



**DÜŞEY FİLM EVAPORATÖRLERDE TASARIM GEOMETRİSİNİN
ETKİN AKIŞ DAĞILIMI ÜZERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Ekin Can DOLGUN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

Mart 2021

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Ekin Can DOLGUN

...../...../.....

DÜŞEY FİLM EVAPORATÖRLERDE TASARIM GEOMETRİSİNİN ETKİN AKIŞ DAĞILIMI ÜZERİNE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Ekin Can DOLGUN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Mart 2021

ÖZET

Düşey film evaporatörler gıda endüstrisinde ürünlerin konsantre edilmesi amacı ile yaygın olarak kullanılmaktadır. Evaporasyon işlemi en temeli ile ürün içerisindeki suyun uzaklaştırılarak kuru madde oranının artırılması işlemidir. Modern toplum yapısının gelişmesi ile beraberindeki daha iyi için arayış, buharlaştırıcı teknolojisinde ihtiyaçlara karşılık sunması amacı ile gelişmelerin ihtiyacını doğurmuştur. Literatürde uygulanan tüm ısı transferi yaklaşımları sıvının tamamen homojen ve etkin olarak ısıtma yüzeyleri üzerinde dağıldığı varsayımına dayandırılmıştır. Literatürde görünen bu kısıt ve yetersizlik bu çalışmanın ve çalışma kapsamında sunulan modelin motivasyon kaynağını oluşturmuştur. Bu tez çalışması kapsamında, düşey film buharlaştırıcıların tasarım kriterleri incelenmiş, optimum tasarım için gerekli parametrelere bağlı olarak tasarım kritik noktaları oluşturulmuştur. Akışın dağıtılması ve ısı transferi arasındaki matematiksel ilişki kurularak modellenmiştir. Yapılan modelleme ile akış dağılımına göre en uygun tasarım geometrisinin oluşturulması hedeflenmiştir. Yapılan çalışma ile literatürde etkin akış dağılımı varsayımı ile yapılan ısı transferi yaklaşımları için varsayım parametreleri birer girdi olarak tanımlanmış; akış dağılım modeli ile entegre edilmiş buharlaşma teorisi açıklanmıştır. Nümerik analiz sonucunda elde edilen optimum tasarım girdileri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) akış dağılımı simülasyonu ile karşılaştırılmış; tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Düşük çapta buharlaşma hacmi ve dağıtım deliği ile kısa jet yüksekliğinin hem ısı transfer hem de akışın dağılımı açısından daha etkili olduğu görülmüştür. Bu çalışma ile düşey film buharlaştırıcılar için optimizasyon tanımı akış dağılımı ile entegre ısı transferi kavramı olarak literatüre kazandırılmıştır.

Bilim Kodu : 92807

Anahtar Kelimeler : Düşey film, evaporasyon, akış dağılımı, ısı transferi, kütle transferi, ısılatma hızı, hidrolik jet yüksekliği, HAD

Sayfa Adedi : 67

Danışman : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF DESIGN GEOMETRY ON EFFECTIVE FLOW DISTRIBUTION IN FALLING FILM EVAPORATORS

(M. Sc. Thesis)

Ekin Can DOLGUN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

March 2021

ABSTRACT

Falling film evaporators are widely used in the food industry to concentrate products. Evaporation process is the process of increasing the dry matter ratio by removing the water in the product. With the development of modern social structure, the pursuit for the better has led to the need for rapid developments in evaporator technology in order to meet the needs. In the literature, all heat transfer approaches applied are based on the assumption that the liquid is completely homogeneously and effectively distributed over the heating surfaces. This constraint and inadequacy seen in the literature formed the motivation source of this study. Within the scope of this thesis study, the design criteria of the falling film evaporators were examined, and design key points were formed depending on the parameters required for optimum design. It is modeled by establishing a mathematical relationship between flow distribution and heat transfer. With the modelling, it is aimed to create the most suitable design geometry according to the flow distribution. With the study, the assumption parameters for the heat transfer approaches were defined as inputs; the theory of evaporation integrated with flow distribution model was explained. The optimum design inputs obtained as a result of the numerical analysis were compared with the Computational Fluid Dynamics (CFD) flow distribution simulation; design verification has been carried out. It has been observed that the smaller evaporation volumes, distribution holes and short hydrolic jet heights are more effective in terms of both heat transfer and flow distribution. With this study, optimization definition for vertical film evaporators is introduced to the literature as the concept of integrated heat transfer theory with flow distribution.

Science Code : 92807

Key words : Falling film, evaporation, liquid distribution, heat transfer, mass transfer, tube wetting, hydraulic jet height, CFD

Page Number : 67

Supervisor : Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam sırasında değerli bilgi, birikim ve tecrübeleri ile bana yol gösteren ve hoşgörüsünü esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Mustafa AKTAŞ'a, tezimin başından sonuna kadar desteğini bir an olsun esirgemeyen, beni her konuda destekleyen ve yardımcı olan hayattaki en büyük şansım sevgili eşim Gülşah KARACA DOLGUN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xii
1. GİRİŞ.....	1
2. DÜŞEY FİLM BUHARLAŞTIRICI.....	3
3. LİTERATÜR TARAMASI.....	13
3.1. Akışın Dağıtılması	13
3.2. Isı Transferi	15
4. TEORİK ANALİZ	21
4.1. Akışın Dağıtılması	21
4.2. Isı Transferi	23
4.3. Ürün Özellikleri	32
5. MODELLEME ÇALIŞMASI	35
6. ANALİZ SONUÇLARI	45
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	61
ÖZGEÇMİŞ	65

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Akış rejimlerinin sınırlandırılması.....	25
Çizelge 4.2. Nusselt sayısının laminer ve türbülans durumuna göre oluşturulmuş korelasyonlar	27
Çizelge 6.1. Düşey film buharlaştırıcılar için ısıtma borusunun hidrolik çapının değişiminin ısı transferi üzerine etkisi.....	46
Çizelge 6.2. Isıtma borusunun hidrolik çapındaki değişim ile aynı buharlaştırma işlemi için ihtiyaç duyulan dağıtım plakası çapı	46
Çizelge 6.3. Düşey film buharlaştırıcılarda vakum basıncı ile ısıtma akışkanı basıncının değişiminin ısı transferi üzerine etkisi.....	48
Çizelge 6.4. Düşey film buharlaştırıcı için literatürle karşılaştırmalı olarak toplam ısı taşınım katsayıları	49
Çizelge 6.5. Aynı tasarım şartlarında dağıtım plakası kalınlığının üst sıvı yüksekliği, dağıtım delik çapı ve tahliye debisi ile ilişkisi	51
Çizelge 6.6. Aynı tasarım şartlarında dağıtım delik çapının üst sıvı yüksekliği, dağıtım plakası kalınlığı ve tahliye debisi ile ilişkisi	51
Çizelge 6.7. Tasarım ile tahliye debisinin sabit tutulduğu durum için dağıtım plakası kalınlığı, üst sıvı yüksekliği ve dağıtım delik çapının ilişkisi	52
Çizelge 6.8. Teorik modelleme sonucu sunulmuş iki optimum tasarım çıktıları	53
Çizelge 6.9. İki farklı ısıtma borusu ve iki farklı dağıtım deliği hidrolik çapına göre üç farklı hidrolik jet yüksekliğinde yapılmış HAD analizleri	55

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Düşey film buharlaştırıcı	3
Şekil 2.2. Düşey film buharlaştırıcı akış dağılımı.....	4
Şekil 2.3. Bir dağıtım plakası, konsantre edilecek sıvıyı dağıtım deliklerinden ısıtma yüzeyleri üzerinde düşey bir film oluşturacak şekilde ısıtma tüplerine aktarır.....	4
Şekil 2.4. Isıtma boruları içerisindeki ısı ve kütle transferi	5
Şekil 2.5. Düşey film buharlaştırıcı separatörü.....	6
Şekil 2.6. Çok etkili düşey film buharlaştırıcı	7
Şekil 2.7. TVR teknolojisi. Taze ve atık buharın karıştırılıp sıkıştırılması ile kullanım buharı elde edilir.....	8
Şekil 2.8. TVR teknolojisinin düşey film buharlaştırıcılarda kullanımı	9
Şekil 2.9. MVR teknolojisinin düşey film buharlaştırıcılarda kullanımı.....	10
Şekil 2.10. MVR ve TVR teknolojisinin beraber kullanıldığı bir düşey film buharlaştırıcı.....	11
Şekil 3.1. Ürün giriş bölgesi (dağıtım plakası)	14
Şekil 4.1. Dağıtım plakası şematik gösterimi.	22
Şekil 4.2. Düşey film akış modeli için akış rejimlerinin haritalandırılmış gösterimi..	25
Şekil 4.3. Isıtma boruları içerisindeki ısı transfer ağının şematik gösterimi.	31
Şekil 5.1. Dağıtım plakası üzerinde değişken ifadeler ve akışın gösterimi	35
Şekil 5.2. Dağıtım plakası için yatay ve dikey konum üzerinde merkez sıra borularının gösterimi	36
Şekil 5.3. Dağıtım plakası üzerindeki dağıtım deliklerinin her bir boruya denk olması kaydı ile dahili ve fazladan dağıtım deliklerinin gösterimi (Kırmızı renkli dağıtım delikleri kırmızı renkli olarak gösterilmiştir).....	37
Şekil 5.4. Düşey film buharlaştırıcı için tasarım akış şeması	39
Şekil 5.5. Tasarım oluşturma süreci.....	41

Şekil	Sayfa
Şekil 5.6. Düşey film buharlaştırıcı için akış hacminin incelendiği bölgenin şematik gösterimi.....	41
Şekil 5.7. HAD analizi akış hacmi.....	42
Şekil 5.8. Akış hacmi ağ yapısı: (a) akış yüzeyine yakın bölge, (b) üstten görünüş ...	42

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Dağıtım deliklerden aktarılan sıvının ısıtma tüplerine girişi	5

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
$n_{d,t}$	Dağıtım deliği sayısı
n_t	Isıtma borusu sayısı
$\dot{Q}$	Hacimsel debi (m ³ /s)
$\mu_{b,c}$	Buhar kondensi dinamik viskozitesi (kg/ms)
μ_s	Suyun belirli bir basınç altındaki dinamik viskozitesi (kg/ms)
$\rho_{b,c}$	Buhar kondensi yoğunluğu (kg/m ³)
ρ_b	Buhar yoğunluğu (kg/m ³)
$\delta_{b,c}$	Buhar kondensi için sıvı film kalınlığı (m)
δ_b	Buhar için sıvı film kalınlığı (m)
δ_{lam}	Laminer akış için sıvı film kalınlığı (m)
$\delta_{t,i}$	Isıtma borusu içindeki sıvı film kalınlığı (m)
δ_{tur}	Türbülanslı akış için sıvı film kalınlığı (m)
δ_{w-lam}	Sinüs dalgalı laminer akış için sıvı film kalınlığı (m)
ΔT	Fark sıcaklık (°C)
A	Alan (m ²)
A_a	Dağıtım deliği alanı (m ²)
A_m	Sıvı film akış hacmi için logaritmik alan (m ²)
$A_{t,i}$	Isıtma borusu toplam iç alanı (m ²)
$A_{t,o}$	Isıtma borusu toplam dış alanı (m ²)
$A_{\bar{u}}$	Dağıtım sıvı alanı (m ²)
C_d	Deşarj katsayısı
c_p	Özgül ısı (kJ/kgK)
$c_{p,s}$	Suyun belirli bir basınç altında özgül ısısı (kJ/kgK)
d	Boru çapı (m)
d_a	Dağıtım deliği hidrolik çapı (m)
D_c	Dağıtım plakası çapı (m)

Simgeler	Açıklamalar
d_d	Isıtma borusu dış çapı (m)
d_i	Isıtma borusu iç çapı (m)
f	“x” konumunda Nusselt sayısı korelasyon katsayısı
F_{wave}	Dalga faktörü
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m^2K)
h_e	Dış akış ısı transfer katsayısı (W/m^2K)
h_{fg}	Buharlaştırma gizli ısı (kJ/kg)
h_T	Toplam jet sıçrama yüksekliği (m)
$h_{üs}$	Üst sıvı yüksekliği (m)
i	Merkez sıra boru sayısı için türetilmiş katsayı
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
K	Nusselt korelasyon katsayısı
Ka	Kapitza sayısı
$k_{b,c}$	Buhar kondensi ısı iletim katsayısı (W/mK)
k_t	Isıtma borusu ısıl iletkenlik katsayısı (W/mK)
L_h	Isıtma borularının uzunluğu (m)
l_{ws}	Viskoz uzunluk (m/s^2)
$l_{ws,b}$	Buhar için viskoz uzunluk (m/s^2)
n	Nusselt sayısı korelasyonu üs katsayısı
N_a	Yatay konum için merkez sıra boru sayısı
N_b	Dikey konum için merkez sıra boru sayısı
$N_{T,1}$	Toplam ısıtma borusu sayısı
$N_{T,2}$	Toplam dağıtım deliği sayısı
Nu	Nusselt sayısı
Nu_b	Buhar için Nusselt sayısı
Nu_{lam}	Laminer akış için Nusselt sayısı
$Nu_{lam,x}$	“x” konumunda laminer akış için Nusselt sayısı
Nu_{tur}	Türbülanslı akış için Nusselt sayısı
$Nu_{tur,x}$	“x” konumunda türbülanslı akış için Nusselt sayısı
Nu_x	“x” konumunda Nusselt sayısı
P	Basınç (kPa)

Simgeler	Açıklamalar
P_{Pr}	Prandtl sayısı üssü korelasyon katsayısı
Pr	Prandtl sayısı
$Pr_{b,c}$	Buhar kondensi Prandtl sayısı
P_{Re}	Reynolds sayısı üssü korelasyon katsayısı
R	Evrensel gaz sabiti (kJ/molK)
Re	Reynolds sayısı
Re_b	Buhar Reynolds sayısı
$Re_{b,c}$	Buhar kondensi Reynolds sayısı
$Re_{b,c}$	Buhar kondensi Reynolds sayısı
Re_x	“x” konumunda Reynolds sayısı
T_b	Buhar sıcaklığı (°C)
t_b	Isıtma boruları arası boşluğu (mm)
T_d	Doyma sıcaklığı (°C)
t_k	Kaynak boşluğu (mm)
t_{or}	Orifis plakası kalınlığı (mm)
$T_{ü,d}$	Ürün için belirli bir basınç altında doyma sıcaklığı (°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m ² K)
U_N	Ortalama sıvı film akış hızı (m/s)
V	Akış hızı (m/s)
V_a	Dağıtım deliği boyunca akış hızı (m/s)
$V_{ü}$	Dağıtım plakası üzerinde akış hızı (m/s)
X	Sıvı içerisindeki katı içerik oranı (%)
X_s	Sıvı içerisindeki su içerik oranı (%)
z	Yükseklik (m)
Γ	Islanma hızı/oranı
μ	Dinamik viskozite (kg/ms)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
σ	Yüzey gerilimi katsayısı (mN/m)
ϑ	Kinematik viskozite (m/s ²)

Kısaltmalar**Açıklamalar****HAD**

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

KNY

Kaynama noktası yükselimi

RMS

Kare fonksiyonunun ortalama değerinin karekökü

1. GİRİŞ

Gıdanın işlenmesi, modern toplumda gün geçtikçe artan hayati bir rol oynamaktadır. Tüketicinin önüne son ürün olarak sunulmasından önce hammaddenin temini, ihtiyaç duyuluyor ise işlenmesi, nakli ve depolanması gerekmektedir. Bu aşamaların her biri belirli bir süreye ihtiyaç duymakla beraber, bu süre boyunca nihai ürün kalitesini olumsuz yönde etkileyecek bakteri üremesi ve kalite bozulması riski ile karşı karşıya kalmaktadır. Bu kapsamda, nihai ürün kalitesinden ödün vermeyecek şekilde kuru madde içeriğini artırarak konsantre ürün elde etme işlemi, besin değerinin yoğunlaştırılması, depolama ve taşıma maliyetlerinin, bakteri aktivitelerinin azaltılması, stabilitenin ve raf ömrünün arttırılması açısından yüksek önem arz eden enerji yoğun bir mühendislik işlemidir. Konsantrasyon işlemi sonucunda elde edilen ürün, ara ürün olup gereksinim duyulduğu zaman kendisinden uzaklaştırılan miktarda su ilave edilerek doğal haline getirebilmekle beraber ikincil bir üretim prosesi için ana ürün olarak kullanılabilir.

Gıda endüstrisi için sütün, meyve suyunun veya peynir altı suyunun evaporasyon sonucu konsantre edilmesi ile bir anlamda ısı uygulaması ile sterilize edilmiş ve dayanıklılığı geliştirilmiş ürün eldesi büyük önem arz etmektedir. Endüstriyel kapsamda üretim nedenleri şu şekilde açıklanabilmektedir:

- Depolama: Bünyesindeki suyun büyük kısmının uzaklaştırılması sonucu hacimsel küçülme ile uygun depo koşullarının sağlanması.
- Taşıma ve ekonomi: Ağırlık ve hacimsel azalma ile transfer maliyetlerinin düşürülmesi.
- Stratejik kullanımı: Uzun raf ömrüne sahip ve besin değeri yüksek alternatif besin eldesi.
- Genişletilebilirlik: Başka bir gıda ürününün üretilmesi için hammadde olarak kullanılabilmesi.
- Denge: Coğrafi ve mevsimsel nedenler temelli durumlar için taze ürünün tedariki zor olması ve de yetersizliğinin baş göstermesi durumunda alternatif ana hammadde olarak kullanılabilirliği.

Konsantrasyon işlemi, işlenecek ürün içerisindeki suyun bir kısmının buharlaştırılması ile yapılmaktadır. Bu işlem ile konsantrasyonu arttırılmış, bir başka deyişle koyulaştırılmış olan sıvı ürün içerisindeki kuru maddedir. Gıda endüstrisinde suyun koyulaştırılması için birçok

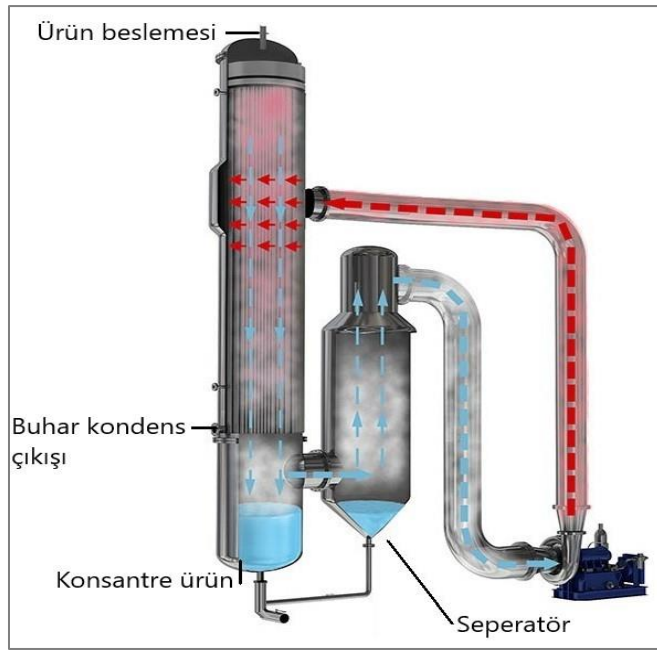
buharlaştırıcı tipi kullanılmaktadır; kazan tipi buharlaştırıcılar, sirkülasyonlu buharlaştırıcılar, karıştırıcı buharlaştırıcılar, plakalı düşey ve yükselen tip buharlaştırıcılar, yükselen film buharlaştırıcılar ve düşey film buharlaştırıcılar.

Fakat modern toplum yapısının gelişmesi ile beraberindeki daha iyi için arayış, buharlaştırıcı teknolojisinde ihtiyaçlara karşılık sunması amacı ile hızlı gelişmelerin ihtiyacını doğurmuş; yüksek üretim kapasite, enerji verimli işlem, daha iyi temizlenebilirlik ve kesintisiz işleme. Bu amaçla modern tesislerde düşük sıcaklıkta işletimi, vakum altında çalışabilmesi, kısa tutunma süreleri gibi avantajları ile düşey film buharlaştırıcılar, ısıya karşı duyarlı gıdaların konsantre edilmesinde en etkili yöntem olarak ortaya çıkmaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, düşey film buharlaştırıcıların tasarım kriterleri incelenmiş, optimum tasarım için gerekli parametrelere bağlı olarak tasarım kilit noktaları oluşturulmuştur. Literatürde birbirinden bağımsız olarak irdelenen iki ana başlık; akışın dağıtılması ve ısı transferi arasındaki matematiksel ilişki kurularak modellenmiştir. Numerik analiz sonucunda ısı transferi açısından optimize edilmiş tasarım geometrisi için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) akış simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışma ile literatürde etkin akış dağılımı varsayımı ile yapılan ısı transferi çözümlemesi için varsayım parametreleri birer girdi olarak tanımlanmış; akış dağılım modeli ile entegre edilmiş buharlaşma teorisi açıklanmıştır.

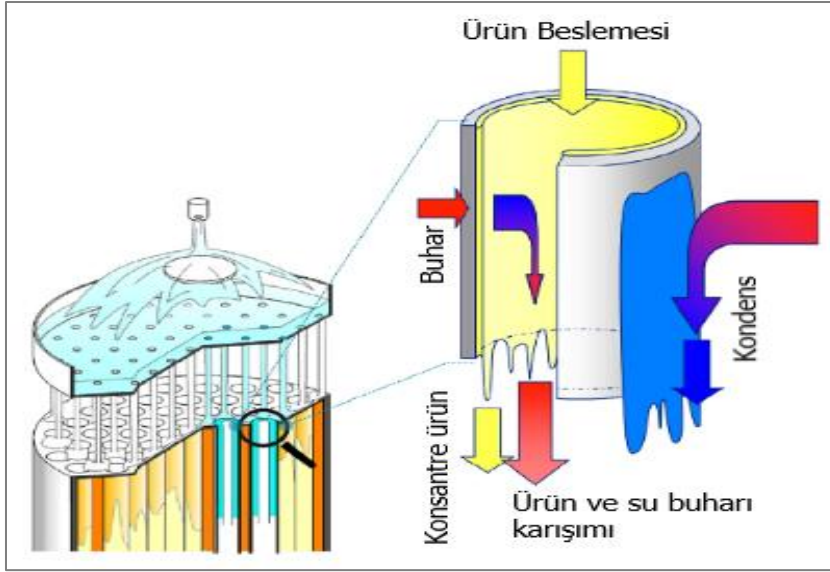
2. DÜŞEY FİLM BUHARLAŞTIRICI

Düşey film buharlaştırıcılar, akışkan maddelerin negatif basınç altında, düşük sıcaklıklarda, bünyelerindeki suyun kısa zamanda buharlaştırılarak konsantre edilmesi prensibine dayanan ve kesintisiz çalışan sistemlerdir. Şekil 2.1’de düşey film buharlaştırıcı şematik olarak gösterilmiştir. Düşey film buharlaştırıcı, sıvı dağıtım plakası, ısıtma tüpleri ve sıvı-buhar ayrımını sağlayan separasyon bölgelerinden oluşmaktadır.



