır. Bu sistem için ek olarak su besleme tesisatı gerekmektedir. Bu ihtiyacı ortadan kaldırarak rezistans ısıtma sistemi ile ihtiyaç olan sıcaklık değişimini elde etmek amaçlanmıştır. LPG tankı doluluk oranı boru hatlarındaki basıncı etkileyerek buharlaştırıcı giriş şartlarını değiştirmektedir. Akış şartları çalışmayı birinci dereceden etkilemekte, buna bağlı olan Reynolds sayısı (Re), Prandtl sayısı (Pr), Nusselt sayısı (Nu) ve ısı taşınım katsayısı (h) gibi büyüklükler de değişmekte ve sonuçta ısı geçişi (Q) önemli oranda etkilenmektedir. Bu çalışmada giriş şartlarının değişimi sonucu buharlaştırıcı üzerindeki etkisi incelenecektir. Bu amaç doğrultusunda yapılan literatür araştırmalarında görülen bir eksiklikte benzer çalışmaların CFD analizi olmayışıdır.

Türkiye'de kullanılan mix LPG'nin bileşimi genelde %70 butan, %30 propan'dır. İleride LPG detayları verilecektir. Sıcaklık aynı zamanda sıvılaştırılmış petrol gazı hacmini de etkiler, bu da 2.5 derecelik bir sıcaklık düşüşü, sıvı hacminin yüzde birini azaltacaktır, ancak aynı miktarda sıcaklık artışına sahip suya kıyasla 17 kat artacaktır [6]. Bu nedenle ısı geçişi alanını arttırmak buharlaştırıcıdan alınacak verimi arttıracaktır. Araştırmalar sonucu ihtiyacımız olan buharlaştırıcının, uzun boru yapısına sahip olması gerektiği görülmüştür. Amaçlanan kapasite için az yerde uzun

borulama sistemini spiral tip borulama ile elde edilebildiği görülmüştür. Literatür araştırması sonucunda yeterli ve kullanılabilir sonuca ulaşamamıştır. Bu nedenle minimum alanda hedeflenen faz geçişini elde etmek için teorik hesaplamalar ışığında simülasyon kurulmaya karar verilmiştir. Simülasyonun yanısıra prototipi imal edilen iki farklı kapasitedeki buharlaştırıcının deneysel olarak da değerlendirilmesi yapılmıştır.

1.3. Çalışmanın Mevcut Bilime Katkısı ve Yenilikler

Spiral evaporatörlerde ısı transferi; boru çapı, boru uzunluğu, duvar kalınlığı ve akış tipi gibi parametrelere bağlı olarak da değişir. Ancak söz konusu etki ve ilişkiler yeterince incelenmemiştir ve mühendislik çalışmalarında kullanılabilecek bir ilişki zinciri de bulunamamıştır. Geliştirilen CFD analizinin en önemli katkısı akışın analizi ve hedeflenen kapasitede üretilen buharlaştırıcılar için doğrulama imkânı vermesidir.

Literatürde buharlaştırıcıların boyutsal çalışmaları, ampirik formüllerle yapılmakta olup çok az sayıda simülasyon çalışması mevcuttur. Bu çalışmada iki farklı kapasite için tasarlanan spiraller ile giriş basıncının ısı transferi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu iki kapasite farklı duvar kalınlıkları, çapları, boyları ve akış tipleri ile hedeflenen amaca uymaktadırlar.

1.4. Çalışmanın Organizasyonu

Bu çalışma 5 bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde giriş, çalışmanın amacı ve bilime katkıları açıklanmıştır. İkinci bölümde ise teorik esaslara yer verilmiştir. Tezin ana konusu olan LPG ve buharlaştırıcılar hakkında bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde ise daha önce yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Dördüncü bölümde deney tesisatı tanıtılmış bu analizle ilgili bilgiler verilmiştir. Beşinci bölümde ise elde edilen sonuçlar verilmiş ve altıncı bölümde bu sonuçların tartışması yapılmıştır.

BÖLÜM 2. TEORİK ESASLAR VE MEVCUT BİLİM DÜZEY

Propan ve bütan yüzdesi buharlaşma sürecini etkiler, çünkü bu hidrokarbon bileşenleri farklı bir termal kapasite ve buhar basıncı değerine sahiptir [7]. Daha düşük ısı kapasitesine sahip bileşen, sırasıyla ısıtma ve soğutma işlemlerinde ısıyı daha hızlı emer ve serbest bırakır [8,9]. Yüksek buhar basıncına sahip bileşen daha uçucudur, böylece herhangi bir sıcaklıkta, en düşük kaynama noktasına sahip bileşen en yüksek buhar basıncına sahiptir ve bunun tersi de geçerlidir [8]. Bu nedenle, en düşük termal kapasiteye ve en yüksek buhar basıncına sahip olan propan, buharlaşmak veya düşük bir sıcaklıkta transfer etmek için bütan moleküllerine enerji dağılımında önemli bir rol oynar [10]. Karışım yapıldığında, propan molekülleri, bütan molekülleri arasındaki boşluğu yayacak ve dolduracaktır [11].

Propan molekülleri tarafından enerji dağılımı çarpışma işlemi ile yapılır. Çarpışma sırasında, dağıtılan enerji, propan moleküllerinin enerji kaybedeceği ve aynı zamanda bütan moleküllerinin kazanacağı enerji tasarrufu kavramını takip eder. Bu, bütan moleküllerinin, enerjisi bağlanma enerjisinden daha yüksekse, gaz fazına kaçması için bir şans verecektir. Bununla birlikte, aktarılan enerji oranı, yüksek sıcaklığa kıyasla düşük sıcaklıklarda daha fazladır [12]. Propan ve bütan bileşenlerinin karışımı, saf bileşenlerin başlangıç özelliklerini etkilemez. Bunun nedeni, her iki bileşenin de doymuş hidrokarbonlar olmasıdır. Tek fark, sıcaklık ve basıncın denge noktasıdır ve her iki bileşenin yüzde karışımına bağlıdır [13].

Batı ülkelerinde, sıvılaştırılmış petrol gazının kullanımı, mevsime göre propan yüzdesinin değişmesiyle elde edilir [10]. Bununla birlikte, ülkemizde LPG içerisinde %30 propan ve %70 bütan içeriği ile kullanılır.

Sıvılaştırılmış petrol gazının, sıcaklığındaki herhangi bir değişiklik buharlaşma sürecini etkileyecektir, çünkü boru duvarına verilen ısı miktarının neredeyse tamamı buharlaşma ile tüketilmektedir [14]. Fourier yasasına atıfta bulunarak, sıvı ve çevre arasındaki sıcaklık farkı, ısı transferinin gerçekleşmesi için bir itici güçtür.

Daha yüksek sıcaklık farkı meydana geldiğinde, sıvı moleküller buhar fazına geçmek için yeterli enerjiye sahiptir ve aynı zamanda enerji kaybeden moleküller çevreden sağlanan ısıyı kazanacaktır [15].

2.1. Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG)

Sıvılaştırılmış petrol gazının ilk gelişimi 1810'da İngiltere'de yapıldı ve burada taşınabilir silindirler aracılığıyla müşterilere küçük miktarlarda depolandı ve dağıtıldı. Bununla birlikte, üretilen gazdan sıvılaştırılmış petrol gazına ilk dönüşümü, Pryrofox aracılığıyla pazarlanan Carbide & Carbon Chemical Corporation 1928'de Linton'dadır [16].

Dünyadaki sıvılaştırılmış petrol gazı kullanımı, ham petrol kaynağının tükenmesi, ham petrol fiyatının altı kat artması ve Japonya'nın BT enerji ithalatını arttırması ve çevresel kaygılar nedeniyle çok iyi bir potansiyele sahip olmuştur [17].

Amerika Birleşik Devletleri, dünyanın en büyük sıvılaştırılmış petrol gazı tüketicisi ve ardından LPG'nin hammadde, yemek pişirme, araç ve enerji santrali gibi çeşitli uygulamalar için kullanıldığı Japonya'dır [18].

Propan olarak da bilinen sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG), yenilenemeyen bir gaz halindeki fosil yakıttır. Doğal gaz işleme ve petrol arıtımının bir yan ürünü olan LPG, çeşitli hidrokarbon karışımlarını içerir. Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) terimi, ana bileşenlerin propan, bütan, İzobütan, propen ve bütenler (bütilenler) olduğu hidrokarbon karışımlarını tanımlar. Çoğu zaman bu terim propan ve bütan karışımlarına uygulanır. Bu bileşenler ve bunların karışımları normal sıcaklık ve basınçta gaz halindedir, ancak soğutma, sıkıştırma veya her iki işlemin bir kombinasyonu ile sıvılaştırılabilir.

LPG, kırsal alanlarda bulunan düşük karbonlu bir hidrokarbon yakıttır. Propan ve bütan karışımı olan LPG, joule başına saf bütandan daha az karbon yayar, ancak joule başına saf propandan daha fazla karbon yayar. Düşük karbonlu ve düşük kirletici bir fosil yakıt olan LPG, iç hava kalitesinin iyileştirilmesine ve sera emisyonlarının azaltılmasına katkılarından dolayı dünya çapında hükümetler tarafından tanınmaktadır. LPG yaygın olarak mevcuttur ve çeşitli uygulamalarda kullanılabilir. Ayrıca, yerel düzeyde karbon emisyonlarını azaltmaya yardımcı olmak için merkezi olmayan elektrik üretiminde yenilenebilir teknolojilerin yanı sıra kullanılır [19].

LPG içeriği dünya genelinde önemli ölçüde değişmekle birlikte, esas olarak dört türün bir karışımıdır: propan, propilen, izo-bütan ve n-bütan. Bazı pazarlarda etan içeriği 10'a (% vol) kadar çıkabilirken, genel olarak daha az önemli bir bileşendir. LPG'deki bütlen içeriği de daha az önemli görünmektedir, ancak yaygın olarak bildirilmemiştir.

LPG bileşimindeki varyasyonların vuruş özellikleri üzerinde önemli bir etkisi vardır [20]. Bununla birlikte, LPG yakıt standartları genellikle kompozisyon sınırlarını tanımlamaz. Bunun yerine, yakıt özelliklerinin bir dizi kısıtlamalar genellikle belirtilir. Örneğin, Avrupa Otomotiv sınıfı LPG, EN 589 standardının gerekliliklerine uymalıdır (Avrupa Standardizasyon Komitesi, 2008). Bu standart, mevsimsel değişimleri hesaba katmak için 89.0 minimum Motor oktan sayısını (MON) ve yıl boyunca 275 kPa ile 950 kPa arasında değişen minimum yakıt buharı basıncını belirtir. İkinci gereklilik ulusal düzeyde belirlenir ve bu nedenle belirli bir dönemde bölgeden bölgeye değişebilir [21].

Hosseini ve ark. [22], üç farklı tipte bakır boru (pürüzsüz, oluklu ve mikro kanatlı) için bir kabuk ve borulu ısı eşanjörünün kabuk tarafındaki ısı transfer katsayısını ve basınç düşüşünü deneysel olarak elde etmiştir. Ayrıca, deneysel veriler mevcut teorik verilerle karşılaştırılmıştır.

Ayrıca, Hosseini ve ark. [22], kabuk ve borulu ısı eşanjörlerinin performansı üzerine araştırma için deneysel bir sistem gerçekleştirmiş ve sınırlı deneysel veriler elde edilmiştir. Daha fazlası Wang ve ark. [23] tarafından kabuk ve borulu ısı eşanjörlerinin

optimum tasarımı ve temel geometrik parametrelerin optimizasyonu için genetik algoritmalara dayanan bir yaklaşım olarak sunulmuştur.

2.2. LPG Buharlaştırıcıları

Sıvının buharlaştığı ve ortamdan ısı aldığı kısımlara buharlaştırıcı (evaporatör) denir. Genellikle bakır ve çelik boru kullanılarak yapılırlar. Bu, sistemler kullanılan sıvıya bağlıdır. Çelik, amonyaklı tesislerde kullanılır ve bakır, genellikle Freonlu tesislerde kullanılır. Korozyona dayanıklı olmalıdırlar.

Akışkanın; çalışma koşullarına, sıvı veya havanın dolaşım yöntemine, beslenmesine, soğutucu akışkanın kontrol tipine ve uygulamasına bağlı olarak, farklı yapı ve boyutlarda birçok evaporatör türü vardır.

Bir LPG buharlaşması sürecinde en önemli faktör basınç ve sıcaklıktır. Akışkanın kaynama noktası sistemin basıncına bağlıdır. Buharlaştırıcılarda çalışma basıncı yükseldikçe kaynama sıcaklığı da yükselir.

Buharlaştırıcılar, sistem basıncına göre, buhar ekonomisine göre, ısı aktarma yüzeyine göre, akışkan hareketine göre sınıflandırılabilirler.

2.3. Spiral Buharlaştırıcılar

LPG buharlaştırıcı olarak kullanılan evaporatörler spiral borulu tiplerdir. LPG'yi sıvı fazdan gaz fazına dönüştürmek için sıvı gaz evaporatörleri kullanılarak gaz temini sağlanır. Evaporatörde ısı transfer sıvısı gerekmez. Bu şekilde, bu sıvının depolanması gibi ek maliyetler ortadan kalkar. Bir rezistans kullanılarak belirtilen şartlarda ısıtılabilir. ısıtılabilir.

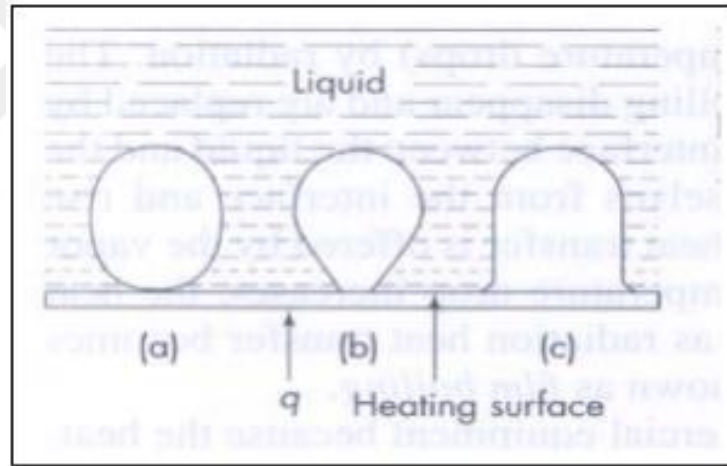
2.4. Buharlaşma

Buharlaşma olayı uçucu sıvıların buharlaşması, aşırı ısıtılmış sıvıların buharlaşması ve süper soğutulmuş sıvıların buharlaşması olarak üç kategoriye ayrılabilir [24].

Sıvılaştırılmış petrol gazı, bileşenlerin kaynama noktasının üzerindeki sıcaklıklarda basınçlı kaplarda depolandığından, aşırı ısıtılmış sıvıların buharlaşması kategorisinde gruplandırılmıştır [25].

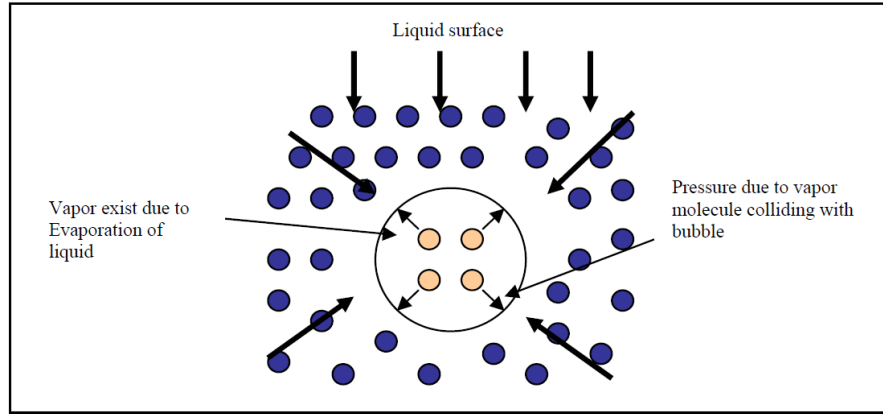
Sıvılaştırılmış petrol gazları için normal kaynama noktası sırasıyla propan ve bütan için $-42\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $-0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'dir.

Sıvı moleküllerin gaz moleküllerine buharlaşması, ısı kaynağı yüzeyinde kabarcıklar oluşturur [28]. Kabarcıklar, yakalanan buharın genişlemesi ile oluşturulur ve belirli bir boyuta ve sıvı buhar arayüzünün yüzey gerilimine, ayrıca sıcaklık ve basınca bağlı olarak büyür [29]. Daha yüksek yüzey gerilimine sahip kabarcıkların küresel formda kalma eğilimi daha yüksek olacaktır [30,31]. Şekil 2.1., buharlaşma sürecinde sıvı ve yüzey arasındaki kabarcık oluşumu gösterilmektedir.



Şekil 2.1. Arayüzey geriliminin kabarcık oluşumuna etkisi [26]

Arayüzey gerilimi daha büyükse, kabarcık yüzey boyunca yayılma eğilimindedir ve diğer kabarcıklara yer açmak için yüzeyden ayrılmak yerine (c) 'de gösterildiği gibi ısıtma yüzeyini örter, sıvı ve katı arasındaki arayüzey gerilimi daha düşükse kabarcık (a)' da gösterildiği gibi kolayca sıkışır (b) ' de gösterilen hali alır. Kabarcıklar fazla sıcaklığa bağlı olarak sıvının gövdesinde genişleyebilir ve dağılabilir. Kabarcıklar ayrıca sıvının yüzeyine yükselebilir ve hızla hızlanabilir [30] ve sıcaklık yeterince yüksekse dağılmadan önce hızla hızlanabilir [32,33].

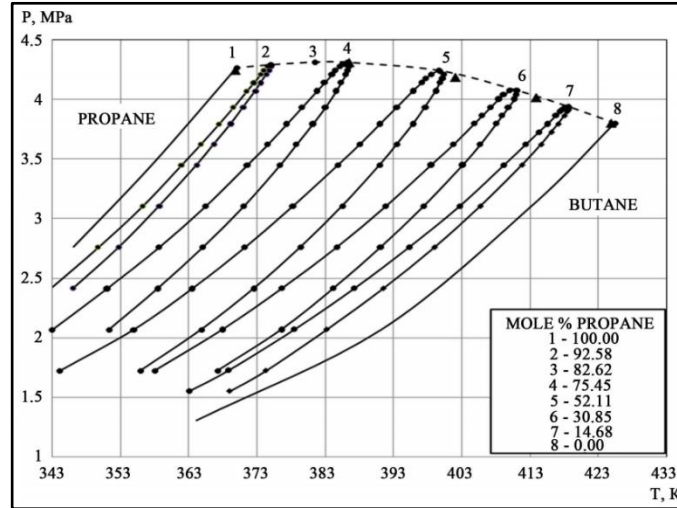


Şekil 2.2. Kaynama işlemi [26]

Kabarcık içindeki gaz moleküllerinin uyguladığı buhar basıncı, gaz fazındaki basınçtan daha yüksek olduğunda, kabarcık sıvı yüzeyine ulaşacak ve kırılacak ve molekülleri gaz fazına bırakacaktır [32]. Bu işlem kaynama işlemi olarak bilinir ve Şekil 2.2., sıvı kaynama işlemini gösterir ve ısı kaynağı olmadan muhafaza edilemez [34].

