EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

(DOKTORA TEZİ)

SIVI KURUTUCULU İKLİMLENDİRME SİSTEMİ TEORİK ANALİZİ VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Oğuz Emrah TURGUT

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. M. Turhan ÇOBAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Sunuş Tarihi :

Bornova-İZMİR

2015

Ek 10 İçindekiler Sayfası Örneği

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET .....…

ABSTRACT .....

TEŞEKKÜR .....

ŞEKİLLER DİZİNİ .....

ÇİZELGELER DİZİNİ.....

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ .....

1.GİRİŞ.....

2.SIVI VE KATI KURUTUCULU İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ.....

2.1 Sıvı Kurutuculu İklimlendirme Sistemleri .....

2.1.1 Sıvı kurutuculu İklimlendirme Sistemleri Elemanları.....

2.1.1.1 Nem alıcılar.....

2.1.1.2 Rejeneratörler .....

2.1.1.2.1 Açık tipli zorlanmış taşınımlı rejeneratörler.....

2.1.1.2.2 Kapalı tipli zorlanmış taşınımlı rejeneratörler.....

2.1.1.2.3 Doğal ve zorlanmış taşınım tipli kollektörlü rejeneratörler.....

2.2 Dönen Tekerlekli Katı Kurutuculu Sistemler.....

2.2.1 Tekerlekli katı kurutucu konfigürasyonu.....

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

2.2.2 Hibrit katı kurutucu tekerlekli iklimlendirme sistemleri .....

2.2.3 Güneş enerjisi destekli katı kurutuculu iklimlendirme sistemleri .....

2.2.4 Hibrit sıvı kurutuculu buhar sıkıştırmalı iklimlendirme sistemleri.....

2.2.5 Hibrit sıvı kurutuculu buhar absorbsiyonlu iklimlendirme sistemleri.....

3. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI.....

4. SIVI KURUTUCULU İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ.....

4.1 Adyabatik Kurutucular İçin Matematiksel Modeller.....

4.1.1 Sonlu farklar modeli .....

4.1.2 Etkinlik – NTU (ε-NTU) modeli .....

4.1.3 Basitleştirilmiş modeller.....

4.2 İçten Soğutmalı Kurutucular İçin Oluşturulan Sayısal Modeller .....

4.2.1 Sıvı film tabakası kalınlığını dikkate almayan modeller .....

4.2.2 Sıvı film tabakası kalınlığını dikkate alan modeller.....

4.2.3 Değişen film kalınlıklarını dikkate alarak hazırlanan matematiksel modeller .....

5. SIVI KURUTUCULARIN FİZİKSEL VE TERMOFİZİKSEL

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

ÖZELLİKLERİ.....

5.1 Sıvı Kurutucular.....

5.2 Sıvı Çözeltilerin Termodinamiksel Özellikleri .....

5.2.1 LiCl sıvı çözeltileri için Gibbs enerji denkleminin geliştirilmesi.....

5.2.2 LiCl çözeltisinin diğer termodinamik özelliklerinin elde edilmesi.....

5.2.2.1 Denge buhar basıncı.....

5.2.2.2 Çözelti yoğunluğu .....

5.2.2.3 Yüzey tansiyonu.....

5.2.2.4 Dinamik vizkozite.....

5.2.2.5 Isı iletim katsayısı .....

5.2.3 Lityum bromür'ün termofiziksel özelliklerinin tanımlanması.....

5.2.3.1 Çözelti denge buhar basıncı.....

5.2.3.2 Çözelti yoğunluğu .....

5.2.3.3 Çözelti özgül ısısı.....

5.2.3.4 Çözelti entalpi ve entropisi.....

5.2.3.5 LiBr sıvı çözeltisinin transport termofiziksel özellikleri.....

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

5.3 Nemli Havanın Termofiziksel Özelliklerinin Modellenmesi.....

6. DENEYSEL ÇALIŞMA ŞARTLARI VE DENEY DÜZENEĞİ.....

6.1 Deney Düzeneğinin Tanımlanması.....

7. ADYABATİK SIVI KURUTUCULU SİSTEMLER ÜZERİNE DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMALAR.....

7.1 Kurutucu İçindeki Isı ve Kütle Transferi Mekanizması.....

7.1.1 Kurutma prosesine etkiyen termodinamik çalışm parametreleri.....

7.1.1.1 Buhar basıncı etkisi.....

7.1.1.2 Emilme ısısı.....

7.1.2 Isı ve kütle transferi mekanizmasını belirleyen yönetici denklemler.....

7.2. Sıvı Kurutucu ve Nemli Havanın Çıkış Değerlerini Elde Etmek için

Önerilen Analitik Çözüm.....

7.2.1 Nemli hava entalpisi, denge halindeki sıvı kurutucu entalpisi ve entalpi etkinlikleri.....

7.2.1.1 Paralel akış.....

7.2.1.2 Ters akış.....

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

7.2.1.3 Çapraz akış.....

7.2.2 Kurutma etkinliği, sıvı kurutucu ve hava sıcaklığı değerlerini elde etmek için analitik çözüm.....

7.2.2.1 Paralel akış.....

7.2.2.2 Ters akış.....

7.2.2.3 Çapraz akış.....

7.3 Adyabatik Kurutuclar için Deneysel Sonuçlar ile Sayısal Verilerin Karşılaştırılması.....

7.3.1 Nemli hava giriş sıcaklıklarının adyabatik kurutma performansına olan etkileri .....

7.3.2 Nemli hava debilerinin adyabatik kurutma performansına

olan etkileri.....

7.3.3 Sıvı kurutucu debilerinin adyabatik kurutma performansına

olan etkileri.....

7.3.4 Mutlak nem giriş miktarlarının adyabatik kurutucu

performansına olan etkileri.....

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

8. İÇTEN SOĞUTMALI SIVI KURUTUCULU SİSTEMLER İÇİN

ELDE EDİLEN DENEYSEL VERİLER VE SAYISAL

SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI.....

8.1 Soğutma Suyu Giriş Sıcaklıklarının Kurutma Performasnına

Olan Etkisi.....

8.2 Sıvı Kurutucu Giriş Sıcaklıklarının Kurutma Performansı

Üzerindeki Etkisi.....

8.3 Giriş Mutlak Nem Miktarlarının Kurutma Performansına Etkisi.....

8.4 Giriş Soğutma Suyu Debisinin Kurutma Performansına Etkisi.....

8.5 Sıvı Kurutucu Debisinin Kurutma Performansına Etkisi.....

8.6 Hava Giriş Sıcaklığının Kurutma Performansına Etkisi.....

9. LİTYUM BROMÜR VE LİTYUM KLORÜR SIVI KURUTUCULU SİSTEMLERİN KURUTMA PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRMALI İNCELENMESİ.....

9.1 Nemli Hava Sıcaklığının LiBr ve LiCl Sulu Çözeltilerinin Kurutma Performansına Etkisi.....

9.1.1 Nemli hava giriş sıcaklığı 26,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi.....

9.1.2. Nemli hava giriş sıcaklığı 30,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi.....

9.1.3 Nemli hava giriş sıcaklığı 34,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi.....

9.2 Giriş Mutlak Nem Miktarlarının LiCl ve LiBr Sulu Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performanslarına Olan Etkisi.....

9.2.1 Giriş mutlak nem değeri 0,012 kg nem / kg kuru hava iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi.....

9.2.2 Giriş mutlak nem değeri 0,020 kg nem / kg kuru hava iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi.....

9.3 Sıvı Kurutucu Giriş Sıcaklıklarının LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi.....

9.3.1 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 20,0 °C iken kurutma performanslarının

değerlendirilmesi.....

9.3.2 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 30,0 °C iken kurutma performanslarının

değerlendirilmesi.....

9.4. Sıvı Kurutucu Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma

Performansına Olan Etkisi.....

9.4.1 Sıvı kurutucu debisinin 0,15 kg/s olması durumunda çalışma

parametrelerinin değişimi.....

9.4.2 Sıvı kurutucu debisinin 0,60 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin

değişimi ....

9.5 Sıvı Kurutucu Giriş Konsantrasyonunun LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin

Kurutma Performanslarına Olan Etkisi

9.5.1 Sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 30,0% iken çalışma parametrelerinin

çıkış değerlerinin karşılaştırlması

9.5.2 Sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 45,0% iken çalışma parametrelerinin

çıkış değerlerinin karşılaştırılması

9.6 Soğutma Suyu Giriş Sıcaklıklarının LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin

Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.6.1 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 5,0 °C iken çalışma parametreleri çıkış

değerlerinin karşılaştırılması

9.6.2 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 25,0 °C iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

9.7 Nemli Hava Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.7.1 Nemli hava debisi 0,1 m^3/s olması durumun çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

9.7.2 Nemli hava debisi 0,7 m^3/s olması durumunun çalışma parametreleri çıkış değerlerine olan etkisi

9.8 Soğutma Suyu Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.8.1 Soğutma suyu debisinin 0,3 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

9.8.2 Soğutma suyu debisinin 0,7 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

10. SONUÇ VE ÖNERİLER.....

KAYNAKLAR DİZİNİ.....

ÖZGEÇMİŞ.....

EKLER .....

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince bana sonsuz destek veren aileme, zor zamanlarımda beni yanlız bırakmayan ve deney düzeneğinin hazırlanmasında büyük bir pay sahibi olan çok sevdiğim danışmanım Yrd. Doç. Dr M. Turhan Çoban'a, özellikle kıymetli görüşlerinden yararlandığım ve ya-kın ilgisini esirgemeyen Prof Dr. Necdet Özbalta'ya, tezin biçimlen-mesinde ve laboratuvar işlerinde değerli katkılarını aldığım bölüm elemanlarından Dr. Özer Öğüçlü'ye ve deney düzeneğinin t hazırlanmasında önemli bir rol oynayan Türkoğlu Makine'ye teşekkürü bir borç bilirim.

1. GİRİŞ

Bilgisayar çağının öngörülemez gelişimiyle ortaya çıkan teknolojik yenilikler iklimlendirme sektörünü de etkilemiş ve önceleri lüks olarak görülen bazı gereklilikler artık bir gereksinimden çok daha fazlası haline gelmiştir. Bu gelişim ile beliren fosil kaynakların tükenmesinin hızlanışı enerji ihtiyacının artmasına yol açmıştır.

Uluslararası Soğutma Enstitüsü'nün yaptığı araştımalar dünyada üretilen toplam enerjinin 15% 'inin ve ticari yapılar için üretilen toplam enerji sarfiyatının 45%'inin soğutma ve iklimlendirme sistemleri için kullanıldığını ortaya koymaktadır (Santamouris and Argiriou, 1994). Bina sektöründe harcanan enerji dünyadaki toplam enerji tüketiminin 50% 'sini kapsamaktadır. Enerji tüketimi genel olarak elektriksel eşyalar, termal komfor uygulamaları ve bunu gibi diğer harcamaları kapsamaktadır. Dünya nüfusunun artmasıyla oluşan kentleşme oranının yükselişi şehirlerdeki yaşam standartlarının artmasına yol açmıştır. Bu gelişim ile birlikte bina sektöründe harcanan enerjinin artacağı düşünülmüş (EIA, 2004; York, 2007; Solecki and Leichenko, 2006). Araştımalar bu beklentiyi doğrulamış (York, 2007) ve elektrik enerjisi tüketiminin 2002 den 2030 'a kadar 119% 'luk bir artış göstereceği öngörülmüştür (EIA, 2004).

Elektrik enerjisinin tüketimini alt seviyelerde tutmak ve sürdürülebilir enerji kaynakları sağlamak için daha verimli sistemler tasarlamak gerekmektedir (Lund, 2006). Bu proses için üretilen sistemler karbon dioksit ve azot dioksit gibi sera etkisi yaratan gazların salınımını azlatacak şekilde tasarlanmalı ve çevreye verilecek zararlı etki aşağı çekilmelidir. Bir çok ülke enerji politikalarını karbon tabanlı enerji kaynakları yerine karbon tüketimi olmayan enerji kaynakları doğrultusunda şekillendirmektedir. Bu uygulamarla birlikte Fransa, enerji tüketiminin artmasına rağmen, on yıl içinde karbondioksit emisyonu değerlerini 27% oranında düşürmüştür (Baptiste and Ducroux, 2003).

İç hava kalitesinin başarılı bir şekilde sağlanması özellikle sıcak ve nemli yaşam alanların iklimlendirme sistemlerinin etkinliğinin değerlendirilmesi için önemli bir parametredir. Bu sıcak ve nemli bölgelerde görülen hasta bina sendromu (sick building syndrome) daha iyi iklimlendirme şartları sağlanarak düzeltilebilir. Fakat amacını aşan iklimlendirme şartları ortamdaki nem oranı değerlerini insan sağlığına zararlı seviyelere getirmektedir ve istenmeyen sonuçlara yol açmaktadır.

Buhar sıkıştırmalı çevrimler iklimlendirme endüstrisinde en çok kullanılan prosesler olarak yer almaktadır. Literatür çalışmalarından elde edilen bilgilere göre bu çeşit çevrimler için aşağıdaki gereklilikler sağlanmalıdır (Lowenstein, 2008).

- İklimlendirme sistemleri için daha verimli tasarımlar üretilmelidir.
- Daha az soğutma yükü gerektiren bina tasarımları önerilmelidir.
- Güç üretiminde kullanılacak enerji kaynakları fosil yakıtlardan sürdürülebilir karbonsuz enerji kaynaklarına dönüşmelidir.
- Daha verimli kurutma prosesi sağlayacak iklimlendirme sistemleri geliştirilmelidir.

Yukarıdaki araştıma ve geliştime önerileri eksiksiz olarak uygulansa bile buhar sıkıştırmalı çevrimlerin elektrik enerjisi ihtiyacının fazla olması bu sistemlerin kullanabilirliklerini azaltmaktadır. Ayrıca düşük nem kontrolü, gereğinden fazla enerji harcanması ve sistem içindeki ıslak yüzeyler üzerinde yetişen küf ve bakterilerin insan sağlığına zararlı etkisi de buhar sıkıştımalı çevrimlerin gözardı edilemez dezavantajları olarak gösterilebilir (Liu et al., 2006; Ge et al, 2006). Bu sistemlere önerilen alternatif iklinlendirme sistemleri sektörden beklenen talebi karşılayacak karakterde olmalı ve mevcut eksiklikleri bir nebze de olsa gidermelidir.

Son yıllarda buhar sıkıştırmalı iklimendirme sistemlerinin alternatif olarak sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinde diğer iklimlendirme sistemlerinde olduğu gibi proses havasının çiy noktasına soğutulmasına gerek duyulmaz . Ayrıca sıvı kurutuculu sistemlerin diğer konvensiyonel sistemlere göre 40% daha az enerji harcadığı görülmektedir (Potnis and Lenz, 1996). Göreceli olarak düşük rejenerasyon sıcaklıkları (60 – 75 °C) altında etkili performans vermeleri bu sistemlerin atık ısı veya güneş enerjisi destekli sistemler ile başarılı bir şekilde çalışmasını sağlayabilmektedir.