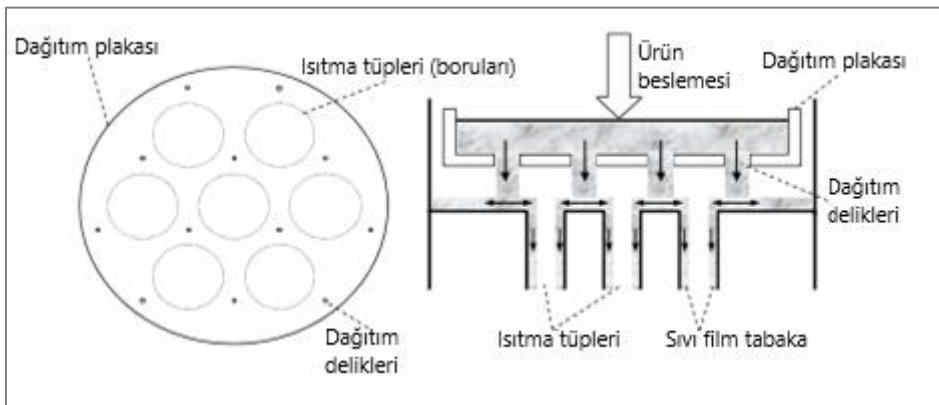
Şekil 2.1. Düşey film buharlaştırıcı [1]

Bu sistemde, konsantre edilecek sıvı, vakum altında buharlaştırıcının üst noktasından dağıtım plakası üzerine verilir. Dağıtım plakası ile ısıtma boruları ısıtma yüzeyi üzerinde ince bir film tabaka oluşturacak şekilde homojen olarak dağıtılır. Sıvı film, ısıtma borularının dışarıdan ısıtılmasına bağlı olarak kaynamaya başlar ve bunun sonucunda sıvı içerisindeki su buharlaşır ve konsantrasyon artırılmış olur. Ardından sıvı ve buharın ayrıldığı separasyon bölgesinde konsantre edilmiş ürün ile su buharı ayrıştırılarak ürün eldesi sağlanmış olur. Separasyon bölgesinde ayrıştırılan kıyasça yüksek sıcaklığa sahip buhar uygulamaya göre tekrar ısıtma akışkanını çevrimine dahil edilebilmektedir. Şekil 2.2’de düşey film buharlaştırıcıların ürün beslemesi ağzındaki akış dağılımı paylaşılmıştır.



Şekil 2.2. Düşey film buharlaştırıcı akış dağılımı [2]

Isıtma yüzeyi üzerinde etkin ve homojen şekilde film akışının sağlanabilmesi dağıtım plakası ile sağlanmaktadır. Dağıtım plakasında her bir ısıtma tüpünü çevreleyerek ısıtma yüzeyi üzerinde film tabaka oluşturmasını sağlayan dağıtım delikleri bulunmaktadır. Endüstriyel uygulamalarda tercih edilen eşkenar üçgen ısıtma boruları düzeninde genel olarak yine eşkenar üçgen veya eşkenar altıgen düzeninde dağıtım delikleri sıkça rastlanmaktadır. Resim 2.1’de endüstriyel bir uygulama için dağıtım deliklerinden aktarılan akışkanın ısıtma tüplerine girişi gösterilmiştir. Şekil 2.3’te bir dağıtım plakasının konsantre edilecek sıvıyı ısıtma tüplerine nasıl aktardığını gösterilmiştir.

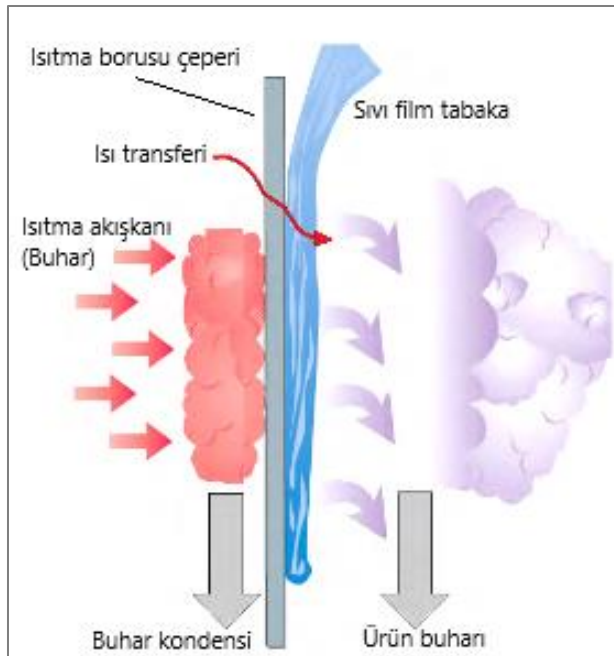


Şekil 2.3. Bir dağıtım plakası, konsantre edilecek sıvıyı dağıtım deliklerinden ısıtma yüzeyleri üzerinde düşey bir film oluşturacak şekilde ısıtma tüplerine aktarır.



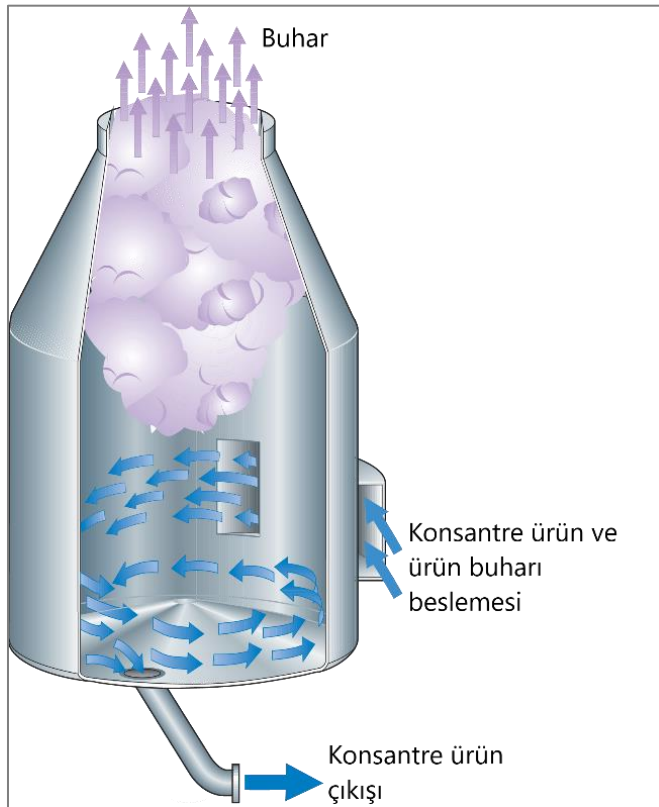
Resim 2.1. Dağıtım deliklerden aktarılan sıvının ısıtma tüplerine girişi [3]

Isıtma boruları içerisinde film şeklinde hareket eden akışkan, boru dışındaki ısıtma akışkanına bağlı olarak ısınmaya ve buharlaşmaya başlar. Şekil 2.4 'te ısıtma boruları içerisinde gerçekleşen ısı ve kütle transferi şematik olarak açıklanmıştır.



Şekil 2.4. Isıtma boruları içerisindeki ısı ve kütle transferi [4]

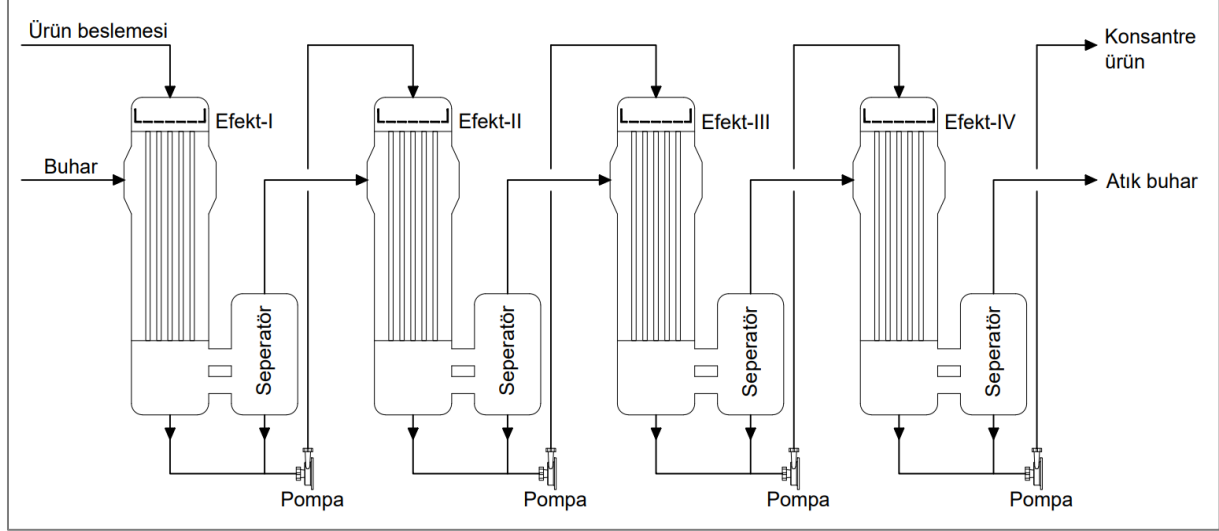
Isıtma ve buharlaştırma işlemi özellikle sıcaklığa hassas ürünler için genellikle vakum altında gerçekleştirilmektedir. Vakum altında kaynama noktası sıcaklığı düşürülmekte ve hızlı buharlaşma sağlanmaktadır. Isıtma boruları boyunca ilerledikçe ürün içerisinde uzaklaştırılmak istenen su buharlaşmakta ve konsantre ürün eldesi sağlanmaktadır. Isıtma borularının ardından oluşan konsantre ürün ve ürün buharının ayrıştırılmak için separasyon bölümüne aktarılmaktadır. Şekil 2.5'te konsantre ürün ile ürün buharının ayrışmasının sağlandığı separasyon bölümü şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Düşey film buharlaştırıcı separatörü [4]

Separasyon bölmesinde ürün buharı, hacim genişlemesi ve basınç azalması sebebi ile bünyesindeki bir miktar daha buharı yoğunlaşma ile konsantre ürün olarak dışarı atmakta ve kalan buhar atık buhar olarak adlandırılmaktadır. Bu buhar, uygulamaya göre tekrar ısıtma çevrimine dahil edilebilmekte veya harici bir yoğunlaştırma ünitesi ile sıvı hale getirilip sistemden bertaraf edilmektedir. Uygulama esasına bağlı olarak çok etkili buharlaştırıcılar için genellikle bu atık buhar Mekanik buhar sıkıştırma (MVR) veya Termik buhar sıkıştırma (TVR) uygulaması ile sisteme dahil edilmekte ve enerji tasarrufu sağlanmaktadır. Şekil 2.6'da çok etkili bir

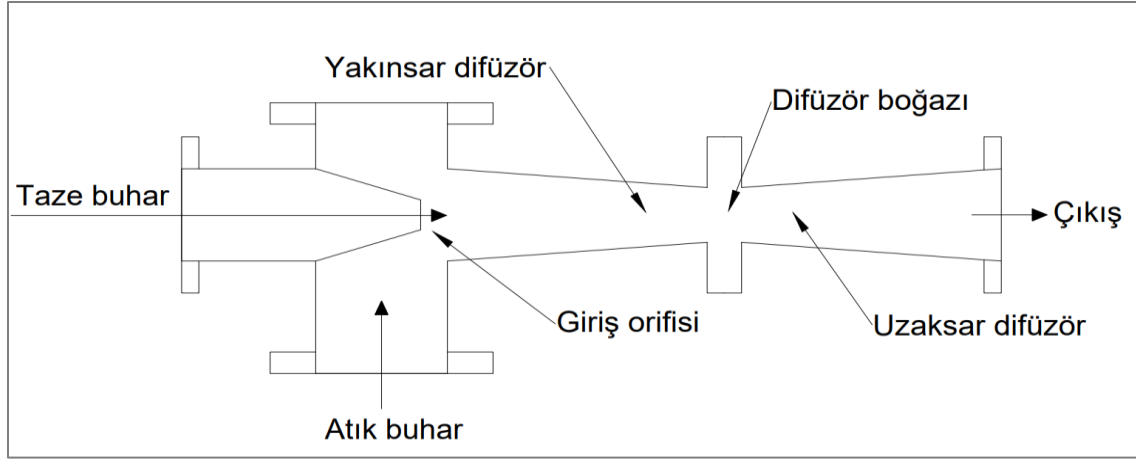
buharlaştırıcı için atık buharın ve konsantre edilmek istenen akışkanın sisteme tekrar nasıl dahil edildiği şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Çok etkili düşey film buharlaştırıcı

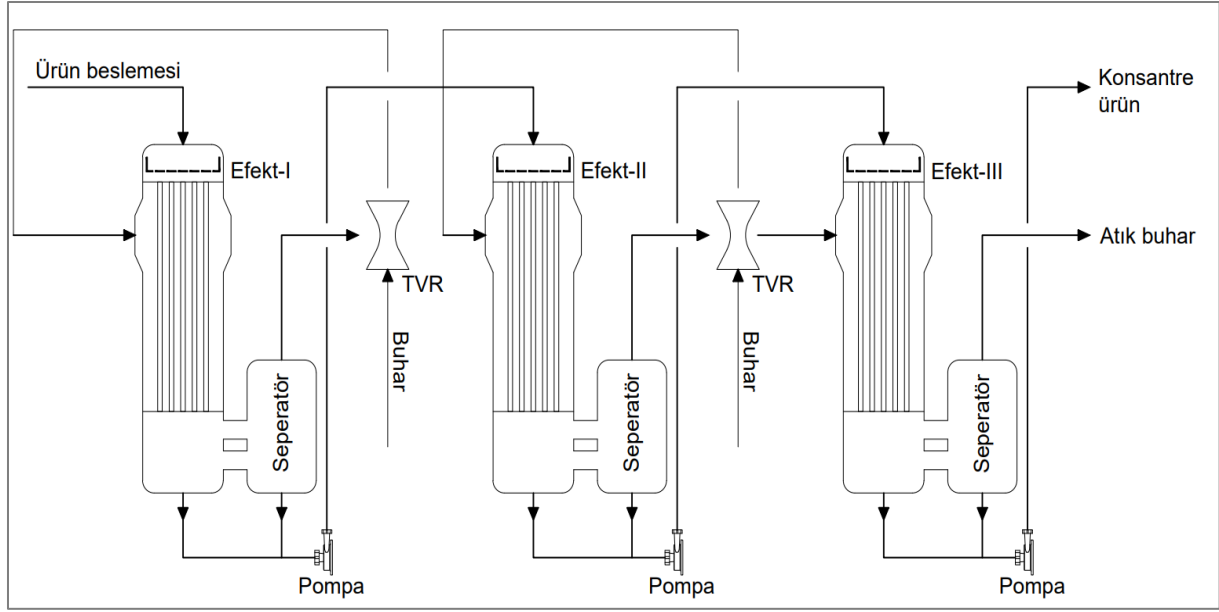
Çok etkili buharlaştırıcıların kullanımı ile yüksek fark konsantrasyon işlemleri için çok uzun ısıtma tüpleri ve beraberinde sayıları azaltılabilmekte, konsantrasyon işlemi birkaç kademeye bölünüp her bir işlem için tekrar buharlaşma sağlanmaktadır. Çok etkili buharlaştırıcılarda enerjiden tasarruf esası, konsantre edilen üründen ayrılan buharın tekrar ısıtma çevrimine dahil edilmesine dayanmaktadır.

Tasarım şartlarına bağlı olarak genel uygulamada 7 bar 'dan fazla ısıtma akışkanı olan buhar basınçlarda çoğu zaman TVR kullanılmaktadır. TVR işlemi ile, üründen uzaklaştırılan buharın bir kısmı, bir buhar jeti venturi ile taze kazan buhar ile yeniden sıkıştırılır ve ısıtma çevrimine tekrar dahil edilir. TVR sisteminin detaylı gösterimi Şekil 2.7'de paylaşılmıştır.



Şekil 2.7. TVR teknolojisi. Taze ve atık buharın karıştırılıp sıkıştırılması ile kullanım buharı elde edilir.

Bu tür bir sistem, ürünün termofiziksel özelliklerine, ısıtma akışkanı olarak kullanılan buharın besleme basıncına ve TVR'ın uygulandığı efekt sayısına bağlı olarak 2' ye 1 veya daha yüksek enerji tasarrufu ve beraberinde ekonomiklik sağlayabilir. Fakat, TVR sistemleri esnek olmamakla beraber tasarım koşullarının dışında oldukça düşük verimle operasyonu sürdürülebilmektedir. Bununla beraber, genel endüstriyel uygulamada üründen uzaklaştırılan buharın en son buharlaştırma efektinin ardından kondenzasyonu ile tesis içerisinde kıyasça daha yüksek sıcaklığa sahip olan ürün suyu olarak kullanılmaktadır. TVR'ın kullanımı ile ürün buharı ve kazan buharının karışması tesis içerisinde sıvı şekilde geri kazanım opsiyonunu ortadan kaldırmaktadır. Özellikle kaynama noktası sıcaklığı, basınca bağlı olarak yüksek fark oluşturuyor ise efekt sayısı beraberinde TVR kısıtlamasını meydana getirmektedir. Efekt sayısının artması ile ürünün kaynama noktası sıcaklığı oldukça düşürülmekte fakat TVR kısmi beslemesinin kazan buharından ve de yüksek basınç altında yapılması sebebi ile ürün ile ısıtma akışkanı arasındaki sıcaklık farkı giderek büyümektedir. Şekil 2.8 'de düşey film buharlaştırıcı için TVR kullanımı gösterilmiştir.

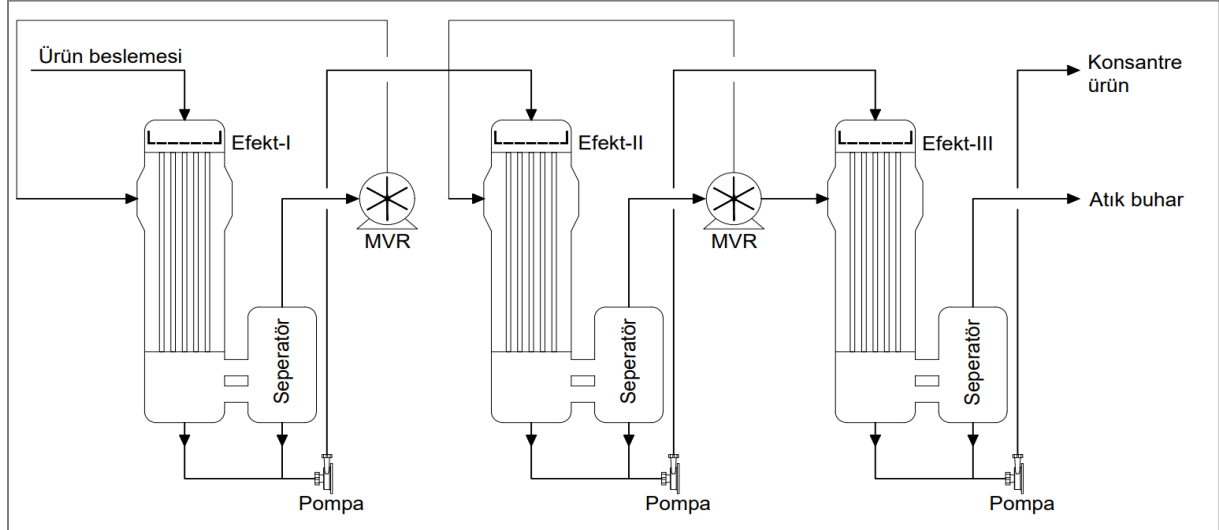


Şekil 2.8. TVR teknolojisinin düşey film buharlaştırıcılarda kullanımı

Termodinamik olarak sıvı ürünü buharlaştırmanın en verimli tekniği olan MVR işlemi, endüstride sıklıkla tercih edilmektedir. MVR, atık buharın mekanik olarak sıkıştırılması ile tekrar kullanılmasına olanak sağlayan ve önemli ölçüde enerji tasarrufunu beraberinde tüketiciye sunan nitelikte bir teknolojidir. Bu işlem, radyal tipte fan veya kompresör ile gerçekleştirilmektedir. Fan kullanımı ile 1:30 gibi kıyasça düşük sıkıştırma oranlarına ulaşılabilmekte, kompresör kullanımı ile ise daha yüksek sıkıştırma oranlarına ulaşabilmesine rağmen fan kullanımının düşük maliyeti, operasyon kolaylığı ve düşük hızda çalışma avantajları ile endüstride tercih sebebi olmaktadır. MVR teknolojisi ile atık ve düşük kalitede nitelendirilen buhar, yüksek sıcaklık ve basınca tekrar sıkıştırılarak buharlaşma işlemi için gerekli gizli ısıнын çok büyük bir oranının (yaklaşık %95) geri kazanılması sağlanmaktadır.