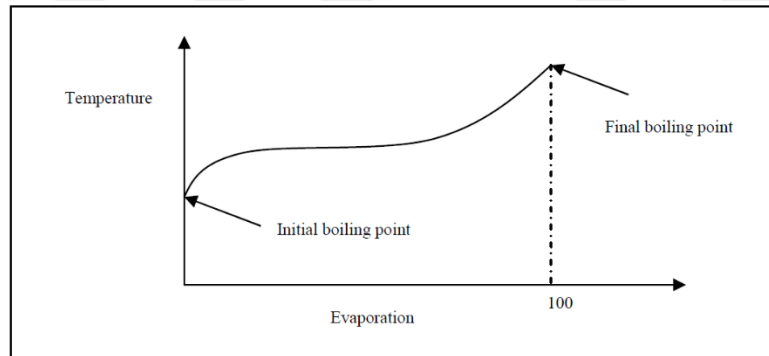
2.5. Sıvılaştırılmış Petrol Gazının Buharlaştırma Süreci

Sıvılaştırılmış petrol gazının buharlaşması, hızlı buharlaşma ve yığın buharlaşması olmak üzere iki kategoriye ayrılabilir. Her iki kategoride de buharlaşma için gerekli olan gizli ısı, çevreden gelir ve buharlaştırıcı ile desteklenir. Açık ve yalıtılmış bir kapta, sıvılaştırılmış petrol gazının ağırlığının yaklaşık yüzde 0,6'sı her bir sıcaklık düşüşü derecesi için buharlaştırılır, ancak yalıtılmamış bir kap için ısı transferinin özelliklerine bağlıdır [35]. Özetle, buharlaşma sürecinde, borunun duvarına verilen ısı miktarının neredeyse tamamı buharlaşma ile tüketilir [33] ve ısı transferi her zaman kütle transferine eşlik eder [36].



Şekil 2.3. Bütan ve propanın faz diyagramı [27]

Şekil 2.3.'e dayanarak, propan molekülleri için bütan moleküllerine kıyasla buharlaşmanın ve buhar fazına geçmenin daha kolay olduğu sonucuna varılabilir. Bu, buhar fazındaki çoğunluğun propan molekülleri tarafından işgal edildiği ve sıvı fazda çoğunluğun bütan molekülleri tarafından işgal edildiği anlamına gelir, çünkü her iki bileşim de eşit değildir.



Şekil 2.4. İkili bileşenlerin kaynatma işleminin diyagramı [27]

Şekil 2.4' te görüldüğü gibi, ikili bileşenin kaynama paterni S şeklindeki eğridir. Bunun nedeni, bu sistemdeki bileşenlerin farklı buhar basınçlarına sahip olmasıdır. Başlangıçta, kaynama sadece daha yüksek buhar basıncına sahip bileşenlerde ve ardından daha düşük buhar basıncına sahip bileşenlerde meydana gelir [37,38]. Bu işlem sırasında sıcaklıkta bir artış olmazsa kaynama işlemi duracaktır. Sıcaklık, en küçük buhar basıncına sahip bileşenin sıcaklığı olan son kaynama noktasına ulaşana

kadar tüm sıvı buharlaşmayacaktır [39]. Bunun nedeni, sıvı faz için, daha yüksek basınç ve daha düşük sıcaklık, daha kararlı sıvı olmasıdır [40].

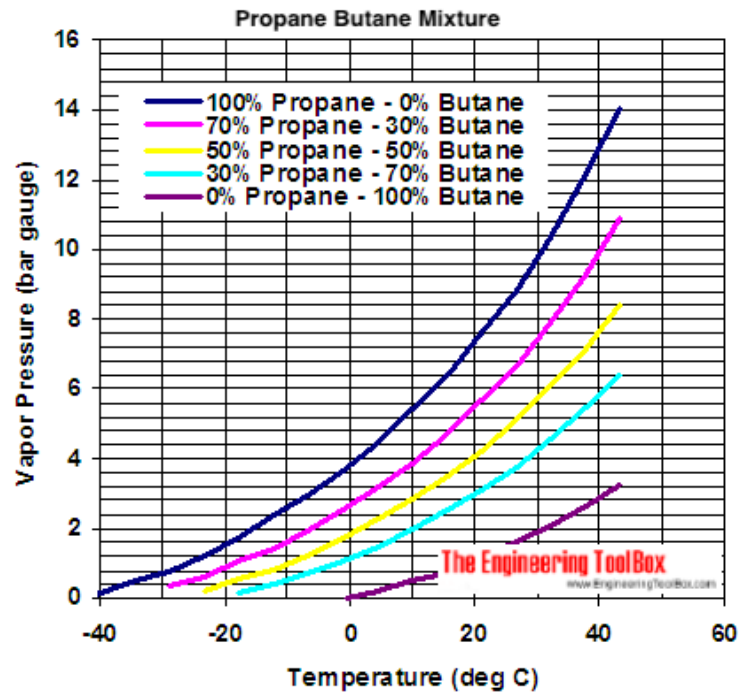
2.6. LPG Özellikleri

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) esas olarak propilen (C_3H_8) ve n-bütan (C_4H_{10}) ile bazı propilen (C_3H_6), bütilen (C_4H_8) ve diğer küçük hidrokarbon bileşimlerinden oluşur. Sıvılaştırılmış gaz, ortam sıcaklıklarında ve basınçlarında gaz halindedir. Sıvılaştırıldıktan sonra hacimdeki keskin düşüş nedeniyle, sıvılaştırılmış gaz genellikle basınçlı çelik silindirlerde sıvı halde depolanır ve taşınır. Bu, LPG'yi kırsal ve uzak bölgelerde, hatta doğal gaz iletim ağlarından uzak bazı kentsel bölgelerde bile popüler bir yerli yakıt haline getirmektedir [66]. Propan ve bütanın özellikleri Şekil 2.5.'de gösterilmiştir. LPG'nin fiziksel özelliklerini tahmin etmek için bileşimini bilmek gerekir. Kromatografi yöntemi genellikle numunesini analiz ettikten sonra LPG'nin bileşimini belirlemek için kullanılır [68,69]. Bununla birlikte, buharlaşma süreci boyunca anında değişen bileşimi sürekli olarak belirlemek oldukça zordur. LPG (%30+%70) karışıma ait özellikler bileşim oranına göre bu değerler kullanılarak hesaplanabilir.

ÖZELLİKLER	BİRİM	PROPAN	BÜTAN	MIKS LPG
Kapalı Kimyasal Formülü		C_3H_8	C_4H_{10}	$\%30C_3H_8+\%70C_4H_{10}$
Molekül Ağırlığı	gr/mol	44,09	58,12	53,91
LIKİT HALİNDE				
Normal Kaynama Noktası	°C	-42	-0,5	-13
Normal Erime Noktası	°C	-190	-138	-154
Normal Parlama Noktası	°C	-105	-60	-74
Normal Donma Noktası	°C	-188	-138	-153
Özgül Kütle (15°C'de)	kg/lt	0,508	0,584	0,560
Özgül Hacim (15°C'de)	lt/kg	1,969	1,712	1,786
1 kg Gazın Tam Yanması İçin Gerekli Özgül Hava Miktarı	Nm ³ /kg	12,15	12,02	12,06
Buharlaşma Gizli Isısı	kcal/kg	90,50	92,00	91,55
Üst Isıl Değeri	kcal/kg	11.945	11.735	11.798
Alt Isıl Değeri	kcal/kg	11.070	10.920	10.965
GAZ HALİNDE				
Özgül Kütle (15°C'de)	kg/Nm ³	2,019	2,703	2,28
Özgül Hacim (15°C'de)	lt/kg	0,538	0,407	0,439
Alev Sıcaklığı (Havada)	°C	1.980	2.008	2.000
Alev Sıcaklığı (Oksijen)	°C	2.850	2.800	2.815
Üst Isıl Değeri	kcal/Nm ³	22.218	28.868	26.899
Alt Isıl Değeri	kcal/Nm ³	20.590	26.863	25.000
1 m ³ Gazın Tam Yanması İçin Gerekli Özgül Hava Miktarı	Nm ³ hava/Nm ³ gaz	23,87	31,03	28,88
Gaz / Sıvı Hacim Oranı		272	238	248
Buharlaşma Basıncı (15°C)	kg/cm ²	6,51	0,82	2,53
Buharlaşma Basıncı (20°C)	kg/cm ²	8,95	1,85	3,98
Buharlaşma Basıncı (38°C)	kg/cm ²	12,30	2,60	5,51
Buharlaşma Basıncı (50°C)	kg/cm ²	17,50	4,10	8,91
DİĞER ÖZELLİKLER				
Patlama Limitleri %	alt limit	2,15	1,55	1,96
Patlama Limitleri %	üst limit	9,60	8,50	9,00
Tutuşma Sıcaklığı (Havada)	°C	510	430	454
Tutuşma Sıcaklığı (Oksijende)	°C	490	400	427
Maksimum Tutuşma Hızı (Hava ile)	m/s	0,32	0,25	0,27
Maksimum Tutuşma Hızı (Oksijen ile)	m/s	0,45	0,37	0,39
Tam Yanmadaki Baca Gazı İçerisindeki CO ₂ Hacimsel Oranı	%	13,8	14,1	14

Şekil 2.5. Miks LPG kimyasal ve fiziksel özellikleri [67]

Şekil 2.6.'da yer alan kapalı bir kaptaki depolanan LPG'nin basıncının sıcaklığa bağlı değişim eğrileri verilmiştir. Burada LPG'nin basıncının sıcaklığa bağlı olarak arttığı görülmektedir. Simülasyon sırasında LPG'nin karakteristik özellikleri bu eğriler referans alınarak programa işlenmiştir.



Şekil 2.6. LPG doyma basıncı ve sıcaklık ilişkisi [70]

BÖLÜM 3. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

3.1. Giriş

Boggavaraou ve Ray [41], geleneksel bir ev tipi brülörün ısı verimini sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ve borulu doğal gaz (PNG) yakıtları için hem deneysel hem de sayısal olarak incelemiştir. Kararlı haldeki akışkanın, ısı transferinin üç boyutlu hesaplamalı akışkan dinamik (CFD) modellemesi, bu tür brülörlerde ilk kez rapor edildiği belirtilmiştir. Sonuç olarak LPG için ısı verimi artırdığı gözlemlenen dairesel ve radyant levha şeklinde tasarım modifikasyonları önerilmiştir. Deneylerde, modifiye edilmiş tasarıma sahip LPG için %2,5 ve optimum yükleme yüksekliğine sahip PNG için %10'luk brülör termal verimliliğinde bir iyileşme gösterdiği rapor edilmiştir.

Lee [42], yeniden gazlaştırmada operasyonel koşulları bulmak için bir süreç simülasyonunun ardından, bir LNG yüzer depolama ve yeniden sınıflandırma ünitesinin (FSRU) yeniden sınıflandırma işlemi için nicel bir risk değerlendirmesi (QRA) yapmıştır. Yeniden gazlaştırma işlemi, termodinamik durumları ve çalışma koşullarını elde etmek için gerekli gaz işleme kabiliyeti göz önünde bulundurularak tasarlanmış ve simüle edilmiştir.

Kim ve ark. [43], sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) kalorifik değerlerinin ithalatçı ülkeler arasındaki uyumluluğunun LNG endüstrisindeki teknik ve ticari konulardan biri haline geldiği belirtmiştir. Kalorifik değerin kontrolünde ağır hidrokarbon giderme (HHR) sistemi veya azot seyreltme sistemi kullanılmaktadır; bununla birlikte, bu yöntemler işlemi daha karmaşık ve daha az karlı hale getirdiğini ve yeni bir kalorifik değer ayarlama işlemi için tam Pareto optimal kümelerini oluşturmak için çok amaçlı

ve karışık tamsayı doğrusal olmayan bir programlama tekniği uygulandığı raporlanmıştır.

Baek ve ark. [44], bir faz ayırıcıda daha ağır bileşenden ayrıldıktan sonra LNG'nin buharlaştırılmış bileşenini yeniden yoğunlaştırmak için alt soğutulmuş LNG'nin soğuk ekserjisinin kullanıldığı yeni LNG sıvılaştırma sürecinin bir araştırmasını sunmaktadır. Isı eşanjörünün performans faktörünün ve hipotermi derecesinin yoğunlaştırma üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Sıvı pompası ile elde edilen basınçlı soğutulmuş sıvının kullanılmasının, buharlaştırılmış doğal gazın pompalama gücünü kesinlikle azaltabileceği ve LNG sıvılaştırma işleminde tüm enerji harcamalarını azaltabileceği sonucu raporlanmıştır.

Masi ve Gobbato [45], LPG ile çalışan motorlar ile ilgili iki ana problem ele almıştır: hacimsel verimlilik düşüşü ve LPG evaporatör cihazı performansı. Motor performansı, hacimsel verimlilik ve evaporatördeki LPG termodinamik durumlarının değişimi hem motorun kararlı durumunda hem de geçici çalışmasında ölçülmüştür. Kararlı durum ölçümlerinde, LPG'nin mühendislik verimliliği açısından avantajını ve fren torkundaki düşüş ölçülmüştür. Geçici durum ölçümlerinde ise tek kademeli bir evaporatör cihazının, motor yükündeki güçlü değişiklikler sırasında genel sadeliği ve tatmin edici performansı eşleştirebileceğini raporlanmıştır.

Karamangil [46], Türkiye'de LPG ile çalışan araç sektörünün gelişimi ve Türk Hükümetinin uyguladığı politikalar ile tüm Türkiye'yi temsil edecek tipik il olarak kabul edilen Bursa ilindeki LPG ile çalışan araçların toplam filosunu analiz etmiştir. Türkiye'de yanlış enerji ve çevre politikalarının neden olduğu ekonomik kayıplara ve uygulama sorunlarına da dikkat çekmeye çalışılmıştır. Sektörün hızlı büyümesinden kaynaklanan sorunlar ve Türk uygulamasındaki deneyimler yoluyla farklı ülkelerde yeni gelişen otogaz pazarlarına yol gösterici bir ışık tutmayı hedeflemişlerdir.

Gumus ve Ugurlu [47], sıvılaştırılmış petrol gazının (LPG) gaz halinde sıralı enjeksiyon sistemlerine sahip araç motorlarında, motor soğutma sıvısı gerekli sıcaklığa ulaşana kadar benzinle çalıştığını ifade etmiştir. LPG ile çalışan araçlarda soğuk çalıştırma probleminin üstesinden gelmek için faz değişim malzemesi (PCM)

kullanılarak termal enerji depolayabilen tasarım çalışması yapılmıştır. PCM ile çevrili motorun 15 saatlik soğutma süresinden sonra motoru LPG ile çalıştırabilir ve LPG kullanımı HC ve CO emisyonlarını sırasıyla %17,32 ve %28,71 oranında azalttığı raporlanmıştır.

Uğurlu ve Gumus [48], bir LPG evaporatör/regülatörünün (E/R) verimliliği hem enerji hem de ekserji kavramı üzerinde inceleme yapmıştır. Motor rölanti devrinde 4°C ortam sıcaklığında test edilmiştir. Termal depolama için E/R'de PCM kullanıldığında, net verimlilik farklılıklarının enerji ve ekserji hesaplamaları için sırasıyla %20 ve %10 değerlerine ulaştığı gözlenmiştir.

Fahmy ve ark. [49], doğal gazın ısıtma değeri aralığına göre boru hattı spesifikasyonlarını, maksimum C2 geri kazanımı ve ürün satışlarından elde edilen maksimum kazanım gereksinimlerini elde etmek için LNG yeniden sınıflandırma sistemlerini araştırmıştır. Konfigürasyonların çalışma parametreleri optimize edilerek ve sonuçlar maksimum C2 kurtarma miktarını ve maksimum net kazanç sağlayan optimum konfigürasyonu raporlanmıştır.

Wichangam ve ark. [50], CFD verilerini kullanarak bir LPG-enerji tasarruflu brülörün (EB) termal verimliliğini tahmin etmede yeni bir yöntem önermeyi amaçlamıştır. Serbest bırakılan sıvılaştırılmış gaz basıncının akış fenomeni ve termal verimliliği üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Birkaç doğrulama ile önerilen yöntemin brülörlerin ısı verimliliğini değerlendirmek ve arttırmak için basit bir şekilde uygulanabileceğini doğrulamaktadır.

Safari ve Vesali-Naseh [51], ilk kez sıvılaştırılmış petrol gazlarının daha temiz üretimi için umut verici bir alternatif olarak hidrosülfürizasyonun geliştirilmesi ve optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Sonuç olarak, hydrosulfurization yararları göstermek, ultra-düşük kükürt içerikli daha temiz bir ürün elde etmek için tüm ekolojik sakıncaları, sulfurdioxide emisyon ve su arıtılması dahil olmak üzere tüm süreç raporlanmıştır.

Pu ve ark. [52], sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) için yeni bir tür olan ara sıvı buharlaştırıcı (IFV) incelemiştir. IFV'nin üç tipik parçası arasındaki enerji dengesi için evaporatör, kondenser ve termolatöre dayalı bir termal model oluşturulmuştur. Giriş deniz suyunun sıcaklık ve kütle akışının, giriş LNG'sinin basınç ve kütle akış hızının çözelti parametreleri üzerindeki etkileri sistematik olarak araştırılmıştır. Propan doyma sıcaklığı, giriş deniz suyunun artan sıcaklığı, kütle akış hızı ve azaltılmış giriş LNG kütle akış hızı ile de artarken, giriş LNG basıncına duyarlı olmadığı raporlanmıştır.

Ceviz ve ark. [53], LPG sıcaklığının motor performansı ve egzoz emisyon özellikleri üzerindeki etkileri deneysel olarak bir S1 motoru üzerinde araştırmıştır. Sonuçlar için yeni bir kontrol sistemi geliştirilmiş ve test edilmiştir. LPG sıcaklığını kontrol etmek için, basınç regülatörü devresindeki soğutucu akış hızı, bir PID kontrol ünitesi tarafından aktive edilen bir kontrol vanası kullanılarak düzenlenmiştir. Motor freni güç kaybının yaklaşık %1,85 oranında artırılabilceğini ve orijinal LPG enjeksiyon sistemi ile yapılan çalışmaya kıyasla emisyonların yaklaşık %2 oranında azaltılabilceğini raporlanmıştır.

Park ve Kim [54], kompakt batık yanma buharlaştırıcılarının (SCV), daha iyi performansı için, iki sınır koşulu için gözenekli ortam modeli ve entropi minimizasyon yöntemi (EMM) kullanılarak optimizasyon çalışması gerçekleştirmiştir. Bu çalışma sayesinde, yüksek verimli ısı transfer yüzey birimi hücresinin, herhangi bir spesifik geometri ile sınırlı olmayan EMM analizi kullanılarak tasarlanabilceğini ve bu yöntemin, enerji transfer etkinliğini etkileyen diğer parametreleri optimize etmek için kullanılabileceği raporlanmıştır.

Han ve ark. [55], bir ara sıvı buharlaştırıcı (IFV) hem çalışma akışkanlarının başlangıç hızlarının hem de ısı transfer tüplerinin uzunluğunun kısıtlamaları göz önüne alındığında, bir IFV'nin ısı transfer performansını ve gerekli ısı transfer alanını (HTA) belirlemek için dağıtılmış parametre yöntemine dayanan yeni bir sayısal model geliştirmiştir. Gerekli toplam HTA'nın doyumluk sıcaklıklarına duyarlı olmadığı daha geniş bir optimizasyon doyumluk sıcaklığı aralığının gösterilmiştir. Termolatördeki deniz suyunun sıcaklık düşüşü 0,3 K ila 0,8 K arasında değiştiğinde, gerekli alandaki değişim en düşük alana kıyasla %5'ten fazla olmadığı raporlanmıştır.

Shi ve ark. [56], deneysel olarak doğrulanmış bir model kullanılarak bir silindirde sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) doğal buharlaşmasının geçici davranışlarını sayısal olarak tanımlamıştır. Model, çeşitli koşullar altında buharlaşma işlemi sırasında geçici bileşimleri ve termofiziksel özellikleri kolayca tahmin etmek için uygulanabilir. Eksik yanmaları önlemek için gaz brülörleri için tasarım referansları olarak Wobbe indeksini ve ilgili bileşimi belirlemek için basit bir grafik tasarım prosedürü sunulmuştur. Sonuçlarda, bu çalışmanın buharlaşma, tasarım veya güçlendirme gaz brülörleri boyunca LPG davranışlarını değerlendirmek ve yanmamış kalıntıları tahmin etmek için yararlı bir araç olarak hizmet edebileceğini raporlanmıştır.