Sıvı kurtuculu sistemler ile iklimlendirme prosesi ilk olarak Lof (1995) tarafından önerilmiştir. Trietilen glikolü nem alıcı olarak kullanan açık çevrimli bir iklimlendirme setinin performansı incelenmiştir. Bu çalışmanın ardından sıvı

kurutuculu iklimlendirme sistemleri yeni bir araştırma alanı olarak kabul görülmüş ve yenilikçi sistem tasarımları (Xiong et al., 2010; La et al., 2013; Xioa et al., 2011), deneysel çalışmalar (Sultan et al, 2002; Audah et al., 2011) ve performans analizleri (Xioa et al., 2011; Liu et al., 2009; Ge et al., 2011) üzerine detaylı çalışmalar başlamıştır. Araştırmalar sonucunda sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinin konvansiyonel sistemere göre aşağıdaki avantajlara sahip olduğu görülmüştür.

- Elektrik enerjisi kullanımı yerine güneş enerjisi, jeotermal enerji ve endüstriyel proseslerden elde edilen atık ısının kullanımı ile toplam sistem maliyeti azalmıştır.

- Sıcaklık ve nem kontrolünün sağlanması için uygun operasyonel koşullar sağlanmıştır (Xiong et al., 2010).

- Ozon tabakasına zarar vermeyen çevreye dost nem alıcı çalışma akışkanları kullanılmıştır. (Tu et al., 2009).

Yukarıda belirtilen operasyonel avantajlar ile sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri, enerji sistemleri üzerine çalışmalar yapan araştırmacılar için bir odak noktası galine gelmiştir. Bu araştırmacılar çeşitli sistem alternatifleri sunarak bu alanın gelişmesinde önemli bir yol katetmişlerdir.

Bu tez kapsamında içten soğutmalı ve adyabatik sıvı kurutuculu sistemler üzerinde karşılaştırmalı olarak sayısal ve deneysel çalışmalar yapılacaktır. Çeşitli performans indeksleri ışığında deneylerden elde edilen sonuçlar ile sayısal modelden elden çıktılar karşılaştırılacaktır. Ayrıca adyabatik kurutucular ile içten soğutmalı kurutucuların kurutma performansları incelenecek ve çalışma parametrelerinin optimum tasarımı için uygum olan çalışma aralıkları belirlenecektir.

2. SIVI VE KATI KURUTUCULU İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİ

Katı, yarı katı ya da bir sıvıdan buharlaşma yoluyla su buharı ya da başka bir çözücü çekilmesi sürecindeki ısı ve kütle transferi prosesine kurutma işlemi denir. Kurutma işlemi dünya genelindeki enerji sarfiyatının 12%'sine karşılık gelmektedir (Misha et al., 2012). Kurutma prosesi genel olarak iki farklı aşamadan meydana gelmektedir (Fournier and Guinebault, 1995). Birinci aşama süresince kurutulacak madde içerisinde ve yüzeyinde eşit miktarda nem miktarı bulunmaktadır. Madde yüzeyi sıcak hava ile ısıtıldığında yüzey su buharı ile doymuş hale geçecektir ve ardından buharlaşma işlemi meydana gelecektir. İkinci aşamada ise, kurutma yüzeyindeki su buharı tükendiği için iç yüzeyden dışarıya doğru su taşınımı meydana gelecektir. Bu fazdaki enerji tüketimi birinci fazdaki enerji tüketimine göre çok daha fazladır (Misha et al., 2012). Bunun yanında bazı maddeler için bu iki faz geçerli olmayabilir. Belessiotis ve Delyannis (2011) bu maddeler için farklı bir aşama önermiştir. Bu aşamada nem miktarı kurutma prosesindeki madde çevresiyle dengeye ulaşıncaya kadar azalmaktadır. Görüldüğü gibi herhangi bir üründen nem alma prosesi, ürünün doğal yapısına göre değişmektedir.

Ürün içindeki nem miktarı, ürün sıcaklığı ve nemli hava debisi kurutma prosesi için tanımlanan önemli parametrelerdendir. Sıvı kurutucular ile tasarlanan kurutma işleminde nem almanın yanısıra proses havasında izotermal (adyabatik) prosesten dolayı sıcaklık artışı da meydana gelecektir. Sıvı kurutuculu sistemlerde kütle transferi sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki buhar basıncı farkı nedeniyle meydana gelmektedir. Sıvı kurutucu, proses havasındaki nemi çevreyle denge halini sağlayana kadar emecektir. Ardından işlem gören sıvı kurutucunın tekrar kullanılabilmesi için ısıtılarak sıvı kurutucu yüzeyinin sıvı buhar basıncının arttırılması gerekmektedir. Böylece sıvı kurutucu sahip olduğu nem miktarını çevreye atacaktır.

Bu bölümde sıvı kurutuculu ve katı kurutuculu sistemler hakkında bilgi verilecektir. Tanımlanan sistemler için, sistem elemanlarının işlevleri ve çalışma mekanizmaları basit bir şekilde tanımlanacaktır.

2.1 Sıvı Kurutuculu İklimlendirme Sistemleri

İklimlendirme sistemlerindeki enerji tüketimi miktarının tedirgin edici boyutlara ulaştması günümüz dünyasının üstenden gelmesi gerektiği önemli problemlerden biridir. Bunun yanında iklimlendirme sistemlerinde kullanılan geleneksel soğutucuların çevreye verdiği zararlı etkilerle birlikte çevreye dost ve efektif alternatif sistemlerin gerekliliği ön planda tutulmaktadır. Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri güneş enerjisi ve atık ısı enerjisi gibi düşük değerli ısı kaynaklarını kullanması nedeniyle tercih edilen sistemler arasındadır. LiCl, LiBr ve $CaCl_2$ gibi sıvı kurutucuların nem tutucu olarak kullanımı bu sistemlerin çevreye verdiği zararlı etkilerin minimuma indirgemesini sağlamaktadır. Bu çeşit sistemlerin ilk uygulaması Lof (1995) tarafından gerçekleştirilmiştir.

İlerleyen zamanla, sıvı kurutuculu nem alma sistemleri sanayi ve tarım teknolojilerinin önemli bir parçası haline gelmiştir. Tekstil atölyelerindeki nem kontrolü, hasat sonrası hububatın nem kontolü ve düşük sıcaklıktaki tarım ürünlerinin kurutulması sıvı kurutuculu nem alma sistemleriyle hayata geçmiştir (Mei and Dai., 2008). Bu sistemlerin düşük ve orta dereceli sıcaklıklarda efektif ve ekonomik nem kontrol kabiliyeti geleneksel iklimlendirme sistemlerinin etkinliğini gölgelemiştir. Konvensiyonel iklimlendirme sistemlerinde proses havası kuru termometre sıcaklığına kadar soğutulmakta bunun sonucunda işlenmiş hava sıcaklığı, gerekli ortam konfor sıcaklığı değerlerinden daha düşük olmaktadır. Bu sıcaklık farkını kapatmak için tekrar ısıtma enerjisini kullanmakta bu da sistemin toplam enerji etkinliğini düşürmektedir. Ayrıca sistem içinde bulunan yoğuşmuş sıvı, bakteriler için uygun bir yaşama alanı sağlamakta ve bu da ortamdaki bireylerin sağlığını tehdit edecek şartlar oluşturmaktadır.

Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerin, buhar sıkıştırmalı iklimlendirme sistemlerine göre belli başlı avantajları bulunmaktadır. Bu sistemin artıları arasında (Lowenstein, 2008)

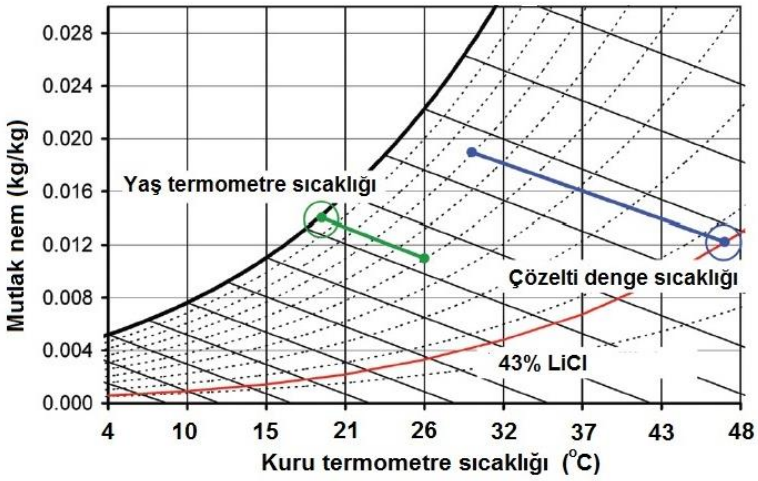
- Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerin genel olarak düşük seviyede ısı kaynağı kullanması ve konvensiyonel sistemlerin kullandığı elektriksel enerjinin yaklaşık dörtte birini harcaması;
- Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerde işlem havasının kurutulmasının diğer iklimlendirme sistemlerine göre daha etkin olması;

yer almaktadır.

Kurutucu malzemeler doğası gereği su buharı ile etkileşime meyilli maddelerdir. Önceki bölümde de belirtildiği gibi nem alıcılar(kurutucular) katı kurutucu ve sıvı kurutucu olacak şekilde ikiye ayrılır. Bu kurutucu malzemelerin endüstride bir çok uygulaması bulunmakta ve bu uygulamalar günden güne yaygınlaşmaktadır.

Bir sıvı (veya katı) kurutucunun nem alma (ya da verme) kabiliyeti bu kurutucunun denge buhar basıncının büyüklüğü ile ölçülmektedir. Bahsedilen denge buhar basıncının büyüklüğü genel olarak sıvı kurutucu-su buharı karışımının sıcaklığının artmasıyla üssel olarak artmaktadır. Ayrıca bu değer kurutucunun havadaki serbest buharı çekmesiyle de artabilmektedir(seyreltik sıvı kurutucuların derişik sıvı kurutuculara göre denge buhar basıncı daha fazladır) (Lowenstein, 2008).

Sıvı kurutuculu sistemlerdeki ısı transferi mekanizması buharlaşmalı soğutmadaki ısı transferine zıt olarak gelişmektedir. Nemli hava, ıslak bir yüzeyden geçtiğinde buhar filmi yüzeyindeki buharlaşma sonucunda gerçekleşen ısı transferi, hava – buhar yüzeyindeki sıcaklığı yaş termometre sıcaklığına kadar düşürmektedir. Sabit entalpide gerçekleşen bu iklimlendirme prosesi Şekil 2.1'de gösterilmektedir.



Şekil 2.1 Sabit entalpide gerçekleşen iklimlendirme prosesi

Eğer nemli hava sıvı kurutucu ile ıslatılmış bir yüzey üzerinden geçeriliyorsa, mevcut bağıl nem miktarına bağlı olarak, kurutucu işlem havasındaki nemi emer ya da içerdiği su buharını havaya verir. Eğer sıvı kurutucu işlenen havadan nem çekiyorsa kurutucunun sıcaklığı artacak bu da buharlaşmalı soğutma işlemine zıt bir mekanizma ile desteklenecektir. Bu mekanizmanın etkisiyle elde edilen denge

sıcaklığı, (çözelti denge sıcaklığı) ortam havası sıcaklığının sıvı kurutucu hava yüzey sıcaklığına ulaştığı sıcaklık olarak verilebilir. Şekil 2.1' de (mavi çizgiyle yuvarlak içinde) bu tanımlama psikometrik tablo üzerinde ifade edilmiştir.

Geçmiş yıllarda araştırmacılar bu sistemlerin etkinliğini arttırmak için değişik yöntemler uygulamışlardır. Bunlar

- Alternatif sıvı kurutucular üzerine çalışmak
- Yüksek verimli rejenaröterler üretmek
- Hibrit sıvı kurutuculu sistemler tasarlamak

olarak sıralanabilir.

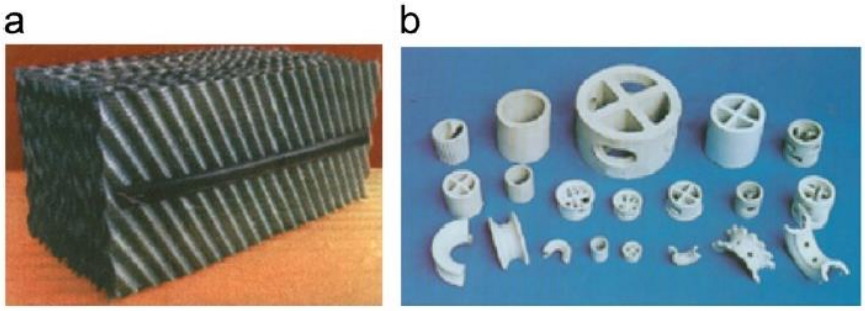
Sıvı kurutuculu sistemlerde uygun kurutucu seçimi sistem performansının gelişmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Glikoller ve halid tuzlar endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan sıvı kurutuculardır. Halid tuzlar sınıfına giren LiCl ve LiBr çözeltilerin nemli havayı 6.0%'lık bağıl nem değerlerine kadar kurutubildiği bilinmektedir (Lowenstein, 2008). Bu çeşit çözeltilerin demir içeren ve içermeyen metaller üzerinde korozif etki yaratmaktadır. Titanyum halid tuzların korozif etkisinden en düşük derecede etkilenen metal çeşitlerindedir fakat yüksek maliyeti nedeniyle bu metalin endüstriyel proseslerde kullanım alanı sınırlıdır.

Kullanımı yaygın diğer bir sıvı kurutucu türü ise glikoldür. Glikol çeşitlerinden trietilen ve propilen glikolün metaller üzerindeki korozif etkisi kabul edilebilir seviyededir (Elsarrag, 2006; Oberg and Goswami, 1998). Fakat bu çeşit sıvı kurutucuların uçuculuklarının yüksek olması sanayideki kullanabilirlik seviyelerini düşürmektedir. Potasyum format, sodyum format ve asetat gibi zayıf organik asitli tuzların ise hem korozif etkisi düşüktür hem de uçuculuk özellikleri ihmal edilebilir seviyededir fakat bunun yanında bu tuzların diğer termofiziksel özelliklerinin sıvı kurtuculu iklimlendirme sistemleri için yeterli olmadığı görülmüştür.