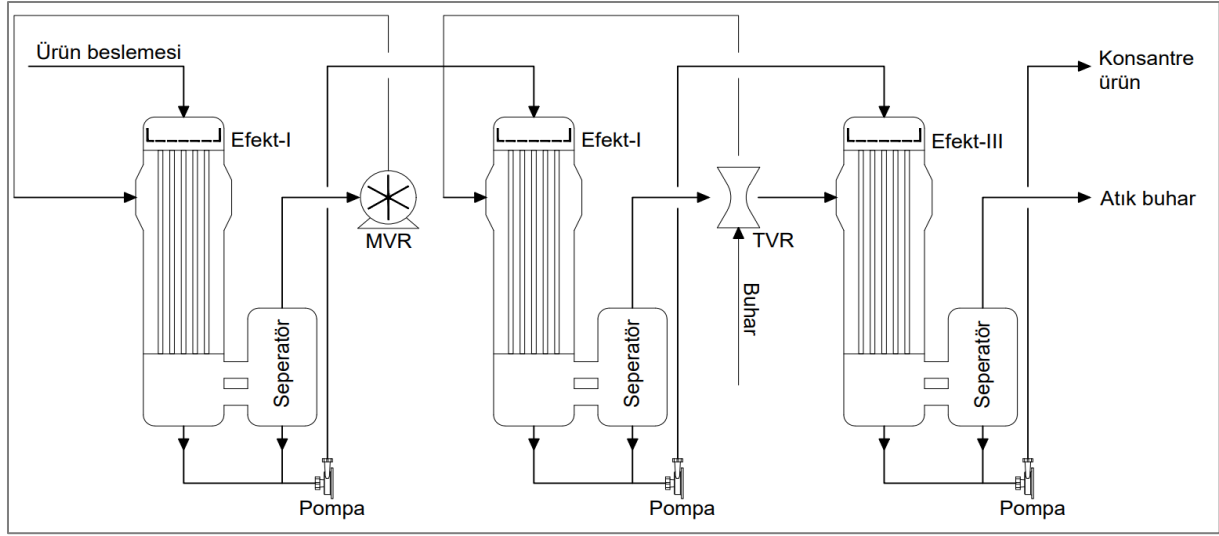
Düşey film buharlaştırıcılar için MVR sistemleri TVR sistemlere kıyasla daha yaygın kullanıma sahiptir. Elektrik enerjisinin ucuz veya tedarikinin kısıtlı olmadığı prosesler için MVR kullanımı buhar ihtiyacını neredeyse yok denecek seviyelere kadar düşürebilmektedir. Bununla beraber, TVR için en önemli kısıt olarak nitelendirilen fark sıcaklık MVR teknolojisi için geçerli değildir. MVR teknolojisi ile atık buhar tamamen tasarım şartlarına bağlı olacak şekilde istenilen basınca sıkıştırılabilmekte ve de operasyon kontrolü ile tasarım şartlarının değişimi ile uyum sağlama imkanını beraberinde sunabilmektedir. MVR kullanımı ile kazan buharı ile ürün buharı birbirine karıştırılmamakta, ürün buharının son efekt sonrası

kondenzasyonu işlemi ile tesis içerisine geri kazandırılması mümkün kılınmaktadır. Şekil 2.9’da düşey film buharlaştırıcı ile MVR kullanımı gösterilmiştir.



Şekil 2.9. MVR teknolojisinin düşey film buharlaştırıcılarda kullanımı

Her iki sıkıştırma işlemi bireysel bazda avantaj ve dezavantajlara sahip olmalarının yanı sıra her iki sisteminde beraber kullanıldığı sistemler en uygun tasarım koşulu sağlamaktadır. Her iki sistemin kullanılması ile hem enerjiden tasarruf edilmesi mümkün kılınmış hem de beraberinde fark sıcaklık kısıdı aralıklı olarak MVR kullanımı ile bertaraf edilmiş olmaktadır. Şekil 2.10’de her iki sistemin, TVR ve MVR, beraberin kullanılmış olduğu bir düşey film buharlaştırıcı gösterilmiştir.



Şekil 2.10. MVR ve TVR teknolojisinin beraber kullanıldığı bir düşey film buharlaştırıcı.

3. LİTERATÜR TARAMASI

Bu bölüm kapsamında düşey film buharlaştırıcılar iki ana başlık altında incelenmiştir; akışın ısıtma hacmi içerisine dağıtılması ve ısı transferi ile buharlaşma işleminin mümkün kılınması.

3.1. Akışın Dağıtılması

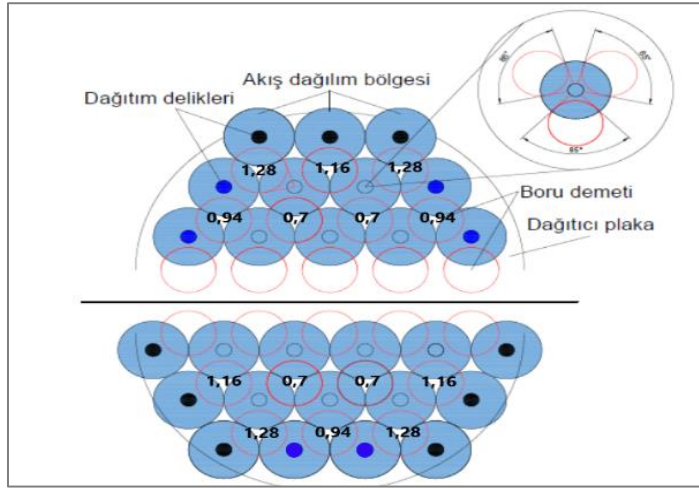
Düşey film buharlaştırıcı isminden gelen buharlaştırma kavramı üzerine ısı ve kütle transferi temelli bir sistem olmasının yanı sıra tasarımıda başarının en büyük anahtarı, ürünün ısıtma yüzeyi üzerinde (ısıtma boruları iç çeperi üzerinde) eşit dağılımın sağlanmasıdır.

Düşey film akış modeli için literatürde ısıtma hacimleri içerisinde homojen dağılımın yakalanmasına dair çok az sayıda çalışma yapılmış olup, bu başlık altında bu çalışmalar paylaşılmıştır.

Paramalingam (2014), düşey film buharlaştırıcıların optimizasyonu üzerine çalışmış; bir matematik model geliştirerek optimizasyon çalışmalarında modeli deneysel veriler ile karşılaştırmıştır. Yazar dağıtım plakası üzerindeki delikler için farklı çapta ve geometride deşarj katsayısı ölçümleri gerçekleştirmiştir. Deneysel çalışmaları literatürde sıkça rastlanan referans akışkan olan su ve peynir altı suyu ile gerçekleştirmiş, akışkan olarak suyun kullandığı deneylerden elde edilen sonuçları literatürde paylaşılan ve/ya tavsiye edilen orifis deşarj katsayıları ile karşılaştırmıştır. Ek olarak yazar dağıtım plakası optimizasyonunu diğer önemli parametresi olan üst sıvı yüksekliğinin değişimi ile deşarj katsayısının nasıl bir değişime uğradığını incelemiş, bu inceleme esnasında dağıtım plakası kalınlığını da optimizasyon parametresi olarak kabul etmiştir ki bu daha önce incelenmiş tüm çalışmalarda ihmal edilen bir parametredir. Yazar orifis geometrisinin deşarj katsayısı üzerinde kıyasça en yüksek etkiye sahip olduğunu belirtmiştir [5].

Broome (2005) düşey film buharlaştırıcı boru demeti boyunca konsantre edilecek sıvının dağılımını incelemiş; sıvının aktığı boru demeti boyunca merkezden uzaklaştıkça eşit akışkan/ürün oranının sağlanamadığını tespit etmiştir. Yazarın yaklaşımı ile endüstride sıkça kullanılan eşkenar üçgen tip boru demeti için, her boru demetinde homojen olarak sıvı dağılımının sağlanacağı ve bununla karşılık olarak “1” nispi oran kabulü ile her boru demeti

için kayıplar düşünülerek nispi akışa göre gerçekte giren akış oranları hesaplanmış ve Şekil 2.7’te paylaşılmıştır. Dağıtım plakası boyunca dış çepere doğru gidildikçe, geometrik konumundan dolayı beyaz dağıtım delikleri üç boruyu, maviler ise iki boruyu ve siyahlar ise bir boruyu besleme eğilimindedir. Diğer bir deyişle, siyah noktalardan giren tüm sıvının, mavi noktalardan yarısının, beyaz noktalardan ise üçte birinin boru demetine girme eğilimindedir [6].



Şekil 3.1. Ürün giriş bölgesi (dağıtım plakası) [6]

Morison vd. (2006), Broome (2005)’nin paylaşmış olduğu bu sıvı/akışkan dağılım oranlarında eşit dağılımı yakalamak için gerekli delik çaplarının hesaplanmasında kullanılacak bir eşitlik sunmuşlardır [6, 7]. Fakat, yine Morison (2015) düşey film buharlaştırıcılar boyunca kirlenmeyi azaltmak için boru demeti boyunca sıvı dağıtımının etkilerini incelemiştir; Broome (2005)’nin çalışmasını referans alan yazar, dağıtıcı haznesindeki akış hızındaki değişimin dağıtıcı deliklerde daha büyük bir etkiye sahip olduğunu belirtmiştir. Değişen besleme miktarına bağlı olarak daha önce sunmuş oldukları eşitliğin eksikliğini belirtmişler, buna karşın tüpler boyunca eşit dağılım (ısılatma) oranının düşük kirlenme oranları için gerekli olduğunu, bunun uygun ısılatma oranlarının hesaplanarak, buna göre akış beslemesi yapılması gerektiğini savunmuştur [3, 6].

Morison vd. (2006), düşey film buharlaştırıcılarda akışın dağıtılması ile ilgili olarak ısıtma boruları içerisindeki minimum gerekli ısıtma hızlarını ve dağıtım oranlarını incelemiştir. Yazarlar teorik ve deneysel olarak yapılan çalışmaları karşılaştırmış ve orifis görevi gören

dağıtım plakası için korelasyon türetmişlerdir. Yazarlar, Reynolds sayısı ile deşarj katsayısı arasındaki korelasyonu Reynolds sayısı tabanlı ayırım ile sunmuşlardır [7].

Buna ek olarak, Liu vd. (2017), düşey film buharlaştırıcılarda yarı silindir yapısındaki dağıtıcı plaka üzerindeki akışın matematiksel modelini çıkarmışlar, modelin numerik simülasyonlar altında çalışmışlardır. Yazarlar bu tasarım ile boru demeti merkezinden uzaklaştıkça eşit olmayan sıvı/akışkan oranının üstesinden gelebileceğini savunmuşlardır. Dağıtıcı geometrisi sebebi ile sıvı girişinin yüksekliğinin artması ile gerekli türbülans seviyesini yakalamak için boru demetinin kenarlarına doğru yeterli alan olduğunu belirtmişler [8].

Esquivel vd. (2017), düşey film buharlaştırıcı dağıtım plakası ile ısıtma tüpleri arasındaki yüksekliğin ve ısıtma borularının giriş kenar geometrisinin optimizasyonu üzerine çalışmışlardır. Yazarlar, üç farklı yükseklikte (15, 40, 60 mm) ve altı farklı kenar geometrisi yapısında serbest yüzey ve çoklu-faz modeli ile izometrik şartların kabulü ile CFX Ansys 14.0 simülasyon programı kullanarak akış simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlar ile düşük dağıtım plakası yüksekliğinde konkav geometrik kenarlar kısa bir film yolu boyunca film düzenini korumasına rağmen yeterince uzun ısıtma boruları içerisinde tüm kenar geometrilerinde düzen kırılması gözlemlenmiştir. Simülasyon sonuçlarının deneysel sonuçları ile karşılaştırılması ile film kalınlığının deneysel uygulamaya göre daha kalın fakat, ıslanma oranlarının ise deneysel uygulamaya oldukça yakın olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmalar neticesinde ısıt yüzeyleri üzerindeki en yüksek ıslatma oranı, düşük dağıtım plaka yüksekliğinde ve değişken eğimli kenar geometrilerinde elde edilmiştir. Kenar geometrisi için konkav yapının belirginliği ile düşey dairesel yarıçapın, ıslanma oranları arasında doğru orantı olduğu vurgulanmıştır [9].

3.2. Isı Transferi

Akesjö vd. (2017), büyük ölçekli pilot bir düşey film buharlaştırıcıyı teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yazarlar akış karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayılardan olan Kapitza ve Reynolds sayısı için sırasıyla 191-3394 ile 24-251 operasyon aralığında teorik analizler ile karşılaştırmalı deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Navier-Stokes denklemi ile teorik olarak hesaplanmış olan ısıtma yüzeyi üzerinde akış film kalınlığını ve buharlaştırıcı giriş koşulu formülasyonunun akış dalga oluşumundan etkisi lazer üçgenleme tarayıcısı ile ölçümler

olarak karşılaştırmışlardır. Yazarlar, girişten yaklaşık 1000 film kalınlığından sonra akış dalgaların, simülasyonlarda kullanılan giriş formülasyonundan veya yapılan ölçümler sonucunda gözlenen frekans değerinden bağımsız olarak sistemin doğal frekansına eşit bir baskın frekans elde etmeye geçişe geçtiğini belirtmişlerdir. Sistem için doğal frekans önceden bilinmediği takdirde giriş koşulu olarak birden çok ve birbirinden farklı frekans kullanılarak denemelerin gerçekleştirilmesini öneren yazarlar, sistemin doğal frekansının kıyasça kısa ısıtma boruları yüzeylerinde bile elde edilebileceğini savunmuşlardır. Yapılan ölçümler ile yüksek Reynolds sayılarında simülasyon frekanslarının ölçüm sonucu elde edilen sistemin doğal frekanslarına daha yakın olduğu açıklanmış, bunun sebebi olarak ise yapılan simülasyonun 2D olması sebebi ve yüksek Reynolds sayılarında ise akışın ara sıra 3D dalga şekline evrilmesi olarak yorumlamışlardır. Yine yapılan teorik çalışma ve alınan ölçümler neticesinde dalga evriminin 2D simülasyonlar ile gerçeğe yakın olacak şekilde ortaya konulabileceğini savunmuşlardır [10].

Gourdon vd. (2015), 4,5 metre uzunluğunda 0,06 m çapında ısıtma borularına sahip pilot tip bir düşey film buharlaştırıcı için teorik olarak akış karakteristiğini çözümlemişler ve yapılan çözümlemenin uygunluğu açısından ısıtma yüzeyi üzerindeki akışı, yüksek hızlı kameralar ile görüntüleyerek karşılaştırma yapmışlardır. Teorik çözümleme de akış rejiminin belirlenmesi için Kapitza ve Reynolds sayılarının birbiri ile olan boyutsuz ilişkisini kullanmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda akış rejiminin belirlenmesindeki ürüne bağlı en etkili parametrenin viskozite olduğunu belirtmişler, artan kuru madde içeriği ile viskozite artmış; yüzey gerilimi azalmıştır [11].

Gourdan ve Mura (2017), endüstriyel çapta buharlaştırıcılar için deneysel korelasyonlara dayalı bir simülasyon aracı geliştirmişler, simülasyon aracı ile farklı koşullar ile buharlaştırıcı optimizasyonu üzerinde çalışmışlardır. Yapılan deneysel çalışmalar ile karşılaştırılınca korelasyon tabanlı simülasyonun gerçeğe oldukça yakın sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Isıtma boruları hidrolik çapının değişimi ile simülasyon üzerinde ısı yükünde %3 artış gözlenmiş, basınç düşümünde ise %35 azalma hesaplanmıştır. Yazarlar, yapılan çalışma ile yeni veya geliştirilmeye ihtiyaç duyan mevcut sistemler için yapılacak ön simülasyon çalışmalarının sistemin optimizasyonu açısından oldukça faydalı olacağını belirtmişlerdir [12].

Åkesjö vd. (2018), 4 metre uzunluğunda pilot bir düşey film buharlaştırıcının ısı transferi mekanizmasını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yazarlar akış karakteristiğini ifade eden boyutsuz sayılardan olan Kapitza ve Reynolds sayısı için sırasıyla 167-7010 ile 18-1854 operasyon aralığında teorik analizler ile karşılaştırmalı deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Yazarlar ısı transferinin besleme akışkanın termodinamik özellikleri ile çok güçlü bir etki içerisinde olduğunu fakat, herhangi bir sayısal değer belirtilmeden giriş bölgesi olarak adlandırılan belirli bir mesafeden sonra koşulların tüp boyunca kalan kısım için istatistiksel olarak sabit hale geldiğini belirtmişlerdir. Bu mesafenin yine ürünün özellikleri ile değişebileceğini belirten yazarlar, mevcut sistem için bir metreden daha az olduğunu açıklamışlardır [13].

Cyklis (2017), bir meyve suyu düşey film buharlaştırıcının teorik ve deneysel olarak, aynı zamanda literatür teorisi ile karşılaştırmalı olarak ısı transferi mekanizmasını incelemiştir. Yazar literatürde paylaşılan formülasyonların gerçek koşullardan uzak olduğunu, kaynama etkisi ile ürün özelliklerinin dikkate alınmayarak çözümleme yapıldığı savunması ile 10, 18, 20 ve 21 ton/saat olmak üzere hepsi beş etkili toplamda dört farklı buharlaştırıcıyı teorik sonuçlar ile karşılaştırmıştır. Literatürde toplam ısı transferi katsayısını elde etmek için paylaşılmış toplam beş farklı formülasyonu inceleyen yazar, gerçek operasyon koşulları için hangi çözümün kullanılması gerektiğine dair yapılacak seçimin oldukça zor olduğunu, deneysel verilere ihtiyaç duyulduğunu belirtmiştir. Isıtma borularının hidrolik çapının diğer faktörler ile karşılaştırılınca ısı transferi üzerinde olan etkisinin oldukça zayıf olduğu belirtilmiştir [14].

Storch vd. (2014), sıfıra yakın yüzey gerilmesi ile düşey film buharlaştırıcı ısıtma borusu içerisindeki lokal ısı transferi deneysel olarak ölçmüşlerdir. Yazarlar düşey film buharlaştırıcı için sıfıra yakın yüzey gerilmesi altında deneysel çalışmanın imkânsız olmadığını fakat oldukça zor olduğunu belirtmişlerdir. Literatürde ilgili ısı transferi çalışmaları ve görsel akış gözlemleri çoğunlukla genişletilmiş bir hacimle çevrili dış tüp yüzeylerinde yapılmış olmasına rağmen yazarlar, sıfıra yakın yüzey gerilmesi altında sıfıra yakın buhar hızı seviyesini belirlemek için deney setine özel olarak bir buhar akış sensörü geliştirmişlerdir. Ölçümleri film Reynolds sayısı için 100'e kadar kızgın akışkan için kabarcık oluşumu olmadan 12.500 W/m^2 'ye kadar iç duvar ısı akışı ile 8,5 ile 36 °C arasında değişen buhar sıcaklıklarında gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışma literatür ile karşılaştırılarak Reynolds, Kapitza ve Prandtl sayıları için korelasyon

çalışması olarak sunulmuştur. Dalga faktörünün, F_{wave} , literatür ile uyumlu olarak Reynolds sayısı ile doğrusal oranda artış ve azalış gösterdiğini belirtmişlerdir [15].

Madoumier vd. (2015), sıvı gıda ürünlerinin konsantrasyonu için sıvı ve kuru madde bileşenlerinin sıcaklığa ve kuru madde içeriğine bağlı olarak değerlerini verebilecek bir simülasyon üzerinde çalışmışlardır. Yazarlar “sözde bileşenler” olarak modellenen ürün için sütün konsantrasyonu üzerine yoğunlaşmışlar; süt dair yağ, protein, karbonhidrat, mineral vb. bileşenler modellenmiştir. Yine süt için termofiziksel özellikler (viskozite, ısı kapasite, yoğunluk, kaynama noktası, ısı iletkenlik ve yüzey gerilmesi) modellenmiş, konsantrasyon işlemi girdi parametreleri oluşturulmuştur. Süte dair simülasyonu gerçekleştirilen her bir bağımsız parametre literatür ile karşılaştırılmıştır. Konsantrasyon işlemi için simülatör sonuçları baz alınarak teorik olarak işlem gerçekleştirilmiş, deneysel veriler ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar sonucunda simülatörün, endüstriyel uygulama kapsamında %2 ‘den daha küçük hata payına sahip olarak tutarlı olduğu belirtilmiştir [16].

Bouman vd. (1993), süt endüstrisi için deneysel çalışmalar neticesinde yapılan korelasyonlar tabanlı çok etkili bir süt buharlaştırıcısı için “EvaDes” adlı tasarım programı geliştirmişlerdir. Program, farklı hidrolik çaplarda ısıtma borularına, ürün giriş termofiziksel özelliklerine ve ısıtma şartlarına cevap verebilecek şekilde tasarlanmış olup, buharlaştırıcı boyutlarının belirlenmesinde teorik olarak kullanılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda yazarlar, kaynama noktasının iki fazlı buharlaştırma ve ısıtma süreci için en önemli anahtar parametrenin olduğunu belirtmiş, nükleat kaynamanın meydana gelebileceğinden, bu sebeple de ürün ile buhar arasındaki yerel sıcaklık farkının oldukça değişkenlik gösterebileceğini belirtmişlerdir. Tasarım hususunda boyutsal hatalara sebebiyet verebilecek bu unsuru bertaraf etmek amacı ile simülasyon aracı içerisinde kaynama noktası yükselimi opsiyonunu dahil ederek, belirtilen bu tasarım kriterini programa dahil etmişlerdir. Sürtünme kayıplarının ısıtma boruları boyunca incelen film kalınlığı sebebi ile giderek kaynama noktası fark sıcaklığını arttırdığını ve böylece ısı transferi hızının ısıtma borusu boyunca değiştiği gösterilmiştir [17].

Morison ve Broome (2014), düşey film buharlaştırıcı için çok etkili sistemler için modelleme ve simülasyon programı geliştirmişlerdir. Buharlaşma hızının ve ısıtma oranının değişimi ile ısıtma boruları içerisindeki oluşan buharın basınç düşümünü açıklamak için eşitlikler geliştirilmiştir. Yazarlar, yapılan çalışmalar sonucunda birden fazla etkili sistemler için

herhangi bir sabit parametreye veya kesin ifadeye bağılı olmadan bazı efektlerde oluşan buharın yerçekimine ters yönde ilerlediğini, bazı efektlerde ise bu durumun tersinin meydana geldiğini belirtmişlerdir. Süt, %16 ile %39 katı madde içeriği arasında beş geçişli bir düşey film buharlaştırıcıda modellenmiş, oluşan buhar hızı 25 m/s'ye kadar incelenmiştir. Yazarlar, artan besleme kuru madde içeriği ile beklenildiği gibi ısı transferinin azalması sebebi ile buharlaşmanın azaldığını ve buna ek olarak özellikle ilk efekt içerisinde buharın yerçekimine ters yönde hareket etme isteğinin arttığını ve son geçişte ise yerçekimi ile aynı yönde hareket etme isteğinin arttığını belirtmişlerdir. Buhar atım tüplerinin olmadığı bir dağıtım plakası için nüfuz eden buhara bağılı olarak sıvı dağıtım jet ağzlarında saptırılmaya sebep olabileceğini ve de buna bağılı olarak ısı transferinde azalmaya, yer yer ısıtma boruları içerisinde artan veya azalan film kalınlığına göre aşırı kirlenmeye sebep olabileceğini belirtilmiştir. Dağıtım plakalı için buhar atım tüplerinin olmasını öneren yazarlar, minimum buhar basınç düşümü için ise bu atım tüplerinin hidrolik çaplarının yeterince büyük olması gerektiğini savunmuşlardır [18].