Gohil ve ark. [57], geleneksel sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) soba brülörünün ısı verimliliği optimal olmadığı vurgulamıştır. Bir brülörden gelen enerji kaybını geri kazanmak için, verimliliği artırmak ve üretmek için ısı koruma fenomenine dayanan yeni bir alev kalkanı geliştirilmiştir. Bu çalışmanın sonuçları, geleneksel bir alev kalkanlı gaz sobası brülörünün ekonomik ve çevresel uyumluluğunun ne kadar iyi olduğu raporlanmıştır.

Pan ve ark. [58], batık yanma buharlaştırıcı (SCV), sıvılaştırılmış doğal gaz (LNG) gazlaştırma tesislerinde ve acil durum veya yeniden gazlaştırma tesisi olarak alıcı terminallerde yaygın olarak donatıldığı belirtmiştir. Altkritik basınçlarda çalışan SCV'nin termal davranışını tahmin etmek için enerji dengesine dayalı bir sayısal model oluşturulmuştur. SCV'nin kriyojenik LNG'yi düşük su banyosu sıcaklıkları altında normale yakın bir atmosferik sıcaklığa buharlaştırabildiğini, ancak ısı transferi üzerinde olumsuz etkileri olan bir buz tabakasının ısı transfer tüpünün alt kısmında oluştuğunu gösterilmektedir. Her iki işletim parametreleri ve ısı transferi geliştirme önlemleri termal davranışı olduğu raporlanmıştır.

Ashok ve ark. [59], bir LPG–dizel çift yakıtlı motorların performansını, yanma ve emisyon parametrelerini iyileştirmek için araştırmacılar tarafından yapılan araştırma çalışmaları hakkında yorum yapmaktadır. Çalışmalarda, dizel motorda LPG kullanımının PM ve NO_x emisyonlarını azaltmak için yetenekli yöntemlerden biri olduğu, ancak aynı zamanda kısmi yükte olduğu raporlanmıştır.

Shen ve ark. [60], son yıllarda proses endüstrilerinin dünyanın en güvenli işyerlerinden biri olmasını sağlamak için önemli ilerlemeler kaydetmiştir. Bununla birlikte, mevcut teknolojilerin artan karmaşıklığı ve ortaya çıkan teknolojilerin getirdiği yeni sorunlarla birlikte, süreç güvenliğinin temellerini incelemek ve olası senaryoları tahmin etmek için güçlü bir ihtiyaç hala mevcut olduğu belirtilmiştir. Temel fizik daha iyi bir anlayış ile birlikte Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) araçları ve katlanarak artan hesaplama yetenekleri sürekli ilerlemenin bir sonucu olarak, CFD simülasyonları yaygın sürecinde yeni anlayışlar elde etmek için, mevcut modelleri geliştirmek ve yeni tehlikeli senaryoları değerlendirmek güvenlik ve kayıp önleme alanlarında uygulanmıştır. Bu derlemede, CFD'nin yangınlar, patlamalar, yanıcı ve toksik maddelerin kazara salınımlardan dağılması, olay incelemeleri ve rekonstrüksiyonları ve diğer proses güvenliği alanları için son uygulamalarını sistematik olarak kategorize etmek ve özetlemek için 2010'dan 2020'ye kadar 126 makale dahil edilmiştir. CFD modellemesinin avantajları tartışılmakta ve CFD uygulamalarının geleceği özetlenmiştir.

Scarponi ve ark. [61], Wildland–Urban çerçevesinde orman yangınlarından etkilendiğinde sivil ve endüstriyel tesislerde küçük ve orta ölçekli LPG (sıvılaştırılmış petrol gazı) depolama tanklarının güvenliği araştırmıştır. Orman yangınlarının neden olduğu uzak kaynaklı radyasyon durumunda LPG tanklarının davranışını karakterize etmek için büyük ölçekli deneysel testler yapılmıştır. Farklı geometri tiplerine ve çalışma koşullarına sahip farklı geçici ısı radyasyonuna maruz kalan damarlarda basınç birikiminin analizi için özel bir iki boyutlu hesaplamalı akışkan dinamik (2D CFD) modelinin doğrulanması için bir veri seti elde edilmiştir. Orman yangınlarının neden olduğu sıvılaştırılmış gaz depolama tanklarının arıza durumlarına ilişkin olumsuz göstergeler elde etmek için 2D CFD simülasyon sonuçlarına dayanarak spesifik anahtar performans göstergeleri tanımlanarak hesaplanmış ve raporlanmıştır.

Duan ve ark. [62], enerji tedarik zincirinin, sıvılaştırılmış gazların normalde ani bir salınımdan kaynaklanan felaket kazaları (örneğin kaynar sıvı genişleyen buhar patlaması) riskinden muzdarip olduğu belirtmiştir. Kaynama tepkisi ve ani salınım altında geçici olan basınç, kazanın şiddetini belirler ve ani salınımın sonuçlarını değerlendirmek için çok önemlidir. Geçici basıncı tahmin etmek için, ani salınım

altında sıvılaştırılmış gazın termodinamik bir modeli sunulmuştur. Sonuçlara göre, minimum basınç noktasının kaynama başlangıç noktasına kıyasla bir zaman gecikmesine sahip olduğunu, serbest bırakma basıncının artması ve damar ölçeğinin azalması, basınç geri tepmesini güçlendirecek ve havalandırma alanının artması, daha yüksek basınçsızlaştırma ve yeniden basınçlandırma oranına yol açtığı raporlanmıştır.

Yet-Pole ve Cheng [63], bir LPG tankı patlama kazasını analiz etmek için bir petrokimya tesisinin bir 3D tank çiftliği modeli inşa etmiştir. Ayrıca, kaza senaryosunu yeniden oluşturmak için hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) algoritması da uygulanmıştır. CFD Simülasyonu ve maksimum fiziksel değişkenin analiz yöntemi yardımıyla, araştırmacılar simülasyon sonuçlarını kimyasal bir kazanın olası nedenlerini ve sonuçlarını incelemek için kullanabileceğini raporlamıştır.

Atmaca ve ark. [64], dizel evaporatörlerin, yakıt hücreleri için dizel yakıt işlemenin temel bileşenlerinden biri olduğu belirtmiştir. Çalışmada, sıcak azot gazı ile sağlanan dolaylı ısı ile spiral borulu bir ısı eşanjörü olan dizel evaporatör modellenmiş ve dizel yakıtın fraksiyonel damıtma eğrisi sonuçları literatürde bildirilen deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Çalışmanın, ANSYS Fluent 14.0 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) kodu, bir dizel evaporatörde geliştirilen 3 boyutlu, türbülanslı, iki fazlı, çok bileşenli ve reaksiyona giren akış alanını simüle etmek için kullanılabileceği raporlanmıştır.

Fsadni ve Whitty [65], helisel olarak sarılmış tüplerde iki fazlı akışın basınç düşüşü özellikleri ile ilgili literatürde bildirilen çalışmaları özetlemekte ve eleştirel olarak gözden geçirmektedir. Buhar-su akışının kaynaması, R-134A buharlaşma ve yoğunlaşma, hava-su iki fazlı akış ve nanofluid akışlarına bağlı sürtünme iki fazlı basınç düşüşleri için ana bulgular ve korelasyonlar gözden geçirilmiştir. Çalışmanın amacının, akademi ve endüstrideki araştırmacılara, helisel olarak sarılmış tüplerdeki iki fazlı basınç düşüşünün hesaplanması için ilgili korelasyonların ve destekleyici teoremin pratik bir özetini sunmak olduğu belirtilmiştir.

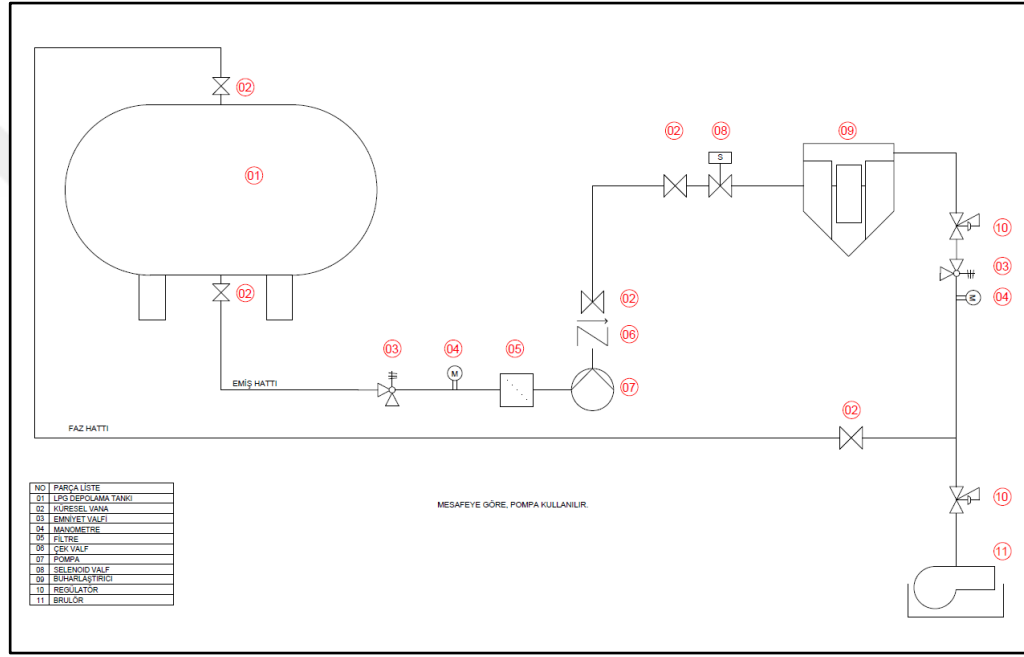
Yapılan araştırmalar sonucunda LPG için yapılan benzer çalışmaların taşıtlarda motorun ihtiyaç duyduğu yakıtın ayarlanması esaslı olduğu ve LPG

buharlaştırıcılarının endüstriyel boyutlu çalışmaların yetersiz olduğu görölmüştür. Ayrıca literatürde buharlaşma için yeterli korelasyon olmasına rağmen, deneysel verilerle doğrulanmış CFD çalışmalarının yetersiz olduğu görölmüştür.



BÖLÜM 4. NÜMERİK ÇALIŞMA

4.1. Problemin Tanımı



Şekil 4.1. Proses şeması

LPG brülörü için gerekli LPG fazı Şekil 4.1.'deki tesisat ile elde edilebilir. Tank içindeki LPG öncelikle emiş hattına küresel vana açılarak gönderilir. Hat üzerinde olması gereken emniyet valfi ve manometre LPG tesisatı kurallarının yer aldığı TS EN 15001-1 standardına göre yerleştirilmiştir. Tank içerisinde veya tanker aracılığı ile geçen pisliklerin tesisata geçmesini önlemek için filtre uygulaması yapılmalıdır. Filtre tesisat boru ölçülerine göre tercih edilebilir. Filtreden sonra buharlaştırıcının tank ile mesafesine göre pompa tesisata konulabilir. Pompa sonrası geri kaçmayı önlemek için çek valf ve küresel vana yine tesisat kurallarına göre yerleştirilir. Buharlaştırıcı öncesi selenoid valf açma ve kapamayı sağlamak için kullanılır. Tank basıncına göre oluşan basınç buharlaştırıcıdan sonra direk brülöre girememektedir. Brülör için gerekli

basıncı sağlamak için iki kademeli basınç düşürümü yapılmaktadır. İki kademeli düşürme yapılmasının sebebi regülatörden tek kademedede istenilen basınca düşürülmemesidir. Birinci kademe regülatör sonrası yine tesisat kurallarına göre emniyet valfi ve manometre yerleştirilmektedir. Daha sonra ikinci kademe regülatörde de geçen LPG brülörde kullanılmak üzere hazırdır. Buharlaştırıcı sonrası brülör kullanımı olmadığında LPG'nin tanka dönebilmesi için bir faz hattı (geri dönüş hattı) tesisata eklenmiştir.

Tablo 4.1. Proses ekipman listesi

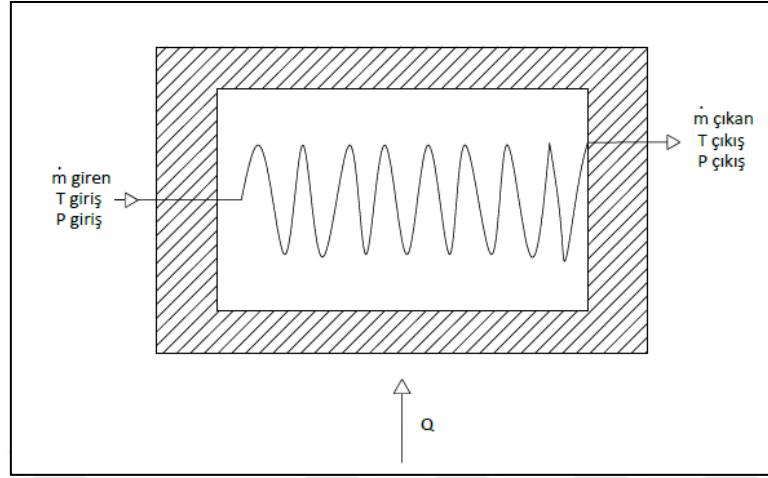
NO	EKİPMAN LİSTESİ
01	Depolama Tankı
02	Küresel Vana
03	Emniyet Valfi
04	Manometre
05	Filtre
06	Çek Valf
07	Pompa
08	Solenoid Valf
09	Buharlaştırıcı
10	Regülatör
11	Brülör

Bu çalışmada incelenen LPG buharlaştırıcı (09 no'lu) giren sıvılaştırılmış petrol gazının hem basıncını düşürerek hem de ısıtıcı ile sıcaklığını arttırarak buharlaşmasını sağlamaktadır. Böylece sıvı faz haldeki petrol gazı kullanıma hazırlanmaktadır.

4.1.1. Spiral borulu lpg buharlaştırıcısının teorik analizi

İkili bileşenler içeren açık bir sistemde buharlaşma, sürece atıfta bulunarak, ısı ve kütle transferi kavramının yanı sıra termodinamiğin birinci yasasına dayanan bir boyutlu model ile çözüm yapılabilir. Bu nedenle hesaplama modeli, kütle ve enerji dengesi, buharlaşma süreci ve ısı transfer süreci olan üç ana kısımdan oluşmalıdır. Buharlaşma

sıvılaştırılmış petrol gazının bir modeli, temel malzeme ve enerji dengesi yasasına dayanarak geliştirilmiştir. Problemin şematik gösterimi Şekil 4.2.'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Problemin şematik gösterimi

İncelediğimiz sistem sürekli akış koşullarındadır. Kontrol hacmi için toplam kütle dengesi;

$$\frac{d}{dt} [m_t(t)] = m_g(t) - m_{\dot{c}}(t) \quad (4.1)$$

Burada: m_t , toplam kütle; m_g , giren kütle; $m_{\dot{c}}$, çıkan kütle; t , zaman.

Zamanla değişimin olmadığı süreçte, giren toplam kütle çıkan toplam kütleyle eşittir.

$$m_g(t) = m_{\dot{c}}(t)$$

Her bir bileşen için kütle dengesi Denklem 4.2. kullanılarak bulunmaktadır [24].

$$\frac{d}{dt} [m_{t,i}(t)] = m_{g,i}(t) - m_{\dot{c},i}(t) \quad (4.2)$$

Burada: m_t , toplam kütle (i bileşeni); m_g , giren kütle (i bileşeni); $m_{\dot{c}}$, çıkan kütle (i bileşeni); t , zaman.

Genel Enerji Dengesi

$$\frac{d}{dt} [E(t)] = E_g(t) - E_{\dot{c}}(t) \pm Q(t) \pm W_s(t) \quad (4.3)$$

Burada,

E : Total Enerji

E_g : Giren Enerji

$E_{\dot{c}}$: Çıkan Enerji

Q : Isı Kapasitesi

W_s : Sistemin yaptığı iş

t : Zaman

Sürekli akış koşullarında, iş teriminin sıfır, kinetik ve potansiyel enerji değişiminin olmadığı durumda Denklem 4.4 ile hesaplanabilmektedir.

$$\sum(\dot{m}.h)_g + \dot{Q}_g = \sum(\dot{m}.h)_{\dot{c}} + \dot{Q}_{kayıp} \quad (4.4)$$

Akım yönünde bir kesitte ortalama ϑ_{ort} hızı, kütlenin korunumu prensibinin sağlanması koşuluyla belirlenir.

$$\dot{m} = \rho \vartheta_{ort} A_c = \int_{A_c}^0 \rho u(r) dA_c \quad (4.5)$$

Yarıçapı R olan, dairesel bir silindirin içindeki akımın ortalama hızı,

$$\vartheta_{ort} = \frac{\int_{A_c}^0 \rho u(r) dA_c}{\rho A_c} = \frac{\int_0^R \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho \pi R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r) r dr \quad (4.6)$$

Laminerden türbülanslı akışa geçiş geometriye, yüzey pürüzlülüğüne, akış hızına, yüzey sıcaklığına, akışkan tipine ve çok daha fazlasına bağlıdır.

Uygulamada, birçok akış türbülanslı olarak kabul edilir. Akış rejimi esas olarak akışkandaki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranına bağlıdır. Bu orana Reynolds sayısı denir. Denklem 4.7. ile elde edilmektedir.

$$Re = \frac{\rho v_{avg} D}{\mu} \quad (4.7)$$

$Re \leq 2300$ Laminar akış

$2300 \leq Re \leq 4000$ Geçiş rejimli akış

$Re \geq 4000$ Türbülanslı akış

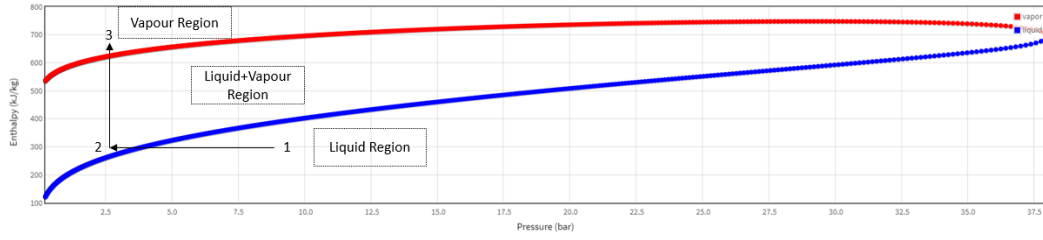
Yukarıdaki Reynolds sayılarına göre rejim çeşitleri verilmiştir. Rejim çeşitlerinden laminar akış en kararlı hal olsa da hesaplamalar sonucu boru çapının yüksek çıkmasına neden olmaktadır. Bu nedenle türbülanslı akış tipi tercih edilmiştir.

Sıvının laminar veya türbülanslı olup olmadığı, ısı transfer katsayısı üzerinde bir etkiye sahiptir. h , ısı transfer katsayısı çeşitli faktörlerin bir fonksiyonudur. Akışın tipi Denklem (4.7) kullanılarak bulunmuştur.

Bununla birlikte, bu mekanizma ile sistemimizde yer LPG için doğrudan doğal konvektif ısı transferine bakmamız gerekmektedir. Sistemimize göre, ısı transfer katsayısı Denklem (4.8) kullanılarak hesaplanabilir. Pr , Prandtl Sayısını ifade etmekle beraber, LPG için karakteristik bir ifadedir. Yine LPG için karakteristik olan k , ısı iletim katsayısı ile denklemde yerine yazıldığında Nu , Nusselt sayısı ve h , ısı taşınım katsayısı elde edilmiştir.

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (4.8)$$

4.1.2. Buharlaşma prosesi



Şekil 4.3. Buharlaşma faz diyagramı

Buharlaştırıcının işlevi, termal enerjiyi LPG'ye aktarmak ve LPG basıncını, LPG'nin gaz fazına buharlaşması için daha düşük basınca düşürmektir. Bu işlem Şekil 4.3.'deki grafikte, LPG'nin (proses 1-2) genişlemesinin ıslak bir karışım ürettiğini, dolayısıyla LPG'nin aşırı ısınmasını sağlamak için termal enerji girişine (proses 2-3) ihtiyaç duyulduğunu göstermektedir. Brülöre girmeden önce hava ile karışmayı iyileştirmek için LPG'nin (proses 3) buharlaştırılması gerekir.