Herhangi bir sıvı kurutuculu iklimlendirme sisteminin matematiksel modellemesini eksiksiz bir biçimde gerçekleştirmek için bu sistemlerde kullanılacak sıvı kurutuculuların termofiziksel özellikleri doğru bir model ile tanımlanmalıdır. Bu sıvı kurutucuların termodinamik özelliklerini sayısal olarak modellemek için bir çok araştımacı değişik korelasyonlar önermişlerdir. Patil et

al. (1990) LiCl, LiBr ve LiI çözeltilerinin 303.15 – 343.15 K sıcaklıkları arasında değişik konsantrasyonlardaki denge buhar basıncı değerlerini ölçerek Antonie denklemine benzer bir eğri uydurmuşlardır. Karşılaştırmalar sonucunda deneysel verilerle matematiksel modelin çıktılarının birbirine kabul edilebilir seviyede uyduğu gözlemlenmiştir. Ahmet et al. (1998) klasik termodinamik denklemleri kullanarak kalsiyum klorür ve lityum klorür karışımlarının denge buhar basınçlarını, vizkozitelerini ve yoğunluklarını hesaplayan bir matematiksel model önermişlerdir. Conde (2004) elde etmiş olduğu 1850 deneysel veriden yola çıkarak lityum klorür ve kalsiyum klorür çözeltilerinin çözünülenilirlik sınırları, denge buhar basıncı, yoğunluk, yüzey gerilimi, dinamik vizkozite gibi termofiziksel özelliklerini hesaplamak için ampirik korelasyon modelleri önermiştir. Patek ve Klomfar (2006) LiBr çözeltilerinin entalpi, entropi ve özgül ısı değerlerini hesaplamak için sıcaklığın ve karışım konsantrasyonun fonksiyonu olan ampirik korelasyonlar önermişlerdir. Korelasyonların geçerlilik bölgesi karışım sıcaklıkları için 273 - 500 K, konsantrasyonları için 0 – 75 % değerleri arasındadır. Patek ve Klomfar (2006) LiCl çözeltilerinin termodinamik özelliklerini hesaplamak için Gibbs serbest enerjisi denklemlerini kullanarak yoğunluk, izobarik ısı kapasitesi, entalpi, entropi gibi çoklukların matematiksel modellerini literatürden elde ettiği verilere dayanarak oluşturmuştur. Karşılaştırmalar sonucunda matematiksel model ile deneysel verilerin maksimum 0.1% hata ile uyum sağladığı gözlemlenmiştir.

Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinin performasına etkiyen diğer bir parametre de ısı ve kütle transferinin gerçekleştiği dolgu malzemesinin etkin bir şekilde seçilmesidir. Dolgu malzemeleri, düzensiz dolgu malzemeleri ve yapılandırılmış dolgu malzemeleri olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Düzensiz dolgu malzemeleri belirli geometrik yapıları bulunmayan rastgele düzenlenmiş yapılardır. Yapılandırılmış dolgu malzemeleri ise belirli geometrik formlar içinde düzenlenmiştir. Şekil 2.2'de bu çeşit yapılara birer örnek verilmektedir.



Şekil 2.2 Dolgu malzemeleri: (a) Yapılandırılmış dolgu malzemesi (b) Düzensiz yapılandırılmış dolgu malzemesi (Mei and Dai, 2008)

Düzensiz dolgu malzemeleri kullanan sıvı kurutuculu sistemler mevcut dolgu yataklarının düzenlenme biçiminden dolayı yukarıdan püskürtülen sıvı kurutucunun yatak üzerinde düzgün dağılımını etkin bir şekilde gerçekleştiremez. Yapılandırılmış dolgu malzemeleri kullanan yataklar ise sıvı kurutucunun düzenli bir şekilde dağılımını temin edebilirler.

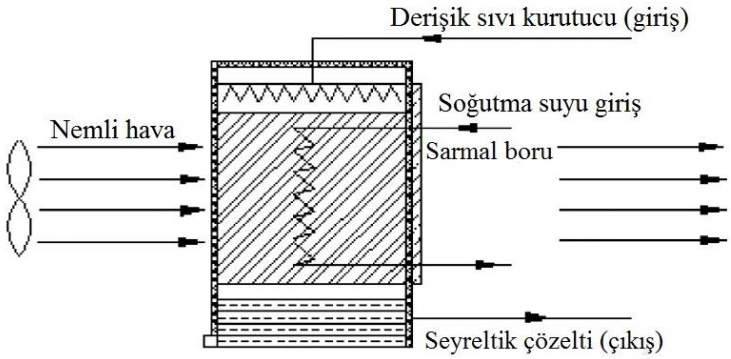
Dolgulu yatak içerisindeki basınç düşümü değerinin büyüklüğü yatak seçimindeki önemli parameterelerden biridir. Gandhidasan (2002) dolgulu yataklardaki basınç düşümü değerlerini tahmin edebilmek için matematiksel bir korelasyon modeli önermiştir. Çalışmaları sonucunda hem yapılandırılmış hem de düzensiz dolgulu yatakların daha az değerde basınç düşümüne olanak tanıdığı görülmüştür. Literatür çalışmalarından anlaşılacağı gibi dolgulu yataklardaki malzeme şekli ve dolgulu yatak düzeni, kurutucu içindeki ısı ve kütle transferinin etkili bir şekilde gerçekleşmesine ve bu prosesin hatasız (ya da minmum hata ile) modellenmesine olanak tanımıştır. Bir sonraki bölümde sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinin temel elemanlarından olan kurutucular (nem alıcılar) ve rejeneratörler detaylı olarak incelenecektir ve bu sistemleri modellemek için kullanılan matematiksel çözüm yöntemleri tartışılacaktır. Bu sistemlerdeki akış düzenlerinin sistem verimi üzerindeki etkinlikleri araştırılacak ve literatür çalışmalarının gelecek çalışmaları ne şekilde etkilediği irdelenecektir.

2.1.1 Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri elemanları

Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri elemanları genel olarak nem alıcılar (kurutucular), rejenartörler, evaporatif soğutucular ve ısı değiştiricilerden oluşmaktadır. Nem alıcıda, derişik sıvı kurutucunın sıvı buhar basıncı, nemli proses havasının sıvı buhar basıncından daha düşük olduğu için kütle transferi nemli havadan derişik çözeltiye doğru meydana geşmektedir. Nem alma prosesinden sonra gelen rejenerasyon işleminde seyreltik çözelti atık ısı ve güneş enerjisi gibi düşük enerji seviyeli ısı kaynaklarından elde edilen ısı yardımyla tekrar derişik hale gelir. Yani nem alıcıdan çıkan seyreltik çözeltinin yüzey sıvı buhar basıncı bu ısı kaynaklarından sağlanan sıcaklık artımıyla sıvı kurutucudaki rejenerasyon kapasitesini arttırmaktadır.

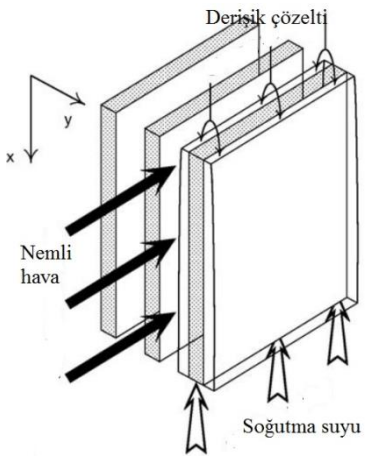
2.1.1.1 Nem alıcılar (Kurutucular)

Adyabatik ve içten soğutmalı nem alıcılar sanayide bir çok uygulama alanında görülebilir. Kurutucu tasarımlarının geometrisine ve doğasına bağlı olarak yüksek nemli hava – sıvı kurutucu yüzey alanı sağlar. Isı ve kütle transferi verimlilikleri fazladır. Fakat dolgulu yataklar üzerinde ısı ve kütle transferi geçekleştiğinde nemli hava tarafında büyük miktarda basınç düşümüne sebep olmaktadır. Ayrıca nem alma sırasında (adyabatik kurutucularda) meydana gelen ısı artımı kurutma prosesinin performansını düşürmektedir. Bundan dolayı ortaya çıkan ısıyı dışarı atmak için nem alıcı boyunca soğutma suyu dolandırılarak nem alam etkinliği arttırılmaya çalışılmıştır. Şekil 2.3'te içten soğutmalı bir kurutucunun şematiği gösterilmektedir.



Şekil 2.3 İçten soğutmalı kurutucu şematiği (Mei and Dai, 2008)

Çapraz akışlı olarak düzenlenmiş kurutucuda, sıvı kurutucu nem alıcının üst kısmından düzgün ve eşit bir biçimde püskürtülmektedir. Nemli hava kurutucunun yan tarafından bir fan tahriği ile üflenmekte ve aynı sırada soğutma suyu nem alıcı etrafında dolanarak proses sırasında yayılan ısıyı soğurmak için dolaştırılmaktadır. Şekil 2.4'te Yoon et al. (2005) tarafından önerilen kurutucu görülmektedir.



Şekil 2.4. Yoon et al.(2004) tarafından önerilen plaka tipli kurutucu şematiği

Şekilde görüldüğü gibi dikey plakalar bir sıra halinde dizilmiş. Derişik çözelti plakalar arasından düzenli bir biçimde akıtılmaktadır. Aynı zamanda, yukarıdan düşen sıvı kurutucu filmi ters yönden akan soğutma suyu ile soğutulmaktadır. Bir başka içten soğutmalı kurutma düzeneği ise Khan ve Sulsona (1998) tarafından önerilmiştir. Bu düzende dolgu malzemesi yerine soğutma serpantini üzerindeki finler ısı ve kütle transferi yüzeyini arttırmak için kullanılmıştır. Sıvı kurutucu çözeltinin korozif etkisinden dolayı serpantin yüzeyler yüksek termal iletken anti – korozif kaplamalar ile kaplanmıştır. Yukarıda tanıtılan iklimlendirme setlerindeki nem alma performansını değerlendirmek için Dai ve Zhang (2004) ve Gandhidasan (2004) aşağıdaki eşitliliği kullanmışlardır.

$$\varepsilon_{kurutma} = \frac{\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık}}{\omega_{h,gir} - \omega_e} \tag{2.1}$$

Gandhidasan (2004) yukarıda önerilen etkinlik yönteminden bağımsız olarak nemli havanın sıcaklığının fonskiyonu olarak modellenmiş bir denklem önermiştir.

$$\varepsilon_T = \frac{T_{h,gir} - T_{h,çık}}{T_{h,gir} - T_e} \tag{2.2}$$

Martin and Goswami (2000) tarafından önerilen entalpi etkinliği yöntemi havadaki gerçek entalpi değişiminin olası maksimum değişime oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\varepsilon_H = \frac{h_{h,gir} - h_{h,çık}}{h_{h,gir} - h_e} \tag{2.3}$$

Yang (2002) sıvı kurutucunu konsantrasyonunun bir fonksiyonu olarak aşağıdaki denklemdeki performans kriterini önermiştir.

$$\varepsilon_X = \frac{X_{çık} - X_{gir}}{X_{doy} - X_{gir}} \tag{2.4}$$

Yukarıdaki denklemde X_{doy} doymuş sıvı kurutucunun ortalama rejenerasyon sıcaklığındaki konsantrasyonunu belirtmektedir. Yukarıda tartışılan performans indekslerinden ayrı olarak araştırmacılar kurutma prosesindeki ekserji etkinliği üzerinden de sistemdeki nem alma prosesinin verimliliğini değerlendirmeye

çalışmışlardır. Assuad (1985) güneş enerjili destekli sıvı kurutuculu sistemlerin kurutma performansı üzerine ekserji analizi yapmıştır. Ahmet et al. (1998) yine güneş enerjisi destekli hibrit bir iklimlendirme sistemindeki sistem ve kurutma performansını irdelemek için bu sistem üzerinde ekserji analizi uygulamışlardır. Minimum tersinmezlik değerleri için optimum kütlesel debiler önermişler ve yüksek buhar basınçlarında oluşan büyük tersinmezliklerin kurutma performansını düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. Li (2004) tersinmez bir kurutma prosesi için oluşan çalışma koşullarını incelemiş ve bu şartlar altındaki nemli havanın entalpi ve mutlak nem değişimini incelemiştir. Xiong et al.(2010) sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerini termodinamiğin ikinci yasası üzerinden değerlendirmeye almışlardır. Nem alıcı ve rejeneratörüm ekserji perfomansı ele alınmış ve toplam sistemin ikinci yasa veriminin sadece %6.3 olduğu görülmüştür. Sayısal veriler ışığında sıvı kurutucu – sıvı kurutucu ısı değiştirici, sıvı kurutucu- sıcak su ısı değiştirici ve soğutucu akışkan – sıvı kurutucu ısı değiştiricisinde ortaya çıkan ekserji kaybının toplam ekserji yıkımının çalışma akışkanlarının arasındaki sıcaklık farkından dolayı 75.9 %'luk kısmını meydana getirdiği gözlemlenmiştir. Sistemin toplam performansını matematiksel olarak, sistemdeki nemli havaının ekserji değişiminin sistemdeki toplam ekserji değişiminin oranı olarak tanımlamışlardır (Denklem 2.5).

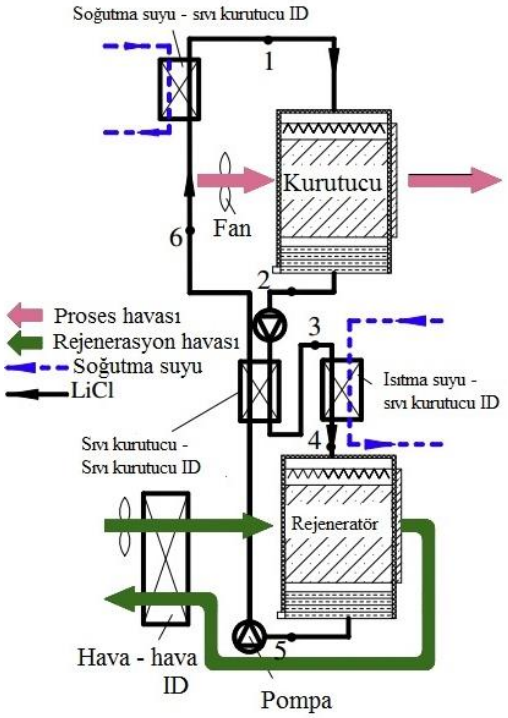
$$\varepsilon_H = \frac{\dot{m}_h \left(e_{h,çık} - e_{h,gir} \right)}{\dot{m}_{sıcak} \left(e_{sıcak,gir} - e_{sıcak,çık} \right) + \dot{m}_{soğuk} \left(e_{soğuk,gir} - e_{soğuk,çık} \right)} \tag{2.5}$$

Buna ek olarak sistemin ekserji etkinliği, sıvı kurutucunun nem çekme performansı olarak da değerlendirilebilir.

$$\varepsilon_H = \frac{\dot{m}_h \left(e_{h,çık} - e_{h,gir} \right)}{\dot{m}_{ç,gir} e_{ç,gir} - \dot{m}_{ç,çık} e_{ç,çık}} \tag{2.6}$$

Xiong et al. (2010) sistem COP değerlerini arttırmak için, $CaCl_2$ destekli çift kademeli sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemi önermişlerdir. Sistem etkinliğini ekserji analizi yöntemiyle incelemişler ve temel sıvı kurutuculu sistemlere göre önerilen sistemin iki farklı şekilde gelişim gösterdiğini görmüşlerdir. Sıvı kurutucu – sıvı kurutucu ısı değiştiricisindeki ekserji kaybının sıvı kurutucunun konsantrasyonunun artmasıyla azaldığı görülmüştür. Ayrıca, $CaCl_2$ çözeltisinin ön nem alma prosesinin sistemdeki toplam ekserji kaybını azalttığı gözlemlenmiştir. Önerilen çift kademeli iklimlendirme sisteminin şematiği Şekil 2.5'te verilmiştir. Kanoğlu et al. (2004, 2007) tarafından açık çevrimli sıvı kurutuculu sisemlerin enerji ve ekserji analizini gerçekleştirilmiştir. Sistemdeki

her komponentin ekserji yıkımı değerleri karşılaştırılmış ve ekserji verimliliği incelenmiştir. Deneysel setin gerçek COP verimi 0.35 iken, tersinir koşullar ele alındığında COP değerleri 3.11'e ulaşmtığı görülmüştür. Sistemin toplam ekserji veriminin 11.1% olduğu saptanmıştır.