Prost vd. (2006), 12 adet 3 m uzunluğunda 33.7 mm dış çapta ısıtma boruları ile tek etkili bir düşey film buharlaştırıcı farklı çalışma koşulları altında inceleyerek, tek etkiliden çoklu etkiye ekstrapolasyonu üzerine çalışmışlardır. Yazarlar, 240 kg/h buharlaşma kapasitesine sahip buharlaştırıcıda sıvı ürün besleme kuru madde içeriği ve basıncına ve sıcaklığına bağılı olarak her etkiden çıkış şartlarının bir sonraki etkiye giriş şartı olarak kabul edildiği simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Deneysel olarak elde edilen sonuçların, ilk olarak teorik çözümleme ile korelasyonu incelenmiş, ardından literatürde paylaşılan korelasyonlar ile karşılaştırılmıştır. Reynolds ve Prandtl boyutsuz sayılarının fonksiyonu olarak bir korelasyon geliştiren yazalar, mevcut sistem için de yalnızca Reynolds sayısına bağılı olarak ikinci bir korelasyon sunmuşlardır. Mevcut sistemin kısıtları ile yalnızca Laminer ve geçiş bölgesi akış karakteristiğine sahip film akışı altında deneyler gerçekleştirilmiş olsa da elde edilen sonuçların meyve suyu düşey film buharlaştırıcılar için endüstriyel ölçeklerde geçerli olabileceğini savunmuşlardır [19].

Zhang vd. (2018), süt endüstrisinde sıklıkla tercih edilen konveksiyonel beş etkili düşey film buharlaştırıcı ile üç etkili düşey film MVR buharlaştırıcıyı modellemişlerdir. Yazarlar, girdi parametrelerine göre iki buharlaştırıcı için ısı transferini analiz etmeyi ve enerji tüketimlerini karşılaştırmayı amaçlamışlardır. Simülasyon programı dahilinde her iki buharlaştırıcı için ısı geri kazanım opsiyonu model içerisine dahil edilmiştir. Simülasyon programı ile elde edilen

verilen doğrultusunda tasarım şartları oluşturulmuş her iki buharlaştırıcı içinde deneysel karşılaştırma olarak yerel bir süt işleme fabrikasında yer alan buharlaştırıcıdan alınan veriler kullanılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar ile simülasyon programının karşılaştırma konusu olan buharlaştırıcı ile benzer sıcaklık profilleri sunduğu ve üç etkili MVR buharlaştırıcının, beklenildiği gibi beş etkili konveksiyonel buharlaştırıcıdan %60 daha az enerji tüketimi sunduğu belirtilmiştir. Konveksiyonel buharlaştırıcı için buharlaşma hızının etkiler arasında nispeten eşit şekilde yayıldığını, MVR buharlaştırıcı için ise ilk efektte en yüksek miktarda suyun buharlaştırıldığını belirten yazarlar, yapılan çalışma ile ticari boyutta geliştirilmiş olan simülasyon programının endüstriyel buharlaştırıcılar boyutunda ısı geri kazanımı için yeni ve kıyasça tutarlı olduğunu belirtmişler fakat, daha farklı girdi parametreleri için henüz tam anlamıyla kabul edilebilir olmadığını belirtmişlerdir [2].

Literatürde düşey film buharlaştırıcıların optimizasyonuna dair çalışmaların genel olarak iki başlık altında toplandığı görülmüştür; sıvının ısıtma hacimlerine dağıtılması ve suyun buharlaştırılması. Fakat, bu iki başlık genel olarak bireysel olarak incelenmiş ve uygulanan tüm ısı transferi yaklaşımları sıvının tamamen homojen ve etkin olarak ısıtma yüzeyleri üzerinde dağıldığı varsayımına dayandırılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında düşey film buharlaştırıcılarda için dağıtım plakası üzerinden akışın dahili parametrelere bağlı olarak dağıtılması matematiksel olarak modellenmiştir. Tasarım modeli, Visual tabanlı bir yazılım programında ürünün kendisine ait termofiziksel özelliklerden tüm değişken tasarım parametrelerine cevap verebilecek şekilde oluşturulmuştur. Bu yapılan çalışma ve çalışmanın çıktısı olan tasarım modelleme programı ile literatürde bağımsız olarak ilgilenen ana iki başlık konusunun tek bir başlık altında birbiri ile matematiksel olarak alakalı olduğu ve düşey film akış modeli için ısı transferi yaklaşımının, akışın dağılımından bağımsız olmadığı açıklanmaya çalışılmıştır. Geliştirilen modelleme programı ile akış dağılımına göre en uygun tasarım geometrisinin oluşturulması hedeflenmiştir.

4. TEORİK ANALİZ

Bu bölümde düşey film buharlaştırıcıları tasarımı teorik olarak açıklanmış, bu tez kapsamında tasarımı gerçekleştirilecek olan süt ve meyve suyu düşey film buharlaştırıcıları için ürünün termofiziksel özellikleri belirlenmiştir.

4.1. Akışın Dağıtılması

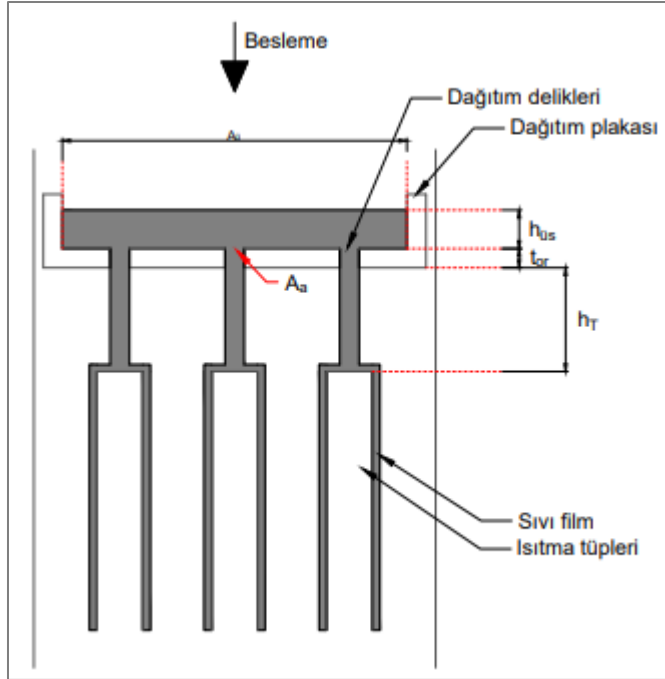
Düşey film buharlaştırıcılarda ısıtma yüzeyleri üzerinde sıvı filmin oluşturulması bir dağıtım plakası ile sağlanmaktadır. Dağıtım plakası ürün beslemesi için bir orifis görevi görmekte olup geçirgenliği “deşarj katsayısı” (C_d) ile tanımlanmaktadır. Deşarj katsayısı, sürtünme kuvvetinin ihmal edilmesi ve daralmanın yok sayılması kabulü ile gerçek deşarj hızının ideal deşarj hızına oranı olarak tanımlanmaktadır. Düşey film buharlaştırıcıdaki dağıtım plakası dinamiklerini anlamak için, deşarj katsayılarının mutlaka doğru bir şekilde bilinmesi ve/veya incelenmesi gereklidir.

Dağıtım hidrodinamiğini anlamak ve teorik olarak inceleyebilmek için Bernoulli denklemi kullanılmalıdır:

$$\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{V^2}{2 \cdot g} + z = \text{sabit} \quad (4.1)$$

Bernoulli denkleminin uygulanabilmesi için aşağıdaki belirtilmiş, dağıtım plakası üzerindeki akış modeli için de geçerli varsayımlar şu şekilde sıralanmıştır:

- Akış zamandan bağımsız olarak daimî olmalıdır.
 - Akış sıkıştırılmaz olmalı, fark basınç altında dahi akım çizgisi boyunca yoğunluk sabit kalmalıdır.
 - Akım çizgisi üzerinde, viskoz kuvvetlerinin yarattığı sürtünme ihmal edilebilir olmalıdır.
- Şekil 4.1’de dağıtım plakası üzerindeki akış için Bernoulli denklemi kullanımı ile orifis üzerinden geçen debi şu şekilde hesaplanabilir:



Şekil 4.1. Dağıtım plakası şematik gösterimi.

Orifis kanalı için öncesi ve sonrası durumunda giren ve çıkan debi birbirine eşit olacaktır. Bernoulli denkleminde hız ifadesini tek bilinmeyenli bir denkleme indirmek amacı ile hızlar birbirini cinsinden yazılabilir:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \quad (4.2)$$

$$A_{\bar{u}} \cdot V_{\bar{u}} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = A_a \cdot V_a \quad (4.3)$$

$$V_a = \frac{A_{\bar{u}}}{A_a} \cdot V_{\bar{u}} \quad (4.4)$$

Gerçek uygulama için kesitin daralmasından dolayı basınç kaybı meydana gelecek ve akışkanın hızı teorik olarak hesaplanandan küçük olacaktır. Bu sebeple gerçek akışkan hızının hesaplanması için denkleme deşarj katsayısı (C_d) eklenmelidir. Deşarj katsayısı orifis kenar geometrisine göre farklılık gösterebilmektedir.

$$V_a = C_d \cdot \sqrt{\frac{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho} + 2 \cdot g \cdot (t_{or})}{1 - \left(\frac{A_a}{A_{\bar{u}}}\right)^2}} \quad (4.5)$$

Orifis giriş ve çıkış koşulunun atmosfer basıncına açıldığı kabulü ile fark basınç oluşumu yalnızca düşey akış modelinde geçerli olacak şekilde orifis plakasının kalınlığı boyunca gerçekleşecektir. Bu sebeple de fark basınç ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(P_1 - P_2) = \rho \cdot g \cdot (h_{üs}) \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_2 = A_a \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (h_{üs} + t_{or})}{(1 - (\frac{A_a}{A_{ü}})^2)}} \quad (4.7)$$

Tüm dağıtım delikleri için aynı hidrostatik yükseklik geçerli olduğu için tüm dağıtım deliklerini kadar geçen debi miktarının toplanması ile ısıtma hacmine beslenen toplam debi bulunmuş olacaktır:

$$\dot{m} = n_{d,t} \cdot \dot{Q}_2 \cdot \rho \quad (4.8)$$

4.2. Isı Transferi

Düşey film buharlaştırıcılar için ısı transferi, ısı transferini karakterize eden ve sıvı filmde taşınım direncinin iletim direncine göreceli önemini ölçen Nusselt sayısı (Nu) ile ifade edilmekte olup şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$Nu = \frac{h}{k} \cdot l_{ws} \quad (4.9)$$

burada l_{ws} viskoz uzunluk ölçülü olup düşey film için şu şekilde tanımlanabilir [10]:

$$l_{ws} = \left(\frac{\theta^2}{g}\right)^{1/3} \quad (4.10)$$

Düşey film buharlaştırıcılar için akış, genellikle sıvı fazdaki türbülans derecesi ile karakterize edilmektedir. Akış genellikle iki veya daha fazla rejime ayrılmaktadır: pürüzsüz laminar, geçiş rejimi ve tam türbülanslı akış [20]. Geçiş rejimi ise kendi içerisinde farklı rejimlere ayrılmaktadır. Söz konusu geçiş rejimi olduğunda ise genellikle akış hızı parametresi olan ve viskoz kuvvetlerin ataletin kuvvetlerine etkisinin önemini ölçen Reynolds (Re) ve yüzey

gerilim kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine etkisini karşılaştıran Kapitza (Ka) sayılarının bir fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır [21].

$$Ka = \frac{\sigma \cdot \rho^{1/3}}{\mu^{4/3} \cdot g^{1/3}} \quad (4.11)$$

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu} \quad (4.12)$$

Burada Γ literatürde verilen kaynağa bağlı olacak şekilde ıslanma hızı veya ıslanma oranı olarak ifade edilmekte olup şu şekilde tanımlanmaktadır:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}}{\pi \cdot d \cdot n_t} \quad (4.13)$$

Düşey film ısı transferi için öncü çalışma Nusselt (1918) tarafından sunulmuş olup, burada laminar filmlerde tek boyutlu iletme dayalı düşey film ısı transferi için analitik bir ifade türetilmiştir. Bu ifade ile ısı transferinin ve tanım ifadesi olan Nusselt sayısının, Reynolds sayısının bir fonksiyon olduğu belirtilmiştir. Bir dizi korelasyon ile Nusselt sayısının sıvı filmdeki momentum difüzyonunun termal difüzyona oranını açıklayan Prandtl (Pr) ve Reynolds sayılarıyla ilişkisi aşağıda verilen genel form kapsamında açıklanmıştır [22]:

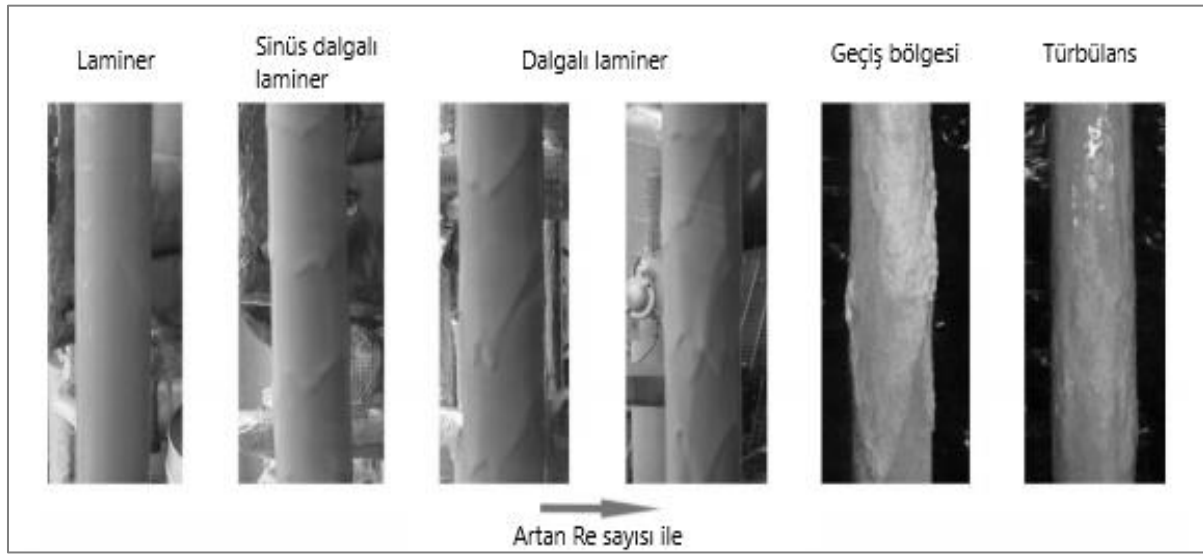
$$Nu = K \cdot Re^{P_{Re}} \cdot Pr^{P_{Pr}} \quad (4.14)$$

burada K, P_{Re} and P_{Pr} literatürde sunulmuş korelasyon katsayılarıdır ve Prandtl sayısı şu şekilde tanımlanabilir:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} \quad (4.15)$$

Düşey film ısı transferi, sıvı filmin hidrodinamiğiyle yakından bağlantılı olup yerel olarak elde edilen ısı transferi film kalınlığına göre değişecektir [23]. Sıvı film ısıtma yüzeyleri üzerinde aşağıya doğru akmaya başladığında, film düz, başka bir deyişle laminar olarak kabul edilir [21].

Ancak, sıvı film aşağıya doğru ilerlerken, yol alacağı mesafe yeterince uzun ise, mevcut dengesizlikler ile iki ve üç boyutlu dalgalara doğru olası bir geçiş yaşanacaktır. Başka bir deyişle laminar akış ile tam gelişmiş türbülans akış arasında kademeli geçiş gözlemlenecektir. Al-Sibai (2005), Re ve Ka sayılarına bağlı olarak tam gelişmiş beş farklı akış rejimini haritalandırmış ve rejim sınırlandırması için ifadeler geliştirmiştir: Laminer, Sinüs dalgalı laminar, Dalgalı laminar, Geçiş bölgesi ve Türbülans. Şekil 4.1’de akış rejimleri ve Çizelge 4.1’de akış rejim sınırlandırmaları paylaşılmıştır [21].



Şekil 4.2. Düşey film akış modeli için akış rejimlerinin haritalandırılmış gösterimi [21]

Çizelge 4.1. Akış rejimlerinin sınırlandırılması [21]

Akış rejimi	Sınırlandırılması
Laminer	$Re < 2,4.Ka^{0,3}$
Sinüs dalgalı laminar	$2,4.Ka^{0,3} < Re < 4.Ka^{0,3}$
Dalgalı laminar	$4.Ka^{0,3} < Re < 100.Ka^{0,27}$
Geçiş bölgesi	$100.Ka^{0,27} < Re < 768.Ka^{0,18}$
Türbülans	$Re < 768.Ka^{0,18}$

Korelasyonların geçerlilik aralığı çoğu durumda belirli bir akış rejimi ile sınırlıdır. Akış karakteri, hidrodinamik olarak çoklu akış rejimlerine (laminer, dalgalı laminar vb.) bölünmüş olsa bile, literatürde pek çok çalışma, yeterli yol mesafesinden sonra akışın tamamen gelişmiş

(alternatif olarak, "istatistiksel olarak sabit") olarak kabul edilebileceğini savunmuştur. Bu mesafeden sonra film kalınlığı gibi akış özelliklerinin düşey film buharlaştırıcılar için aşağı yönde daha fazla değişmeyeceğini ifade etmektedir. Bu tür rejimlerin oluşumu ve geçiş rejimleri, büyük ölçüde tasarım ve çalışma koşullarına bağlı olup ve net bir tanım literatürde paylaşılmamıştır. Literatürde mevcut olan ısı transferi korelasyonları genellikle yalnızca laminer ve türbülanslı bölge için belirli korelasyonlara sahiptir ve geçiş bölgeleri için süperpozisyon yaklaşımı kullanılmaktadır [22]:

$$Nu = (Nu_{lam}^n + Nu_{tur}^n)^{1/n} \quad (4.16)$$

Tablo 4.2’de Eş. 4.14 ve 4.16 formunda bildirilmiş korelasyonlardan bazılarını ve bu korelasyon için geçerlilikleri paylaşılmıştır.

Schnabel ve Schlünder (1980), ise deneysel sonuçlar ile Al-Sibai (2004)’nin tanımlamış olduğu dört farklı akış rejimi için korelasyonlar türetmişlerdir. Fakat, yazarlar, türetilen korelasyonların Al-Sibai ile benzer fakat birebir olmadığını vurgulamışlardır [21, 24]:

$$Nu = \begin{cases} 1,43.Re^{-1/3} & \text{(Laminer)} \\ 1,097.(Re^{1/3}.Pr.(\vartheta^2/g)^{1/3}/L_h)^{1/3} & \text{(Gelişen Akış)} \\ 0,042.Re^{0,2}.Pr^{0,344} & \text{(Geçiş Bölgesi)} \\ 0,014.Re^{0,4}.Pr^{0,344} & \text{(Türbülans)} \end{cases} \quad (4.17)$$

burada L_h ısıtma borularının uzunluğunu ifade etmektedir.

Laminer rejim, düşük Re sayıları için geçerli olup dalgaların olmadığı yumuşak veya başka bir deyişle sakin bir sıvı film akışı olarak ifade edilmektedir. Bu bölgede Nusselt tarafından tek boyutlu iletme dayalı düşey film ısı transferi için geliştirilmiş olarak analitik çözüm geçerli kabul edilmektedir.

Çizelge 4.2. Nusselt sayısının laminar ve türbülans durumuna göre oluşturulmuş korelasyonlar

Kaynak	Laminer					Türbülans					n
	K	P _{Pr}	P _{Re}	Re	Pr	K	P _{Pr}	P _{Re}	Re	Pr	
[22]	$(4/3)^{(1/3)}$	-	-0,33	-	-	-	-	-	-	-	-
[25]	0,822	-	-0,22	-	1,77-5,7	$3,8 \times 10^{-3}$	0,65	0,4	$<2,1 \times 10^4$	1,77-5,7	-
[24]	1,43	-	-0,33	-	<7	$3,6 \times 10^{-3}$	0,65	0,4	$<4 \times 10^4$	<7	2
[26]	-	-	-	-	-	0,012	0,53	0,28	$<2,7 \times 10^4$	1,8-5,7	-
[27]	-	-	-	-	-	0,042	0,53	0,17	$<1,5 \times 10^4 > 10^5$	0,98-6,96	-
[28]	-	-	-	-	-	0,003	0,4	0,44	$<1,2 \times 10^3 > 4 \times 10^4$	<52	-
[19]						$3,8 \times 10^{-3}$	0,65	0,4	15-3000	2,5-200	-
[29]	-	-	-	-	-	0,0085	0,65	0,2	-	-	2
[24]	0,9	-	-0,33	-	1,75-7	0,00622	0,65	0,4	-	1,75-7	2
[29]	0,9	-	-0,33	-	3-800	0,011	0,65	0,2	-	3-800	2

Şekil 4.1’de görülebileceği üzere, ilk rejim geçişi olarak da bilinen sinüs dalgalı laminar rejim, sıvı film yüzeyinden küçük dalga boyutlarında gözlemlenen küçük dalgalanmalar olarak ifade edilebilecek kılcal dalgaların varlığı ile karakterize edilmektedir. Bu rejimde ise görünen kılcal dalgaların duvara yakın bölgede sıvı hidrodinamiğe üzerinde neredeyse hiçbir etkisi yoktur [30].