Ekzotermik reaksiyonlarda ısı oluşumunu ve endotermik reaksiyonlarda ısı tüketimini hayal etmek kolaydır. Bununla birlikte, bu tüketim ve üretim, herhangi bir reaksiyonla doğrudan ilişkili olmasa da çalışma sistemimizde de ortaya çıkar. Sıvı fazın sıcaklığını yükseltmeden faz değişimini sağlamak için sağlanan bu ısı, sistem tarafından tüketilen ısıdır. Bu ısı tüketimi, sıvı faz sınırı için toplam ısı denklemi dengesine eklenmiştir. Faz değişimi için gerekli ısı miktarı, Denklem 4.9. ile elde edilmiştir.

$$Q_1 = \dot{m}h_{fg} \quad (4.9)$$

Aşırı ısıtma işlemini gerçekleştirmek içinse, Denklem 4.10. ile elde edilen değeri ısı denklemi dengesine eklenmiştir.

$$Q_2 = \dot{m}c_p\Delta T \quad (4.10)$$

Bu denklemler ile ısı dengesi denklemi oluşturularak elde edilen diğer değeri ile gerekli boru boyu hesaplanmıştır. Boru boyu için oluşturulan denklem 4.11.'da verilmiştir. Isıl denge;

$$Q_1 + Q_2 = hA\Delta T \quad (4.11)$$

Yüzey alanından süreç için gerekli boru boyu hesaplanabilir.

$$A = \pi DL \quad (4.12)$$

Çift fazlı akışta, akışkanın toplam kütlesi buhar ve sıvı fazın kütlelerinin toplamı olarak ifade edilir. Karışımındaki buhar ve sıvı fazın oranı kuruluk derecesi ile ifade edilir ve x sembolü ile gösterilir.

$$x = \frac{m_{\text{buhar}}}{m_{\text{toplam}}} \quad (4.13)$$

Kuruluk derecesinin 0 olması doymuş sıvı, 1'e eşit olması doymuş buhar olduğu anlamına gelmektedir. Çift fazlı akışta biri her fazın fiziksel hızı, her fazın yüzeysel hızına ve hacim oranına bağlı olarak aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$V_L = \frac{V_{SL}}{\alpha_L} \quad (4.14)$$

$$V_G = \frac{V_{SG}}{\alpha_G} \quad (4.15)$$

Burada V_L ve V_G , sırasıyla sıvı ve gaz fazlarının fiziksel (veya gerçek ortalama olarak adlandırılır) hızlarıdır. α_L ve α_G sıvı ve gaz fazının hacim kesirlerini ifade eder ve toplamı bire eşittir. Çift fazlı akış modellerinde karışım özelliklerini kullanmak gerekir. Bu nedenle, gaz ve sıvı yüzey hızlarının toplamı ile karışım hızı elde edilir:

$$V_m = V_{SL} + V_{SG} = (1 - x)V_L + xV_G \quad (4.16)$$

Homojen akışkan akışında, iki fazlı hacim oranı, belirli bir fazın hacimsel akış hızının toplam hacimsel akış hızına bölünmesiyle şu şekilde hesaplanır;

$$\alpha_L = \frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_L + \dot{V}_G} = \frac{V_{SL}}{V_m} \quad (4.17)$$

$$y_G = \frac{\dot{V}_G}{\dot{V}_L + \dot{V}_G} = \frac{V_{SG}}{V_m} \quad (4.18)$$

İki fazlı akışın tipik özelliği, iki fazın viskozite, yoğunluk ve akış sayacı veya eş akım ile ayırt edilmesidir. Tipik olarak, daha az yoğun ve/veya daha az viskoz olan fazın hızı, yatay ve yokuş yukarı akışlarda hızlı akma eğilimindedir. Ayrıca, her fazın yoğunluk, viskozite ve ara yüzey gerilimi gibi akışkan özelliği ve boru iç çapı ve eğim açısı da sistemin performansı üzerinde etkilidir.

İki fazlı bir karışımın özellikleri ve değişkenleri ya hacim oranı katkılarıyla elde edilir ya da saf olarak sunulur. Bununla birlikte, kullanılan iki fazlı karışım özellikleri, her bir kontrol hacminde gaz-sıvı fazının varlığı ile bulunur. Her hücredeki karışımın yoğunluğu şu şekilde ifade edilebilir [72],

$$\rho_{\text{karışım}} = y_s \rho_s + y_g \rho_g = y_s \rho_s + (1 - y_s) \rho_g \quad (4.19)$$

Karışımın viskozitesi de aynı şekilde hesaplanır;

$$\mu_{\text{karışım}} = y_s \mu_s + y_g \mu_g = y_s \mu_s + (1 - y_s) \mu_g \quad (4.20)$$

4.1.3. Isı geçişi

İki bölge arasındaki sıcaklık farkı, ısı transferi için itici güç sağlar. Isı transferi, bu itici güç zamanla değişmediğinde kararlı durum ısı transferi ve bu itici güç zamanla değiştiğinde kararsız durum ısı transferi olarak iki kategoriye ayrılabilir. Kararsız durum ısı transferi teorisi, çeşitli bölgelerin ısıtma ve soğutma oranlarını tahmin etmek için kullanıldığı endüstride özellikle önemlidir. Sıcaklık, konuma göre değiştiğinden, ısı transferini tanımlamak için kısmi bir diferansiyel denkleme ihtiyaç vardır. Kısmi diferansiyel denklem çözüldüğünde, sıcaklığın zamanla değişimi bilinir ve belirli bir zamanda enerji akışı belirlenebilir.

Bu çalışmada iki tip ısı transferi meydana gelmiştir: iletim, bitişik moleküller arasındaki hareket transferi ile katı, sıvı ve gazlar yoluyla gerçekleşir; konveksiyon, taşıma ile ısı transferidir. Bu, katı yüzey ve sıvı (sıvı veya gaz) arasında gerçekleşir.

Zorla konveksiyon, bir sıvı yüzeyden akmaya zorlandığında meydana gelirken, doğal konveksiyon yoğunluk farkı nedeniyle dolaşımdan kaynaklanır. Doğal konveksiyon, serbest konveksiyon olarak da bilinir.

Sistemimize atıfta bulunarak, iletim yoluyla ısı transferi radyal yönlerden gerçekleşecektir.

$$Q = -kA \frac{dT}{dr} \quad (4.21)$$

Bir akışkan boyunca konvektif ısı transfer işlemi için Denklem (4.22) ile verilir.

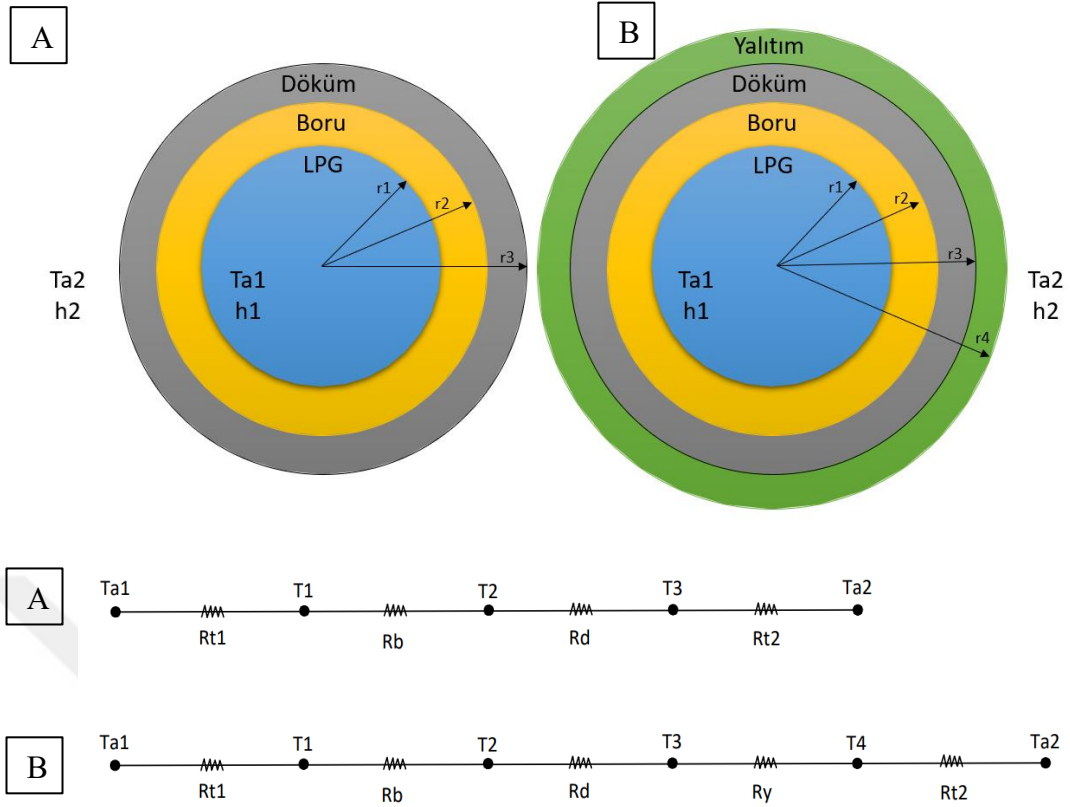
$$Q = hA(T - T_{\text{duvar}}) \quad (4.22)$$

Çalışmamızda spiral borular döküm çekirdek içine gömüldüğünden rezistanstan gelen ısı LPG'ye geçmeden önce katmanlardan geçmesi gerekmektedir. Bu farklı katmanlar ısı akışına direnç sağlar. Bu direnç, toplam dirençte bir fark yaratacağı elektrik teknolojisindeki voltaja benzer. Seri katmanlarda, her katmandan geçen toplam ısı eşittir. Bununla birlikte, akış direnci tüm direncin toplamı olacaktır. Sistemimiz yapı itibari ile paralel akış direncine sahiptir. Ve toplam direnç her katmandaki dirençlerin toplamına eşit olacaktır.

Sistemimizde çevreden boru duvarına (sınır tabakası) radyal yönde ısı transfer akışı vardır. Toplam ısı sıvı LPG'ye ulaşmadan önce boru duvarından akacaktır, bu da duvardan geçen toplam ısı miktarının sıvı LPG'nin ısı miktarına eşit olacağı anlamına gelir.

Isı döküm yüzeyine ulaştığında, duvardan ısı transferi iletim yoluyla gerçekleşir. Bu, hesaplamaların döküm duvarından sıvı faza iletilen ısı miktarını hesaplanmasını sağlayacaktır.

Her ısı transferi şekli ve her malzeme tabakası farklı miktarda direnç sağlar. Özetle, her bir ısı akışı ve her katman için direnç, aşağıdaki denklemlerde gösterildiği gibidir.



Şekil 4.4. Sistemdeki radyal ısı akışı ve elektrik devre modeli

Hesaplanan boydaki boru için ısı dirençleri bulmak için Şekil 4.4'te yer alan radyal yöndeki ısı geçişi referans alınmıştır. A, şekli yalıtımsız haldeki ısı geçişini ifade etmektedir ve A, şekline ait elektrik devre şeması A, olarak verilmiştir. B, şekli ise yalıtımlı haldeki ısı geçişini ifade etmektedir. Ve B, ismindeki elektrik devre şeması kullanılarak yalıtım et kalınlılığı bulunmuştur.

h_1 , ısı taşınım katsayısındaki LPG'nin direnci,

$$R_{t1} = \frac{1}{2\pi L r_1 h_1}, \text{ (K/W)} \quad (4.23)$$

Boru duvarı direnci,

$$R_b = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_b L}, \text{ (K/W)} \quad (4.24)$$

Döküm duvarı direnci,

$$R_d = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_d L}, (K/W) \quad (4.25)$$

h_2 , ısı taşınım katsayısındaki dış ortamın direnci,

$$R_{t2} = \frac{1}{2\pi L r_3 h_2}, (K/W) \quad (4.26)$$

L boyundaki borudan olan ısı kaybı,

$$Q = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{\sum R} \quad (4.27)$$

Oluşan ısı kaybının %80 azalması için amaçlanan yalıtımın et kalınlığını bulmak için aşağıdaki denklemler takip edilmiştir.

$$Q_{kayıp} = (1 - 0.8)Q_g \quad (4.28)$$

Yalıtımlı haldeki ısı kaybı Denklem 4.29.'deki gibi de yazılabilir. Bu durumda dış yüzey ısı taşınım direncide çap büyüdüğünden değişecektir. Yalıtımlı borudan olan ısı kaybı Denklem 4.29. ile elde edilebilir.

$$Q_{kayıp} = \frac{T_{a1} - T_{a2}}{R_{t1} + R_b + R_{t1} + R_{yal} + R_{t2}} \quad (4.29)$$

Yalıtım Direnci,

$$R_{yal} = \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi k_{yal} L}, (K/W) \quad (4.30)$$

h_2 , ısı taşınım katsayısındaki dış ortamın direnci,

$$R_{t2} = \frac{1}{2\pi L r_4 h_2}, (K/W) \quad (4.31)$$

Denklem 4.29.'te yerine konulan değerlerde, r_4 (r_{yal}) yalıtım yarıçapı tek başına çekerek çözmek mümkün değildir. Çünkü r_4 logaritmik terimin hem içinde hem de

dışında bulunmaktadır. Bu tür eşitliklere transandant eşitlikler denir. Bunun çözümü r^4 'e değerler verilerek deneme yanılma yoluyla denklemin eşitlenmesi ile bulunur.

Yalıtım yarıçapı da bulunduğundan sonra toplam ısı kaybı Denklem 4.27. ile, yalıtım dahil edilerek tekrar bulunur.

4.1.4. Basınç düşümü

Boru içi veya kanatlardaki sıvı veya gaz akışı, ısıtma ve soğutma uygulamalarında ve sıvı dağıtım ağlarında yaygın olarak kullanılır. Bu tür uygulamalarda, sıvı genellikle bir fan veya pompa tarafından bir akış bölümünde akmaya zorlanır. Boru akışındaki basınç düşüşü ve yük kaybıyla doğrudan ilişkili olan sürtünmeye özellikle dikkat etmek gerekir. Bu basınç düşüşü, pompalama gücü gereksinimini belirlemek için kullanılır. Dairesel borular, önemli ölçüde bozulma olmadan iç ve dış arasında basınç farklılıklarına dayanabilir, ancak dairesel olmayan borular bunu yapamaz.

Boru akış analizlerinde ilgilendiğimiz bir başka büyüklükte basınç düşüşü ΔP 'dir. Çünkü bu ifade akışı sürdürebilmek için gereken fan veya pompa gücü ile doğrudan ilgilidir. İç akışkanların tüm türleri için basınç kaybı Denklem 4.32. ile ifade edilmektedir.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho \theta_{avg}^2}{2} \quad (4.32)$$

Yük kaybı ise borudaki sürtünmeden kaynaklanan kayıpların üstesinden gelmek için sıvının pompa tarafından çıkarılması gereken ilave yüksekliği temsil eder.

$$h_L = \frac{\Delta P_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{\theta_{avg}^2}{2g} \quad (4.33)$$

Türbülanslı akışlarda, çalkantı yapan akışkan parçacıkları ile akışkan arasındaki sürtünme hesaba katılır. Tam gelişmiş türbülanslı boru akışlarında sürtünme faktörü Reynolds Sayısına ve bağıl pürüzlülük ε/D 'ye bağlıdır

f , sürtünme katsayısı Moody Diyagramı ile elde edilebilir fakat hatayı önlemek için Colebrook Denklemi kullanılabilir. Colebrook Denklemi, denklem 4.34.'te verilmiştir.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2,0 \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4.34)$$

Aynı ifade açık Haaland Bağıntısı ile de bulunabilmektedir (Denklem 4.35.).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (4.35)$$

Denklem 4.35. 'da çeliğin ε değeri kullanılarak sürütme faktörü olan f , elde edilmiştir. Ve buradan basınç ve yük kaybı sonuçları bulunmuştur.

4.2. Deneysel Çalışma

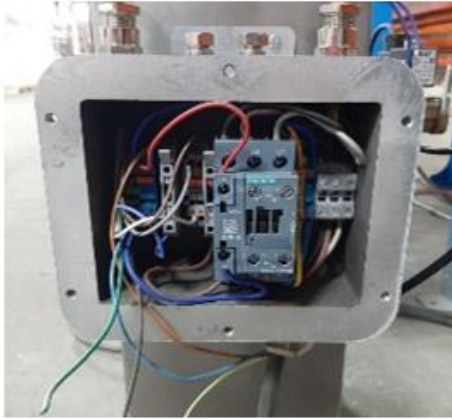
Yapılan çalışmada iki farklı kütleli debi için LPG buharlaştırıcı prototipi imal edilmiştir. Bunlardan biri 50 kg/sa kapasiteli, diğeri 100 kg/sa kütleli debilidir. Bu çalışmada yer alan 50 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı, dış çapı 17,1 mm ve iç çapı 12,5 mm olan bir spiral borudan ve ısı iletiminin artırılması için silindirik şekilli döküm çekirdekten oluşur. Ayrıca ısı üretimi yine spiral rezistansla olmaktadır. Rezistans ile spiral boru döküm çekirdek içerisine gömülerek ısı iletimi artırılmıştır. Ek olarak LPG ile çalışma yapıldığından güvenlik açısından boru gömülmesi uygun bulunmuştur. Aynı montaj şekli ile 100 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı ise 21,3 mm dış çap ve iç çapı 15,7 mm olan spiral borudan oluşmaktadır. Bu spiralın boyu 15 m olarak hesaplanmıştır.

Yakıt, buharlaştırıcılara bir valf ve kalibre edilmiş bir akış ölçer vasıtasıyla bir LPG yakıt deposundan bir pompa vasıtasıyla beslenir. Buharlaşma sıcaklığı, buharlaştırıcı içerisinde bulunan döküm çekirdek gövdesine yerleştirilen gömme termostatlar kullanılarak ölçülür ve kontrol edilir. Buharlaştırıcıların özellikleri Tablo 4.3.'de verilmiştir.

Tablo 4.2. Buharlaştırıcı özellikleri

Tip	50 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı
Spiral Boru içi Akışkan	LPG
Spiral Boru Dış Çap (D)	17,1 mm
Spiral Boru İç Çap (Di)	12,5 mm
Spiral Boru Uzunluğu (L)	9,5 m
Akış Tipi	Türbülanslı
Isıtma modeli	Rezistans
Spiral Boru Malzemesi	Paslanmaz Çelik (316)
Döküm Çekirdek Malzemesi	Alüminyum
Tip	100 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı
Spiral Boru içi Akışkan	LPG
Spiral Boru Dış Çap (D)	21,3 mm
Spiral Boru İç Çap (Di)	15,7 mm
Spiral Boru Uzunluğu (L)	15 m
Akış Tipi	Türbülanslı
Isıtma modeli	Rezistans
Spiral Boru Malzemesi	Paslanmaz Çelik (316)
Döküm Çekirdek Malzemesi	Alüminyum

İmal edilen prototipe ait görüntüler Şekil 4.5.'de verilmiştir.



Şekil 4.5 LPG buharlaştırıcının prototip görüntüleri

4.2.1. Deney teçhizatı

Deneyde kapasitenin karşılanıp karşılanmayacağını görmek için koriolis prensibi ile çalışan kütleli debi ölçer kullanılmıştır. Bu kütleli debi ölçerin hassasiyeti %0,2 olduğu katalog değerlerinde yer almaktadır. Deney alanında (Şekil 4.6.) yer alan bypass vana ile tanktan pompa vasıtasıyla gelen yakıt istenilen basınç değerine sıkıştırılmaktadır. Daha sonra yakıt bir seperatöre gelmektedir. Burada seperatör kullanılması amacı gelen yakıt içerisinde faz var ise, bunu ayırarak tanka geri göndermektir.