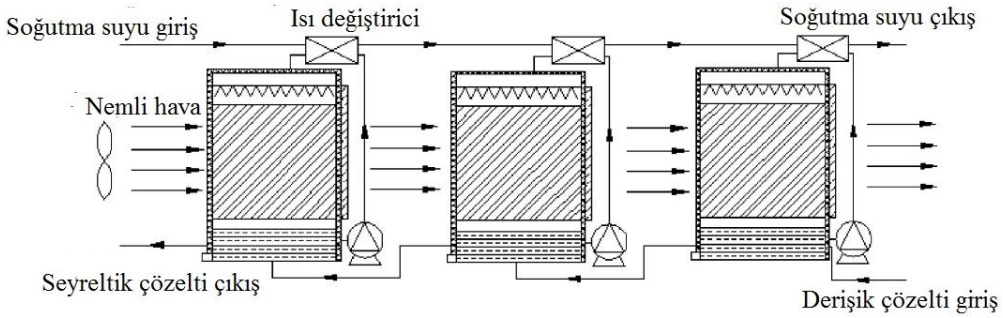


Şekil 2.5. Xiong et al.(2010) tarafından önerilen sıvı kurutucu sistemi düzeneği

Kurutma performansına etki eden bir çok parametre bulunmaktadır. Bunlara nemli havanın giriş sıcaklığı, mutlak nemi, nemli havanın debisi, sıvı kurutucunun debisi, sıvı kurutucunun giriş sıcaklığı, sıvı kurutucunun giriş konsantrasyonu örnek olarak verilebilir. Bu parametreler optimize edilerek kurutucunun verimi arttırılabilir (Mei and Dai, 2008).

Yukarıda bahsedilen sistemlerde nemli havanın nemini sistemden uzaklaştırmak için sadece bir adet nem alıcı kullanılmıştır. Fakat tek – kademeli nem alıcılarda kurutma sırasında açığa çıkan ısının sistem üzerindeki zararlı etkisinden dolayı bu çeşit sistem düzeneklerinde kurutma işlemi bazen hedeflenen değerlerden sapmalar gösterebilir. Bu gibi durumlarda çok kademeli iklimlendirme sistemleri iyi bir alternatif olarak sunulabilir. Önerilen kavram ilk olarak Jiang et al.(2004) tarafından pratik olarak uygulanmıştır. Şekil 2.6'da çok kademeli sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemleri için bir prototip verilmiştir. Şekil 2.6'dan görüldüğü üzere seri bağlanmış kurutucu hatları ile daha iyi bir

kurutuma prosesi planlamıştır ve konvensiyonel tek kademeli iklimlendirme sistemlerinini dezavantajları giderilmeye çalışılmıştır. Sistemde nemli hava ilk önce en zayıf derişiklikteki sıvı



Şekil 2.6 Çok kademeli sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemi şematiği (Mei and Dai, 2008)

kurutucu çözeltiye temas etmektedir. Bu temastan sonra proses havası kurutulmuştur ve proses havasının sıvı buhar basıncı azalmıştır. Nem alıcı serisinin en sonundaki kurutucuda ise en yüksek derişiklikte ve buhar basıncı en düşük seviyedeki sıvı kurutucu çözeltiyle temas etmektedir. Böylece kademeli nem alma setleri sayesinde sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki buhar basıncı seviyesi ölçülü bir seviyede kalmıştır. Ayrıca, konvensiyonel iklimlendirme sistemleriyle karşılaştırıldıklarında bu sistemlerin ikinci yasa verimleri daha yüksek olduğu görülmüştür.

2.1.1.2 Rejeneratörler

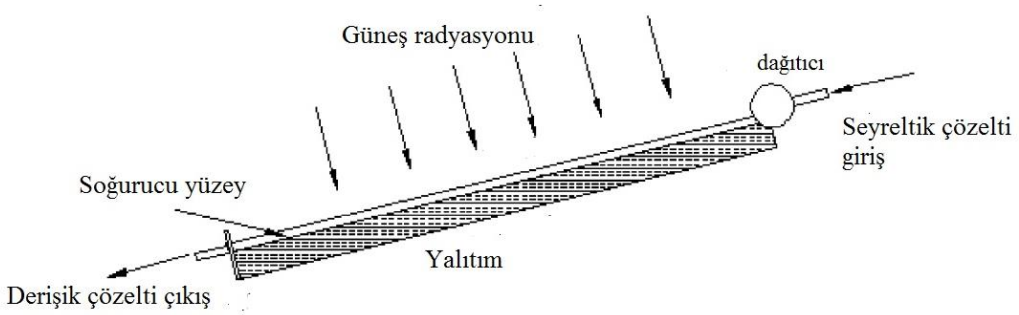
Nem alıcıdan çıkan seyreltik çözeltiyi belli bir konsantrasyon seviyesine getirmek ve kurutma prosesinde sıvı kurutucunun tekrar kullanılma yeterliliğini sağlamak rejeneratörlerin iklimlendirme sistemlerindeki en önemli görevleridir. Rejeneratör tasarımı kurutucu tasarımına benzese de aletlerin içinde meydana gelen prosesler zıt karakterdedir. Genel olarak güneş enerjisi, atık ısı ve fabrikadan atılan atık sıvılardan elde edilen ısı enerjisi gibi düşük kalitedeki enerji kaynakları bu sistemlerin gereksinimini sağlayacak kapasitedir. Rejeneratöre girmeden önce, seyreltik çözelti genellikle belli bir seviyeye kadar ısıtılmaktadır. Eğer gereken ısı miktarı sağlanamzsa ek ısı değiştiricilerine de başvurulabilmektedir (Mei and Dai, 2008). Güneş enerjisi, yukarıda bahsedilen enerji kaynaklarından uygulanabilirliğinin fazla olması nedeniyle öne çıkmaktadır. Güneş enerjisinin iklimlendirme sistemlerindeki ilk kullanımı Kakabaev (1969) tarafından gerçekleşmiştir. Güneş kollektörlü rejeneratörler genel kapsamda üçe ayrılır. Bunlar

- Açık kollektör tipli rejeneratörler
- Kapalı kollektör tipli rejeneratörler
- Doğal ve zorlanmış taşınım tipli kollektör rejeneratörler

olarak sıralanmıştır. Bunların arasında en çok kullanılan ve en efektif rejeneratör tipi zorlanmış taşınım tipli rejenaröterlerdir. Aşağıdaki bölümde bu çeşit rejeneratörler detaylı bir biçimde açıklanacaktır.

2.1.1.2.1 Açık tipli zorlanmış taşınımlı rejeneratörler

Açık tipli güneş kollektörlü rejenaratörler endüstride en çok kullanılan rejeneratör çeşitlerinden biridir. Şekil 2.7'de görüleceği gibi sistem temel olarak dağıtıcı, eğimli siyah kaplama bir yüzey, kolektörün altına yerleşen yalıtım katmanından meydana gelmektedir.



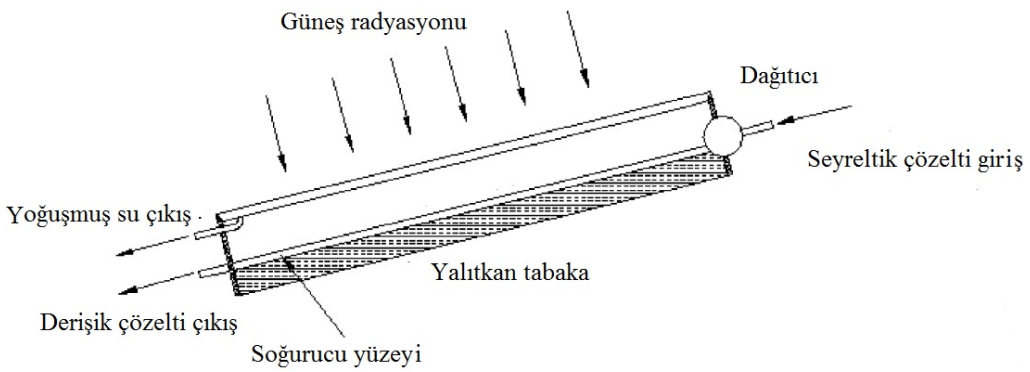
Şekil 2.7. Açık tipli güneş kollektörlü rejeneratör örneği (Mei and Dai, 2008)

Seyreltik çözelti güneş kollektörünün üst tabakasından akarak nemli dış hava ile temas eder ve iki akışkan arasındaki buhar basıncı farkından dolayı kütle transferi gerçekleşir. Literatürde açık tipli güneş kollektörü üzerine yapılmış bir çok çalışma bulunmaktadır. Kakabaev et al. (1977) bir açık tipli güneş kollektörü düzeneğinde yaz şartlarında gerçekleştirdiği deneysel verilere dayanarak sistem tasarımı üzerine yapısal katkılarda bulunmuşlardır. Collier (1979) seyreltik çözeltideki suyun buharlaşmasını hesaplamak için değişik analitik modeller önermiştir. Kumar (1989) açık tipli güneş kollektörlerini matematiksel olarak modellemek için çeşitli denklemler önermiştir. Ru and Yan (1992) nemli bir bölgenin iklimlendirme sisteminde yer alan açık tipli güneş kollektörünün modellenmesi için bir bilgisayar simülasyonu oluşturmuşlardır. Sistem

performansını etkiyen bir çok parametre optimize edilmiştir. Yukarıda tartışılan çalışmalar sonucunda açık tipli güneş kollektörlerinin etkili bir alternatif olduğu görülmektedir. Fakat, bu çeşit sistemlerin dış hava şartlarına olan hassasiyeti, özellikle yağmurlu ve rüzgarlı havalarda, sistem performansına olumsuz yönde etki etmektedir (Mei and Dai, 2008).

2.1.1.2.2 Kapalı tipli zorlanmış taşınımlı rejeneratörler

Açık tipli kollektörlerde çevre şartlarının etkisiyle oluşan olumsuz durumları gidermek için kullanıma sunulan rejeneratör tiplerindendir. Kapalı tipli sistemlerin yapısı genel olarak açık tipli sistemlere benzemektedir. Şekil 2.8 bu çeşit sistemlerin tasarımını şematik olarak ifade etmektedir.

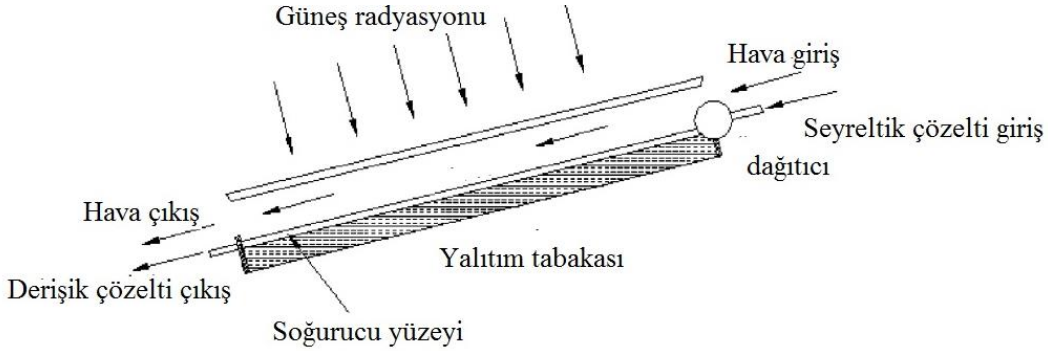


Şekil 2.8. Kapalı tipli güneş kollektörlü rejeneratör örneği (Mei and Dai, 2008)

Sıvı kurutucu filmi tabakası güneş radyasyonuna maruz bırakılarak çözelti içindeki su buharı taşınım ile kollektör camının üst bölgesine yükselir ve yoğuşarak su tankında depo edilir. Bu bölgede gerçekleşen enerji transferi iletim, taşınım ve çift fazlı ısı transferi mekanizmaları ile gerçekleşir.

2.1.1.2.3 Doğal ve zorlanmış taşınım tipli kollektörlü rejeneratörler

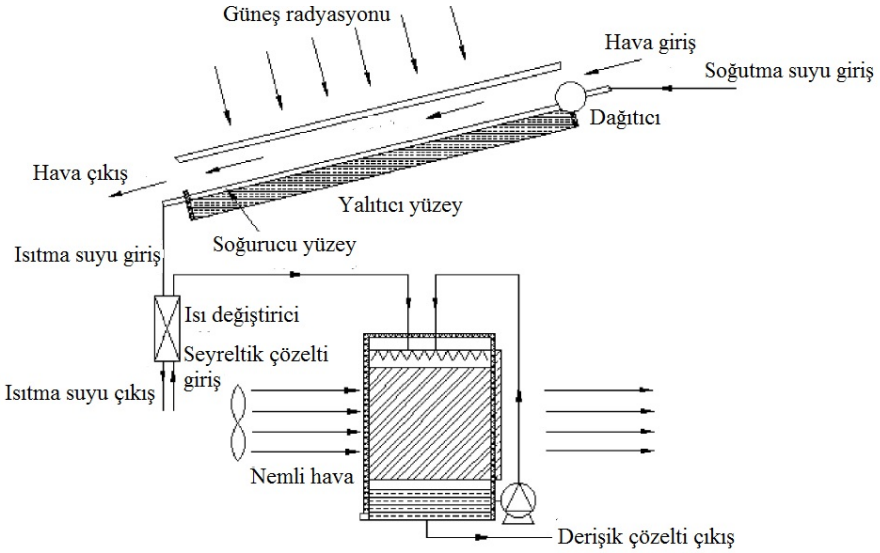
Kapalı tipli güneş kollektörü rejeneratörlerin yapısal olarak benzeyen bu tip rejeneratörlerin tasarım şematiği Şekil 2.9‘ da görülmektedir. Kakabaev et al. (1978) deneysel çalışmalardan elde ettiği sonuçlarla güneş radyasyonunun artışıyla kütle transferi katsayısının arttığını gözlemlemişlerdir. Mc Cormick et al. (1983) kollektör camının yüksekliğinin sistem performasına olan etkisini araştırmışlardır. Araştırmalar sonucunda kollektör camının uzunluğunun belli bir yüksekliği aştığında sistem performansının düştüğü gözlemlenmiştir.