Daha yüksek Re sayılarında ise, Dalgalı Laminar rejimi devreye girer. Burada sıvı film kısmen Laminar ve kısmen Türbülans rejim akış karakterlerini göstermektedir [31]. Bu rejim ile başlayıp daha yüksek Re sayılarında sürekli olarak görülen ve geri akış olarak da bilinen sıvıdaki dahili resirkülasyon, dalga hareketlerinden meydana gelir [32]. Geçiş rejimi olarak bilinen akış rejiminde ise, sıvı hareketi yavaş yavaş bireysel dalgaların gözlenebilirliğinden ve akış yönetiminden ayrılarak neredeyse bütün, kompleks ve birbirine müdahale eden dalgaların oluşturulduğu ve literatürde “kayma-yönetimi” olarak adlandırılan akış gözlemlenmektedir [31, 32]. Türbülans akış rejiminde ise artık akış tamimiyle çalkantılı ve tahmin edilemez seviyeye gelmiş ve bireysel dalgaların tespiti neredeyse imkansız gelmiş olur [32].

Yukarıda açıklandığı gibi her farklı akış rejiminin sahip olduğu karakteristik özelliklerinden dolayı gözlenebilir akış modeli ve sıvı film kalınlığı farklılık gösterecektir. Bu husustan dolayı, genellikle düşey film sıvı akış modelinde film kalınlığı her bir farklı rejim için bireysel olarak kategorize edilmeye çalışılmıştır. Literatürde bu hususta çok fazla çalışma yapılmış ve çeşitli korelasyonlar ile türetilmiş formülasyonlar sunulmuştur. Laminar akış rejimi için Nusselt tarafından tek boyutlu iletme dayalı düşey film ısı transferi için geliştirilmiş olarak analitik çözüm formundan Schnabel & Palen (1998) tarafından türetilmiş film kalınlığı şu şekilde açıklanmıştır [33]:

$$\delta_{\text{lam}} = \left(\frac{3 \cdot \text{Re} \cdot \mu_l^2}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3} \quad (4.18)$$

Lukact vd. (1972), dalgalı laminar akış rejimi için film kalınlığını veren bağıntıyı şu şekilde formüle etmişlerdir [34]:

$$\delta_{\text{w-lam}} = 1,34 \cdot \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l^2 \cdot g} \right)^{1/3} \cdot \text{Re}^{0,368} \quad (4.19)$$

Brötz (1954), $Re > 600$ koşulunu sağlayan durumlar için türbülans akış rejimi film kalınlığını aşağıdaki gibi ifade etmiştir [35]:

$$\delta_{tur} = 0,172 \cdot \left(\frac{\mu_l^2}{\rho_l \cdot g} \right)^{1/3} \cdot Re^{(2/3)} \quad (4.20)$$

Düşey film akış modeli için ısıtma boruları içerisindeki sıvı film için ortalama hızı veren bağıntı şu şekilde hesaplanabilir [22]:

$$U_N = \left(\frac{Re^2 \cdot \mu_l \cdot g}{3 \cdot \rho_l} \right)^{1/3} \quad (4.21)$$

Bölüm 2’de açıklandığı gibi ısı transferi başlığını iki bölge olarak incelemek daha doğru olacaktır. Yukarıda paylaşılmış olan denklemler ısıtma hacmi içerisinde sıvı filmin akış karakteristiğine bağlı olarak ısı taşınım sayısının hesaplanması için kullanılmaktadır. Isıtma hacminin, başka bir deyişle ısıtma borularının dışında ısıtma akışkanı olarak genellik kullanılan buharın ısı taşınım katsayısının hesaplanması yine aynı şekilde korelasyonlara dayandırılmaktadır.

Schnabel ve Palen (1998), ısıtma boruları dış yüzeylerinde buharın faz değişimi neticesi ile sıvı hale geçerek bir nevi ısıtma hacmi içerisindeki ürünün hidrodinamik özelliklerinin yine ısıtma borusu dışında buhar kondensi için geçerli olacağı düşüncesi ile ısı taşınım katsayısını şu şekilde hesaplamışlardır [11, 33]:

$$Nu_x = ((f \cdot Nu_{lam,x})^2 + (Nu_{tur,x})^2)^{1/2} \quad (4.22)$$

$$Nu_{lam,x} = 0,693 \cdot \left(\frac{1 - \delta_b / \delta_{b,c}}{Re_x} \right)^{1/3} \quad (4.23)$$

$$Nu_{tur,x} = \frac{0,0283 \cdot Re_x^{7/24} \cdot Pr^{1/3}}{1 + 9,66 \cdot Re_x^{-3/8} \cdot Pr^{-1/6}} \quad (4.24)$$

$$f = Re_x^{0,04}, (Re \geq 1) \quad (4.25)$$

$$f = 1, (Re < 1) \quad (4.26)$$

Morison vd. (2014), ısıtma boruları dışındaki lokal ısı taşınım katsayısının hesabı için şu eşitliklerini kullanmışlardır [18]:

$$h_e = 1,1 \cdot k_{b,c} \cdot Re_{b,c}^{-1/3} \cdot \left[\frac{\rho_{b,c}(\rho_{b,c} - \rho_b) \cdot g}{\mu_{b,c}^2} \right]^{1/3}, (Re_{b,c} < 30) \quad (4.27)$$

$$h_e = 0,756 \cdot k_{b,c} \cdot Re_{b,c}^{-0,22} \cdot \left[\frac{\rho_{b,c}(\rho_{b,c} - \rho_b) \cdot g}{\mu_{b,c}^2} \right]^{1/3}, (Re_{b,c} > 30) \quad (4.28)$$

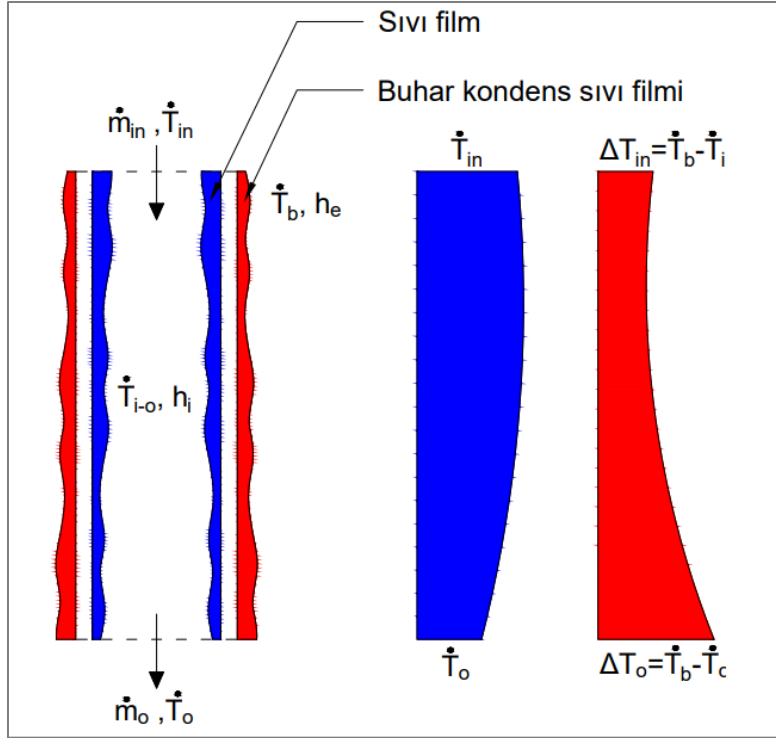
$$h_e = 0,00402 \cdot k_{b,c} \cdot Re_{b,c}^{0,4} \cdot Pr_{b,c}^{0,65} \cdot \left[\frac{\rho_{b,c}(\rho_{b,c} - \rho_b) \cdot g}{\mu_{b,c}^2} \right]^{1/3}, (Re_{b,c} > 4658 \cdot Pr_{b,c}^{-1,05}) \quad (4.29)$$

Cyklis (2017) ise yine buhar çevrimi için ısı taşınım katsayısı hesabını şu şekilde yapmıştır [14]:

$$Nu_b = 0,925 \cdot \left(\frac{Re_b}{1 + \frac{k_b}{k_{b,c}}} \right)^{-1/3} \quad (4.30)$$

$$h_e = Nu_b \cdot \frac{k_b}{l_{ws,b}} \quad (4.31)$$

Isı boruları boyunca toplam ısı transferi katsayısının hesaplanması için direnç ağ yapısı oluşturmuş, direnç yapısı Şekil 4.3’de paylaşılmıştır.



Şekil 4.3. Isıtma boruları içerisindeki ısı transfer ağının şematik gösterimi.

Toplam ısı transferi katsayısı şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$\frac{1}{U.A_{t,o}} = \frac{1}{h_i.A_{t,i}} + \frac{1}{h_e.A_{t,o}} + \frac{\delta_{t,i}}{k_t.A_m} + \frac{\ln(\frac{d_o}{d_i})}{2*\pi*k_t} \quad (4.32)$$

burada A_m film sıvı akış hacmi için logaritmik alanı ifade etmektedir ve şu şekilde hesaplanabilir:

$$A_m = \frac{A_{t,o} - A_{t,i}}{\ln(\frac{A_{t,o}}{A_{t,i}})} \quad (4.33)$$

Toplam ısı transferi şu şekilde hesaplanabilir:

$$\dot{Q} = U.A_{t,i}.(T_b - T_{ü,d}) \quad (4.34)$$

4.3. Ürün Özellikleri

Konsantre edilecek sıvının fiziksel özellikleri -viskozite, yoğunluk, temas açısı (bir sıvı zerreciğinin durgun halindeki temas yüzeyi ile yaptığı açı) ve yüzey gerilimi- üretim sürecinin ürüne bağlı en önemli değişkenleridir. Bu tez çalışması kapsamında teorik analizi gerçekleştirilen düşey film buharlaştırıcı için besi ürünü olarak endüstride düşey film buharlaştırıcılarının sıklıkla kullanıldığı iki ürün, süt ve meyve suyu, tercih edilmiştir.

Meyve suyu için

Yoğunluk [36, 37]:

$$\rho = (1005,3 - 0,22556 \cdot T) - 2,4304 \cdot \left(\frac{T}{1000}\right) + 3,7329 \cdot X + 0,01781937 \cdot X^2 \quad (4.35)$$

Dinamik viskozite [37, 38]:

$$\mu = 4,3 \cdot 10^{-4} \exp \left(3,357 \cdot \frac{X - 0,3155 \cdot (T - 50)}{116,8 - [X - 0,3155 \cdot (T - 50)]} \right) \quad (4.36)$$

Termal iletkenlik [36, 37]:

$$k = [0,574 + 1,699 \cdot 10^{-3} \cdot T - 3,608 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 3,528 \cdot 10^{-3} \cdot X] \quad (4.37)$$

Özgül ısı [39]:

$$c_p = 0,975 \cdot c_{p,s} [1,007 - 0,3826 \cdot X - 0,1587 \cdot X^2] \quad (4.38)$$

Süt için

Yoğunluk [40]:

$$\rho = \frac{1}{\sum X_i / \rho_i} \quad (4.39)$$

$$\rho_{\text{yağ}} = 925,59 - 4,1757 \cdot 10^{-1} \cdot T \quad (4.40)$$

$$\rho_{\text{protein}} = 1329,9 - 5,1840 \cdot 10^{-1} \cdot T \quad (4.41)$$

$$\rho_{\text{karbonhidrat}} = 1599,1 - 3,1046 \cdot 10^{-1} \cdot T \quad (4.45)$$

$$\rho_{\text{kül}} = 2423,8 - 2,8063 \cdot 10^{-1} \cdot T \quad (4.43)$$

Dinamik viskozite [41]:

$$\mu = 1000 \cdot \mu_s \cdot \exp\left(\frac{\sum \mu_i \cdot X_i}{X_s}\right) \quad (4.44)$$

$$\mu_{\text{yağ}} = 3,46 - 0,025 \cdot T + 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (4.45)$$

$$\mu_{\text{protein}} = 15,367 - 0,178 \cdot T + 0,0017 \cdot T^2 \quad (4.46)$$

$$\mu_{\text{karbonhidrat}} = 3,35 - 2,38 \cdot 10^{-2} \cdot T + 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (4.47)$$

Termal iletkenlik [42]:

$$k = 0,5656 - 0,2692 \cdot 10^{-2} \cdot X + 0,9122 \cdot 10^{-3} \cdot T - 0,2083 \cdot 10^{-4} \cdot X^2 + 0,79 \cdot 10^{-5} \cdot X \cdot T - 0,1417 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \quad (4.48)$$

Özgül ısı [42]:

$$c_p = 3833,1941 - 28,0083 \cdot X - 1,7586 \cdot T - 0,1098 \cdot X^2 + 0,2341 \cdot X \cdot T + 0,0504 \cdot T^2 \quad (4.49)$$

Yüzey gerilimi [43]:

$$\sigma = 5,21 \cdot 10^{-2} - 1,52 \cdot 10^{-4} \cdot T - 1,97 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 \quad (4.50)$$

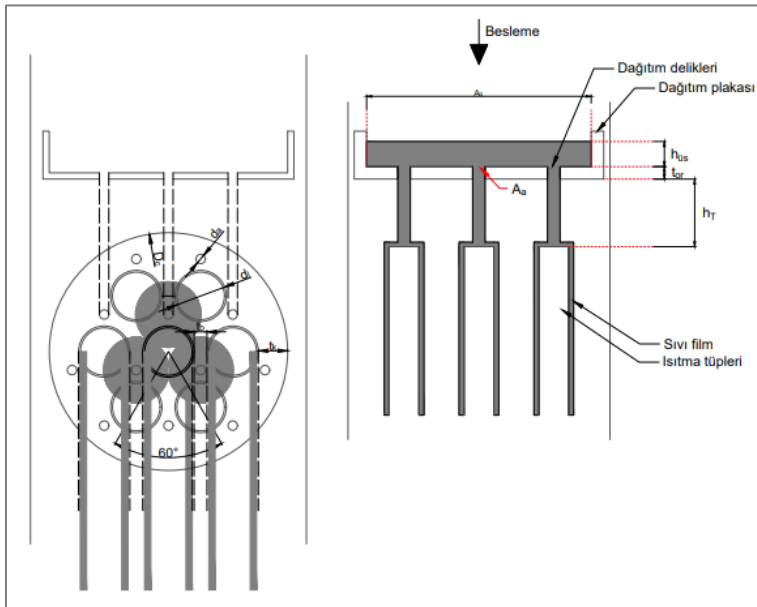
Her iki ürün için de kaynama noktası yükselmesi [44]:

$$\Delta T_{KNY} = \left[\frac{1}{\frac{1}{T_d} + \frac{R \ln(1-X_i)}{h_{fg}}} \right] - T_d \quad (4.51)$$

5. MODELLEME ÇALIŞMASI

Bu bölümde düşey film buharlaştırıcı için akış dağılımı teorik olarak modellenmiş ve sonrasında ısı transferi ile ilişkisi kurulmuştur. Modelleme, Microsoft Office tabanlı Visual Basic üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Düşey film buharlaştırıcılar için incelenmiş tüm çalışmalar için akış dağılımı ve ısı transferi birbirinden bağımsız olarak ele alınmıştır. Isı transferini inceleyen çalışma sayısının oldukça fazla olduğu görülmüştür. Isı transferi analizi ile uzaklaştırılmak istenilen su miktarı karşılık gerekli ısı transferi alanı açıklanmıştır. Akışın dağılımı inceleyen çalışmalarda ise dağıtım deliklerinin geçirgenliği açıklanmaya çalışılmıştır. Fakat, düşey film buharlaştırıcılarının bir bütün olarak ele alındığı ve ihtiyaç ısı transfer alanına karşılık dağıtım plakasının tasarım girdisi olarak ele alındığı hiçbir çalışmaya rastlanmamıştır. Literatürde görünen bu kısıt ve yetersizlik bu çalışmanın ve de çalışma kapsamında sunulan modelin motivasyon kaynağını oluşturmuştur. Düşey film buharlaştırıcılar için kaliteli ürün eldesi ve homojen ısı transferi için en önemli parametrenin akışın dağıtılması olduğu vurgulanmıştı. Bu kapsamda, homojen olacak şekilde film sıvı tabakanın sağlanması amacı ile dağıtım plakası kullanılmaktadır. Şekil 5.1’de düşey film buharlaştırıcı için dağıtım plakası ve akışın ısıtma yüzeyleri üzerinde film akışı gösterilmiştir.



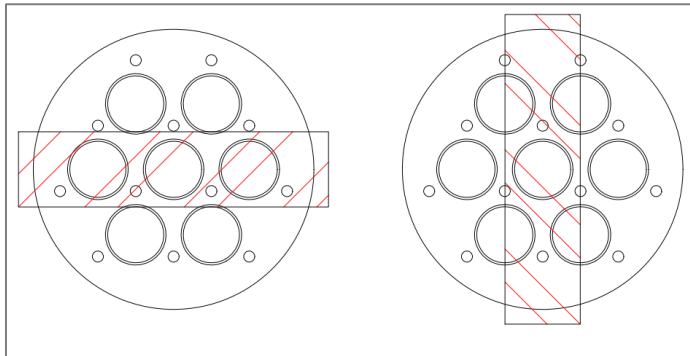
Şekil 5.1. Dağıtım plakası üzerinde değişken ifadeler ve akışın gösterimi

Düşey film buharlaştırıcılar için ana hedef uzaklaştırılmak istenilen su miktarı olup, tasarım oluşumu aşamasında tasarım eldesi için iki farklı hesaplama aşaması ortaya çıkmaktadır. Bölüm 4'te açıklanıldığı üzere ısı transferi hesaplamaları ile ulaşmak istenilen bu hedef için gerekli ısıtma tüpleri çapı, uzunluğu ve sayısı hesaplanabilmektedir. İhtiyaç duyulan boru sayısının endüstride sıkça kullanılan eşkenar üçgen dizilimi ile buharlaştırıcı içerisine uygun konfigürasyonu sağlanmalıdır. Bu kapsamda herhangi bir ısıtma borusu çapı için, belirlenen boru aralık mesafesi altında istenilen boru sayısının sığdırılabileceği dış gövde çapı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$N_a = \left(\left(AŞAĞIYUVARLA \left(\left(\frac{(D_c - (2 * t_k) - d_a)}{(d_a + t_b)} \right) * 0,5 \right) \right) * 2 \right) + 1 \quad (5.1)$$

$$N_b = \left(\left(AŞAĞIYUVARLA \left(\frac{((D_c - (2 * t_k)) - (2 * (((d_a + t_b) * \sin 60^\circ) - d_a))))}{2 * ((d_a + t_b) * \sin 60^\circ)} \right) * 2 \right) + 1 \right) \quad (5.2)$$

burada N_a , Şekil 5.2'de görülebileceği gibi yatay konum için merkez boru sıra adetini, N_b ise dikey konum için merkez boru sıra adetini ifade etmektedir.



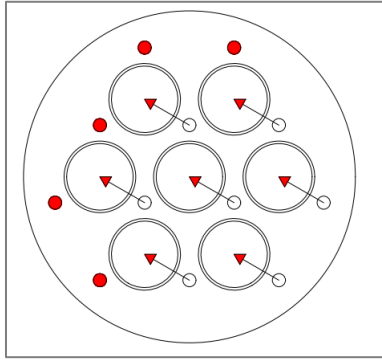
Şekil 5.2. Dağıtım plakası için yatay ve dikey konum üzerinde merkez sıra borularının gösterimi

Eş. 5.1 ve 5.2, 50 mm ile 3000 mm buharlaştırıcı gövde çapı ve 10 mm ila 150 mm ısıtma borusunu çapı için modellenmiş ve türetilmiştir. Merkez sıra adetlerinin hesaplanması ile eşkenar üçgen diziliminin, merkez sıralar haricinde simetrik olarak dağılımı esasına dayandırılarak Eş. 5.3 ve 5.4 ile toplam ısıtma borusu adeti hesaplanabilmektedir:

$$N_{T,1} = (2 * i - 1) + 2 * (\sum_1^i (2 * i - 1) * (i - 1)) \quad (N_b = N_a) \quad (5.3)$$

$$N_{T,1} = (2 * i - 1) + 2 * (\sum_1^i (2 * i - 1) * (i - 1)) - 6 \quad (N_b - N_a = 2) \quad (5.4)$$

Isıtma borularının konfigürasyonu ile dağıtım plakası ve dağıtım deliklerinin konfigürasyonu bir sonraki aşamayı oluşturmaktadır. Dağıtım delikleri ile her bir ısıtma borusu iç yüzeyinde film akışın homojen olarak sağlanması hedeflenmektedir. Bu kapsamda, yine ısıtma borusu tasarım esası olarak eşkenar üçgen dizilimi endüstride sıkça tercih edilmektedir. Şekil 5.3'te ısıtma borularına göre konfigürasyonu yapılmış dağıtım delikleri gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Dağıtım plakası üzerindeki dağıtım deliklerinin her bir boruya denk olması kaydı ile dahili ve fazladan dağıtım deliklerinin gösterimi (Kırmızı renkli dağıtım delikleri kırmızı renkli olarak gösterilmiştir)

Şekil 5.3'ten görülebileceği gibi her bir ısıtma borusunun tüm iç yüzeyinin ısıtılması için ısıtma borusuna kıyasla daha fazla sayıda dağıtım deliğine ihtiyaç duyulmaktadır. Her bir ısıtma borusu için bir dağıtım deliği hesabı yapıldığı takdir de Şekil 5.3'te sayıca fazla dağıtım delikleri gösterilmiştir. Bu kapsamda yine 50 ile 3000 mm buharlaştırıcı gövde çapı ve 10 ila 150 mm ısıtma borusunu çapı için, ısıtma borusu konfigürasyonuna bağlı olacak şekilde toplam 63313 adet ısıtma borusuna kadar geçerli olacak dağıtım delik sayısını veren Eş. 5.5 türetilmiştir:

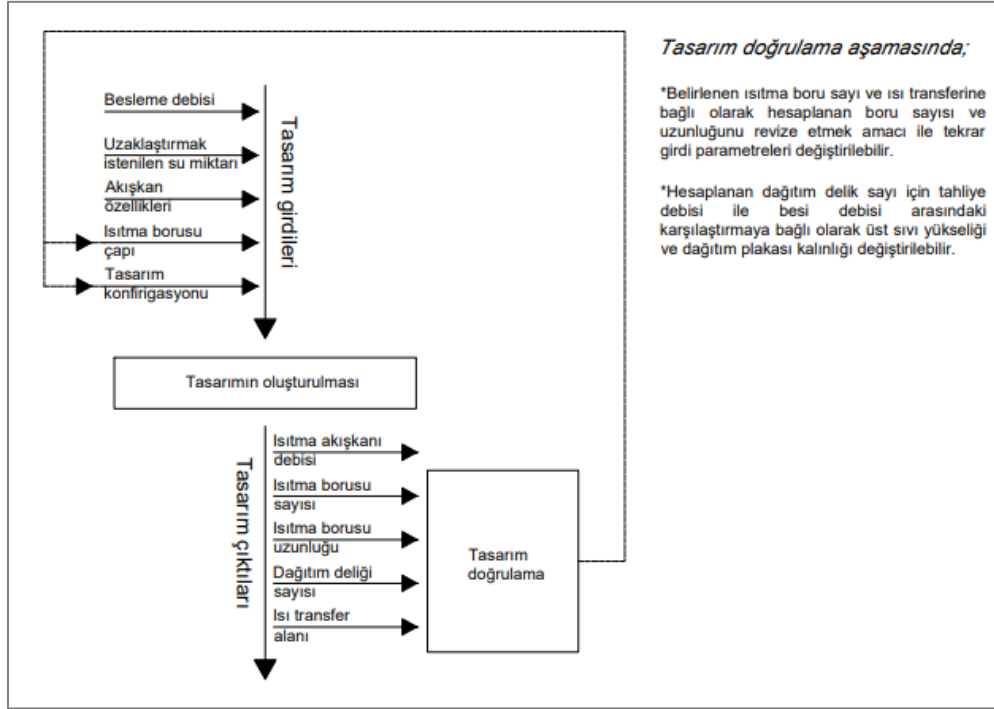
$$N_{T,2} = N_{T,1} + (3 * i - 1) \quad (5.5)$$

burada i sayısı merkez sıra borusu için türetilmiş bir katsayı olup aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir:

$$i = \frac{N_a + 1}{2} \quad (5.6)$$

Tasarım aşamasındaki kullanıcı tarafından tanımlanan ilk bilgi ürün besleme debisidir. Bu hususta ısı transferi hesabı ile elde edilen sonuçlara bağlı olarak tasarım ürün besleme debisinin dağıtım plakası üzerinde yer alacak olan dağıtım deliklerinden uygun şekilde geçebilmesi büyük önem arz etmektedir. Uygun şekilde ifadesinin açıklaması şu şekilde yapılabilir:

Herhangi bir perfore hacim içerisine beslenecek bir akışkanın debisine bağlı olarak hacim üzerindeki deliklerden aynı miktarda çıktı debisinin tahliyesi teorik olarak beklenilmektedir. Fakat, gerçek uygulama söz konusu olduğunda ise belirli bir ana kadar perfore hacim içerisinde akışkan birikmeye maruz kalmaktadır. Bu husus ise o deliklerin Bölüm 4'te tanımlandığı üzere deşarj katsayısı ile açıklanabilir. Deşarj katsayısı üst sıvı yüksekliği ile Re sayısına göre değişiklik göstermektedir. Perfore hacim içerisinde ilk anlarda sıvı yüksekliğinin oldukça düşük olması orifis üzerinden tahliye besisi debisi ile aynı miktarda olmayacak; sıvı seviyesinin yükselmesi ile hidrostatik basınca bağlı olarak orifis üzerinden geçen akış hızı artacak, beraberinde artan Re sayısı ile besisi debisi ile tahliye debisi eşitlenecektir. Bu husus düşey film buharlaştırıcılar için üst sıvı yüksekliğinin oluşması olarak tanımlanabilir. Şekil 5.4'te tasarım oluşum basamakları paylaşılmıştır.



Şekil 5.4. Düşey film buharlaştırıcı için tasarım akış şeması

Tasarımın oluşturulması sürecinde parametre girdilerine bağlı olarak sonuç çıktılarının yenilenme ihtiyacı durumuna karşılık iteratif hesap yaklaşımı tercih edilmiştir.

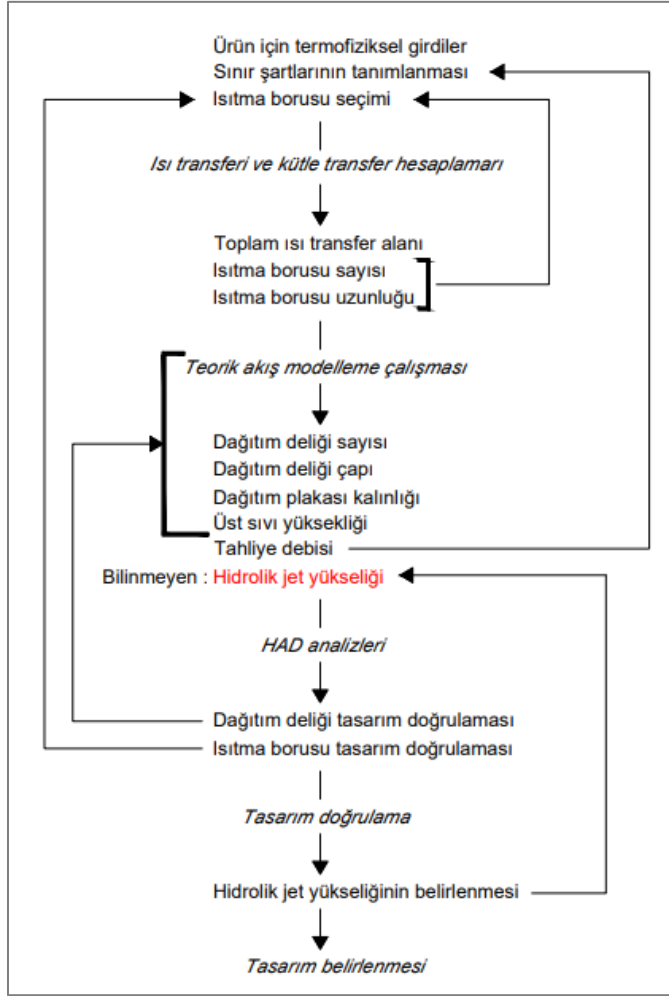
Literatürde incelenen çalışmalar içerisinde dağıtım plakası üzerinde dağıtım deliklerine dair herhangi bir bilgiye rastlanmamıştır. Sıvının tahliyesinin tamamen dağıtım deliklerine bağlı olması düşünüldüğünde ise bu literatürde büyük bir açık oluşturmaktadır. Bu kapsamda Eş. 4.7 ile Eş. 5.1 – 5.5 ‘in kullanılması ile belirli bir üst sıvı yüksekliği altında ve orifis kalınlığında ısı hesapları sonucunda buharlaştırılması gereken su miktarına karşılık gelen toplam ısıtma boru sayısına göre orifis çapı hesabı türetilmiş ve iteratif olarak modellenmiştir.

Şekil 5.1’de hidrolik jet yüksekliği verilmişti. Düşey film buharlaştırıcılar için hidrolik jet yüksekliği dağıtım plakası çıkışı, akışkanın yerçekimi kuvveti ile paralel harekete başladığı nokta, ile ısıtma boruları yüzeyi arasındaki mesafe olarak tanımlanmaktadır. Uzun mesafelerde yerçekiminin yarattığı etki ile birlikte akışkanın Re sayısı artacak ve temas hızı yükselecektir. Düşey film akış modeli için bu durum istenmemektedir. Şekil 5.5’te Şekil 5.4’te paylaşılan teorik modelleme ile tasarım doğrulama süreci için HAD analizlerinin dahil edildiği tasarım oluşturma süreci paylaşılmıştır. Bu bölüm altında sunulmuş olan teorik modelleme ile dağıtım

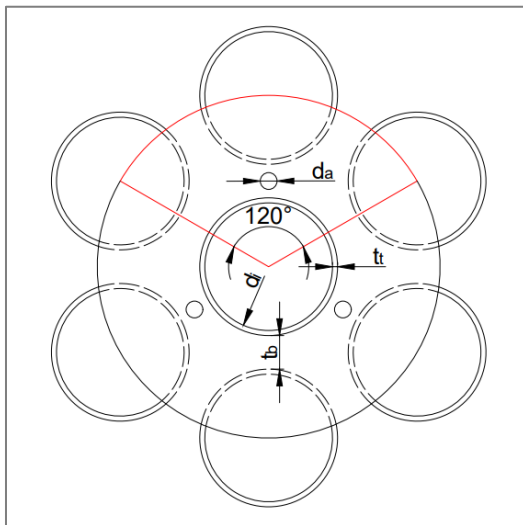
plakası geometrik tasarımı belirlenmiş fakat hidrolik jet yüksekliği matematiksel olarak açıklanmamıştır. Bu kapsamda, ısıtma borusu ve dağıtım deliği hidrolik çapına ve hidrolik jet yüksekliğine parametrelerinin değişken olarak tanımlandığı HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Dağıtım delikleri boyunca akış hızı Eş. 4.7 ile hesaplanmış ve sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Dağıtım deliği üzerinde yer alan yüzey sıvının açıklık sınır koşulu olarak belirlenmiş ve yalnızca hava geçişi tanımlanmıştır. Çıkış yüzeyi olarak akış boyunca Şekil 5.7’de gösterilen en alt yüzey atmosfere açık olarak tanımlanmıştır. Teorik modelleme sonucu aynı şartlar için farklı ısıtma borusu ve dağıtım deliği çap için iki farklı optimum tasarım geometrisi belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar ile 15, 25 ve 40 mm hidrolik jet yüksekliğinde toplam 5 adet HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.6 ve 5.7’de HAD analizleri için oluşturulmuş akış hacmi paylaşılmıştır. Isıtma boruları ve dağıtım delikleri için eşkenar üçgen düzeni ile bir adet ısıtma borusuna karşılık üç adet dağıtım deliği konumlandırılmıştır. Dairesel geometri göz önünde bulundurularak bilgisayar işlem hacmini azaltmak amacı ile 120°’lik açı altında akış simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

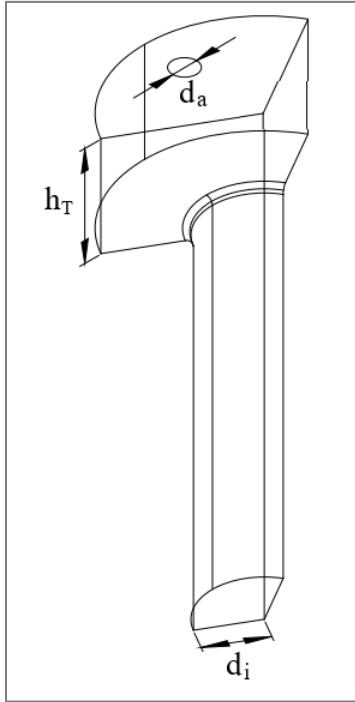
Şekil 5.3’te taslak olarak düşey film buharlaştırıcılar için ısıtma boruları ve dağıtım plakası gösterilmiştir. Şekil üzerinden görülebileceği gibi özellikle dış çepere yakın dağıtım delikleri 120° ‘lik açı kabulü merkez sıra boru demeti için benzer sonuçları göstermeyecektir. Bu kapsamda en kritik alan olarak görülen dış çepere yakın bölge için akış hacmi belirlenmiş ve modellenmiştir. Gözlem noktası olarak 120° tekabül ısıtma borusu içerisindeki film akış seçilmiştir.



Şekil 5.5. Tasarım oluşturma süreci

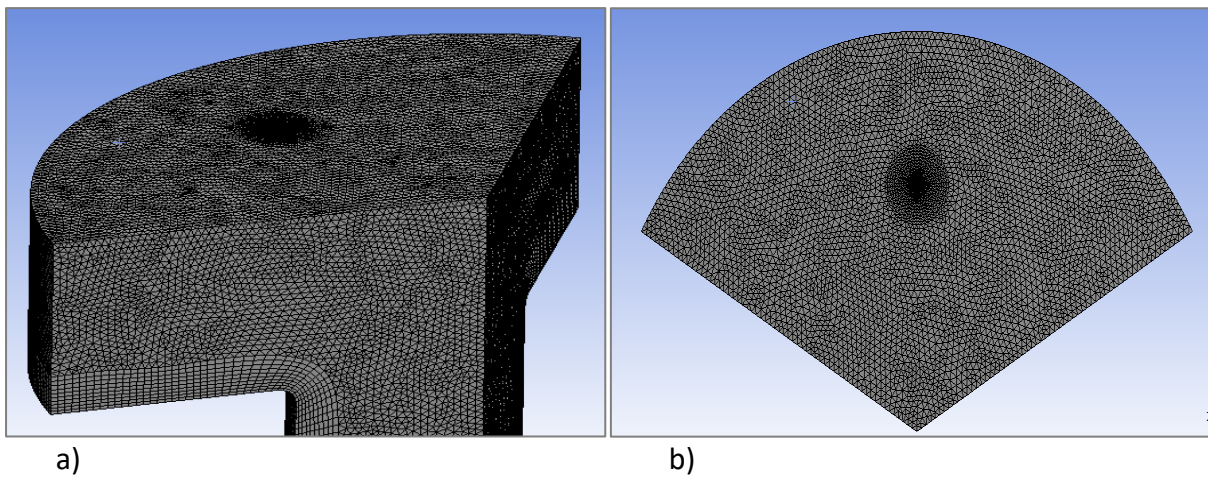


Şekil 5.6. Düşey film buharlaştırıcı için akış hacminin incelendiği bölgenin şematik gösterimi



Şekil 5.7. HAD analizi akış hacmi

Akış hacmi geometrisi ANSYS SpaceClaim programı ile oluşturulmuştur. Akış hacmi için kenar geometrisi Esquivel vd. (2017) tarafından yapılmış çalışma sonucu önerilen konkav tip tercih edilmiştir [9]. Kenar pah açısı olarak ısıtma borusunun iç çapının 1:20 oranı kabul edilmiş (Şekil 5.7), iki farklı ısıtma borusu için aynı uygulama esas alınmıştır. Ağ yapısı oluşturulurken sıvı film akışın yeterince iyi analiz edilmesi amacı ile yüzeye yakın bölgeler için sık dokulu ağ katman yapısı oluşturulmuştur. Şekil 5.8'de oluşturulmuş ağ yapısı paylaşılmıştır.



Şekil 5.8. Akış hacmi ağ yapısı: (a) akış yüzeyine yakın bölge, (b) üstten görünüş

Yakınsama, tüm artık değerlerinin etki alanı dahilinde karelerinin ortalamasını karekökü (RMS) alınması ile ölçülmüş, elde edilen RMS artığı, iki faz için de tüm momentum ve hacim değişkenleri için 0,0001 değerine yuvarlanmıştır.

6. ANALİZ SONUÇLARI

Bu tez çalışması kapsamında düşey film buharlaştırıcılar için tasarım girdilerini oluşturan tüm parametreler belirlenmiş, akışın dağılımı, ısı transferi incelenmiş ve literatürdeki çalışmalar ile karşılaştırılmıştır. İncelenen herhangi bir literatür çalışmasında, akış dağılımı ile ısı transferi arasındaki ilişki açıklanmamış; ısı transferi hesabı tamamen ısıtma yüzeyleri üzerinde etkin ve homojen film sıvı tabakanın sağlanması varsayımı üzerine yapılmıştır. Bu çalışma ile akış dağılımının incelendiği dağıtım plakası tasarımı ile ısı transferi arasındaki ilişki kurulmuş ve modellenmiştir. Modelleme çalışması ile optimize edilmiş tasarım geometrisi için dağıtım plakası üzerindeki akış HAD akış simülasyonu ile tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Düşey film akış modeli için ısı transferinin incelendiği çalışmalar ile düşey film buharlaştırıcıda buharlaşma işlemi için deneysel uygulamalarda elde edilen sonuçlara en yakın değerleri veren bağıntının laminar akış rejiminde Nusselt (1918) tarafından, türbülanslı akış rejiminde ise Gourdon vd. (2016) tarafından sunulduğu görülmüştür. Bu sebeple, buharlaşma hacmi içerisindeki konsantrasyon işlemi tabi tutulan akışkanın Nusselt sayısının hesaplanmasında Çizelge 4.2’de verilmiş olan [22, 29] numaralı eşitlikler kullanılmıştır. Isıtma uygulamasının dahil olduğu hesaplamalarda ise Schnabel ve Schlünder (1980) tarafından sunulan Eş. 4.17 kullanılmıştır. Akışkan olarak meyve suyu tercih edilmiştir. Çizelge 6.1’de aynı besleme debisi ve uçurmak istenen su debisi şartlarında ısıtma tüpü hidrolik çapının değişimi ile elde edilmiş sonuçlar paylaşılmıştır.

Çizelge 6.1. Düşey film buharlaştırıcılar için ısıtma borusunun hidrolik çapının değişiminin ısı transferi üzerine etkisi

Besleme debisi	<i>kg/h</i>	10000	10000	10000	10000
Giriş Brix değeri	<i>Brix</i>	10,0	10,0	10,0	10,0
Besleme sıcaklığı	<i>°C</i>	96,0	96,0	96,0	96,0
Çıkış Brix değeri	<i>Brix</i>	12,5	12,5	12,5	12,5
Uzaklaştırılacak su debisi	<i>kg/h</i>	2000	2000	2000	2000
Flaş buhar debisi	<i>kg/h</i>	153,2	153,2	153,2	153,2
Vakum basıncı	<i>bar_g</i>	0,70	0,70	0,70	0,70
Buhar basıncı	<i>bar_a</i>	8,0	8,0	8,0	8,0
Isıtma borusu çapı	<i>mm</i>	26	32	38	50
Isı transfer alanı	<i>m²</i>	96,9	101,4	103,4	109,1
Isıtma borusu uzunluğu	<i>m</i>	5,6	6,2	5,3	5,7
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	163	163	121
İç bölge ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	6323	6244	6524	6484
Dış bölge ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	3435	3261	3124	2917
Toplam ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	2001	1913	1875	1778
Toplam tutunma süresi	<i>s</i>	8,68	9,23	8,89	9,45

Isıtma borularının hidrolik çapının arttırılması ile toplam ısı transferi katsayısı düşmüştür. Toplam ısı transfer katsayısının düşmesi ile aynı miktarda suyu uzaklaştırmak için ihtiyaç duyulan toplam ısı transferi alanı artmıştır. Endüstriyel uygulamalar baz alındığında eşkenar üçgen düzeni ile dairesel bir işlem hacmi içerisinde belirli bir sayıda ısıtma borusunun yerleştirilmesi belirli bir düzene bağlı olarak değişmektedir. Yine üretim kolaylığı açısından altı metre uzunluğundaki boruların tercihi kullanıcının faydasına olacaktır. Bu sebeple Çizelge 6.1’de paylaşılan değerler altı metre boruya endeksli olarak çözümlenmiştir. Düşük hidrolik çaptaki ısıtma borusu seçimi ile ısı transferi iyileştirilmiş fakat ısıtma borusu sayısı artmıştır.

Çizelge 6.2. Isıtma borusunun hidrolik çapındaki değişim ile aynı buharlaştırma işlemi için ihtiyaç duyulan dağıtım plakası çapı

Isıtma borusu çapı	<i>mm</i>	26	32	38	50
Isı transfer alanı	<i>m²</i>	96,9	101,4	103,4	109,1
Isıtma borusu uzunluğu	<i>m</i>	5,6	6,2	5,3	5,7
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	163	163	121
Dağıtım plakası çapı	<i>mm</i>	550	650	700	800

Çizelge 6.2’de Çizelge 6.1’de seçilen ısıtma borusu hidrolik çapına karşılık gelen ısı transfer alanını sağlamak için gerekli ısıtma boru sayısının eşkenar üçgen diziliminde oturduğu dağıtım plakası çapı verilmiştir. Çizelge 6.1’de ısı transferi açısından en yüksek değerin düşük çaplarda yakalandığı görülmüş fakat buna karşılık olarak daha fazla ısıtma borusuna ihtiyaç duyulduğu açıklanmıştı. İlk izlenim için daha fazla ısıtma borusunun endüstriyel uygulamalar söz konusu olduğunda ekonomik bir yükü beraberinde getireceği düşünülmesine rağmen Çizelge 6.2’de görülebileceği gibi her ne kadar daha fazla sayıda ısıtma borusu olsa da toplam buharlaştırıcı çapı daha düşük olmaktadır. Bir buharlaştırıcı için en düşük maliyet kalemlerinin ısıtma boruları olduğu göz önünde bulundurulduğunda, ilk izlenimin aksine büyük bir ekonomik yük ile karşılaşılmamaktadır.

Buna ek olarak, düşey film buharlaştırıcılar için tutunma süresi, ısıtma hacmi içerisindeki akışkanın giriş ve çıkış sınır şartı arasında geçirdiği süre olarak ifade edilmektedir (Çizelge 6.1). Isıl işlem söz konusu olduğu için ve de buharlaştırılan ürünler genel olarak ısıya duyarlı akışkanlar olduğu için kısa tutunma süreleri tercih edilmektedir. Giriş sınır şartı ile buharlaşma başlamakta ve her alınan yol ile film tabaka kalınlığı azalmaktadır. Bu sebeple de uzun tutanma sürelerinde film kırılmaları meydana gelebilmektedir. Isıtma borusu hidrolik çapının arttırılması ile tutanma süresi uzamıştır. Düşey film buharlaştırıcılar için akış hareketi yer çekimi kuvvetinin etkisi ile meydana gelmekte fakat yardımcı kuvvet olarak ıslanma oranı (hızı) etki göstermektedir. Hidrolik çapın arttırılması ile ıslanma oranı azalmakta; Re sayısı azalmakta ve bu da tutanma süresinin uzamasına sebep olmaktadır. Bu kapsam da daha küçük hidrolik çapa sahip borunun tercih edilmesi optimum tasarım çıktılarından biri olarak kabul edilebilir.

Düşey film buharlaştırıcı için tasarım geometrisinin en önemli parametrelerinden biri ısıtma hacmi içerisinde oluşturulan vakum basıncıdır. Vakum altında yapılan buharlaştırma ile akışkanın kaynama noktası sıcaklığı düşürülerek suyun uzaklaştırılması sağlanmaktadır. Çizelge 6.3’de vakum basıncı ile buhar basıncı değişimi ile tasarım parametrelerinin değişimi paylaşılmıştır.