Şekil 4.6. Test düzeneği

Seperatörden çıkan likit haldeki yakıt kütle ölçer sayaca gönderilmektedir. Bu sayaç geçen yakıt kütlesini ekrana yansıtmaktadır. Bu miktar buharlaştırıcının kapasitesi olarak dikkate alınmaktadır. Ekranda değer yansdıktan sonra buharlaştırıcıya gönderilen yakıt bir vana ile aktarılmaktadır.

Buharlaştırıcı çıkış değerleri için tesisatın sonuna bir termometre ve manometre eklenmiştir. Giriş ve çıkış değerleri için 2 farklı kapasitedeki buharlaştırıcıda toplamda 8 deney yapılmıştır. Bu değerler Tablo 4.4.'te verilmiştir.

Tablo 4.3. Test koşulları

DENEY	KAPASİTE	Giriş Sıcaklığı	Çıkış Sıcaklığı	Giriş Basıncı	Çıkış Basıncı
	kg/sa	°C	°C	Bar	Bar
1	100	-35	25	8	7
2	100	-35	25	7	6
3	100	-35	25	6	5
4	100	-35	25	5	4
5	50	-35	25	8	7
6	50	-35	25	7	6
7	50	-35	25	6	5
8	50	-35	25	5	4

4.3. Deneysel Belirsizlik Analizi

Bir parametrenin değerinin ölçülmesinde, sabit hatalar, rastgele hatalar ve imalat hataları nedeniyle ortaya çıkan hatalar dikkate alınarak toplam hata hesabı Denklem 4.28. ile hesaplanabilmektedir. Farklı bağımsız değişkenlerden dolayı ortaya çıkan W_r belirsizliği Denklem 4.28.'deki eşitlikten elde edilmiştir.

$$W_r = \left[\left(\frac{\partial}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.37)$$

Burada r ; $x_1, x_2 \dots x_n$ bağımsız değişkenlerinin bir fonksiyonudur. $W_1, W_2, \dots, W_n$ ise bağımsız değişkenlerin belirsizliğidir [71].

Tablo 4.4. Deneyde yapılan hataların değerleri

Sıcaklık Ölçümünde yapılan hatalar	Birim	Hata
A1 Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata	°C	±0,1
A2 Cam termometrenin yapısından, iletim kabiliyetinden ve kılcallığından kaynaklanan hata	°C	±0,25
A3 Buharlaştırıcı girişinde sıcaklık ölçümünde yapılabilecek ortalama hata	°C	±0,25
A4 Buharlaştırıcı çıkışında sıcaklık ölçümünde yapılabilecek ortalama hata	°C	±0,25
A5 Çevre ya da deney ortamı sıcaklığının ölçülmesinde yapılabilecek ortalama hata	°C	±0,25
A6 Okuma hatası	°C	±0,1
Basınç Ölçümünde yapılan hatalar		
B1 Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata	Bar	±0,1
B2 Cam manometrenin yapısından, iletim kabiliyetinden ve kılcallığından kaynaklanan hata	Bar	±0,1
B3 Buharlaştırıcı girişinde basınç ölçümünde yapılabilecek ortalama hata	Bar	±0,1
B4 Buharlaştırıcı çıkışında basınç ölçümünde yapılabilecek ortalama hata	Bar	±0,1
B5 Okuma hatası	Bar	±0,1
Debi Ölçümünde yapılan hatalar		
C1 Bağlantı elemanları ve noktalarından kaynaklanan hata	kg/sa	0,01
C2 Ölçüm sayacının hassasiyetinden kaynaklanan hata	kg/sa	0,02

$$W_a = [(a_1)^2 + (a_2)^2 + (a_3)^2 + (a_4)^2 + (a_5)^2 + (a_6)^2]^{1/2} \quad (4.29)$$

$$W_b = [(b_1)^2 + (b_2)^2 + (b_3)^2 + (b_4)^2 + (b_5)^2]^{1/2} \quad (4.30)$$

$$W_c = [(c_1)^2 + (c_2)^2]^{1/2} \quad (4.31)$$

Sıcaklık ölçümündeki toplam hata, $\pm 0,51$ °C; basınç ölçümündeki hata, $\pm 0,22$ Bar; kütle debisi ölçümündeki hata, $\pm 0,022$ kg/sa olarak hesaplanmıştır. Isı geçişindeki belirsizlik Denklem 4.37. yardımıyla hesaplanmış, maksimum kütleli debi için %4,97 olarak bulunmuştur.

4.4. Spiral Borulu Buharlaştırıcının CFD Analizi

Bu çalışmada, CFD kodu ANSYS Fluent 20 kullanılarak elektrik kaynaklı spiral borulu bir LPG buharlaştırıcının üç boyutlu CFD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi gerçekleştirilmiştir.

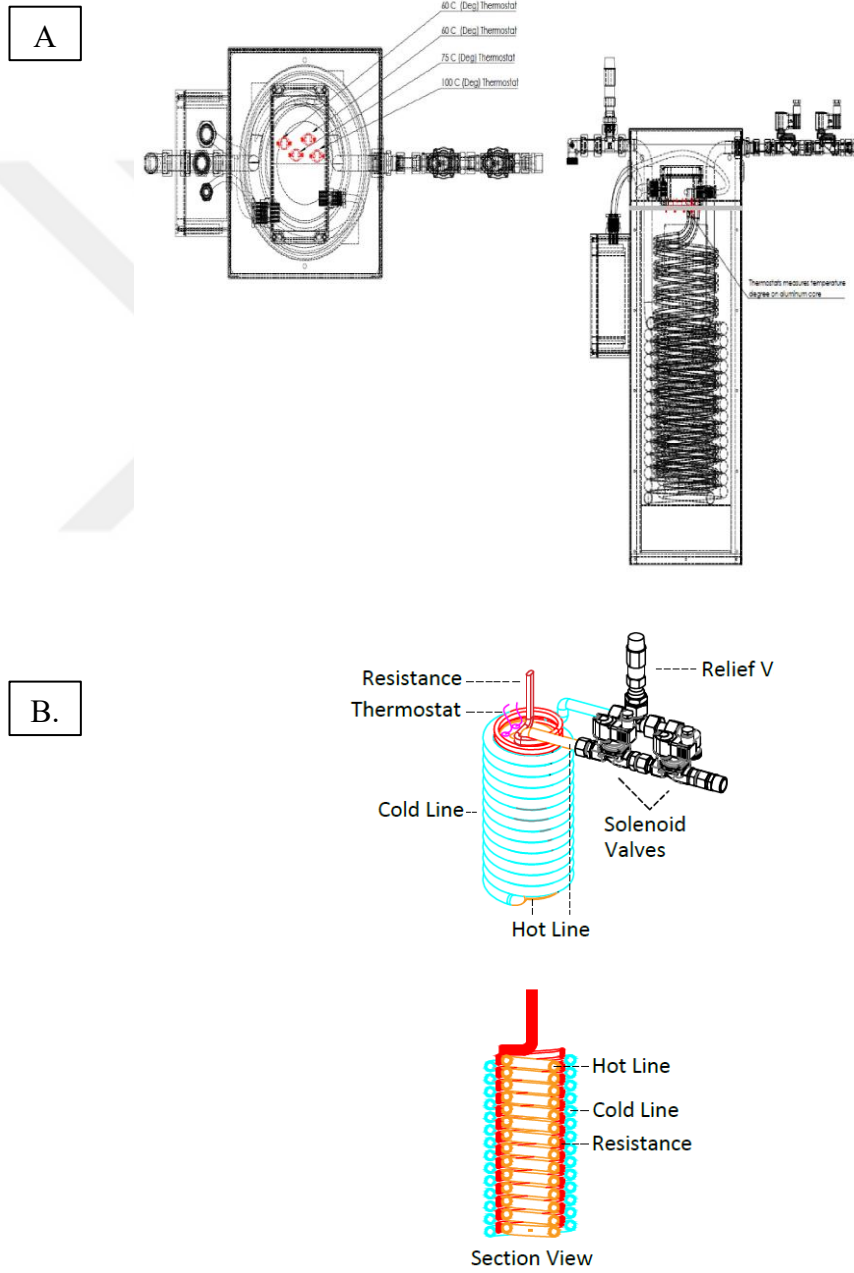
Tablo 4.5. Türbülanslı, iki fazlı, geçici 3D CFD simülasyonu için korunum denklemleri

Birincil fazın (Sıvı) hacim kesri	$\frac{1}{\rho_L} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_L \rho_L) + \nabla \cdot (\alpha_L \rho_L (u)) \right] = m_{V \rightarrow L} - m_{L \rightarrow V}$ ρ_L: sıvı yoğunluğu; t: zaman; α_L: Sıvı hacim kesri; (u): ortalama hız $m_{V \rightarrow L}$: yoğunlaşma sıvı fazı; $m_{L \rightarrow V}$: buharlaşma sıvı fazı
İkincil fazın (Buhar) hacim kesri	$\alpha_V = 1 - \alpha_L$ α_V: buhar hacim kesri
Momentu m	$\frac{\partial}{\partial t} (\rho(u)) + \nabla \cdot (\rho(u)(u)) = -\nabla(P) + \rho g + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla(u) + (\nabla(u))^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot (u) I \right) \right] - \nabla \cdot (\rho(u) \acute{u})$ ρ: ortalama yoğunluk; P: ortalama basınç; $\acute{u}$: anlık hız dalgalanması; μ: viskozite; g: yerçekimi
Enerji (Sıvı Domain)	$\frac{\partial}{\partial t} (\rho e) + \nabla \cdot [(\rho e) + (\rho p)] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) + \gamma (m_{V \rightarrow L} - m_{L \rightarrow V})$ k_{eff}: efektif termal katsayı; γ: buharlaşma ısı; e: spesifik enerji
Türbülanslı Kinetik Enerji	$\frac{\partial}{\partial t} (\rho w) + \nabla \cdot [(\rho K(u))] = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\alpha_K} \right) \nabla K \right] + G_K - Y_K$ K: türbülanslı kinetik enerji; μ_T: vizkozite; α_K: türbülanslı Prandtl sayısı; G_K, Y_K: Türbülansa bağlı K dağılımı (Değerleri ANSYS Inc,2020 içerisinde)

Nümerik çalışmada korunum denklemleri Tablo 4.5.'de verilmiştir. Bu model arayüzün gelişen şekline uyum sağlamak için ya durağan olan ya da belirli bir şekilde

hareket eden bir ağ ile karakterize edilen Euler yöntemleri sınıfına aittir. Buharlaştırma-Yoğuşma modeli olarak Lee modeli seçilmiş, akışkana ait veriler programa işlenmiştir. Sistemde buharlaştırma olduğundan simülasyon, çift faz olarak multiphase modelde gerçekleştirilmiştir ve homojen modeli olarak volume of fluid seçilmiştir. Türbülans modeli olarak “k-epsilon (2eqn)” ve “Standard” model esas alınmıştır.

4.4.1 Model



Şekil 4.7. Buharlaştırıcı 3D model ve termostat yerleri

Şekil 4.7.'de görülen LPG buharlaştırıcının 3 boyutlu teknik resmidir. Şekilde A'da bulunan ve kırmızı renkli ifadeler termostatların konumunu göstermektedir. B'de ise sıcak ve soğuk hatlar ile rezistansın konumlandırılması verilmiştir. CFD Simülasyonu sırasında yalnızca akışkan hacmi analiz edilmiştir. Akışkan hacmi şekil 4.9'da görülmektedir.



Şekil 4.8. CFD Modeli, giriş ve çıkış yüzleri

4.5. Sınır Şartları

Akışkan, $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ sıcaklıkta spiral boruya girer. Yakıtın giriş ve çıkış sıcaklığı, basıncı ve yakıtın giriş hızı sınır koşulu olarak kullanılır. Malzeme özellikleri fluent veri tabanından alınmıştır ve Şekil 2.2.'deki değerlere göre revize edilmiştir. Duvar sınır şartı olarak sabit sıcaklık ($65\text{ }^{\circ}\text{C}$) duvar şartı tanımlanmıştır.

Analiz sınır şartları Tablo 4.6. ve Tablo 4.7.'de verilmiştir.

Tablo 4.6. 100kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı için sınır şartları

Analiz no	T-duvar	V_in	P_in	T_in
	K	m/s	Bar	K
A1-100-8	338	0,5	8	238
A2-100-7	338	0,4	7	238
A3-100-6	338	0,2	6	238
A4-100-5	338	0,1	5	238

Tablo 4.7. 50kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı için sınır şartları

	T-duvar	V_in	P_in	T_in
	K	m/s	Bar	K
A5-50-8	338	0,5	8	238
A6-50-7	338	0,4	7	238
A7-50-6	338	0,2	6	238
A8-50-5	338	0,1	5	238

Çözüme başlamadan önce doğru ağ üretimi yapmak için üç farklı element sayısında denemeler yapılmıştır. Ve bir çözüm ağı bağımsızlık tablosu elde edilmiştir. Bu veriler

neredeysse çözüm ağından bağımsız bir çözüm elde edildiğinden emin olmak için kullanılmıştır.

Tablo 4.8.'da verilen değerler aynı giriş şartlarında yapılp ağ element sayısına göre farklılık göstermektedir. Simülasyonlar 50 kg/sa (0,01388 kg/s) ve 100 kg/sa (0,0277 kg/s) kapasiteli buharlaştırıcılar için ayrı ayrı yapılp tabloda ise 50 kg/sa (0,01388 kg/s) kapasiteli buharlaştırıcının değerleri verilmiştir.

Tablo 4.8. Çözüm ağı bağımsızlık sonuçları (50 kg/sa)

	Ağ Eleman	Çıkıştaki Sıvı	Yüzde Sapmaları	Çıkıştaki Sıvı	Yüzde Sapmaları
	Sayısı	Hacim Kesri	(%)	Debisi (kg/s)	(%)
Analiz 1	251.200	0,65225	-	0,0077	-
Analiz 2	282.600	0,65393	0,25	0,0078	1,28
Analiz 3	359.338	0,65449	0,08	0,0080	2,5

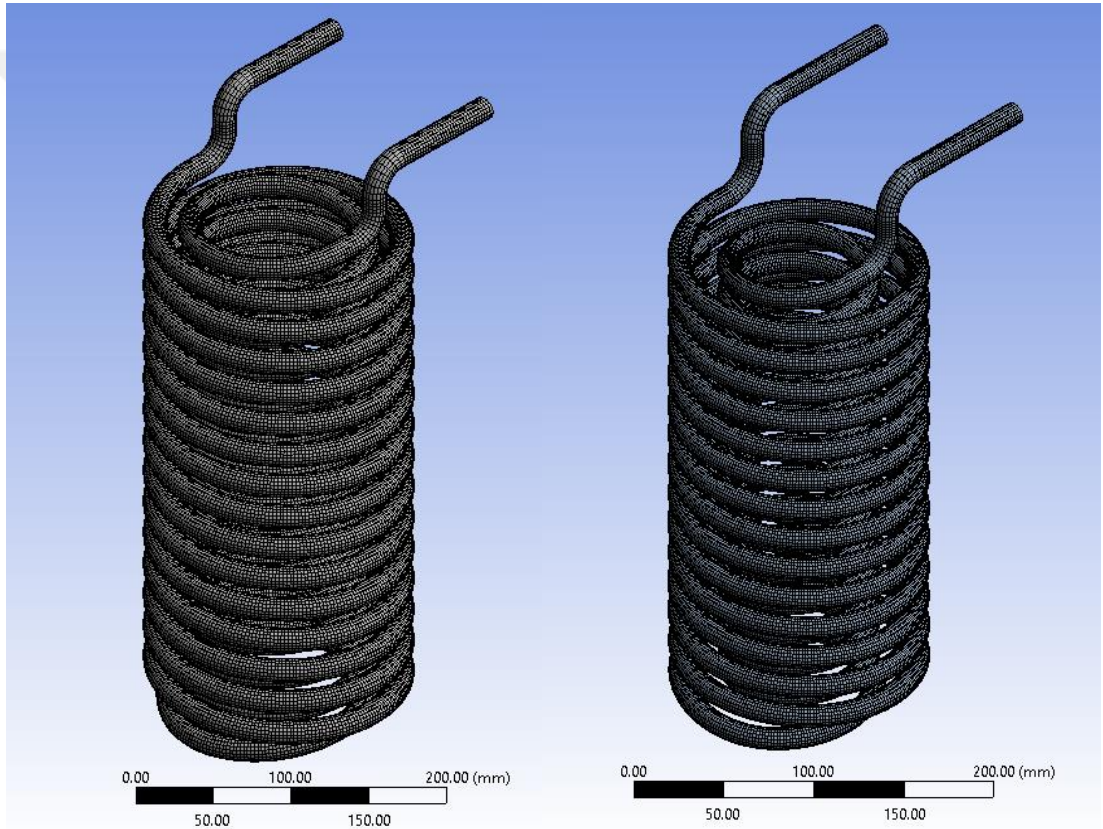
Analiz sonuçlarındaki sapmalar değerlendirildiğinde maksimum sapmanın %2,5 olduğu görülmüştür. Literatür araştırması sırasında benzer bir çalışmada [64] kabul edilen değer %3 olduğu görüldüğünden, bu sapmanın kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Bölüm 5.'te verilecek olan tüm sonuçlara Analiz 2 esas alınarak ulaşılmıştır. Analiz 2'nin ağ üretim kalite değerlerine ve aynı şartlarda yapılan 100 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı için referans kabul edilecek değerler ise Tablo 4.10.'da yer verilmiştir.

Tablo 4.9. Çözüm Ağı Kaliteleri

Kapasite	Element	Skewness	Skewness	Orth.	Orthogonal	Orthogonal
	Sayısı	Maksimum	Ortalama	Quality	Quality	Quality
				Minimum	Maksimum	Ortalama
50kg/sa Buharlaştırıcı	282.600	0,50	0,21	0,84	0,99	0,96
100kg/sa Buharlaştırıcı	411.536	0,47	0,19	0,84	0,99	0,97

Tablo 4.9.'da verilen değerlerin kabul edilebilir olduğuna Ansys Tutorial içerisinde bulunan değerlendirme sınıflarına gre varılmıştır. Skewness için maksimum 0,50, iyi; 0,47, çok iyi ve Orthogonal Quality için minimum değerleri çok iyi kategorisinde yer almaktadır.

Kabul edilen çözüm ağının sırasıyla 50 kg/sa ve 100 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcılar için Ansys ortamında ki görüntüsü şekil 4.9.'da verilmiştir.