Şekil 2.9. Zorlanmış taşınım güneş kollektörlü rejeneratör örneği (Mei and Dai, 2008)

Zorlanmış taşınımlı güneş kollektörlü rejeneratörlerde akış havasının hızı düşük seviyede tutularak basınç düşümü değerleri ortalama seviyede tutulmuştur. Literatür araştırmalarının sonucunda paralel akış düzeninde gerçekleşen kütle transferinin daha efektif olduğu gözlemlenmiştir (Saman et al, 1987; Ji and Wood, 1993). Yang and Wang (1994) zorlanmış tipli güneş kollektörlü rejeneratörler üzerine deneysel çalışmalarda bulunmuş ve kontrol paramterelerinin sistem performansı üzerine etkilerini incelemişlerdir.

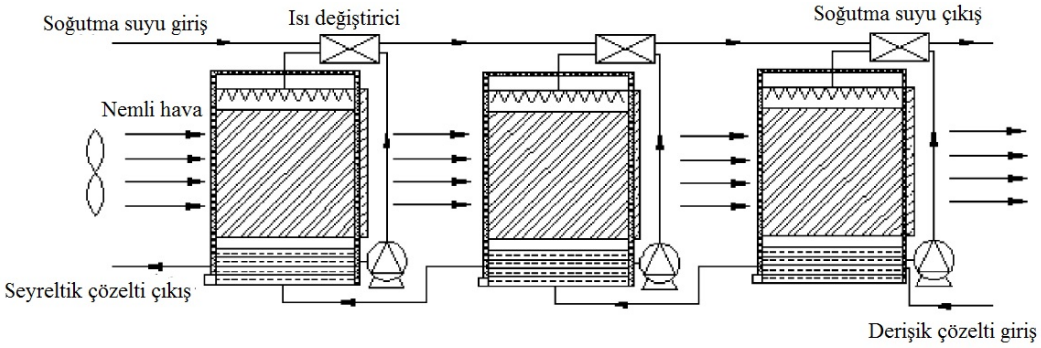
Bunun yanında güneş enerjisinin dolaylı yoldan yararlanıldığı hibrit sistemler de literatür çalışmalarında görülmüştür. Şekil 2.10'da bu çeşit sistemlere örnek prototip bir tasarım şematiği veriimiştir.



Şekil 2.10 Hibrit güneş kollektörlü rejeneratör şematiği (Mei and Dai, 2008)

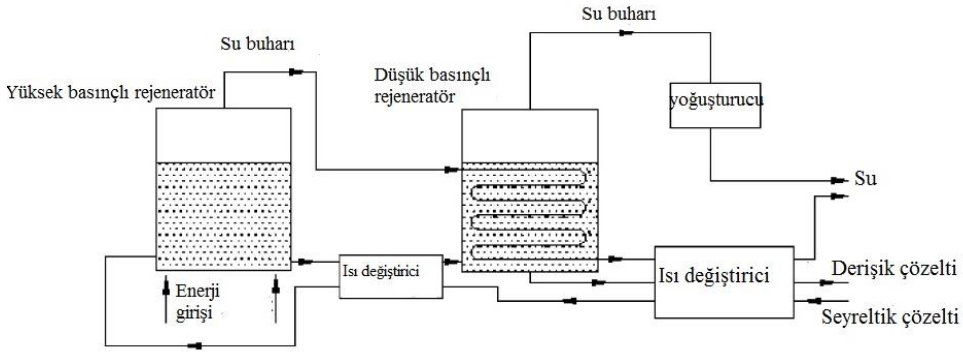
Sistemde güneş kollektöründen akan ısıtıcı su, renejaratöre giren sıvı kurutucuyu ısıtmak için kulanılmaktadır. Fakat bu tip rejeneretörlerdeki kullaılan ısı değiştiriciler düşük ısı etkinlik katsayılarından dolayı sistem performansını düşürmektedirler (Mei and Dai, 2008).

Ortamdaki serbest güneş enerjisinin iklimlendirme sistemlerinde kullanmanın bir başka alternatif yöntemi ise Şekil 2.11'de basit bir gösterimi verilmiş çok kademeli rejeneratörlü sistemlerdir.



Şekil 2.11. Çok kademeli rejeneratör sistemi (Mei and Dai, 2008)

Lowenstein and Novosel (1995) tarafından absorpsiyonla soğutma sistemlerinden esinlenerek önerilen çift kademeli rejeneratörün gösterimi Şekil 2.12' de gösterilmektedir.



Şekil 2.12. Lowenstein and Novosel (1995) tarafından önerilen çok kademeli rejeneratör sistemi

Bu sistemde rejenerasyon prosesi düşük ve yüksek basınçlı rejeneratörlerde meydana gelmektedir. Yüksek basınçlı rejeneratörde buharlaştırılmış sıcak su buharı düşük basınçlı rejeneratördeki seyreltik çözeltiyi ısıtmak için kullanılmaktadır. Aradaki ısı değiştirici ise giren seyreltik sıvı kurutucunun rejenerasyon kapasitesini arttımak için uygulanmıştır. Rejeneratörler düşük

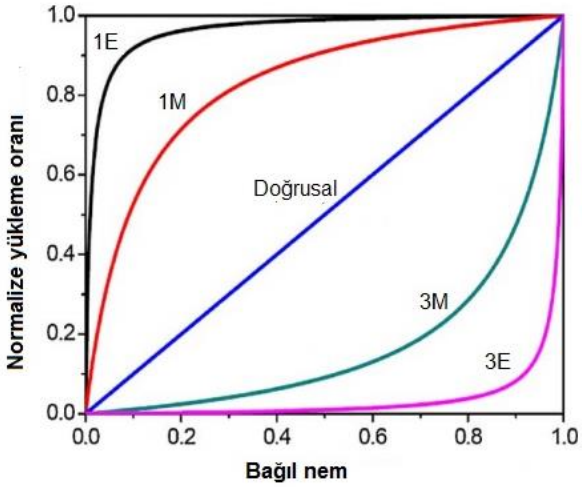
kaliteli enerji kaynakları tarafından çalıştırlmakta ve dış hava şartlarından bağımsız olarak sadece besleme havası ile beslenmektedir. Bu düzeneği diğerlerinden ayıran en önemli etken düşük basınçlı rejeneratörde yüksek seviyede gerçekleşen kütle transferi mekanizmasıdır.

2.2 Dönen Tekerlekli Katı Kurutuculu Sistemler

Bu çeşit altında sınıflandırılan sistemler buharlaşmalı soğutma ve adsorpsiyonlu nem alma prensibiyle etkinliklerini sürdürürler. Güneş enerjisi ve atık gaz enerjisi gibi düşük termal enerjili kaynakları soğurarak konvensiyonel buhar sıkıştırmalı sistemlere iyi birer alternatif oluşturmuşlardır. Geleneksel soğutma sistemlerinin etkinlik katsayısı değerleri, iki kaynak arasındaki sıcaklık farkı ve değişik sistem kayıplarının da etkisiyle 3.5 - 4.0 seviyelerinde seyretmektedir. Ayrıca bu sistemlerden çevreye salınan zaralı emisyon gazları da alternatif sistemlerin araştırılmasını desteklemektedir. Etkinleştirilmiş karbon, silika jel, lityum klorür, lityum bromür ve kalsiyum klorür en çok kullanılan katı kurutucular arasında yer almaktadır. Araştırmalar katı kurutucu madde seçiminin sistem performansında önemli bir rol oynadığını göstermiştir. Bu seçim yapılırken aşağıda verilen iki ilke takip edilmelidir (La et al., 2010).

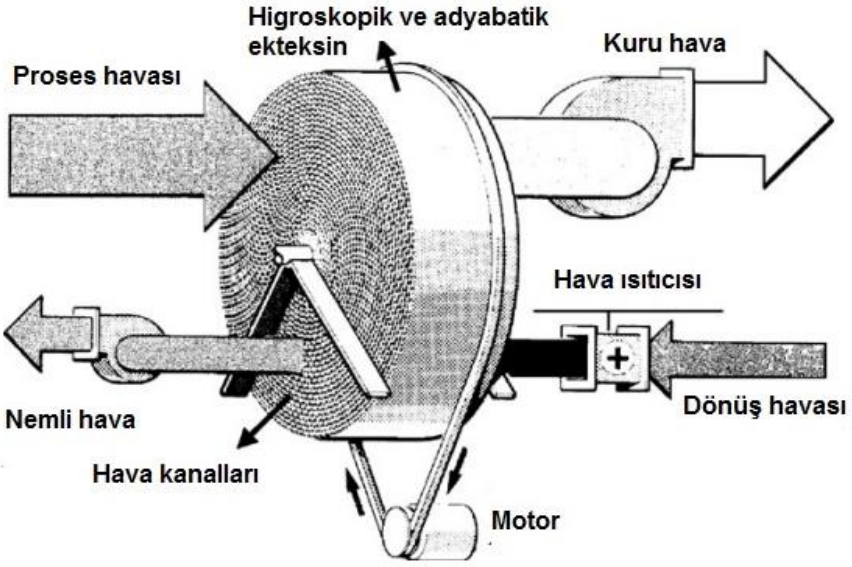
- Katı kurutucu maddenin adsorpsiyon potansiyeli yüksek olmalı ve kolaylıkla tekrar aktif hale gelebilmelidir.

- Katı kurutucu maddenin adsorpsiyon performans karakteristiği Şekil 2.13' te gösterilen 1M tipi metaryele benzemelidir (Waugaman et al., 1993).



Şekil 2.13 Adsorpsiyon izotermlerinin karşılaştırılması: Tip 1 ekstrem (1E), Tip 1 orta derece (1M), Doğrusal, Tip 3 orta derece (3M), Tip 3 Ekstrem (3E) (Collier, et al., 1986; Collier, 1988)

Son yıllarda bu alanda yapılan çalışmalar kompozit katı kurutucular üzerinde yoğunlaşmıştır. Kuma and Okano (1989) silika jel ve işlenmiş zeolite tabanlı kompozit bir katı kurutucu üretmişlerdir. Bu iki maddenin yüksek ve düşük seviyedeki bağıl nemli iklimlerdeki adsorpsiyon kapasitesini göz önünde bulundurarak, önerilen karışımın çeşitli iklim koşullarında efektif bir şekilde nem alma kabiliyeti gösterdiği ve çok düşük mutlak nem değerlerine ulaşabildiği gözlemlenmiştir. Birçok araştırmacı (Aristov et al., 1996; Tokarev et al.,1997; Aristov et al., 1996; Gordeeva et al., 1998; Gordeeva et al., 1999; Tokarev et al., 2002) inorganik tuzlar($CACl_2$, LiBr, $SrCl_2$, $NaSO_4$) ve SiO_2(silika jel) karışımı ile üretilmiş kompozit katı kurutucu kullanımını önermişler ve bu üretilen katı kurutucularla çeşitli iklimlendirme sistemlerinde deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Gonzalez et al. (2001) sepiolit ile etkinleştirilmiş karbon ve kalsiyum klorür olmak üzere iki farklı sepiolit tabanlı kompozit kurutucu geliştirmişlerdir. Şekil 2.14 dönen tekerlekli katı kurutuculu sistemlerin basit bir şekilde çalışma prensibini göstermektedir.



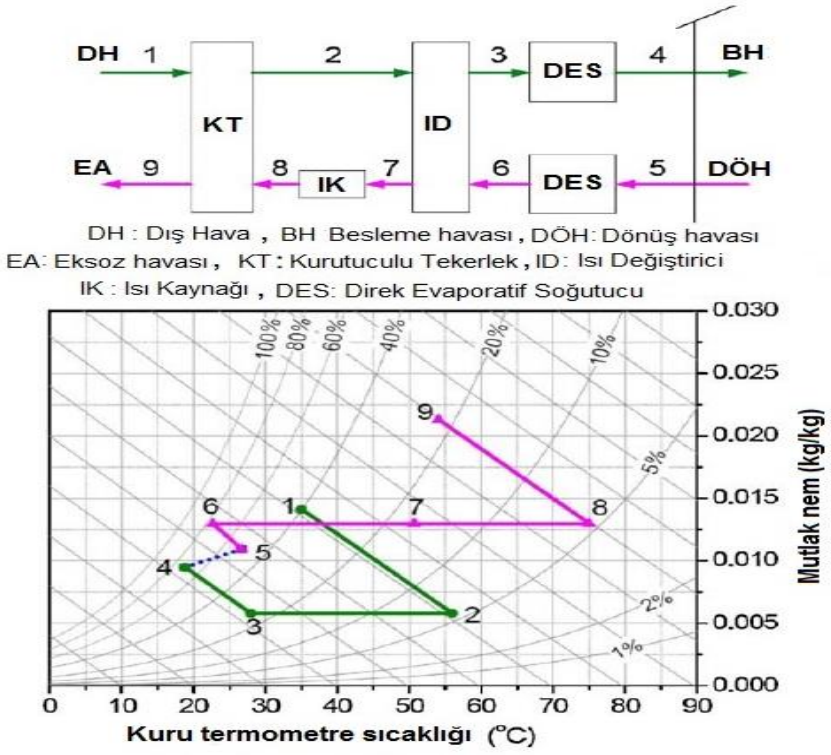
Şekil 2.14 Dönen tekerlekli kurutucu sistemi şematiği (Ge et al., 2014)

Katı kurutucu (adsorbent) dönen tekerlek içinde yerleştirilmiş olarak bulunmaktadır. İşlem görecek hava ise mevcut kurutucu ile temasta bulunacak şekilde sisteme üflenmektedir. Tekerleğin enine kesit yüzeyinden de görüleceği gibi ilgili bölüm proses havası ve rejenerasyon havası olmak üzere iki kısma ayrılmıştır. Tekerlek döndüğü andan itibaren işlem gören hava katı kurutucu ile temase geçer ve nem alma prosesi başlamış olur. Aynı zamanda bir ön ısıtıcıda

ısıtılmış olarak tekerleğe giren rejenerasyon havası yine aynı tekerlek vasıtasıyla hava içindeki nemi emer. Bu işlemlerin izentalpik olarak gerçekleştiği yani sadece gizli ısının duyulur ısıya dönüştüğü ve hiçbir etkin soğutma etkisinin oraya konmadığını hatırlatmakta fayda bulunmaktadır. Bu aşamada olası bir soğurma etkisi yaratmak ve sistemdeki gizlı ısının kontrolünü sağlamak için sisteme buharlaşmalı soğutucular eklenmiştir. Ayrıca duyulur ısı transferini sağlamak için ise ısı değiştiricileri ve geri kalan sistem şartlarndırmalarını sağlamak için ise yardımcı parçalar eklenmiştir. Bu ekipmanlardan oluşan değişik sistemlerin genel performansı sistem konfigürasyonunun verimi ile ölçülür. Sonraki bölümlerde belli başlı tekerlekli katı kurutucu konfigürasyonları tanımlanacak ve bu sistemlerin çalışma prensipleri ile ilgili temel bilgiler verilecektir.