Çizelge 6.3. Düşey film buharlaştırıcılarda vakum basıncı ile ısıtma akışkanı basıncının değişiminin ısı transferi üzerine etkisi

Besleme debisi	<i>kg/h</i>	10000	10000	10000	10000
Giriş Brix değeri	<i>Brix</i>	10,0	10,0	10,0	10,0
Besleme sıcaklığı	<i>°C</i>	96,0	96,0	96,0	96,0
Çıkış Brix değeri	<i>Brix</i>	12,5	12,5	12,5	12,5
Uzaklaştırılacak su debisi	<i>kg/h</i>	2000	2000	2000	2000
Flaş buhar debisi	<i>kg/h</i>	217,0	217,0	153,2	153,2
Vakum basıncı	<i>bar_g</i>	0,60	0,60	0,70	0,70
Buhar basıncı	<i>bar_a</i>	4,0	8,0	4,0	8,0
Isıtma borusu çapı	<i>mm</i>	26	26	26	26
Isı transfer alanı	<i>m²</i>	56,3	58,9	92,5	96,9
Isıtma borusu uzunluğu	<i>m</i>	5,7	6,0	5,4	5,6
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	121	121	211	211
İç bölge ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	5566	5566	6323	6323
Dış bölge ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	3764	3435	3764	3435
Toplam ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	2006	1919	2097	2001
Toplam tutunma süresi	<i>s</i>	6,10	6,38	8,28	8,68

Isıtma akışkanı olarak kullanılan buharın besleme basıncının düşürülmesi ile buharlaşma gizli ısıyı yüksek mertebelerde beslemesi sağlanmıştır. Bu durumda ise, beklenildiği gibi daha yüksek ısı transfer katsayısı elde edilmiş, paralelinde daha düşük ısı transfer alanına ihtiyaç duyulmuştur. Fakat, endüstriyel uygulama için yüksek miktardaki buharın transferi söz konusu olduğunda düşük basınçlı hatların kullanılması hat çaplarını büyütecek ve beraberinde üretim cihazı olan buhar kazanı tedarikinde aksaklıklara meydan verebilecektir.

Isıtma hacmi içerisinde oluşturulan vakum basıncı ise endüstriyel bir zorluk olarak karşımıza çıkmaktadır. Yüksek kapasiteli sistemler beraberinde yüksek iç işlem hacmini beraberinde getirmekte ve istenilen düşük vakum basınçlarına inilmesi hususunda uygulamada kısıtlar meydana vermektedir. Bununla beraber birden fazla etkili buharlaştırıcılar için MVR uygulama esasına bağlı olarak tekrar buharın istenilen mertebeye sıkıştırılması daha yüksek maliyeti beraberinde getirmektedir. Çizelge 6.4'te meyve suyu akışkanı için literatürle karşılaştırmalı ısı transferi sonuçları paylaşılmıştır.

Çizelge 6.4. Düşey film buharlaştırıcı için literatürle karşılaştırmalı olarak toplam ısı taşınım katsayıları

		Bu çalışma (1)	Bu çalışma (2)	Bu çalışma (3)	Bu çalışma (4)	[14]
Besleme debisi	<i>kg/h</i>	18612	18612	18612	18612	18612
Giriş Brix değeri	<i>Brix</i>	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Besleme sıcaklığı	<i>°C</i>	96,3	96,3	96,3	96,3	96,3
Çıkış Brix değeri	<i>Brix</i>	12,8	12,8	12,8	12,8	12,8
Isıtma borusu çapı	<i>mm</i>	38	38	38	38	38
Isı transfer alanı	<i>m²</i>	193,2	207,8	184,3	197,8	230,0
Isıtma borusu uzunluğu	<i>m</i>	7,7	8,3	7,3	7,8	9,5
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	211	211	211	211
Buhar basıncı	<i>bar_a</i>	8,0	8,0	4,0	4,0	-
Isıtma tüpleri içerisindeki ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	7682	7682	7682	7682	7000
Isıtma tüpleri dışındaki ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	3124	3124	3422	3422	-
Toplam ısı transfer katsayısı	<i>W/m²K</i>	1960	1960	2065	2065	1926

Çizelge 6.4'te bu çalışmaya dair paylaşılmış olan dört sonuç Cyklis (2017) çalışması ile karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma verisi olarak incelenen çalışmalar arasında yalnızca bir adet veri paylaşımının yapıldığı çalışma görülmüştür. Bu sebeple karşılaştırma verisi sınırlıdır. Çizelge 6.4'te içerisinde bu çalışma kapsamında paylaşılan dört farklı sonuç farklı ısıtma akışkanı (buhar) besleme basıncında ve ısıtma borularının içerisinde akışkanın girdiği anda oluşan flaş buharın hesaba dahil edilip edilmediği durumu göstermektedir. Bu çalışma (1) ve (3) başlığı altında paylaşılan sonuçlar için flaş buhar hesaba dahil edilmiş, (2) ve (4) numaralı hesapta ise farklı besleme buhar basıncında karşılaştırma yapılmıştır. Çizelge 6.4'ten görülebileceği gibi yapılan modelleme sonucu hesaplanan toplam ısı transfer katsayısı literatür ile uyum içerisinde. Fakat, oldukça yakın ısı transfer katsayısı için diğer tüm parametrelerin sabit kalması koşulu ile farklı ısı transfer alanlarının eldesi net olarak ifade edilememektedir.

Bölüm 2'de açıklandığı gibi düşey film buharlaştırıcıların endüstriyel olarak kullanımında birden fazla efekt ve bu efektlerde kullanılacak ısıtma akışkanı çevrimi için farklı mühendislik yöntemleri kullanılmaktadır; MVR, TVR veya her ikisinin birlikte kullanımınıdır. Fakat, endüstriyel uygulama için MVR ve TVR kullanımı ile buhar tüketimi azaltılabilmekte ve enerji verimi artırılabilir.

Akış dağılımının incelendiği çalışmalarda genel olarak dağıtım deliği çapının deşarj katsayısı üzerine ilişkisi incelenmiş fakat tahliye debisi açıklanmamıştır. Genel kanı olarak daha fazla dağıtım deliğinin kullanılması ile akışkanın ısıtma tüplerine daha iyi aktarılacağı düşünülmektedir ki yalnızca bu etki düşünüldüğünde bu ifade doğrudur. Fakat, daha fazla dağıtım deliğinin kullanılması, tasarım üst sıvı yüksekliği için dağıtım delik boyutlarının daha küçük olması gerektiğini ifade etmekte veya başka bir alternatif olarak aynı dağıtım delik boyutlarında daha düşük üst sıvı yüksekliğini ifade etmektedir.

İncelenen çalışmalarda dağıtım plakası (orifis) kalınlığı kıyasça üst sıvı yüksekliğine göre küçük olmasından dolayı ihmal edildiği görülmüştür. Bu, yapılan çalışmalarda deşarj akışının incelenmesinde varsayım girdilerinden biri oluşturmaktadır. Fakat bu varsayım yalnızca yüksek üst sıvı yüksekliği durumunda geçerli olmakta, ihtiyaç duyulan prosese göre alçak üst sıvı yüksekliği söz konusu olduğunda orifis kalınlığı oldukça önem arz eden bir parametre haline gelmektedir. Bununla beraber dağıtım deliklerinin konfigürasyonuna ve sayısına bağlı olarak belirli bir üst sıvı yüksekliği ve orifis kalınlığında tahliye debisinin, besisi debisi ile karşılaştırması yapılmamıştır. Bu ifadeyi doğrular nitelikte Esquivel vd. (2017), yapmış oldukları çalışma da ısıtma boruları ile dağıtım plakası arasındaki mesafenin düşük olması ile daha yüksek ıslanma oranlarının yakalandığını belirtmişlerdir [9]. Hidrodinamik olarak bunun diğer bir açıklaması ise akışkanın yerçekimine doğru harekete başladığı noktanın ısıtma borularına göre kötü sebebi ile temas yüzeyin üzerinde düşük hız ve paralelinde düşük Re sayılarının gözleniyor olmasıdır. Bu ifadeyi açıklayan diğer bir parametre ise üst sıvı yüksekliği ve dağıtım plakası kalınlığıdır. Her iki parametre ile akışkanın tahliye ağızdaki çıkış hızı, hidrostatik basınçtan dolayı değişmekte, düşük üst sıvı yüksekliğinde ise yüksek ıslanma oranlarının gözlenebilir olduğu düşünülmektedir.

Çizelge 6.5'te örnek bir düşey film buharlaştırıcı için tasarıma girdilerine bağlı olarak yapılan ısı hesaplarının ardından elde edilen ısı transfer alanına göre üst sıvı yüksekliğinin, orifis kalınlığının ve orifis çapının nasıl değiştiği gösterilmiştir.

Çizelge 6.5. Aynı tasarım şartlarında dağıtım plakası kalınlığının üst sıvı yüksekliği, dağıtım delik çapı ve tahliye debisi ile ilişkisi

		Örnek-1	Örnek-2	Örnek-3	Örnek-4
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	211	211	211
Dağıtım delik sayısı	<i>adet</i>	255	255	255	255
Dağıtım deliği çapı	<i>mm</i>	5,0	5,0	5,0	5,0
Üst sıvı yüksekliği	<i>mm</i>	25,0	25,0	25,0	25,0
Dağıtım plakası kalınlığı	<i>mm</i>	0,0	5,0	10,0	15,0
Tahliye debisi	<i>kg/h</i>	7774	8516	9198	9833

Çizelge 6.6. Aynı tasarım şartlarında dağıtım delik çapının üst sıvı yüksekliği, dağıtım plakası kalınlığı ve tahliye debisi ile ilişkisi

		Örnek-1	Örnek-2	Örnek-3	Örnek-4
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	211	211	211
Dağıtım delik sayısı	<i>adet</i>	255	255	255	255
Dağıtım deliği çapı	<i>mm</i>	5,0	5,1	5,2	5,3
Üst sıvı yüksekliği	<i>mm</i>	25,0	25,0	25,0	25,0
Dağıtım plakası kalınlığı	<i>mm</i>	15,0	15,0	15,0	15,0
Tahliye debisi	<i>kg/h</i>	9833	10230	10636	11049

Çizelge 6.5'ten görülebileceği gibi her kadar ısı transfer hesabı sonucunda gerekli ısı transfer alanı ve buna bağlı olarak ısıtma borusu ve dağıtım deliği konfigürasyonu yapılırsa da dağıtım plakası kalınlığının değişimi ile tahliye debisi fazlasıyla değişmektedir. Literatürde incelenen çalışmalarda dağıtım plakası kalınlığının ihmalinin ne denli büyük bir hataya sebebiyet verdiğini görülmektedir. Çizelge 6.6'te ise dağıtım delik çapının değişimi ile diğer tüm parametrelerin sabit kalması şartı ile tahliye debisi yüksek oranda değiştiği görülmektedir. Bu sebeple yalnızca dağıtım delik sayısının artırılarak akış dağılımının etkin şekilde sağlanılacağı düşüncesi basit ve yanlış bir yaklaşımdan öteye gitmemektedir.

İncelenen çalışmalarda ise çok sınırlı sayıda dağıtım plakası kalınlığı matematiksel olarak açıklanılmaya çalışılmış fakat, ısı transferi analizi yapılmamasından ötürü herhangi bir sonuç paylaşılmamıştır. Bu kapsamda yapılan çalışma paralelinde incelenen çalışmalar tatmin edici bulunmamıştır.

Besleme debisi ile tahliye debisinin iteratif çözümü ile akış dağılımı açıklayan üç parametrenin değişimi Çizelge 6.7’de paylaşılmıştır. Tahliye debisinin istenilen seviyelerde eldesi için bu üç parametre arasındaki ilişki mutlaka dikkate alınmalıdır.

Çizelge 6.7. Tasarım ile tahliye debisinin sabit tutulduğu durum için dağıtım plakası kalınlığı, üst sıvı yüksekliği ve dağıtım delik çapının ilişkisi

		Örnek-1	Örnek-2	Örnek-3	Örnek-4
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	211	211	211	211
Dağıtım delik sayısı	<i>adet</i>	255	255	255	255
Dağıtım deliği çapı	<i>mm</i>	5,0	5,1	5,2	5,3
Üst sıvı yüksekliği	<i>mm</i>	26,0	23,0	20,0	18,0
Dağıtım plakası kalınlığı	<i>mm</i>	15,0	15,0	15,0	15,0
Tahliye debisi	<i>kg/h</i>	9955	9971	9949	10035

Dağıtım plakası kalınlığı tasarım oluşturma aşamasında tasarımcı tarafından malzeme seçimi esnasında belirlenebileceği için Çizelge 6.7’de dağıtım plakası kalınlığı sabit tutulmuş ve dağıtım delik çapının değişimi ile istenilen tahliye debisinin yakalanması için karşılık gelecek üst sıvı yüksekliği hesaplanmıştır. Tasarım oluşturma aşamasında bahsedilen bu üç parametrenin tanımlanmadığı durum için Çizelge 6.6 ve Çizelge 6.7’den görülebileceği gibi istenilen tahliye debisi yakalanamayacak; ısıtma boruları içerisinde etkin ve homojen akış dağılımı yakalanamayacaktır. Bu sebeple de noktasal akış kırılmaları meydana gelebilecek, buharlaşma verimi düşecek ve iç yüzey kirlenmesi oluşacaktır. İç yüzey kirlenmesi beraberinde kısa zamanda makinenin temizlenme ihtiyacı doğacak, üretim verimi düşecektir. Özetle, varsayım yaklaşımı ile yapılacak olan tasarım neticesinde düşük üretim ve buharlaşma verimliliğinde bir proses kullanıcıya sunulmuş olacaktır. Tam da bu sebeple istenilen miktarda tahliye debisinin yakalanması için üç farklı parametre üzerinde iteratif olarak hesap yapılmalıdır; dağıtım plakası kalınlığı, üst sıvı yüksekliği ve dağıtım delik çapı.

Bu kapsamda teorik modelleme sonucu optimize edilmiş iki tasarım detayları Çizelge 6.8’de paylaşılmıştır. Her iki tasarımında Bölüm 5’te belirtildiği gibi değişken hidrolik jet yüksekliği altında akış simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 6.8. Teorik modelleme sonucu sunulmuş iki optimum tasarım çıktıları

		(2)	(1)
Besleme debisi	<i>kg/h</i>	10000	10000
Giriş Brix değeri	<i>Brix</i>	10,0	10,0
Besleme sıcaklığı	<i>°C</i>	96	96
Çıkış Brix değeri	<i>Brix</i>	12,5	12,5
Uzaklaştırılacak su debisi	<i>kg/h</i>	2000	2000
Flaş buhar debisi	<i>kg/h</i>	153	153
Vakum basıncı	<i>bar_g</i>	0,70	0,70
Buhar basıncı	<i>bar_a</i>	9,0	9,0
Isıtma borusu çapı	<i>mm</i>	32	26
Isı transfer alanı	<i>m²</i>	102,0	97,5
Isıtma borusu uzunluğu	<i>m</i>	6,2	5,7
Isıtma borusu sayısı	<i>adet</i>	163	211
Dağıtım deliği sayısı	<i>adet</i>	201	255
Dağıtım deliği çapı	<i>mm</i>	6,8	6,0
Üst sıvı yüksekliği	<i>mm</i>	15	15
Dağıtım plakası kalınlığı	<i>mm</i>	5	5
Tahliye debisi*	<i>kg/h</i>	10137	10013
Isıtma tüpleri içerisindeki ısı transfer katsayısı	<i>(W/m²K)</i>	6244	6323
Isıtma tüpleri dışındaki ısı transfer katsayısı	<i>(W/m²K)</i>	3226	3398
Toplam ısı transfer katsayısı	<i>(W/m²K)</i>	1902	1990
Toplam tutunma süresi	<i>s</i>	9,28	8,73
Tüp içerisindeki film kalınlığı	<i>mm</i>	0,226	0,242
Tüp içerisindeki akış hızı	<i>m/s</i>	0,670	0,648

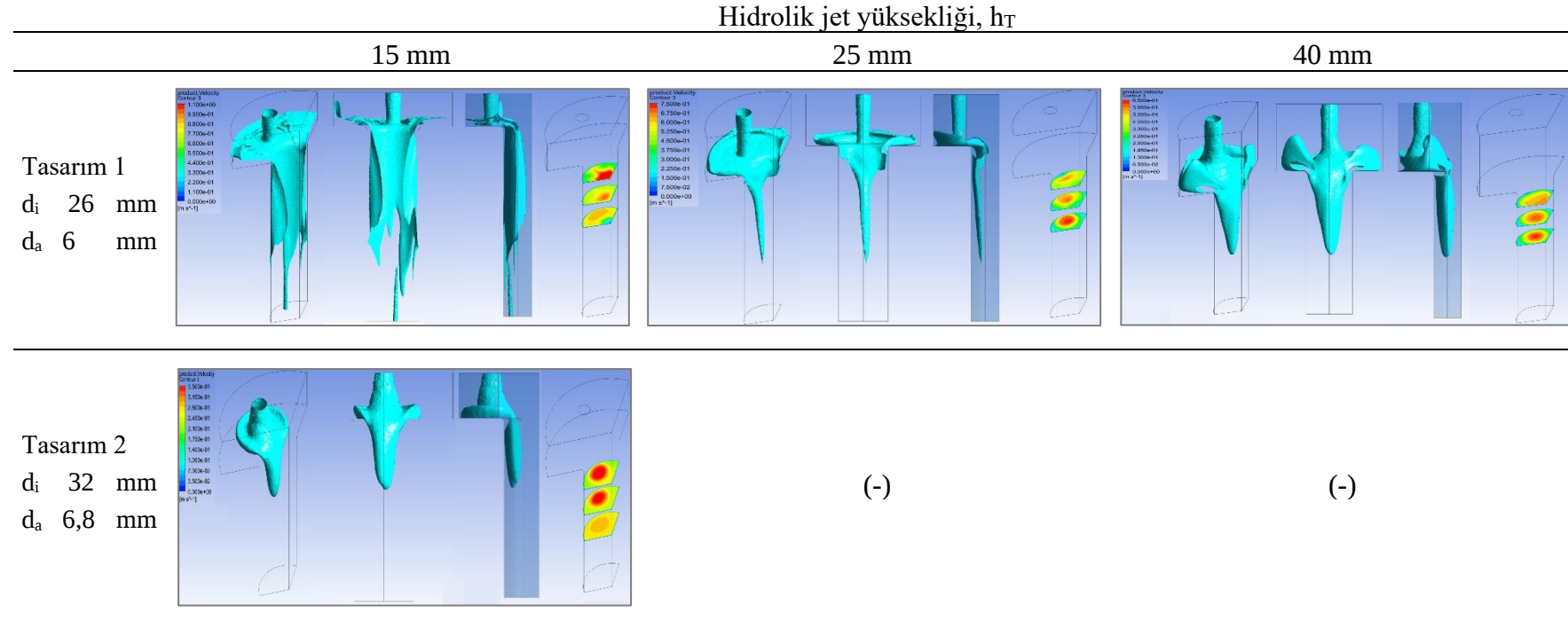
*Dağıtım delik çapı için virgülden sonra 1 basamak hesabı yapıldığı için tahliye debisi teorik olarak tasarım debisinin üzerinde hesaplanmıştır. Virgülden sonra 2 basamak ile hesap yapılması ile birbirine eşitlik yakalanmaktadır.

Şekil 5.5'te teorik modelleme sonucu tasarım girdi parametrelerinin tek bilinmeyene düşürüldüğü açıklanmıştır. Bu kapsam bu bilinmeyenin açıklanması ve tasarım doğrulama aşamasında simülasyon programın etkin rol oynaması amacı ile HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. İkinci bir alternatif olarak sunulmuş olan geniş çaptaki teorik modelleme HAD analizleri kıyaslaması amacı ile tercih edilmiştir.

Çizelge 6.9'da iki optimum tasarım değeri için yapılmış HAD analizlerinin sonuçları paylaşılmıştır. HAD analizleri üç farklı parametrenin girdileri ile modellenmiştir; ısıtma borusu

i çapı, dağıtım deliđi çapı ve hidrolik jet yüksekliđidir. Tasarım 1 için gerçekleřtirilen deneyler sonucunda dűřűk hidrolik jet yüksekliđi altında akıřın ısıtma hacimleri űzerinde etkin olarak dađıldıđı gűzlemlenmiřtir. Fakat, hidrolik jet yüksekliđinin artması ile serbest dűřmesi sűresi uzamıř, bűylece ısıtma boruları perde yűzeyine çarpma hızı artmıřtır. Bu sebeple de akıř yanal yűzeyler űzerinde i konkav katlanma yapısını oluřturmuř ve merkezi toplanma gűrűlműřtir.

Çizelge 6.9. İki farklı ısıtma borusu ve iki farklı dağıtım deliği hidrolik çapına göre üç farklı hidrolik jet yüksekliğinde yapılmış HAD analizleri



* d_i : Isıtma borusu iç çapı

* d_a : Dağıtım deliği çapı

Tasarım 1 için 40 mm hidrolik jet yüksekliği altında yapılan simülasyonlarda ise yüksek çarpma hızı sebebi ile akışın ısıtma borusu iç hacmi merkezinde yoğunlaştığı gözlemlenmiştir. Bu kapsamda, en uygun sıvı film akış dağılımı 15 mm hidrolik jet yüksekliği altında görülmüştür. Kıyaslama amacı ile gerçekleştirilen daha geniş ısıtma borusu çapında ise ilk analiz 15 mm jet yüksekliği altında gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucu, Tasarım 1 için 40 mm jet yüksekliği altında görülen akış dağılımına benzer bir dağılım görülmüştür. Bu sebeple, daha yüksek jet yükseklikleri altında analizler gerçekleştirilmemiştir.

Çizelge 6.8’de Tasarım 1 için ısıtma hacmi içerisindeki ortalama film akış hızı paylaşılmıştır. Çizelge 6.9’da sunulan HAD analizleri ile hesaplanan değer birbiri ile tutarlıdır. Fakat, hidrolik jet yüksekliğinin artması ile homojen dağılım yakalanamamış; sıvı yığılması sebebi ile yüksek akış hızları gözlemlenmiştir.