şekil 4.9. 50kg/sa ve 100kg/sa buharlaştırıcıların ağ retimi

BÖLÜM 5. SONUÇLAR

5.1. CFD Sonuçları

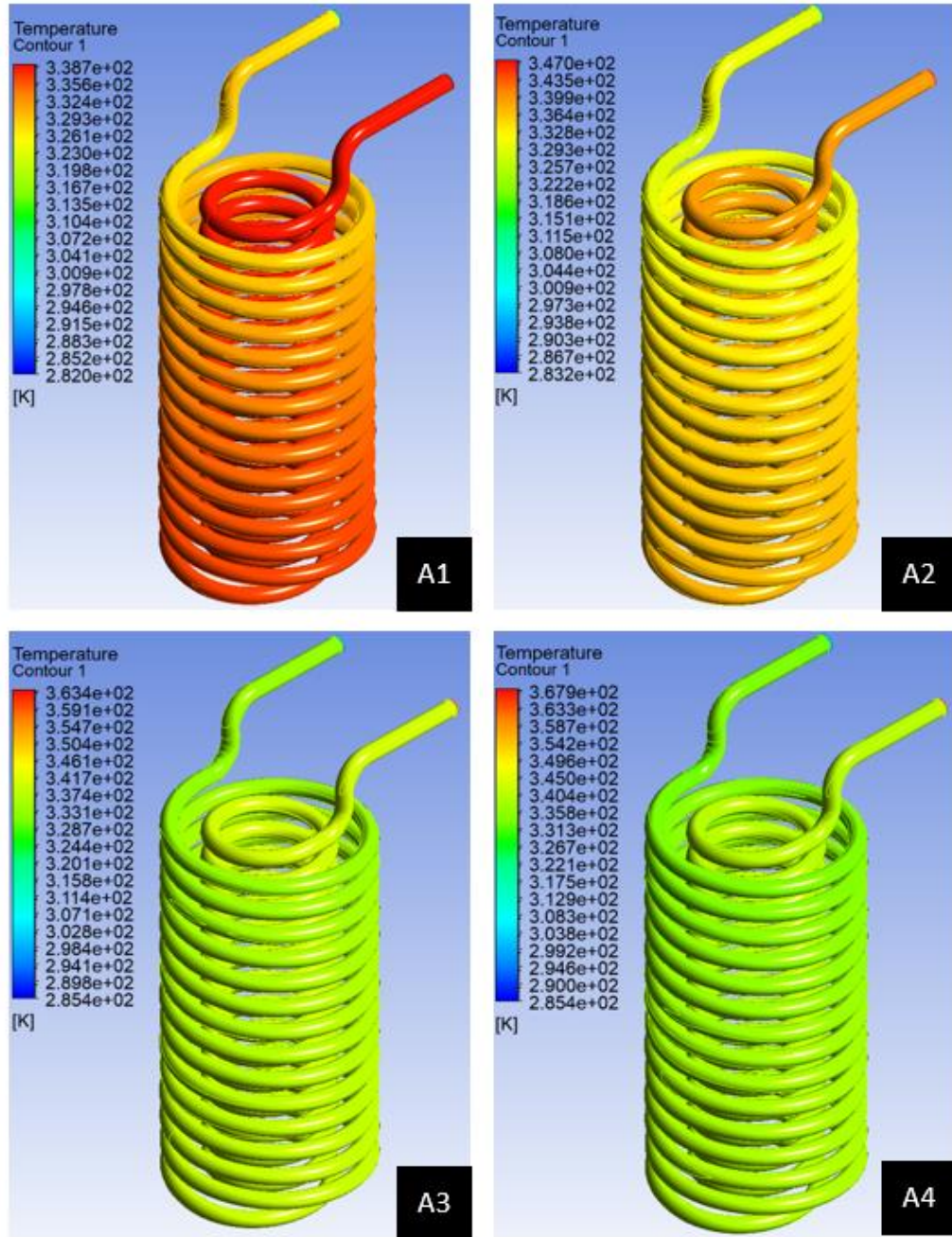
5.1.1. Buharlaştırıcı analiz sonuçları

Tablo 5.1. Analiz sonuçları

	Kapasite	P_in	P_out	T_in	T_out	Buhar Debisi	Sıvı Debisi	Kuruluk
	kg/sa	Bar	Bar	°C	°C	kg/s	kg/s	
A1-100-8	100	8	7	-35	25	2,58E-06	6,04E-04	0,43
A2-100-7	100	7	6	-35	25	7,95E-06	9,96E-04	0,79
A3-100-6	100	6	5	-35	25	1,17E-05	2,27E-04	≅1
A4-100-5	100	5	4	-35	25	1,33E-05	1,87E-04	≅1
A5-50-8	50	8	7	-35	25	3,59E-06	9,84E-05	0,04
A6-50-7	50	7	6	-35	25	7,28E-06	7,51E-05	0,09
A7-50-6	50	6	5	-35	25	8,87E-06	4,78E-05	0,16
A8-50-5	50	5	4	-35	25	9,47E-06	1,56E-05	0,38

Analiz sonucundaki çıkış yüzeyindeki sıvı-buhar hacim kesirleri ve kütle debileri tablo ile sıcaklık, basınç, volumetrik hacimler, ısı geçişi dağılımları kontür şeklinde verilmiştir.

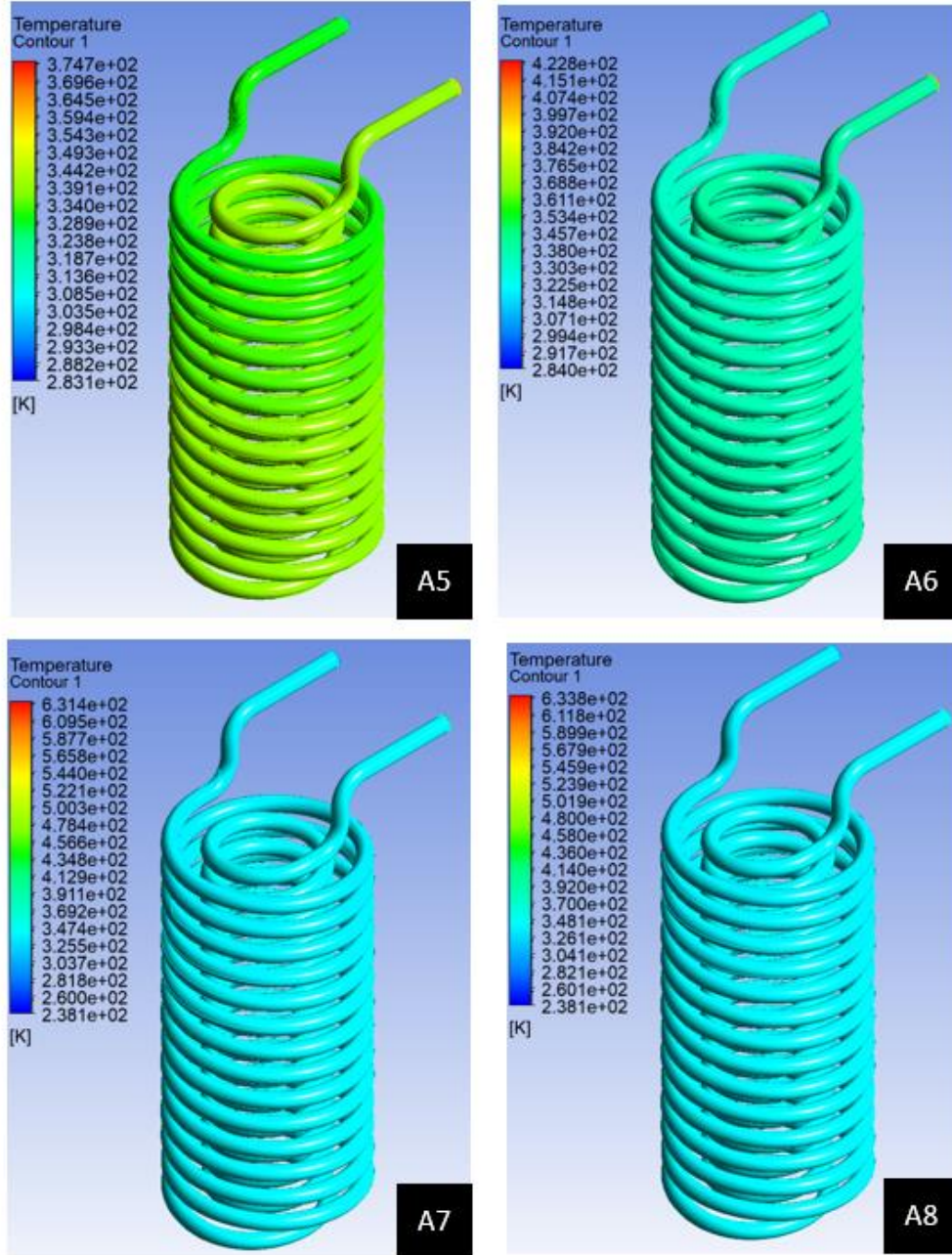
5.1.2. Sıcaklık dağılımı



Şekil 5.1. 100 kg/sa buharlaştırıcı sıcaklık dağılımı

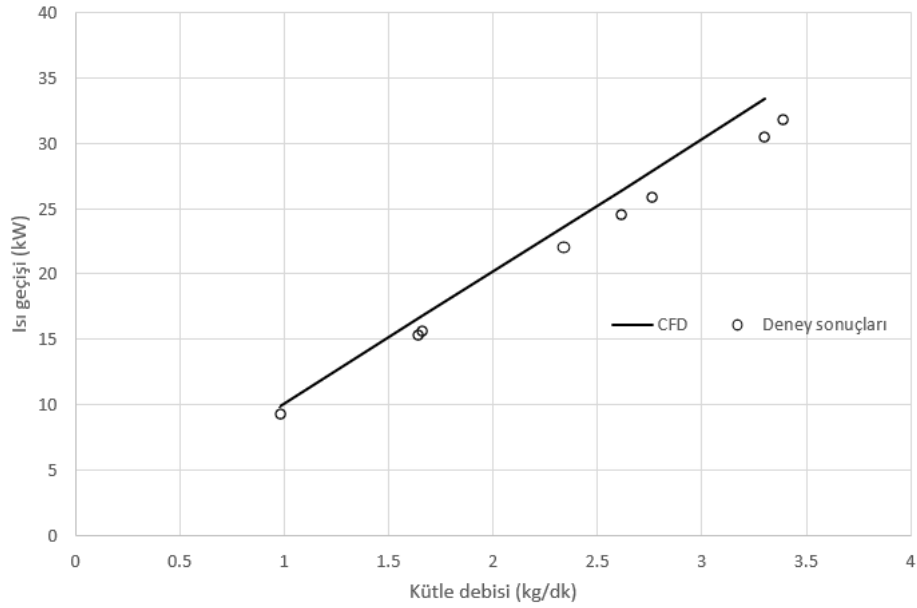
Şekil 5.1.'de sırasıyla A1, A2, A3 ve A4 analizlerinin Şekil 5.2.'de sırasıyla A5, A6, A7 ve A8 analizlerinin sıcaklık dağılımı grafiği görülmektedir. Yapılan analizler testlere uygun farklı giriş basınçlarında yapılmıştır. Kütle giriş debisi ve giriş basıncı düştüğünde çıkış sıcaklığının yükseldiği görülmüştür.

Düşük kütle debili sistemlerde daha az enerji gerektiğinden analizlerde çıkış kuruluğunun artması beklenir. Hem istenilen kütle debisi hem de buhar fazını garantilemek için optimum tasarım parametrelerine ihtiyaç vardır. A1, A2 analizinde hedef çıkış sıcaklığı karşılandığı görülmüştür. A6, A7 ve A8 analizlerinde ise hem kuruluk hem de hedef sıcaklık karşılanamamıştır.

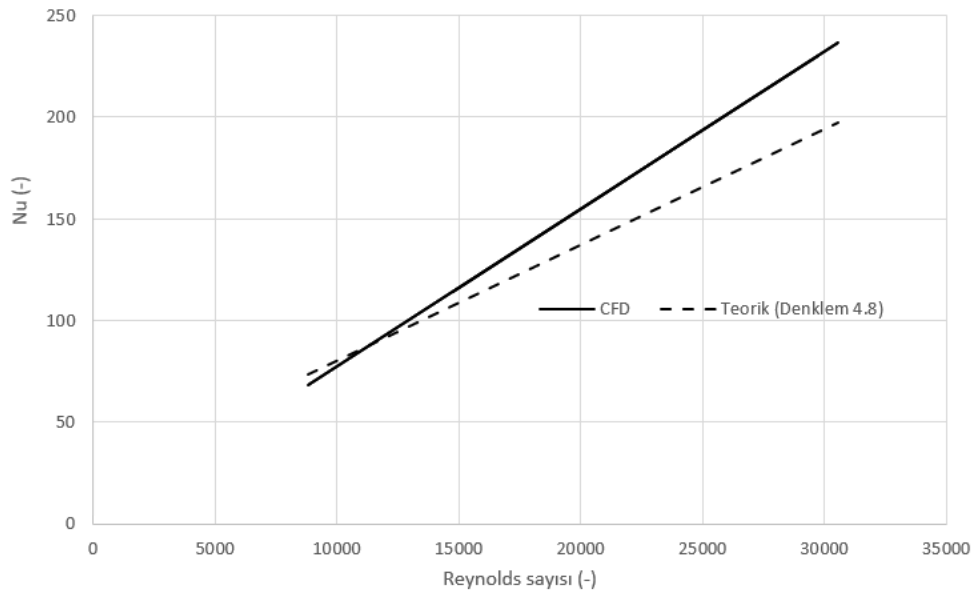


Şekil 5.2. 50kg/sa buharlaştırıcı sıcaklık dağılımı

Şekil 5.3.'te CFD sonucunda elde edilen nümerik veriler ile deneysel olarak elde edilen verilen karşılaştırılması görülmektedir. Isı geçişinin kütleli debi arttıkça arttığı görülmüştür. En yüksek akışkan debisinde CFD sonuçları ile deneysel veri arasındaki sapma %8 olarak hesaplanmıştır. Bu değer %10 hata mühendislik hata payı içerisinde olduğundan kabul edilebilir olduğu görülmüştür.



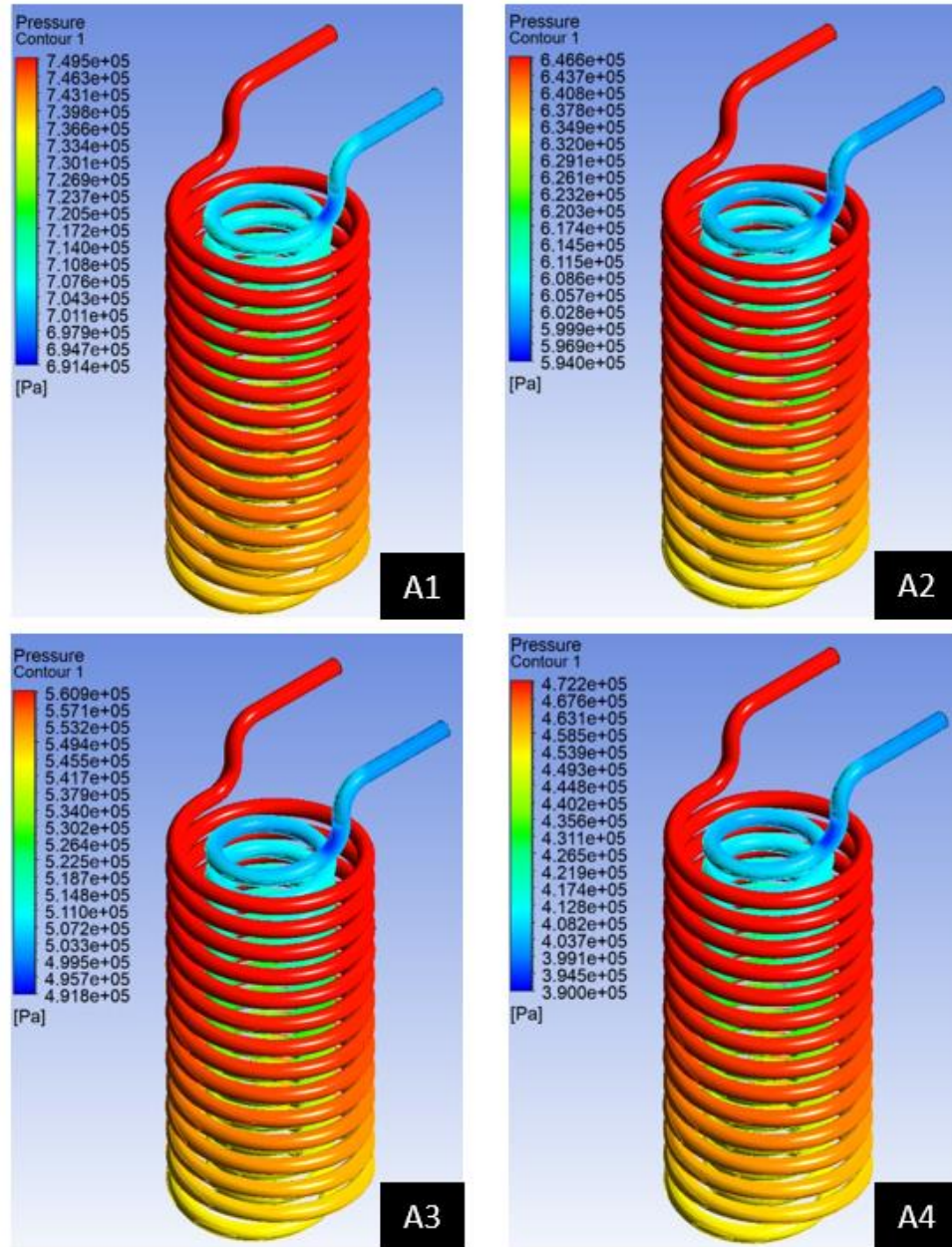
Şekil 5.3. Isı geçişi- kütle debisi grafiği



Şekil 5.4. Nusselt ve Reynolds Sayısı grafiği

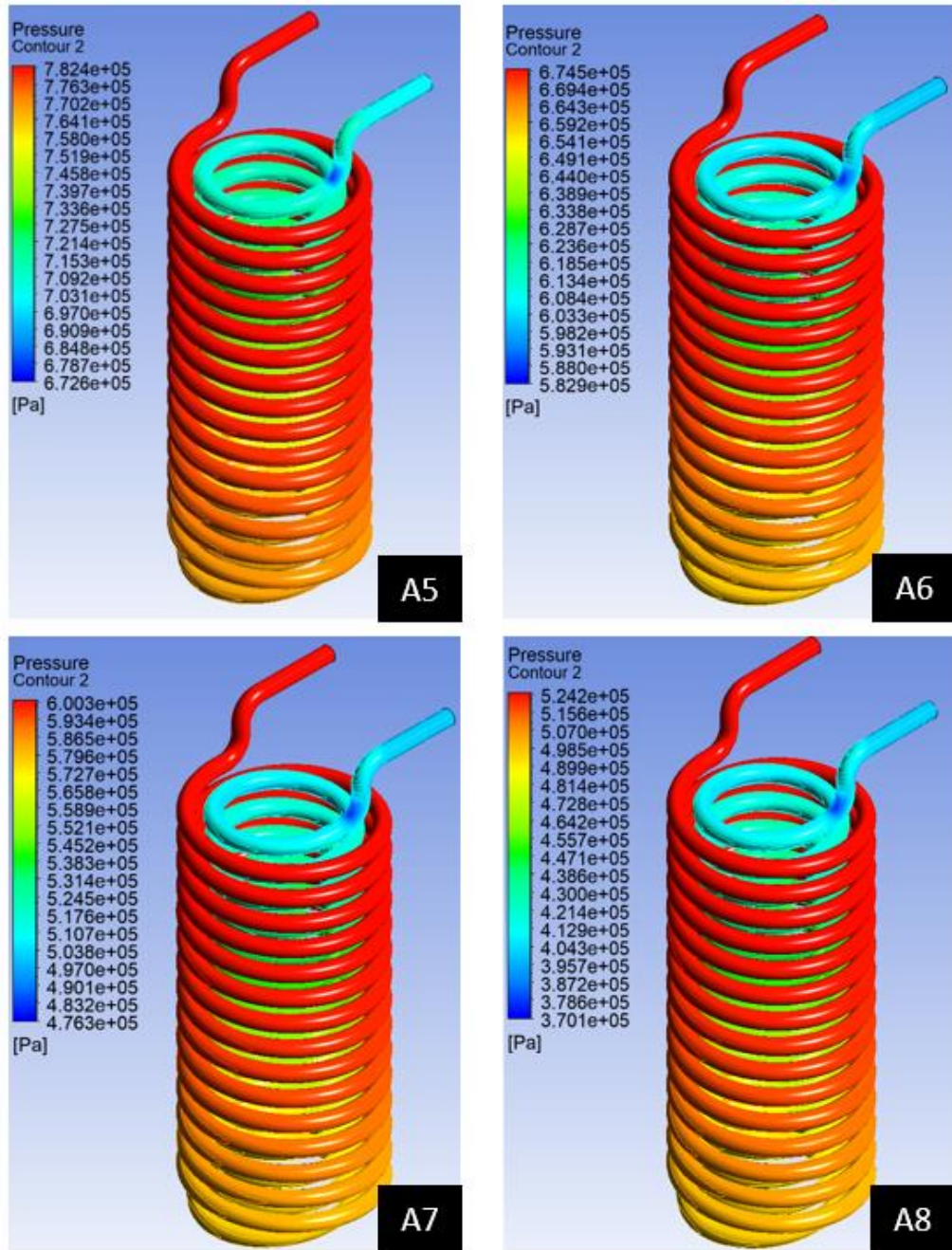
Şekil 5.4.'te Nu sayısının Re sayısı ile değişimi verilmiştir. CFD den elde edilen veriler, denklem 4.8 ile hesaplanan teorik veriler ile karşılaştırılmıştır. Nu değerleri artan Re sayısı ile arttığı görülmüş, CFD sonuçlarının Re ile artış hızının daha fazla olduğu görülmüştür. Denklem 4.8 ile elde edilen verilerin $10000 < Re < 15000$ aralığında CFD sonuçları ile örtüştüğü, daha yüksek Re değerlerinde ise daha düşük olduğu görülmüştür.