2.2.1 Tekerlekli katı kurutucu konfigürasyonu

Bu temel çevrim Pennigton (1955) tarafından önerilmiştir. Şekil 2.15'te bahsedilen çevrim şematik ve psikometrik olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.14 Pennington çevrimi

Dış hava (DH) 1 noktasında sisteme intikal eder ve kurutuculu tekerlek (KT) içinden geçerek nemi alınır ve adsorbsiyon etkisi sonucu sıcaklığı artar. Ardından ısınmış hava 2-3 bölgesineki ısı değiştiriciden (ID) geçerek mevcut ısısı

duyulur olarak soğrulur. Bunun ardından ise proses havası 3 – 4 bölgesinde evaporatif soğutucudan (DES) geçerek ortama verilir. Rejenerasyon için gelen dönüş havası (DH), evaporative soğutucudan (DES) geçer. Bunun takibinde rejenerasyon havası ısı değiştiriciye girerek sıcaklığı arttırılır ve 7-8 bölgesinde bir dış ısı kaynağı (IK) tarafından ısıtılmaya devam edilir. Nihayetinde ise rejenerasyon havası kurutucu tekerlekten geçerek dış ortama atılır. Bu sistemler buhar sıkıştırmalı ısı pompalı sistemler ile karşılaştırıldığında hem havadaki nem kontrolünün etkin bir şekilde sağlandığı hem de hava sıcaklığının başarılı bir biçimde düzenlendiği görülmüştür. Bu sistemlerin başka bir avantajı ise çevreyle dost iklimlendirme metotları kullanmasıdır.

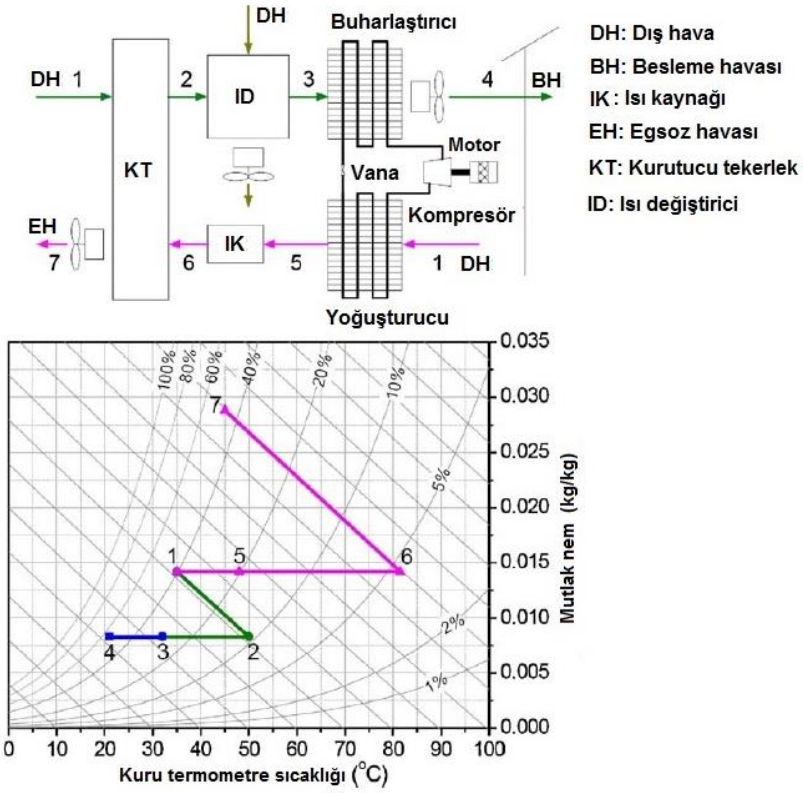
2.2.2 Hibrit katı kurutucu tekerlekli iklimlendirme sistemleri

Destek havasının kalitesini arttırmak için, geleneksel ve absorpsiyonlu soğutma makinaları gibi sistmeler katı kurutuculu sistemler ile birleştirilmiş ve hibrid katı kurutuculu sistemleri oluşturmuşlardır (Henning, 2007). Şekil 2.16'da bu çeşit hibrit kurutuculu iklimlendirme sistemleri ve buna karşılık gelen psikometrik diyagram gösterimi verilmektedir (Li et al., 2006). Bu türdeki kombinasyonların avantajları aşağıdakilerdeki gibi sıralanabilir;

- Ortam sıcaklığı ve mevcut mutlak nemi bağımsız olarak etkin kontrol edebilmek için iyileştirilmiş iç mekan kalitesi sağlamak

- Yoğuşturucunun yeterli derecede rejenerasyon ısısı sağlaması ve bunun sonucunda etkin miktarda enerji dönüşümünün gerçekleşmesi

- Yüksek buharlaştırıcı sıcaklıklarında çalışılmasından dolayı buhar sıkıştırmalı iklimendirme ünitesinin artan performansı

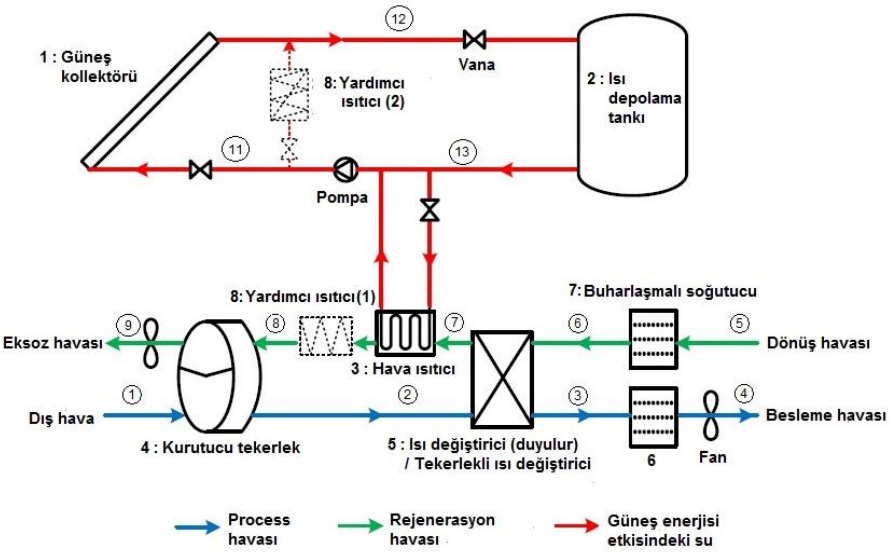


Şekil 2.16 Hibrit sıvı kurutuculu soğutma sistemi (Li et al., 2006)

2.2.3 Güneş enerjisi destekli katı kurutuculu iklimlendirme sistemleri

Bu çeşit sistemler genellikle iki alt sistemden oluşmaktadırlar. Bunlar güneş enerjisi destekli alt sistem ve katı kurutuculu soğutma alt sistemi etkisi altındaki alt sistemlerdir. Güneş enerjisi etkisi altındaki sistemler güneş kollektörü, yardımcı ısıtıcı ve su tankından oluşmaktadır. Bu sistemde güneş kollektörü güneşten aldığı enerjiyi emer, devirdaim halinde olan ve yardmcı ısıtıcı tarafından da ısı desteği verilen akışkana (su) mevcut ısıyı iletir. Sistemdeki su tankı ise ısı depolama ünitesi olarak vazife görür ve su akışının düzenlenmesinde etkin rol oynar. Bu sistemde devre akışkanının temel görevi rejenerasyon havasına ısı enerjisi sağlamaktır. Katı kurutuculu soğutma alt sisteminde ise dışarıdan alınan proses havasının nemi alınır ve kurutucu tekerlek içinde ısıtılır. Ardından proses havası duyulur ısı değiştiricide ve buharlaşmalı yoğuşturucuda sırasıyla soğutulur. Son olarak işlenmiş hava ortama verilir. İç ortamdan alınan rejenerasyon havası ilk önce buharlaşmalı soğutucudan geçer buna takriben sırasıyla duyulur ısı değiştiricisine, hava ısıtıcısına ve kurutucu tekerleğe girerek sistemi terkeder. Bu iki alt sistem güneş enerjisi etkisi altındaki hava ısıtıcısı ile ilişkilendirilmiştir. Bu iki sistemde de yardımcı ısıtıcıların görevi güneş enerjisinin devrede olmadığı durumlarda toplam sistem devamlılığını sağlayacak enerji transferi sürekliliğini

sağlamaktır. Şekil 2.17 yukarıda sözü geçen sistemi şematik olarak tasvir etmektedir (Ge et al., 2014).



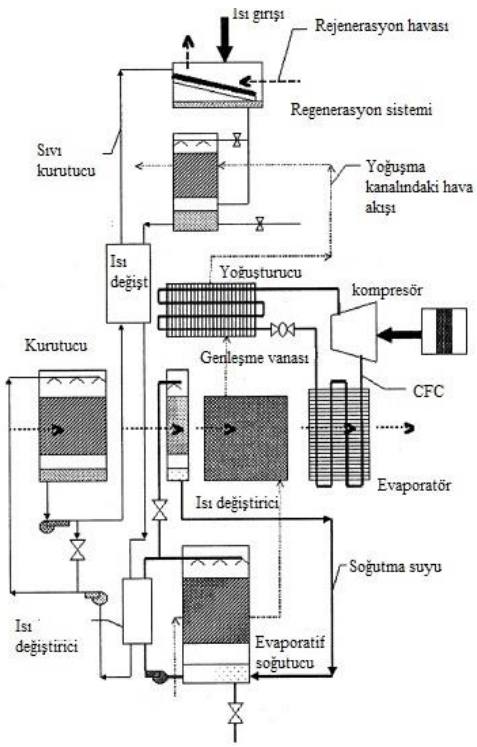
Şekil 2.17 Güneş enerjisi destekli döner tekerlekli buharlaşmalı soğutma sistemi şematiği

2.2.4 Hibrit sıvı kurutuculu buhar sıkıştırmalı iklimlendirme sistemleri

Dai et al.(2001) evaporatif soğutucu, buhar sıkıştımalı iklmlendirme sistemi ve sıvı kurutucu iklimlendirme sisteminden oluşan hibrit bir iklimlendirme sistemi grubu üzerinde deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Sistem genel olarak üç farklı çevrimin bir arada çalışmasıyla sürdürülmektedir. Bunlar; kompresör, yoğuşturucu, genleşme valfi ve buharlaştırıcıdan oluşan soğutma çevrimi; rejeneratör, ısı değiştirici ve kurutucudan oluşan sıvı kurutuculu nem alma çevrimi ve soğutma suyunun dağıtılmasıyla sorumlu buharlaşmalı soğutuma çevrimidir. Nemli havadaki duyulur ısının kontrolü klasik soğutma çevrimiyle sağlanırken, sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemi nemli havanın gizli ısısı ile ilgilenmektedir. Üçüncü çevrim hem derişik sıvı kurutucuyu soğutmak hem de proses havasını evaporatif olarak soğutmak için kullanılmaktadır. Sistemde üç farklı hava akımı bulunmaktadır. Proses havası konfor bölgesine gönderilirken, yoğuşma tarafındaki soğutma suyu dışarı atılmaktadır. Aynı anda, rejenerasyon havası seyreltik çözeltiden çektiği nemi dışarı atmaktadır.

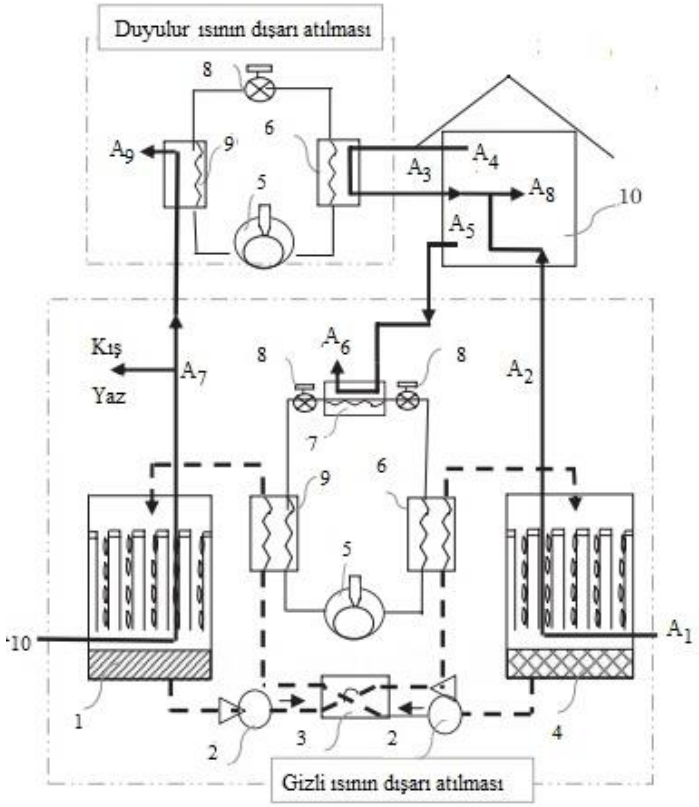
Petek yapılı kurutucudan sıcak ve nemli hava geçerken derişik sıvı kurutucu nem alıcının üst tarafından püskürtülmekte ve bu da nem alıcı yüzeylerinde bir sıvı kurutucu film tabakası oluşturmaktadır. Proses havası sıvı

kurutucu ile temas ettiğinde içerdiği su buharının bir kısmı alınmaktadır. Bu sistemdeki evaporatif soğutucunun rolü nem alıcıdan dışarı atılan su damlalarını yakalamaktır. Nem alıcıdan çıkan göreceli kuru hava ve evaporatif soğutucuda soğutulmuş diğer bir hava akımı çapraz akışlı ısı değiştiricide karşılaşmaktadır. Ardından proses havası buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine uğramakta ve son olarak şartlandırılmış bir şekilde sistem dışına atılmaktadır. Yoğuşma tarafındaki hava dış ortama atılırken seyreltik çözelti rejenerasyon bölgesine gönderilerek konsantrasyon miktarı ayarlanmaktadır. Önerilen sistemdeki sıvı kurutucunun rejenerasyon sıcaklıkları 50 – 65 °C arasında olduğu için düşük enerji seviyeli güneş enerjisi enerji kaynağı olarak kullanılmıştır. Sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemi içinde toplam iki adet ısı değiştirici bulunmaktadır. Isı değiştiricilerden biri derişik çözelti rejeneratörden gelen seyreltik çözelti tarafından soğutulmakta iken diğer ısı değiştiricideki sıvı kurutucu evaporatif soğutucudaki soğutma suyu tarafından soğutulmaktadır. Şekli 2.18'de sistemin basit bir şematiği verilmektedir. Deneysel veriler önerilen sistemin COP 'sinin geleneksel buhar sıkıştımalı sisteminkinden 23% fazla olduğunu göstermiştir.