Yapılan teorik modelleme ve HAD analizleri sonucu en optimum tasarımın daha düşük ısıtma borusu iç çapında ve daha düşük hidrolik jet yüksekliği altında yakalanacağı görülmüştür. Bu kapsamda Tasarım 1 en uygun tasarım olmuştur.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, düşey film buharlaştırıcılara yönelik tasarım kriterleri incelenerek tasarım için gerekli parametrelere bağlı olarak kritik unsurlar irdelenmiştir. Düşey film buharlaştırıcılar için akışın dağıtılması ve ısı transferi arasında matematiksel ilişki kurularak modellenmiştir.

İncelenen çalışmalar ile görülmüştür ki incelenen konuya dair çalışmalar uzun geçmişe dayanmakta ve güncel olarak çok kısıtlı çalışma yapılmaktadır. Güncel olarak sunulan çalışmalarda ise akış dağılımı ile ısı transferi birbirinden bağımsız konular olarak ele alınmış, genellikle ise yalnızca tek konu üzerine irdeleme yapılmıştır. Düşey film akış modeli için ısı transferi teorisi ile tasarım optimizasyonu, etkin ve homojen akış dağılımı şartlarının geçerli olduğu varsayımı üzerine kurulmuştur. Bu sebeple incelenen çalışmalar tatmin edici bulunmamış ve yine aynı sebeple bu tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçların düşey film buharlaştırıcılar için tasarım optimizasyonunu varsayım parametrelerini birer tasarım girdileri olarak açıklayacağı düşünülmüştür.

Bu çalışma neticesinde endüstriyel boyutta bir düşey film buharlaştırıcı için yapılan çözümler sonucunda aşağıdaki sonuç ve öneriler aşağıda paylaşılmıştır.

Sonuçlar

- Optimum ısıtma borusu hidrolik çapı 26 mm bulunmuştur. Isıtma borusu hidrolik çapının arttırılması ile toplam ısı transferi katsayısı azalmış, bu sebeple de aynı buharlaşma işlemi için daha fazla ısı transferi alanına ihtiyaç duyulmuştur.
- Düşük hidrolik çaplar için ısıtma borusu sayısındaki değişimin, toplam ısı transferi katsayısındaki değişime oranla 1:4 oranında fazla olduğu belirlenmiştir. Bu kapsamda daha küçük hidrolik çapta ısıtma boruları tercih unsuru olarak gözükmemektedir.
- Isıtma borusu hidrolik çapının arttırılması ile daha yüksek ısı transfer yüzey alanına ihtiyaç duyulmasına rağmen boru sayısı azalmıştır. Böylece ısıtma çeperleri üzerinde oluşan akış film kalınlığı azalmış fakat film akış hızının artmasına bağlı olarak tutunma süresi uzamıştır.

- 15 mm hidrolik jet yüksekliği en uygun yükseklik olarak belirlenmiştir. Düşük hidrolik jet yüksekliği altında homojen film akış dağılımı görülmüş, hidrolik jet yüksekliği arttıkça yüzey çarpışma hızı artmış ve ısıtma hacmi merkezinde akış yığılmaları gözlemlenmiştir.
- Endüstride sıklıkla kullanılan 60° dağıtım deliği konfigürasyonu uygun bir teorik modelleme yapılması ile ve düşük jet yüksekliği altında etkisiz hale gelmektedir. 120° konfigürasyonu kabul edilebilir sonuçlar sunmuştur.
- Aynı tasarım şartları için daha küçük hidrolik çapa sahip ısıtma borusu kullanımı ile boru uzunluğu ve/veya boru sayısı artmıştır. Fakat, her iki durum için de daha ince bir dağıtım plakası ve daha küçük hidrolik çapta bir ceket gövdesi kullanılması mümkün kılınmıştır.
- Dağıtım plakası kalınlığının üst sıvı yüksekliğine göre %5'lik bir değişim ile tahliye debisinde %9,4'lük değişim, dağıtım deliği hidrolik çapındaki %2'lik değişim ile üst sıvı yüksekliğinde %11,5, tahliye debisinde ise %4,3'lük değişim görülmüştür.
- Isıtma hacmi içerisindeki vakum basıncı düştükçe toplam ısı transferi katsayısı artmış; ihtiyaç duyulan ısı transfer alanı azalmış fakat dağıtım delikleri çapı artmıştır. Daha az ısıtma borusu kullanımı ile aynı buharlaşma işlemi için tahliye orifis debisi daha yüksek dağıtım delik çaplarında elde edilmiştir.

Öneriler

- Belirli bir ısıtma borusu sayısında eşkenar üçgen düzeni için toplam dağıtım deliği için yüzeylere yaklaştıkça bir dağıtım deliğe karşılık gelen ısıtma borusu sayısının merkez bölgelere göre azaldığı görülmüştür. Bu sebeple, özellikle yüzeylere doğru etkin akış dağılımının sağlanması için dağıtım delik çaplarının merkez sırada yer alan dağıtım delik çaplarına göre oransal olarak küçültülmesi yüzeylere yakın ısıtma boruları içerisinde etkin ve homojen sıvı dağılımının yakalanmasını sağlayabilecektir.
- Dağıtım plakası kalınlığı tahliye debisi miktarı ve paralelinde üst sıvı yüksekliği ile dağıtım delik çapının değiştirdiği için kesinlikle ihmal edilmemeli, tasarım girdisi olarak kabul edilmelidir.
- Düşey film akış modeli hesaplaması için yüksek basınçtan düşük basınç ortamına geçiş anında oluşan buharlaşma etkisi ısı hesaplarına dahil edilmeli, toplam uzaklaştırılması hedeflenen su miktarı tekrar değerlendirilerek tasarım geometrisi oluşturulmalıdır.

- Düşey film buharlaştırıcılar için akış dağılımı ve ısı transferi birbirinden bağımsız süreçler olarak düşünülmemeli, kesinlikle aralarındaki ilişki tasarım parametresi olarak kabul edilmelidir.
- Düşük vakum basıncı ile daha kısa tutunma süreleri gözlenebilmekte fakat endüstriyel uygulama zorlukları ile karşılaşılacaktır. Yüksek kapasiteli sistemler için düşük basınçları yakalanması ekonomik zorlukları beraberinde getirmektedir. Bu sebeple, tercih edilen proses için Bölüm 2’de açıklandığı gibi enerji girdileri ve başlangıç maliyeti üzerine yapılacak bir optimizasyonun ardından tasarım doğrulamanın yapılması oldukça önemlidir.
- Enerji verimliliğini arttırmak adına birden fazla etkili düşey film buharlaştırıcılar için MVR veya TVR veya her ikisinin birlikte kullanımı önerilmektedir. Fakat, unutulmamalıdır ki, her iki sistem de farklı ihtiyaçlara cevap verebilecektir.

KAYNAKLAR

1. İnternet: Hebei Leheng Energy Saving Equipment Co., (2020), URL: <https://www.lhelevator.com/products/evaporator-and-crystallizer/mvr-evaporator/mvr-falling-film-evaporator>, Son Erişim Tarihi: 17.01.2021.
2. Zhang, Y., Munir, M. T., Udugama, I., Yu, W. and Young, B. R. (2018). Modelling of a milk powder falling film evaporator for predicting process trends and comparison of energy consumption. *Journal of Food Engineering*, 225, 26-33.
3. Morison, K., R. (2015). Reduction of fouling in falling-film evaporators by design. *Food Bioproducts Processing*, 93, 211–216.
4. İnternet: Tetra Pak, (2020), URL: <https://dairyprocessinghandbook.tetrapak.com/chapter/evaporators>, Son Erişim Tarihi: 15.01.2021.
5. Paramalingam, S. (2004). *Modelling, Optimisation and Control of a Falling-Film Evaporator*, Doktora Tezi, Massey Üniversitesi Teknoloji ve Mühendislik Fakültesi, Yeni Zellanda.
6. Broome, S. R. (2005). *Liquid Distribution And Falling Film Wetting In Dairy Evaporators*, Yüksek Lisans Tezi, Canterbury Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Yeni Zellanda.
7. Morison, K. R., Worth, Q. A. G. and O’dea, N. P. (2006). Minimum wetting and distribution rates in falling film evaporators. *Food Bioproducts Processing*, 84, 302-310.
8. Liu, F., Wang, D., Wang, Q. and Ga, J. (2017). The optimum design of falling-film evaporator and numerical simulation of distributor,” *Procedia Engineering*, 205, 3867–3872.
9. Esquivel, J. F., Alatorre, G. G., Ovalle, C. O. D., Arroyo, R. A. and Ojeda, E. R. (2017). Hydrodynamic analysis of the falling-film formation in evaporators using CFD simulation. *Food Bioproducts Processing*, 101, 56–67.
10. Åkesjö A., Gourdon M., Vamling L., Innings F. and Sasic S. (2017). Hydrodynamics of vertical falling films in a large-scale pilot unit – a combined experimental and numerical study. *International Journal of Multiphase Flow*, 95, 188-198.
11. Gourdon M., Innings F., Jongsma A. and Vamling L. (2014). Qualitative investigation of the flow behaviour during falling film evaporation of a dairy product. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 60, 9-19.
12. Gourdon M. and Mura E. (2017). Performance evaluation of falling film evaporators in the dairy industry. *Food and Bioproducts Processing*, 101, 22-31.

13. Åkesjö A., Gourdon M., Vamling L., Innings F. and Sasic S. (2018). Experimental and numerical study of heat transfer in a large-scale vertical falling film pilot unit. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 125, 53-65.
14. Cyklis P. (2017). Industrial scale engineering estimation of the heat transfer in falling film juice evaporators. *Applied Thermal Engineering*, 123, 1365-1373.
15. Storch T., Philipp C., Doeg A. and Gross U. (2014). Near-zero shear stress experiments with heat flux effects on falling film evaporation inside a vertical tube. *International Journal of Thermal Sciences*, 76, 137-146.
16. Madoumier M., Azzaro-Pantel C., Tanguy G. and Gésan-Guizieu G. (2015). Modelling the properties of liquid foods for use of process flowsheeting simulators: Application to milk concentration. *Journal of Food Engineering*, 164, 70-89.
17. Bouman S., Waalewijn R., Jong P. D. and Linden Hjljv D. (1993). Design of falling-film evaporators in the dairy industry. *International Journal of Dairy Technology*, 46, 100-106.
18. Morison K. R. and Broome S. R. (2014). Upward vapour flows in falling film evaporators and implications for distributor design. *Chemical Engineering Science*, 114, 1-8.
19. Prost J. S., González M. T. and Urbicain M. J. (2006). Determination and correlation of heat transfer coefficients in a falling film evaporator. *Journal of Food Engineering*, 73, 320-326.
20. Grossman G. and Heath M. T. (1984). Simultaneous heat and mass transfer in absorption of gases in turbulent liquid films. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 27, 2365-2376.
21. Al-Sibai F. (2004). *Experimentelle Untersuchung der Strömungscharakteristik und des Wärmeübergangs bei welligen Filmen*, Doktora Tezi, RWTH Aachen Üniversitesi Makine Mühendisliği, Almanya.
22. Nusselt W. (1916). Die oberflächenkondensation des wasserdampfes, *Zeitschrift des vereines deutscher ingenieure*, 60, 541-546.
23. Kunugi T. and Kino C. (2005). DNS of falling film structure and heat transfer via MARS method. *Computers & Structures*, 83, 455-462.
24. Schnabel G. and Schlünder E. U. (1980). Heat Transfer from Vertical Walls to Falling Liquid Films with or Without Evaporation, *Verfahrenstechnik*, 14, 79–83.
25. Chun K. R. and Seban R. A. (1971). Heat transfer to evaporating liquid films. *Journal of Heat Transfer*, 93, 391-396.
26. Åsblad A. and Berntsson T. (1991). Surface evaporation of turbulent falling films. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 34, 835-841.

27. Mudawwar I. A. and El-Masri M.A. (1986). Momentum and heat transfer across freely-falling turbulent liquid films. *International Journal of Multiphase Flow*, 12, 771-790.
28. Numrich R. (1995). Heat transfer in turbulent falling films. *Chemical Engineering Technology*, 18, 171-177.
29. Gourdon M., Karlsson E., Innings F., Jongsma A. and Vamling L. (2016). Heat transfer for falling film evaporation of industrially relevant fluids up to very high Prandtl numbers. *Heat Mass Transfer*, 52, 379-391.
30. Karimi G. and Kawaji M. (1999). Flow characteristics and circulatory motion in wavy falling films with and without counter-current gas flow. *International Journal of Multiphase Flow*, 25, 1305-1319.
31. Miller W. A. and Keyhani M. (2001). The effect of roll waves on the hydrodynamics of falling films observed in vertical column absorbers. *American Society of Mechanical Engineers, Advanced Energy Systems Division*, 41, 45-56.
32. Ishigai S., Nakanisi S., Koizumi T. and Oyabu Z. (1972). Hydrodynamics and Heat Transfer of Vertical Falling Liquid Films : Part 1, Classification of Flow Regimes. *Bulletin of JSME*, 15, 594-602.
33. Schnabel G. and Palen. J. W. (1998). *VDI-Wärmeatlas, Wärmeübergang an senkrechten berieselten Flächen*. Almany, Springer Berlin Heidelberg, 1175-1182.
34. Lukach Y.Y., Radchenko, L. B. and Tananayiko Y. M. (1972). Determination of the average thickness of a film of water during gravitation of flow along the exterior surface of vertical polymeric pipes. *International Chemical Enginerring*, 12, 517-519.
35. Brötz W. (1954). Predetermination of absorption rate of gases in flowing liquid layers. *Chemie Ingenieur Technik*, 26, 470-478.
36. Watson L. J. (1986). Heat transfer performance in evaporators Part I: Theory and mechanisms technical report 191. *Sugar Research Institute (SRI)*, Mackay, Queensland.
37. Pennisi S. N., Liow J. and Schneider P. A. (2003). *CFD Model Development for Sugar Mill Evaporators*. 3. Uluslararası Mineral ve Proses Endüstrilerinde CFD Konferansı'nda sunuldu. Avusturya.
38. Steindl R. J. (1981). Viscosity estimation for pan stage materials–technical circular 59. *Sugar Research Institute (SRI)*, Mackay, Queensland.
39. Kubasiewicz A. (1977). *Wyparki Konstrukcja i obliczanie* (Evaporators, Constructions and Calculations in Polish), 1st edition. *Wydawnictwa Naukowo Techniczne*, 439.
40. Choi Y-H. (1986). Effects of temperature and composition on the thermal conductivity and thermal diffusivity of some food components. *Korean Journal of Food Science Technology*, 18, 357-363.

41. Morison K. R., Phelan J. P. and Bloore C. G. (2013). Viscosity and non-newtonian behaviour of concentrated milk and cream. *International Journal of Food Properties*, 16, 882-894.
42. Reddy C. S. and Datta A. K. (1994). Thermophysical properties of concentrated reconstituted milk during processing. *Journal of Food Engineering*, 21, 31-40.
43. Williams A. M., Jones J. R., Paterson A. H. J. and Pearce D. L. (2005). Milks and Milk Concentrates: Surface Tension Measurement. *International Journal of Food Engineering*, 1.
44. Winchester J. (2000). *Model based analysis of the operation and control of falling film evaporators*, Doktra Tezi, Canterbury Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Yeni Zellanda.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Soyadı, adı : Dolgun, Ekin Can
 Uyruğu : T.C.
 Doğum tarihi ve yeri : 04.01.1995, İzmir

Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Gazi Üniversitesi / Enerji Sistemleri Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	Gazi Üniversitesi / Enerji Sistemleri Mühendisliği	2018
Lise	Karşıyaka Lisesi	2013

İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	Gemak Gıda End. Mak. A.Ş.	Ar-Ge Proje Mühendisi

Yabancı Dil

İngilizce

Yayınlar:

1. Yeni Nesil Çevre Dostu Yüksek Enerji Verimliliğine Sahip Bütünleşik Enerji Depolama Sistemi Tasarımı ve Prototip İmalatı, TÜBİTAK TEYDEB Projesi, 3192217.
2. Lizozim Seperasyonu İçin Tam Otomatik Üretim Hattı Tasarımı ve Prototip İmalatı, TÜBİTAK TEYDEB Projesi, 3200376.
3. Geleneksel Türk Aromasına Sahip Standart Yoğurt Üretimi İçin Yüksek Enerji Verimliliğine Sahip İnkübasyon/Soğutma Sistemi Geliştirilmesi, TÜBİTAK TEYDEB Projesi, 3190190.
4. Peynir Altı Suyundaki Proteinin Ayrılması, İşlenmesi, Gıda Üretiminde Kullanılması Prosesinin Tam Otomatik Üretim Hattının Tasarımı ve Prototip İmalatı, TÜBİTAK TEYDEB Projesi, 3190128.
5. Dolgun E. C., Karaca G. ve Aktaş M. (2020). Performance analysis of infrared film drying of grape pomace using energy and exergy methodology. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 118.

6. Dolgun E. C., Karaca G., Aktaş M. ve Kılıç F. (2020). Analysis of intermittent infrared drying using heat recovery with a novel control methodology. *Journal of Food Process Engineering*, 43(10).
7. Karaca G., Dolgun E. C. ve Aktaş M. (2020). Design of a new energy efficient and hygienic system for drying honey. *Journal of Polytechnic*, 25(3), 713-719.
8. Karaca G., Dolgun E. C., Mavuş R. ve Aktaş M. (2020). High energy efficient system design for incubation process and cooling of yoghurt. *Journal of Polytechnic*, 23(3), 779-784.
9. Arslan E., Tuncer A. D., Koşan M., Aktaş M. ve Dolgun E. C. (2020). Designing of a New Type Air-Water Cooled Photovoltaic Collector. *Tehnicky Glasnik-Technical Journal*, 14(1), 41-45.
10. Mavuş R., Dolgun E. C., Akkoç A. E. ve Aktaş M. (2020). Yoğurt Üretiminde Kalite Kayıpları ve Kalite Artışına Yönelik Düzeltici Önlemlerin Geliştirilmesi. *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi (GMBD)*, 6(2), 120-128.
11. Aktaş M., Şevik S., Dolgun E. C. ve Demirci B. (2019). Drying of grape pomace with a double pass solar collector. *Drying Technology*, 37(1), 105-117.
12. Aktaş M., Taşeri L., Şevik S., Gülcü M., Seçkin G. U. ve Dolgun E. C. (2019). Heat pump drying of grape pomace: Performance and product quality analysis. *Drying Technology*, 37(14), 1766-1779.
13. Aktaş M., Şevik S., Dolgun E. C., Arslan E. ve Tuncer A. D. (2019). Performance analysis of solar drying and solar-infrared drying of mint and apple slices using energy-exergy methodology. *Solar Energy*, 180, 537-549.
14. Karaca G., Dolgun E. C., Koşan M. ve Aktaş M. (2019). Photovoltaic-Thermal solar energy system design for dairy industry. *Journal of Energy Systems*, 3(2), 86-95.
15. Dolgun E. C., Karaca G., Mert F. Ve Mavuş R. (2019). Smart Manufacturing Method in Moulded White Cheese Production. *Current Research and Assesments for Agricultural Sciences*. ISBN: 978-9940-540-95-1, 303-316.
16. Karaca G., Dolgun E. C. ve Aktaş M. (2019). Drying Defects: The Right Approach and Improving the Drying Process. *2nd International Conference On Energy Research (ENRES-2019)*, Muğla, Türkiye, 11-13 Nisan, 120-125.
17. Karaca G., Dolgun E. C., Mavuş R. ve Aktaş M. (2019). Analysis of Important Parameters for the Production of Milk Powder Using Spray Dryer. *2nd International Conference On Energy Research (ENRES-2019)*, Muğla, Türkiye, 11-13 Nisan, 83-88.
18. Dolgun E. C., Şimşek S., Karaca G., Kılıç A. G. ve Aktaş M. (2019). Design of a Solar Assisted Falling Film Evaporator System. *Hasat International Agriculture And Forest Congress, Ankara, Türkiye, 21 - 23 Haziran*, 999-1008.

19. Karaca G., Dolgun E. C., Aktaş M. ve Özen E. (2019). Energy Storage on Ice with Photovoltaic-Thermal Solar Hybrid System. *2nd International Conference On Energy Research (ENRES-2019), Muğla, Türkiye, 11-13 Nisan*, 89-96.
20. Dolgun E. C., Karaca G., Kılıç A. G. ve Aktaş M. (2019). Study on Performance Affecting Parameters in Energy Storage Systems On Ice. *International Congress of Academic Research, Bolu, Türkiye, 16 - 18 Eylül*.
21. Dolgun E. C. ve Aktaş M. (2019). Analysis of Parameters Affecting Evaporation In Falling Film Evaporators. *International Congress of Academic Research, Bolu, Türkiye, 16 - 18 Eylül*. 453-458.
22. Tuncer A. D., Koşan M., Dolgun E. C., Aktaş M. ve Arslan E. (2018). Design of a novel modular photovoltaic-thermal (PV/T) collector. *International Conference on Technology and Science, Antalya, Türkiye, 13 - 15 Aralık*.
23. Koşan M., Dolgun E. C., Aktaş M. ve Çolak E. (2018). Photovoltaic-Thermal Solar Energy System Design for Food Industry. 3. *International Symposium on Industrial Design and Engineering, Antalya, Türkiye, 22 - 24 Kasım*.
24. Dolgun E. C., Mavuş R., Aktaş M. ve Çolak E. (2018). High Energy Efficient System Design for Incubation Process and Cooling of Yoghurt. *3rd International Symposium on Industrial Design Engineering (ISIDE2018), 22 - 24 Kasım*.
25. Aktaş M., Tuncer A. D., Arslan E. ve Dolgun E. C. (2018). Performance analysis of a V-corrugated double-pass solar air heater. *International Conference on the Internatinonal Conference on Materials Science Mechanical and Automation Engineerings and Technology in Çeşme/İzmir (IMSMATEC'18), 10-12 Nisan*.
26. Aktaş M., Boran K., Dolgun E. C., Demirci B. ve Tuncer A. D. (2017). Performance analysis of a new type double pass solarair collector. *1st International Conference on Energy Systems Engineering, Karabük, Türkiye, 2 - 4 Kasım*. 50.

Hobiler

Kitap okumak



GAZİ GELECEKTİR..