5.1.3. Basınç dağılımı



Şekil 5.5. 100 kg/sa buharlaştırıcı basınç dağılımı

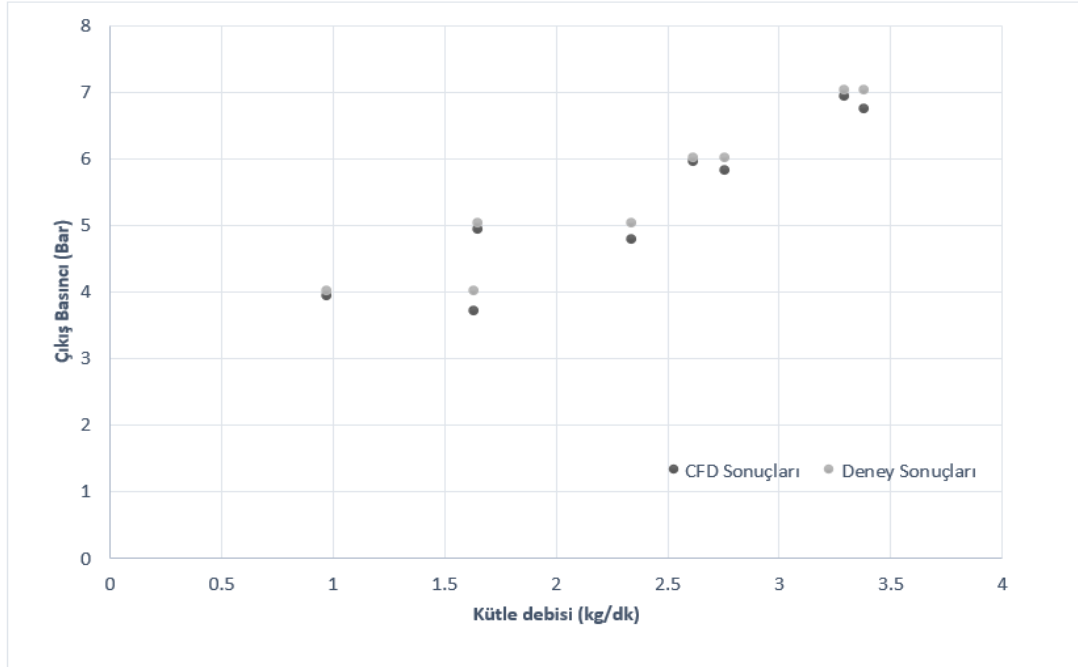
Şekil 5.5.'de sırasıyla A1, A2, A3 ve A4 analizlerinin Şekil 5.6.'da sırasıyla A5, A6, A7 ve A8 analizlerinin basınç dağılımı grafiği görülmektedir. Yapılan analizler testlere uygun farklı giriş basınçlarında yapılmıştır. Analiz ve deney sonuçları çıkış basınçları ise Tablo 5.2'de verilmiştir. Sapma değerinin maksimum %8 olduğu bulunmuştur. Bu farkın deney sırasında oluşabilecek ölçüm hatalarından dolayı olduğu sonucuna varılmıştır.



Şekil 5.6. 100 kg/sa buharlaştırıcı dağılımı

Tablo 5.2. Analiz çıkış basınçları

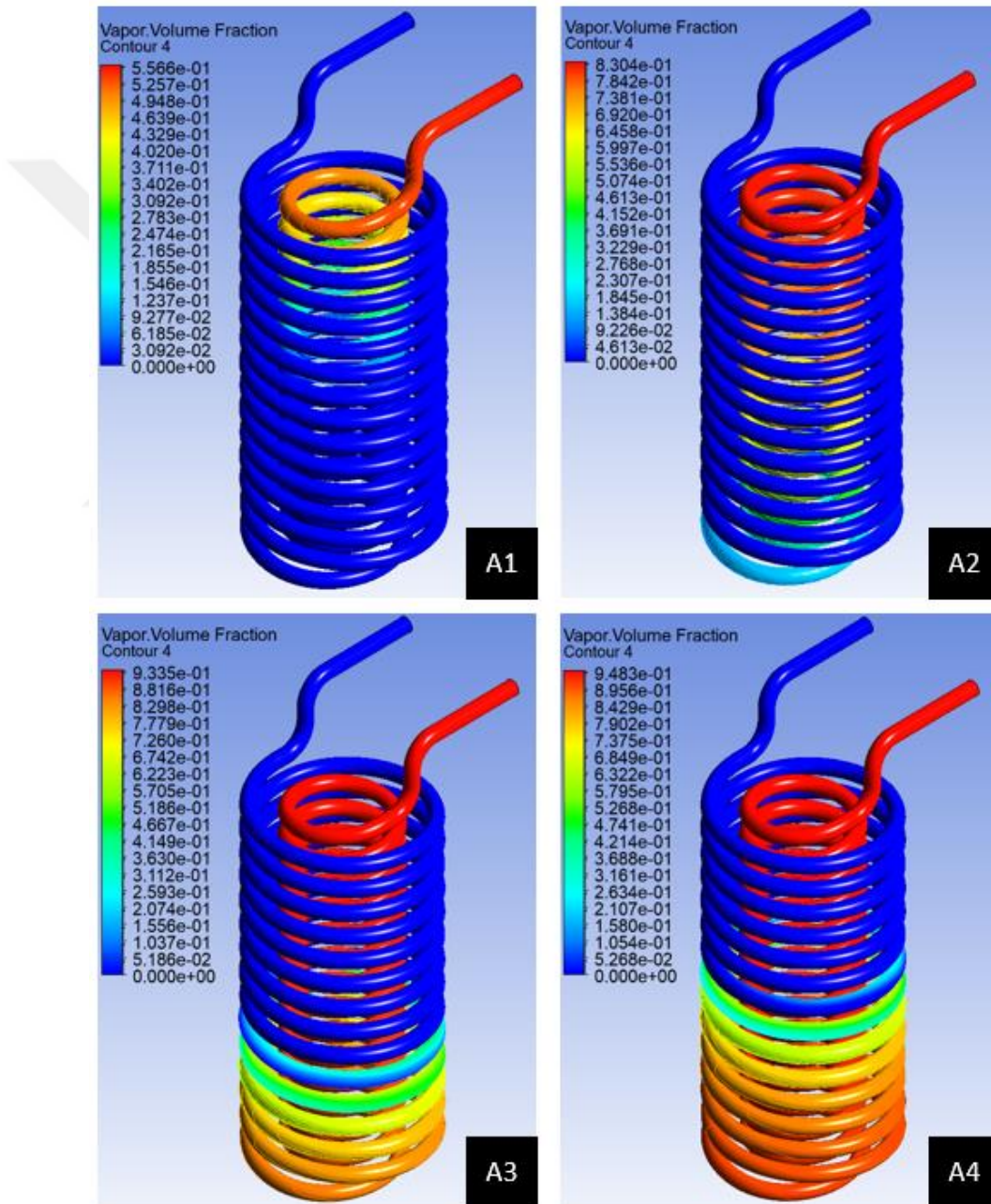
Analiz	Analiz Pç	Deney	Deney Pç	Sapma
Ref.	Pa	Ref.	Pa	± %
A1-100-8	$6,91.10^5$	T1-100-8	7.10^5	1
A2-100-7	$5.94.10^5$	T2-100-7	6.10^5	1
A3-100-6	$4.91.10^5$	T3-100-6	5.10^5	2
A4-100-5	$3.9.10^5$	T4-100-5	4.10^5	3
A5-50-8	$6.72.10^5$	T5-50-8	7.10^5	4
A6-50-7	$5.82.10^5$	T6-50-7	6.10^5	3
A7-50-6	$4.76.10^5$	T7-50-6	5.10^5	5
A8-50-5	$3.7.10^5$	T8-50-5	4.10^5	8



Şekil 5.7. Çıkış basıncının kütle debisi ile değişimi

Şekil 5.7.'de CFD sonucunda elde edilen nümerik veriler ile deneysel olarak elde edilen verilerin karşılaştırılması görülmektedir. Kütleli debi arttıkça basınç düşümünün arttığı görülmüştür. Minimum basınçta CFD sonuçları ile deneysel veri arasındaki sapma %8 olarak hesaplanmıştır. Bu değer %10 hata mühendislik hata payı içerisinde olduğundan kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

5.1.4. Buhar kesri dağılımı

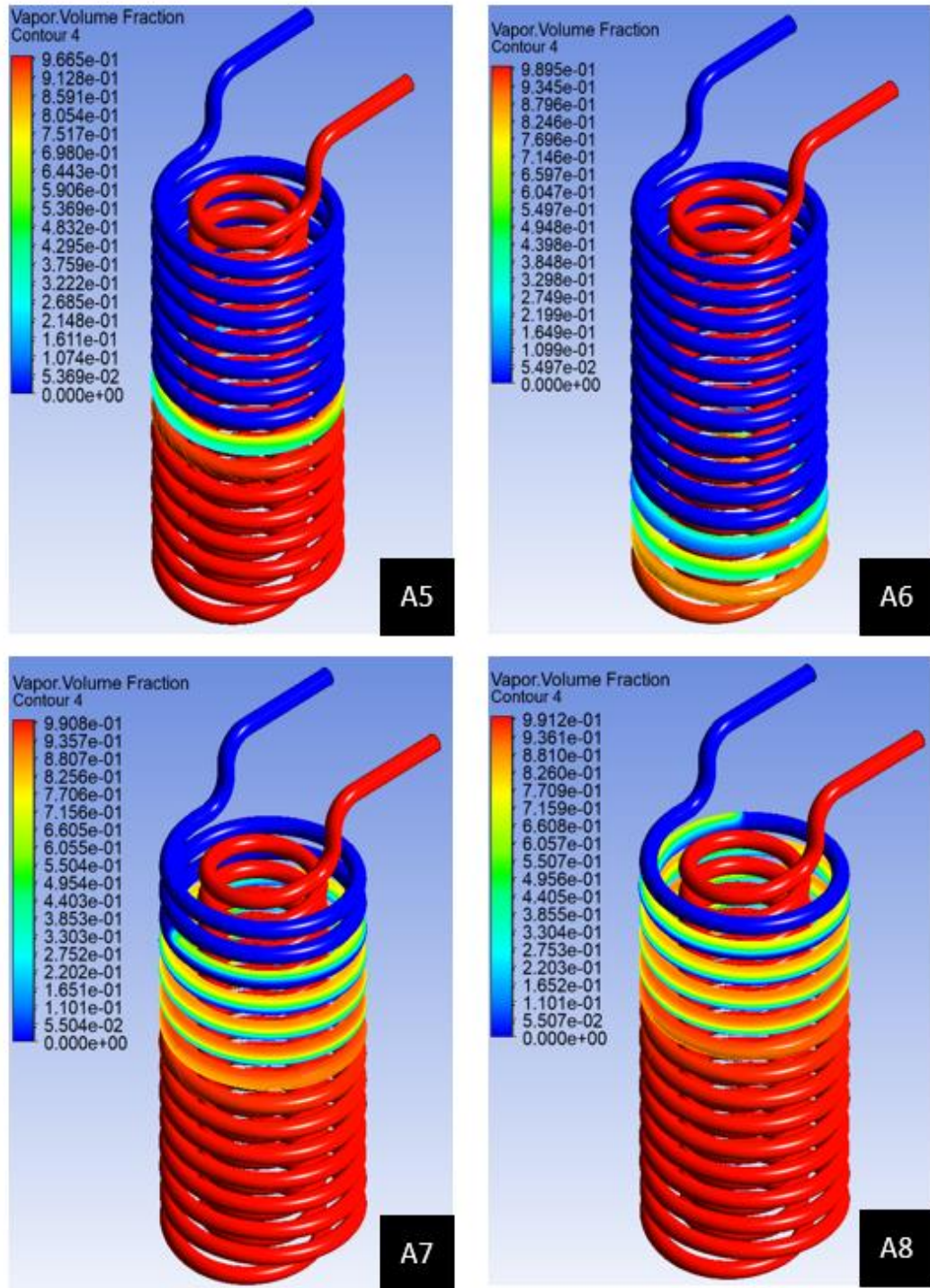


Şekil 5.8. 100 kg/sa buharlaştırıcı hacim kesri dağılımı

Teorik olarak bilinin LPG'nin karakteristik özelliğinden dolayı yüksek basınçta buharlaşmanın geç başlayacağı analiz öncesinde ön görülmüştür. Analizler sonrasında ise Şekil 5.8 ve Şekil 5.9.'deki kontür dağılımları elde edilmiştir. Kontürlerden buharın hacimsel kesrini ifade etmektedir. Basınç düştükçe buharlaşma daha erken başlamakla beraber sonuçta elde edilen maksimum değerler de artmaktadır. Tablo 5.3.'te ise elde edilen maksimum buhar hacim kesirleri yer almaktadır. Değerlere bakıldığında hız ne kadar azalırsa çıkan buhar miktarı arttığı net görülmektedir.

Tablo 5.3. Buhar hacim kesri

	Kapasite	V_in	P_in	P_out	Buhar Hacim Kesri
Birim	kg/sa	m/s	Bar	Bar	
A1-100-8	100	0,5	8	7	0,55
A2-100-7	100	0,4	7	6	0,83
A3-100-6	100	0,2	6	5	0,93
A4-100-5	100	0,1	5	4	0,95
A5-50-8	50	0,5	8	7	0,99
A6-50-7	50	0,4	7	6	0,99
A7-50-6	50	0,2	6	5	0,99
A8-50-5	50	0,1	5	4	0,99



Şekil 5.9. 50kg/sa buharlaştırıcı hacim kesri dağılımı

5.2. Deney Sonuçları

Tablo 5.4. Deney sonuçları

Deney	Hedef Kapasite	T_in	T_out	P_in	P_out	Sayaç
	kg/sa	°C	°C	Bar	Bar	kg/sa
T1-100-8	100	-35	25	8	7	198
T2-100-7	100	-35	25	7	6	157,2
T3-100-6	100	-35	25	6	5	100
T4-100-5	100	-35	25	5	4	<u>58,8</u>
T5-50-8	50	-35	25	8	7	203,4
T6-50-7	50	-35	25	7	6	165,6
T7-50-6	50	-35	25	6	5	140,4
T8-50-5	50	-35	25	5	4	98,4

5.2.1. Kapasite değerlendirmesi

Yapılan deneylerin sonuçları Tablo 5.4.'de verilmiştir. Testlerde 50 kg/sa ve 100 kg/sa kapasiteli iki farklı kütleli debi hedeflenmiştir. Giriş basıncı değiştirildiğinde kütleli debiler değişmiştir. Basınç azaldıkça kapasitenin düşmesinin sebebi ise gelen giren kütle debisi miktarının azalmasıdır. 100 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcıda basınç 8 ve 7 Bar olduğunda hedeflenen kütleli debinin üstüne çıkmıştır. 6 Bar girişli 3 numaralı deneyde hedeflenen kütleli debi tam sınırdan karşılamıştır. Bir sonraki deneyde ise hedef kapasite karşılanmamıştır. 50 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı ise yapılan testlerde hedef kapasitenin üstüne çıktığı görülmüştür. Kapasite değerlendirmesi yapılması için ayrıca çıkışta hedeflenen buharlaşmanın sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesi gerekir.

5.3. CFD Sonuçları ile Test Sonuçlarının Karşılaştırması

Tablo 5.5. Deney ile Analiz Sapma Değerleri

Analiz	Kuruluk	Deney	Kuruluk	% Sapma ($\pm$)
A1-100-8	0,43	T1-100-8	0,41	4,65
A2-100-7	0,64	T2-100-7	0,63	1,56
A3-100-6	$\cong 1$	T3-100-6	$\cong 1$	>1
A4-100-5	$\cong 1$	T4-100-5	$\cong 1$	>1
A5-50-8	0,04	T5-50-8	0,04	>1
A6-50-7	0,09	T6-50-7	0,08	5,55
A7-50-6	0,16	T7-50-6	0,15	6,25
A8-50-5	0,38	T8-50-5	0,40	5,00

Yapılan değerlendirmeler sonucu 100 kg/sa ve 50 kg/sa kapaiteli buharlaştırıcıların deney ile analiz değerleri arasındaki kuruluk değerleri farkı %6'nın altındadır.

Ayrıca bu sapma deneysel ölçümler sırasındaki yapılan hatalardan kaynaklanabileceği sonucuna da varılmıştır. Hedef kapasitenin üstünde yapılan deneylerde yeteri kadar ısıtma olmayacağından bu farkın normal olduğu söylenebilir.

50 kg/sa kapasiteli buharlaştırıcı ise yüksek basınçlı testlerde (A5, A6, A7. deneyler) kapasiteyi karşılamaktadır fakat yoğunlaşma meydana gelmektedir.

Düşük basınç ve artan sıcaklık ile bu ürün yüksek kapasitede çalışabilmektedir. Sebebi ise LPG'nin karakteristik değerleridir.

BÖLÜM 6. TARTIŞMA VE SONUÇ

Sıvılaştırılmış petrol gazı (LPG) ısıtma, sıcak su, elektrik üretimi, ulaşım gibi birçok endüstride çeşitli uygulama alanına sahiptir. LPG sıvı faz halinde depolanır ve gaz fazına dönüştürmek için buharlaştırıcılar kullanılır.

Bu çalışmada; iki farklı LPG buharlaştırıcı prototipi imal edilerek test edilmiş, CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler testlere uygun farklı giriş basınçlarında yapılmıştır. Farklı kütleli debi ve giriş basınçları için çıkışta kuruluk derecesi hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Kütleli debi ve giriş basıncı düştüğünde çıkış sıcaklığının yükseldiği görülmüştür. Isı geçişinin kütleli debi arttıkça arttığı görülmüştür. En yüksek akışkan debisinde CFD sonuçları ile deneysel veri arasındaki sapma %8 olarak hesaplanmıştır. Bu değer %10 hata mühendislik hata payı içerisinde olduğundan kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

Nu sayısının Re sayısı ile değişimi; CFD analizinden elde edilen veriler, denklem 4.8 ile hesaplanan teorik veriler ile karşılaştırılmıştır. Nu değerleri artan Re sayısı ile arttığı görülmüş, CFD sonuçlarının Re ile artış hızının daha fazla olduğu görülmüştür. Denklem 4.8 ile elde edilen verilerin $10000 < Re < 15000$ aralığında CFD sonuçları ile örtüştüğü, daha yüksek Re değerlerinde ise daha düşük olduğu görülmüştür.

LPG'nin karakteristik özelliğinden dolayı yüksek basınçta buharlaşmanın geç başlayacağı bilinmektedir. Basınç düştükçe buharlaşma daha erken başlamakla beraber sonuçta elde edilen maksimum değerler de artmaktadır. Değerlere bakıldığında hız ne kadar azalırsa çıkan buhar miktarı arttığı net görülmektedir. Minimum basınçta CFD sonuçları ile deneysel veri arasındaki sapma %8 olarak hesaplanmıştır. Bu değer %10 hata mühendislik hata payı içerisinde olduğundan kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

Sonuç olarak giriş basıncı buharlaştırıcıya giren akışkanın kütleli debisini ve sistem tasarımını etkileyen en önemli parametre olduğu görülmüştür. Düşük kütle debili sistemlerde daha az enerji gerektiğinden analizlerde çıkış kuruluşunun artması beklenir. Hem istenilen kütle debisi hem de buhar fazını garantilemek için optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi gerekir.