Şekil 2.18 Dai et al.(2001) tarafından önerilen hibrit soğutma sistemi

Zhang et al. (2010) ve Zhang et al.(2012) konvensiyonel bir ısı pompası sistemi ile sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemini birleştirerek yenilikçi ve verimli bir sistem önermişlerdir. Hibrit iklimlendirme sistemi yaz zamanı nem alma ve soğutma prosesini etkin bir biçimde gerçekleştirilirken kış zamanı isenemlendirme ve ısıtma prosesini başarılı bir biçimde sağlamaktadır. Şekil 2.19 sistemi basit bir şekilde tanımlamaktadır.



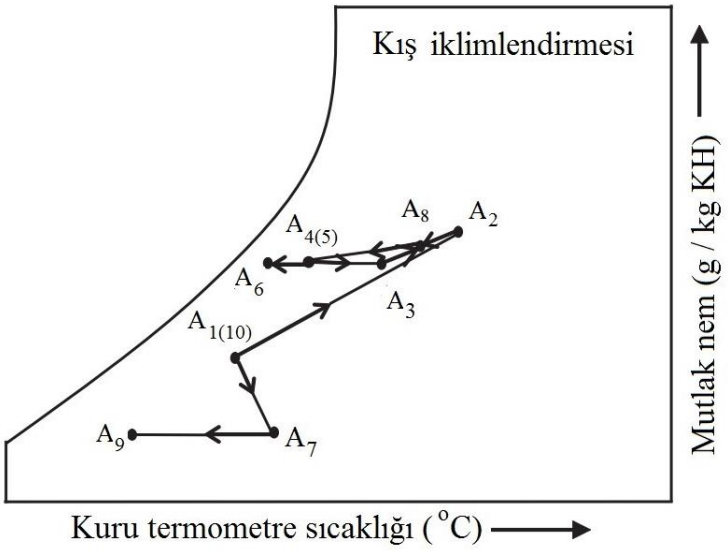
Şekil 2.19 Zhang et al. (2010) tarafından önerilen hibrit iklimlendirme sistemi şematiği

Sistemin esas amacı ortamdaki mevcut duyulur ısı ve gizli ısıyı birbirinden bağımsız bir şekilde kontrol altında tutmaktır. Ortamdaki duyulur ısıyı almak için tasarlanmış ünitede ortam havasından alınmış hava, buhar sıkıştımalı çevrimin buharlaştırıcı kısmında soğutulmakta ve ardından istenen sıcaklıkta ortama geri gönderilmektedir. Gizli ısıyı ortamdan almak ile sorumlu ünitede ise taze havanın (A_1) mutlak nemi direk temaslı sıvı kurutucu ile ayarlanmaktadır. Rejenerasyon

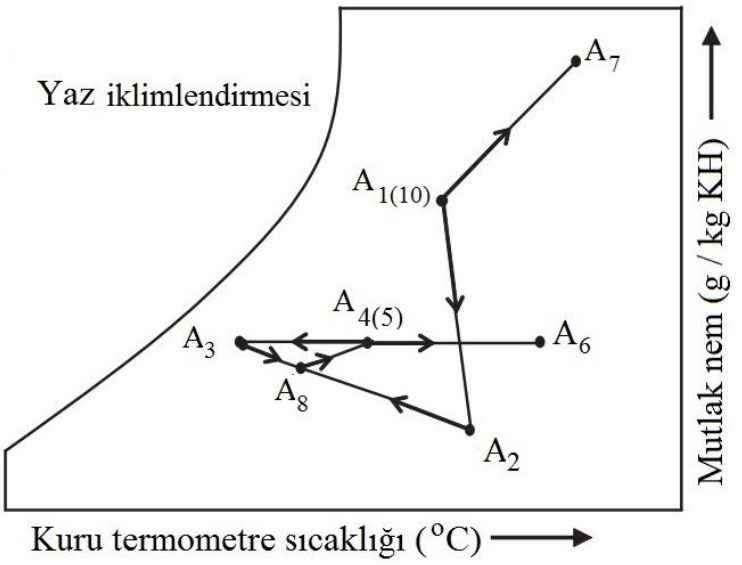
havası ise iklim şartlarına göre derişik veya seyreltik çözeltiden mevcut nemi çekmekle ya da nemi çözeltiden dışarıya göndermekle görevlidir. Sıvı kurutuculu çevrimde, iki adet dolgulu yataklı ısı ve kütle değiştirici (1 ve 4) bulunmaktadır. Sıvı kurutucu bir pompa yardımıyla sistem içinde hareket ettirilmektedir. Hibrit sistemde toplam iki adet soğutma çevrimi bulunmaktadır. Bu ısı pompalarından birinin görevi dönüş havasının duyulur ısısı ile ilgilenmek iken diğeri ise nem alıcıya girecek olan nemli havayı soğutmak ve rejeneratöre girecek nemli havayı ısıtmak ile görevlendirilmiştir.

Taze hava (A_1) rejeneratöre girdikten sonra nemlendirilmiş hava (A_2) soğutma çevrimindeki kondenser (6) tarafından ısıtılan sıcak hava ile ısıtılmaktadır ve ardından ortam havasına gönderilmektedir. Rejeneratörde nemi alınan derişik sıvı kurutucunun tekrar nem alıcıya (1) gönderilerek nem miktarının alınması gerekmektedir. Bundan dolayı derişik çözelti ısı değiştirgecinden (3) geçtikten sonra nem alıcıya gönderilmekte ve sıvı kurutucunun nem miktarı artmaktadır. Sıvı kurutucu tekrar rejeneratöre dönmekte ve buradaki çevrim tamamlanmaktadır. Aynı zamanda proses havası (A_{10}) , A_7 noktasındaki havanın çiğ noktası sıcaklığını düşürmek için nem alıcıda kurutulmaktadır. Düşük çiy noktalı hava (A_7) buharlaşma sıcaklığı çiy noktası sıcaklığından (A_7) yüksek olan evaporatörden (9) geçmektedir. Adyabatik dolgulu yataklı sıvı kurutuculu sistemler seçildiği için sıvı kurutucu, rejeneratöre ya da nem alıcıya girmeden önce ıstılmalı ya da soğutulmalıdır. Isı pompasındaki kondenser ve evaporatör (9 ve 6) yardımıyla nem alıcı ve rejeneratöre giren sıvı kurutucu şartlandırılmakta ve ısı ve kütle transferinin verimi artmaktadır. Yardımcı ısı değiştirici (7) ise iklimlendirilen ortam koşuluna bağlı olarak kısma valfleri tarafından yönlendirilerek buharlaştırıcı ya da kondenser olarak iş görmektedir .Şekil 2.20 ve Şekil 2.21 kış ve yaz iklimlendirme proseslerini psikometrik diyagramda göstermektedir. Bu sistemlerden elde edilen deneysel veriler, önerilen sistemin COP değerlerinin konvensiyonel sistemlere göre 30% - 40% daha fazla olduğunu göstermektedir.

Yamaguchi et al. (2011) geleneksel sıvı kurutuculu sistem ile buhar sıkıştırmalı ısı pompasının hibritleşmesiyle oluşturulmuş bir sistem üzerinde deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Sistem şematiği Şekil 2.22'de gösterilmektedir. Görüldüğü üzere sistem absorber, rejenerator, çözelti ısı değiştirici, kompresör, akümülatör ve genleşme vanasından oluşmaktadır. Absorber (ya da rejeneratör) buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimindeki evaporatör

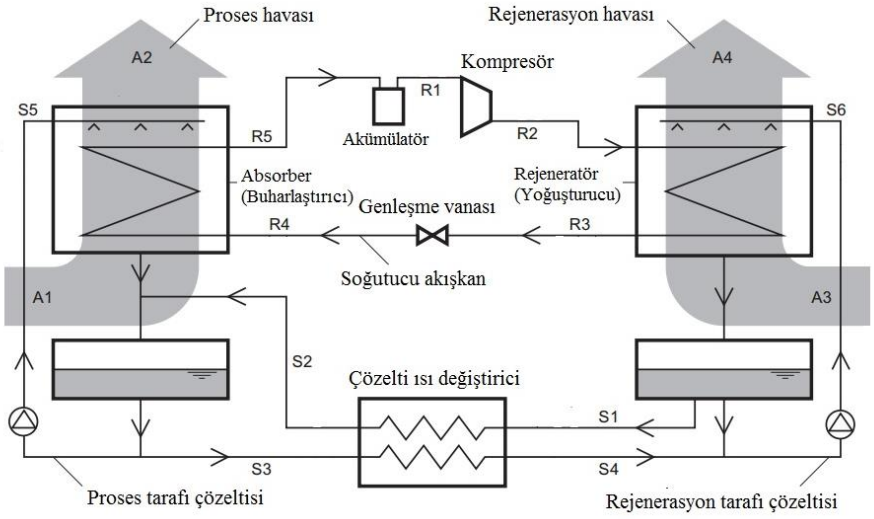


Şekil 2.20 Psikrometrik diyagramda kış iklimlendirmesi gösterimi



Şekil 2.21 Psikrometrik diyagramda yaz iklimlendirmesi gösterimi

(ya da kondenser) ile birleştirilmiştir. Soğutma çevrimindeki ısı değiştirici (evaporatör) spiral fin düzenlidir. Nemli hava ise bu sırada sıvı kurutucu akış yönüne zıt yönde hareket etmektedir. Proses havası ve sıvı kurutucu çözelti soğutucu akışkanın buharlaşması ile çekilen enerji tarafından absorberde soğutulmaktadır. Rejeneratörde ise, sıvı kurutucu çözelti ve rejenerasyon havası soğutucu akışkanının yoğuşması ile açığa çıkan enerji ile ısıtılmaktadır. Sıvı kurutucunun ısı değiştirici duvarlarında yaratacağı korozif etkiyi azaltmak için ısı



Şekil 2.22 Yamaguchi et al. (2011) tarafından önerilen hibrit sıvı kurutuculu iklimlendirme seti

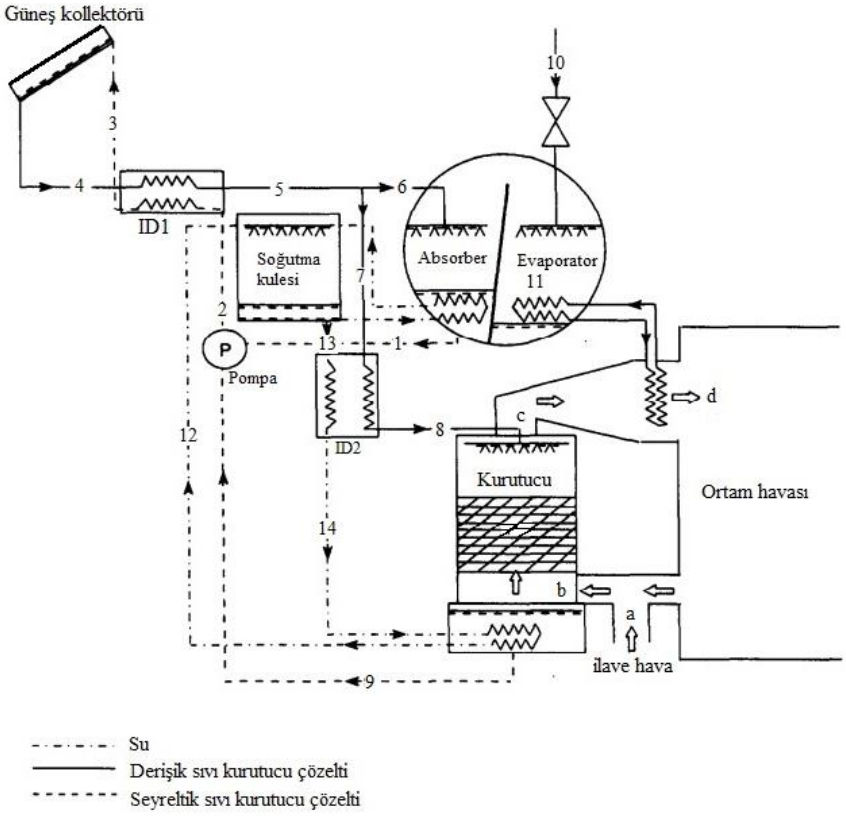
değiştirici yüzeyleri örtülmüştür. Sıvı kurutucu ısı değiştiricisinde rejenerasyondan gelen sıcak sıvı kurutucu ile nem alıcıdan gelen soğuk sıvı kurutucu arasında ısı transferi meydana gelmektedir. Kompresör ise buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkanı yoğuşturucuya iletmektedir. Bu sırada kondenserden çıkan soğutucu akışkan genleşme vanasından geçmekte ve buharlaştırıcıya girmektedir. Önerilen hibrit düzen sayesinde sistemin toplam veriminin arttığı görülmektedir.

2.2.5 Hibrit sıvı kurutuculu buhar absorbsiyonlu iklimlendirme sistemleri

Ahmet et al. (1997) buhar absorbsiyonlu bir çevrim ile lityum bromür kulanan sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemini hibritleştirerek bu sistem üzerinde deneysel çalışmalarda bulunmştur. Sistemin basit bir şematiği Şekil 2.23'te gösterilmektedir. Sistem akışkanı LiBr – su çözeltisi hem sıvı kurutucu hem de absorbsiyonlu sistem akışkanı olarak kullanlmaktadır. Sistemdeki soğutma prosesi kaynayan soğutucu akışkanın çektiği ısı tarafından sağlanmaktadır. Absorberdeki seyreltik soğurucu sıvı çözeltisi ısı değiştiriciden geçerek (ID1) güneş kollektörüne pompalanmaktadır. Güneş kollektöründe ısıtılan sıvı kurutucu (3) durumundan (4) durumuna geçmektedir. Derişik çözelti ardından rejeneratif ısı değiştiriciden geçmekte (durum 5 – durum 6) ardından absorbere girmektedir. Absorberde, derişik çözelti havadaki mevcut nemi almakta iken soğutucu akışkan buharlaştırıcıda kaynamaktadır ve ortamdan ısı çekerek evaporatörde (durum 11) ısı transferinin gerçekleşmesi için gerekli olan düşük basınçlı ortam koşullarını sağlamaktadır. Sıvı kurutucunun soğurma ısısı

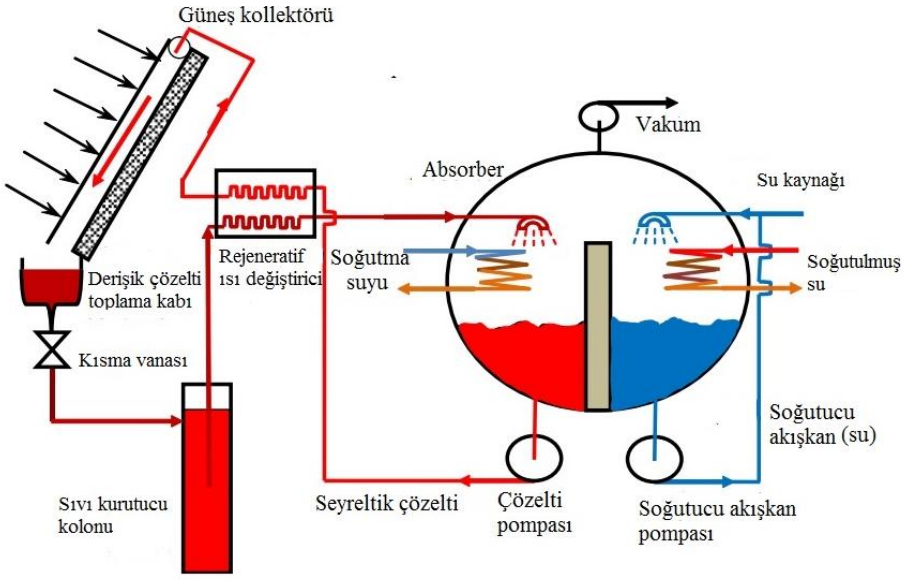
soğutma suyu tarafından alınmaktadır. Evaporatörde ise dış kaynaklardan alınan su düşük basınçlarda buharlaştırılmıştır. Oluşan seyreltik sıvı kurutucu tekrardan absorberden atmosferik basınca düşürülerek rejeneartif ısı değiştiricisine ve ardından güneş kollektörüne girerek absorbsiyonlu çevrimi tamamlanmaktadır.