Bu çalışma, endüstriyel bir uygulama için üretimi yapılacak olan buharlaştırıcının performans değerlendirilmesi üzerine nümerik ve deneysel sonuçları içermektedir. İleriki çalışmalarda ısı kaynağı egzoz gazı veya sıcak su ısıtmalı şekilde incelemesi önerilmektedir.



Tablo 5.6. Ek-Tasarım Denklemleri Hesaplama Sıralaması

D1	Hacimsel debi bulunurken denklem 1.1. kullanıldı.
1.1	$\dot{V} = \dot{m} / \rho$
D2	Boru Çapını Bulmak İçin Denklem 1.2. kullanıldı.
1.2	$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$
D3	Kesit Alanı bulunurken Denklem 1.3. kullanıldı.
1.3	$A_c = \frac{\pi D^2}{4}$
D4	Ortalama hız bulunurken Denklem 1.4. kullanıldı.
1.4	$V_{ort} = \frac{\dot{V}}{A_c}$
D5	Nusselt sayısı ile taşınım katsayısı bulmak için Denklem 1.5. kullanıldı.
1.5	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$
D6	Denklem 1.6.'da yer alan Nu eşitliği kullanılarak h, taşınım katsayısı elde edildi.
1.6	$Nu = hD/k$
D7	Faz değişimi için gerekli olan ısı Denklem 1.7. ile bulunmuştur.
1.7	$Q_1 = \dot{m} l_e$
D8	Yakıtı ısıtmak için gerekli olan enerji Denklem 1.8. ile bulunmuştur.
1.8	$Q_2 = \dot{m} c_p \Delta T$
D9	Gerekli olan toplam enerji Denklem 1.7 ve 1.8 toplanarak elde edilmiştir.
1.9	$Q_{akışkan} = Q_1 + Q_2$

Tablo 5.6. (Devamı)

D10	Enerji dengesinden kayıp olan ısı miktarını bulmak için Denklem 1.10 kullanılmıştır.
1.10	$Q_{\text{toplam}} = Q_{\text{akışkan}} + Q_{\text{kayıp}}$
D11	Enerji dengesinden gerekli boru uzunluğunu bulmak için Denklem 1.11 kullanılmıştır.
1.11	$Q = hA\Delta T$
D12	Isı Transfer yüzey alanını bulmak için Denklem 1.12 kullanılmıştır.
1.12	$A_s = \pi DL$
D13	Gerekli yüzey sıcaklığını bulmak için ısı akısını bulmak gereklidir. Isı akısını bulabilmek için Denklem 1.13 kullanılmıştır.
1.13	$q_s = Q/A_s$
D14	Yüzey sıcaklığını bulmak için Denklem 1.14 kullanılmıştır.
1.14	$q_s = h(T_s - T_m)$
D15	Radyal yönden ısı geçişlerini hesaplamak, yalıtım tabakasının et kalınlığını bulmak için kullanılacaktır. LPG'nin direncini bulmak için Denklem 1.15 kullanılmıştır.
1.15	$R_{t1} = 1/[2\pi L r_1 h_1]$
D16	Boru duvarı direncini hesaplamak için Denklem 1.16. kullanılmıştır.
1.16	$R_b = \ln(r_2/r_1)/(2\pi k_b L)$
D17	Döküm duvarı direnci için Denklem 1.17. kullanılmıştır.
1.17	$R_d = \ln(r_3/r_2)/(2\pi k_d L)$
D18	Dış ortamın direncini bulmak için Denklem 1.18. kullanılmıştır.
1.18	$R_{t2} = 1/[2\pi L r_3 h_2]$

Tablo 5.6. (Devamı)

D19	Hedef boydaki borunun ısı kaybını hesaplamak için Denklem 1.19 kullanılmıştır.
1.19	$Q = (T_{a1} - T_{a2})/(\Sigma R)$
D20	Oluşan ısı geçişini %80 azalması için amaçlanan yalıtımın et kalınlığını bulmak için Denklem 1.20 ve devamı kullanılmıştır.
1.20	$Q_{kayıp} = (1 - 0.8)Q$
D21	Yalıtımlı boruda oluşan ısı kaybını Denklem 1.21 kullanılarak hesaplanmıştır.
1.21	$Q_{yal} = (T_{a1} - T_{a2})/(R_{t1} + R_b + R_{t1} + R_{yal} + R_{t2})$
D22	Yalıtım direnci hesaplanırken Denklem 1.22 kullanılmıştır.
1.22	$R_{yal} = \ln(r_4/r_3)/(2\pi k_{yal} L)$
D23	Dış ortama olan uzaklık değiştiğinden dış ortamın direnci Denklem 1.23 kullanılarak tekrar hesaplanmıştır.
1.23	$R_{t2} = 1/[2\pi L r_4 h_2]$
D24	Basınç düşümünü hesaplamak için Denklem 1.24. kullanılmıştır.
1.24	$\Delta P = f \frac{L}{D} \left(\frac{\rho (\vartheta_{avg})^2}{2} \right)$
D25	Borudaki sürtünmelerden kaynaklanan yük kaybını bulmak için Denklem 1.25 kullanılmıştır.
1.25	$h_L = (\Delta P_L)/\rho g = f L \frac{L}{D} \left(\frac{(\vartheta_{avg})^2}{2g} \right)$
D26	f, sürtünme katsayısının Colebrook denklemi ile bulmak için Denklem 1.26. kullanılmıştır.
1.26	$1/\sqrt{f} = -2.0 \log((\epsilon/D)/3.7 + 2.51/(Re\sqrt{f}))$

KAYNAKLAR

- [1] Koç, E., & Kaplan, E., Dünyada ve Türkiye’de genel enerji durumu-ı dünya değerlendirmesi. Termodinamik Dergisi, 187, 70-80, 2008.
- [2] Koç, E., & Kaplan, E., Dünyada ve Türkiye’de genel enerji durumu-ı türkiye değerlendirmesi. Termodinamik Dergisi, (188), 106-118, 2008.
- [3] Şenel, M. C., Rüzgâr türbinlerinde güç iletim mekanizmalarının tasarım esasları-dinamik davranış. Ondokuz Mayıs Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2012.
- [4] Pehlivan, H., Dikey borulu buharlaştırıcılarda düşme yüksekliğinin ısı geçişiyle olan ilişkisinin deneysel araştırılması. 2008.
- [5] Altınışık, K., Uygulamalarla Isı Transferi. Nobel Yayın Dağıtım, 242, 2004.
- [6] Atmaca, M., Girgin, I., & Ezgi, C., CFD modeling of a diesel evaporator used in fuel cell systems. International Journal of Hydrogen Energy, 41(14), 6004-6012, 2016.
- [7] William, A. F., Guide to Properties, Application and Uses. Liquefied Petroleum Gases. 2nd edition. John Wiley & Sons, New York, 71-105, 1982.
- [8] Zainal Z., Kajian fenomena pemeruwapan gas petroleum cecair di dalam storan. Universiti Teknologi Malaysia, 1994.
- [9] Himmelblau, D. M., Basic Principles and Calculations in Chemical Engineering. 6th edition. Prentice Hall Inc, New Jersey, 1996.
- [10] Boe, R., Pool boiling of hydrocarbon mixtures on water. International Journal Heat and Mass Transfer, 41, 1003–1011, 1998.
- [11] Harris, N. C., Introductory Applied Physics. 3rd edition. McGraw Hill Book Company, 7-38, 1980.
- [12] Kwangsam, N., Yong P. K., Moon, I. and Kil C. M., Chemical composition of major voc emission sources in the seoul atmosphere. Chemosphere, 55, 585-594, 2004.
- [13] Barton, B. D., Kelly, D. F. and Rabinovitch, B. S., Gas surface vibration energy transfer in the transient region of low-pressure unimolecular reaction. The Journal of Physical Chemistry, 84, 1299-1302, 1980.

- [14] Ozisik, M. N., Heat Transfer: A Basic Approach, Vol. 1. McGraw-Hill, New York, 1985.
- [15] Kaya, M., & Ercan, H., Türkiye'de ve Dünya'da bir LPG incelemesi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 6(1), 101-105, 2002.
- [16] Xin, R. C., & Tao, W. Q., Numerical prediction of laminar flow and heat transfer in wavy channels of uniform cross-sectional area. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 14(4), 465-481, 1988.
- [17] Segnar, S. F., et al., LPG: Its Future Role. Gastech 76 Proceeding. Proceeding of LNG and LPG Conference., New York, 43-55, 1976.
- [18] Edwards, R. D., Smith, K. R., Zhang, J., & Ma, Y., Implications of changes in household stoves and fuel use in China. Energy Policy, 32(3), 395-411, 2004.
- [19] www.gea.com/tr/products/evaporators-crystallizers/evaporator-clean-vapor-recover-gas-distilling/falling-film-evaporator., Erişim Tarihi: 15.5.2021.
- [20] Morganti, K. J., A study of the knock limits of liquefied petroleum gas (LPG) in spark-ignition engines. Doctoral Dissertation, 2013.
- [21] Hamilton, B., & Falkiner, R. J., Motor gasoline. In: Fuels and Lubricants Handbook: Technology, Properties, Performance and Testing, 61-88, 2003.
- [22] Hosseini, R., Hosseini-Ghaffar, A., & Soltani, M, Experimental determination of shell side heat transfer coefficient and pressure drop for an oil cooler shell-and-tube heat exchanger with three different tube bundles. Applied Thermal Engineering, 27(5-6), 1001-1008, 2007.
- [23] Wang, Q. W., Xie, G. N., Peng, B. T., & Zeng, M., Experimental study and genetic-algorithm-based correlation on shell-side heat transfer and flow performance of three different types of shell-and-tube heat exchangers. 2007.
- [24] Zakaria, Z., & Mat, H., Experimental and theoretical investigation of temperature profile during discharging process for liquefied petroleum gas storage operations. In: Asian Pacific Confederation of Chemical Engineering congress program and abstracts Asian Pacific Confederation of Chemical Engineers congress program and abstracts. The Society of Chemical Engineers, Japan, 561-561, 2004.
- [25] Lees, F. P., Loss Prevention in the Process Industries. Butterworths, 2, 417-428, 1980.
- [26] Zakaria, Z., Kajian fenomena pemeruwapan gas petroleum cecair di dalam storan. Universiti Teknologi Malaysia, Tesis Sarjana, 1994.

- [27] Gumerov, F. M., Farakhov, M. I., Khayrutdinov, V. F., Gabitov, F. R., Zaripov, Z. I., Khabriyev, I. S., & Akhmetzyanov, T. R., Impregnation of crushed stone with bitumenous compounds using propane/butane impregnation process carried out in supercritical fluid conditions. *American Journal of Analytical Chemistry*, 5(14), 945, 2014.
- [28] Yang, J., Guo, L. and Zhang, X., A numerical simulation of pool boiling using CAS model. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 4789-4797, 2003.
- [29] Okawa, T., Ishida, T., Kataoka, I. and Mori, M., An experimental study on bubble rise path after the departure from a nucleation site in vertical upflow boiling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, 287-294, 2005.
- [30] Holman, J. P., *Heat Transfer*. 8th edition, McGraw Hill Publishing Company Ltd, New York, 1997.
- [31] Peng, X. F., Huang, Y. J. and Lee, D. J, Transport phenomenon of a vapour bubble attached to a downward surface. *International Journal of Thermodynamics Science*, 40, 797-803, 2001.
- [32] Lorenzo, C., Suresh, K. A., and Sohail, M., A molecular dynamic simulation of droplet evaporation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46, 3179–3188, 2003.
- [33] Ozisik, M. N., *Heat transfer: a basic approach*, Vol. 1. McGraw-Hill, New York, 1985.
- [34] Okawa, T., Ishida, T., Kataoka, I. and Mori, M., An experimental study on bubble rise path after the departure from a nucleation site in vertical upflow boiling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29, 287-294, 2005.
- [35] Incropera, F. P., Lavine, A. S., Bergman, T. L., & DeWitt, D. P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2007.
- [36] Rowlingson, J. S. & Swinton, F. L., *Liquids and Liquids Mixtures*. 1st edition, Butterworth and Company Ltd, London, 1982.
- [37] Romero, J., Rios, G. M., Sanchez, J., Bocquet, S., & Savedra, A., Modeling heat and mass transfer in osmotic evaporation process. *AIChE Journal*, 49(2), 300-308, 2003.
- [38] Evans, M., Jones, R., & Overstreet, R., *Modeling Hydrochloric Acid Evaporation in ALOHA*, Report No, 1993.
- [39] Thyer, A. M., A review of data on spreading and vaporisation of cryogenic liquid spills. *Journal of Hazardous Materials*, 99(1), 31-40, 2003.
- [40] Pope, G. A. *Thermodynamic & Physical Properties of Hydrocarbon*. 1st edition, McGraw Hill Book Publishing Company, New York, 1979.

- [41] Boggavarapu, P., Ray, B., & Ravikrishna, R. V., Thermal efficiency of LPG and PNG-fired burners, experimental and numerical studies. *Fuel*, 116, 709-715, 2014.
- [42] Lee, S., Quantitative risk assessment of fire & explosion for regasification process of an LNG-FSRU. *Ocean Engineering*, 197, 106825, 2020.
- [43] Kim, H., Kim, I. H., & Yoon, E. S., Optimal design of combined LNG/LPG regasification system. In: *Computer Aided Chemical Engineering*, Vol. 28. 1255-1259, 2010.
- [44] Baek, S., Hwang, G., Lee, C., Jeong, S., & Choi, D., Novel design of LNG (liquefied natural gas) reliquefaction process. *Energy Conversion and Management*, 52(8-9), 2807-2814, 2011.
- [45] Masi, M., & Gobbato, P., Measure of the volumetric efficiency and evaporator device performance for a liquefied petroleum gas spark ignition engine. *Energy Conversion and Management*, 60, 18-27, 2012.
- [46] Karamangil, M. I., Development of the auto gas and LPG-powered vehicle sector in Turkey, A statistical case study of the sector for Bursa. *Energy Policy*, 35(1), 640-649, 2007.
- [47] Gumus, M., & Ugurlu, A., Application of phase change materials to pre-heating of evaporator and pressure regulator of a gaseous sequential injection system. *Applied Energy*, 88(12), 4803-4810, 2011.
- [48] Ugurlu, A., & Gumus, M., Exergetic analysis of an LPG evaporator/regulator with thermal storage. *International Journal of Hydrogen Energy*, 42(28), 17984-17992, 2017.
- [49] Fahmy, M. F. M., Nabih, H. I., & El-Rasoul, T. A., Optimization and comparative analysis of LNG regasification processes. *Energy*, 91, 371-385, 2015.
- [50] Wichangarm, M., Matthujak, A., Sriveerakul, T., Sucharitpwatskul, S., & Phongthanapanich, S., Investigation on thermal efficiency of LPG cooking burner using computational fluid dynamics. *Energy*, 203, 117849, 2020.
- [51] Safari, A., & Vesali-Naseh, M., Design and optimization of hydrodesulfurization process for liquefied petroleum gases. *Journal of Cleaner Production*, 220, 1255-1264, 2019.
- [52] Pu, L., Qu, Z., Bai, Y., Qi, D., Song, K., & Yi, P., Thermal performance analysis of intermediate fluid vaporizer for liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 65(1-2), 564-574, 2014.
- [53] Ceviz, M. A., Kaleli, A., & Güner, E. Controlling LPG temperature for SI engine applications. *Applied Thermal Engineering*, 82, 298-305, 2015.

- [54] Park, Y. C., & Kim, J., Submerged combustion vaporizer optimization using entropy minimization method. *Applied Thermal Engineering*, 103, 1071-1076, 2016.
- [55] Han, H., Yan, Y., Wang, S., & Li, Y. X., Thermal design optimization analysis of an intermediate fluid vaporizer for liquefied natural gas. *Applied Thermal Engineering*, 129, 329-337, 2018.
- [56] Shi, G. H., Aye, L., Liu, Y. C., & Du, X. J., Dynamic simulation of liquefied petroleum gas vaporisation for burners. *Applied Thermal Engineering*, 137, 575-583, 2018.
- [57] Gohil, P. P., Dwivedi, G., Shukla, A. K., & Verma, P., Experimental investigation of heat conservation through novel flame shield arrangement for domestic LPG gas stove. In: *Materials Today, Proceedings*, 2021.
- [58] Pan, J., Mao, D., Bai, J., Tang, L., & Li, R. Thermal behavior calculation and analysis of submerged combustion LNG vaporizer. *Applied Thermal Engineering*, 178, 115660, 2020.
- [59] Ashok, B., Ashok, S. D., & Kumar, C. R., LPG diesel dual fuel engine—A critical review. *Alexandria Engineering Journal*, 54(2), 105-126, 2015.
- [60] Shen, R., Jiao, Z., Parker, T., Sun, Y., & Wang, Q. Recent application of Computational Fluid Dynamics (CFD) in process safety and loss prevention: A review. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 104252, 2020.
- [61] Scarponi, G. E., Landucci, G., Heymes, F., & Cozzani, V., Experimental and numerical study of the behavior of LPG tanks exposed to wildland fires. *Process Safety and Environmental Protection*, 114, 251-270, 2018.
- [62] Duan, Z., Ding, G., Tang, W., & Ren, T. A thermodynamic model for predicting transient pressure evolution in response to venting and vaporization of liquefied gas under sudden release. *Journal of Hazardous Materials*, 395, 122460, 2020.
- [63] Yet-Pole, I., & Cheng, T. L., Application of CFD model in an LPG tank explosion accident. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, 69, 104367, 2021.
- [64] Atmaca, M., Girgin, I., & Ezgi, C., CFD modeling of a diesel evaporator used in fuel cell systems. *International Journal of Hydrogen Energy*, 41(14), 6004-6012, 2016.
- [65] Fsadni, A. M., & Whitty, J. P., A review on the two-phase pressure drop characteristics in helically coiled tubes. *Applied Thermal Engineering*, 103, 616-638, 2016.
- [66] Paltsev, S., & Zhang, D. Natural gas pricing reform in China: Getting closer to a market system. *Energy Policy*, 86, 43-56, 2015.

- [67] https://tr.wikipedia.org/wiki/S%C4%B1v%C4%B1la%C5%9Ft%C4%B1r%C4%B1lm%C4%B1%C5%9F_petrol_gaz%C4%B1, Erişim Tarihi: 20/6/2021.
- [68] Zhuang, Q., Yodotani, J., & Kato, M., Accurate measurement method for the residues in liquefied petroleum gas (LPG). *Fuel*, 84(4), 443-446, 2005.
- [69] Kamimoto, T., Deguchi, Y., Shisawa, Y., Kitauchi, Y., & Eto, Y., Development of fuel composition measurement technology using laser diagnostics. *Applied Thermal Engineering*, 102, 596-603, 2016.
- [70] https://www.engineeringtoolbox.com/propane-butane-mix-d_1043.html, Erişim Tarihi: 06/12/2021
- [71] https://www.mmo.org.tr/sites/default/files/0e52b27a7a5d6a1_ek.pdf, Erişim Tarihi: 06/12/2021
- [72] Ben Mahmud, H. (2012). Multiphase transient flow in pipes (Doctoral dissertation, Curtin University).

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Dilara YENİAY

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makina Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makina Mühendisliği	2017
Lise	Fatih Anadolu Lisesi	2013

İŞ DENEYİMİ

Yıl	Yer	Görev
2017-Halen	Durulsan Makine	Otogaz Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce

HOBİLER

Kitap okumak, resim yapmak, yürüyüş yapmak, spor yapmak, yüzmek ...