Güneş kollektöründeki derişik çözelti (durum 5) rejeneratif ısı değiştiriciden geçerek nem alıcıya girmektedir. Nem alıcıdan çıkan sıvı kurutucu soğutulmakta ve derişikliği azaltılmaktadır. Ardından absorberden çıkan seyreltik çözelti (durum 1) ile birlikte rejenerasyon için rejeneratöre pompa yardımıyla gönderilmektedir. Rejenerasyon işleminden sonra derişik çözelti absorbere ve nem alıcıya belli oranlarla gönderilmektedir (durum 6 – durum 7). Soğutma suyu (durum 12 – durum 13 - durum 14) ise kurutucuya gönderilmekte oradan da çevrimi tamamlamaktadır. Deneyler sonucunda maksimum COP değerinin 1,25 e ulaştığı ve önerilen sistemin sıcak ve nemli bölgeler için ideal sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca düşük soğutma suyu sıcaklıkları ve düşük mutlak nem değlerinde sistemin daha iyi performans verdiği görülmüştür.



Şekil 2.23 Ahmet et al. (2011) tarafından önerilen hibrit sıvı kurutuculu absorbsiyonlu sistem

Zeidan et al. (2011) açık absorpsiyon çevrimlerinin çalışma şartları ve parametreleri üzerine deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Güneş radyasyonundan elde edilen enerji, sistemde sıvı kurutucu olarak kullanılan $CaCl_2$ 'ün rejenerasyonunda görev almaktadır. Seyreltik çözelti güneş kollektöründe ısıtılmakta ve sıvı kurutucu kolon içinden geçirilmektedir. Şekil 2.24'te sistem basit olarak tanımlanmıştır. Önerilen sistem Matlab – Simulink platformunda uygulanmış ve kullanılabilirliği incelenmiştir. Belirli soğutucu akışkan debileri, sıvı kurutucu debileri ve buhar basıncı farkı değerlerinde sistemin optimum değerleri verdiği görülmüştür.

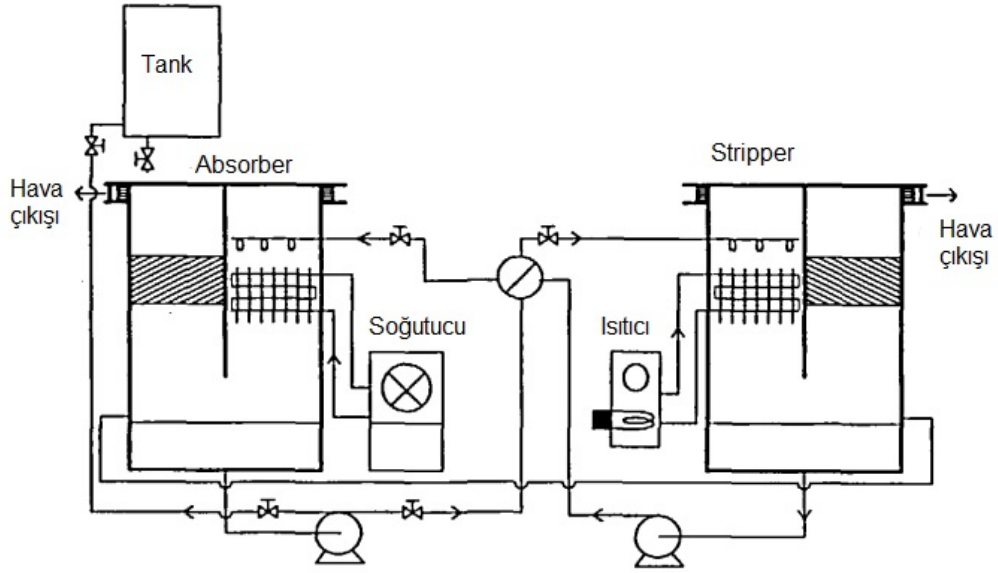


Şekil 2.24 Zeidan et al. (2011) tarafından önerilen güneş enerjili açık absorbsiyonlu soğutma sistemi

3. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Adyabatik sistemler ve içten soğutmalı kurutucuların ısı ve kütle transferi performansını değerlendirmek ile ilgili literatürde bir çok çalışma bulunmaktadır. Literatür çalışmaları genel olarak adyabatik kurutucular üzerine yoğunlaşsa da son yıllarda içten soğutmalı kurutucular hakkında yapılan deneysel ve sayısal analize dayalı çalışmalar bu konu üstündeki ilginin yoğunlaşmasını sağlamıştır.

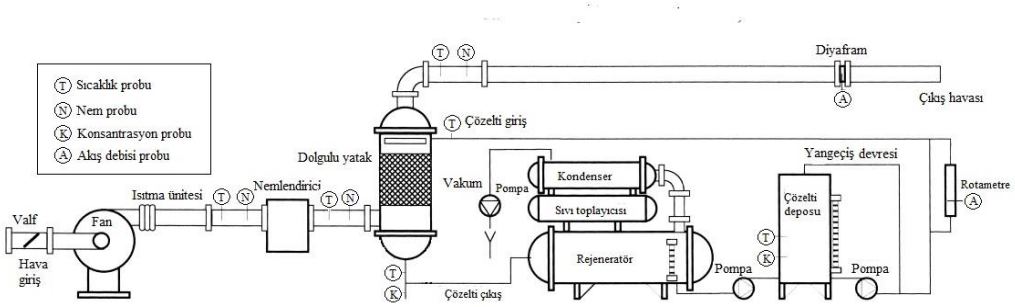
Sıvı kurutuculu adyabatik sistemlerde dolgu yataklı kurutucular en çok başvurulan ısı ve kütle değişitici türü olmuşlardır. Chung and Wu (1998) sıvı kurutucu olarak kullanılan trietilen glikol sıvı çözeltisini dolgulu yataklı kurutucu içinde nemli hava ile teması sonucu meydana gelen ısı ve kütle transferi mekanizmasını deneysel olarak incelemiştir. Deney düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 3.1'de gösterilmektedir.



Şekil 3.1 Chung and Wu (1998) tarafından önerilen absorbsiyonlu kurutma sistemi şematiği

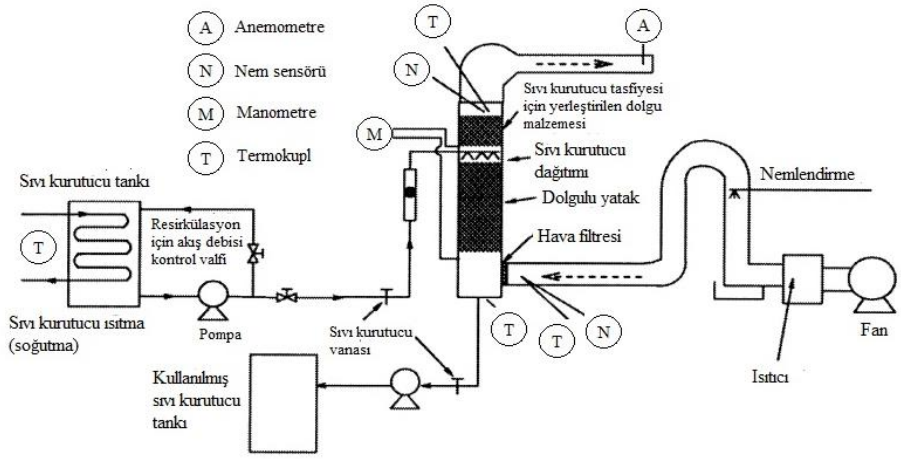
Chung et al.(1995) trietilen glikol sulu çözeltileri kullanan dolgulu yataklı sistemler vasıtasıyla hem proses havasının nem miktarını bir miktar almış hem de iç ortamdaki çevre kirletici maddelerin ortamdan uzaklaştırılmasını sağlamıştır. Oberg and Goswami (1998) sonlu fark denklemleri tabanlı oluşturduğu sayısal modeli, sıvı kurutucu olarak trietilen glikol kullanılan dolgulu yataklı kurutuculardan elde ettiği deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Çalışma parametreleri olarak nemli hava sıcaklığı, nemli hava debisi, suvu kurutucu debisi ve sıvı kurutucu sıcaklıkları kullanılmıştır. Karşılaştrmalar sonucunda deneysel sonuçların sayısal veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Lazzarin et

al.(1999), dolgulu yataklı kurutuculardaLiBr ve $CaCl_2$ sıvı çözeltilerini kullanarak proses havası içindeki nem miktarını çekmeye çalışmışlardır. Deneylerde optimum çalışma aralıkları belirlenmeye çalışılmış ve ayrıca, oluşturulan sayısal model ile deneysel veriler karşılaştırılmıştır. Deneyler sonucunda optimum akış debisi şartlarında çalışıldığında kurutma veriminin büyük bir miktarda arttığı gözlemlenmiştir. Deneylerin yapıldığı sistemin basit bir şematiği Şekil 3.2'de verilmiştir.



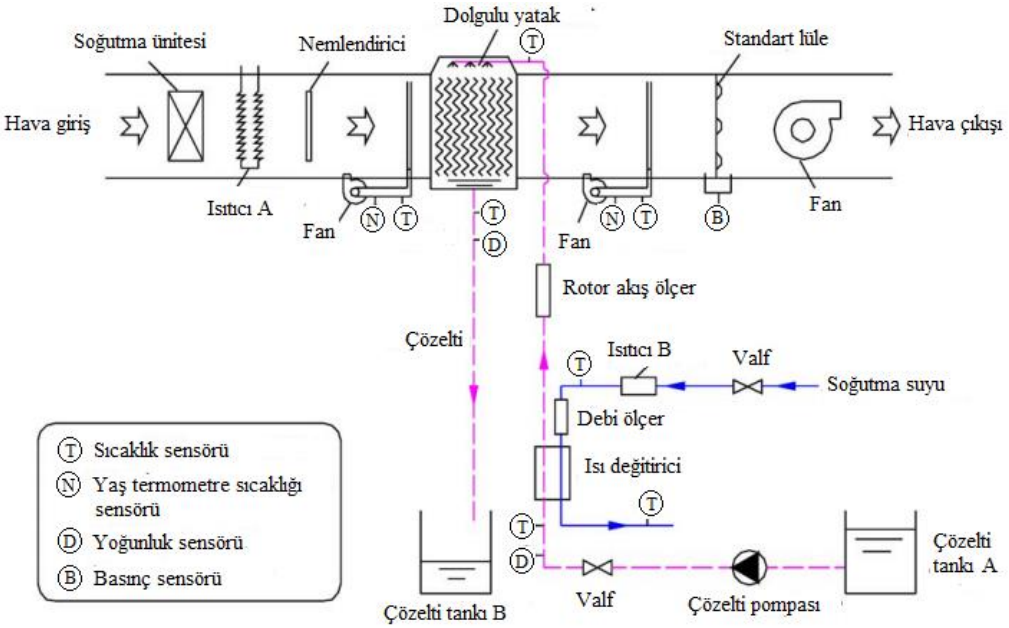
Şekil 3.2 Lazzarin et al. (1999) tarafından kullanılan deney düzeneğinin basit bir şematiği

Chung and Wu (2000) ters-U şeklinde düzenlenmiş ısı ve kütle değiştiricisinin ısı ve kütle transferi performansını incelemiştir. Deneylerde sıvı kurutucu olarak LiCl sıvı çözeltisi kullanılmıştır. Deneysel verilerden yararlanarak gaz fazı volumetrik kütle transferi katsayısı elde edilmiştir. Fumo and Goswami (2002) farklı sıvı kurutucu ve nemli hava debilerinin etkisi altındaki kurutma ve rejenerasyon etkinlikleri değerlerini karşılaştırmışlardır. Buna ek olarak çıktı değerlerini elde etmek için sonlu farklar modeli baz alınarak bir sayısal simülasyon önerilmiştir.



Şekil 3.3 Fumo and Goswami (2002) tarafından önerilen deney düzeneğinin basit bir şematiği

Longo and Gasperella (2005) nemli havanın kimyasal dehumidifikasyonu ilgili teorik ve deneysel çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Deneysel çalışmalar dolgulu yataklar vasıtasıyla gerçekleştirilmiş, sıvı kurutucu olarak LiCl, LiBr ve KCOOH sıvı çözeltileri kullanılmış, ardından bu çözeltilerin kurutma performansı karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Deneyler sonucunda tuzlu çözeltilerin nem alma prosesi için faydalı bir alternatif olduğu ortaya çıkmıştır. Bunun yanında rejenerasyon işlemi için 40 – 50 °C civarı sıcaklıkların yeterli olduğu, bu değerlerin de güneş enerjili sistemler ile rahatlıkla elde edilebileceği gösterilmiştir. Liu et al (2006) LiBr sulu çözeltisini sıvı kurutucu olarak kullanıldığı dolgulu yataklı ısı değiştiricide çalışma parametrelerinin kurutma etkinlikleri üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Performans indeksi olarak kurutma etkinliği ve nem alma miktarı seçilmiştir. Deneysel verilere dayanarak, çapraz akışlı kurutucunun performansını tahmin etmek için bir korelasyon önerilmiştir. Deneylerin yapıldığı düzeneğinin şematik çizimi Şekil 3.4'te verilmiştir.

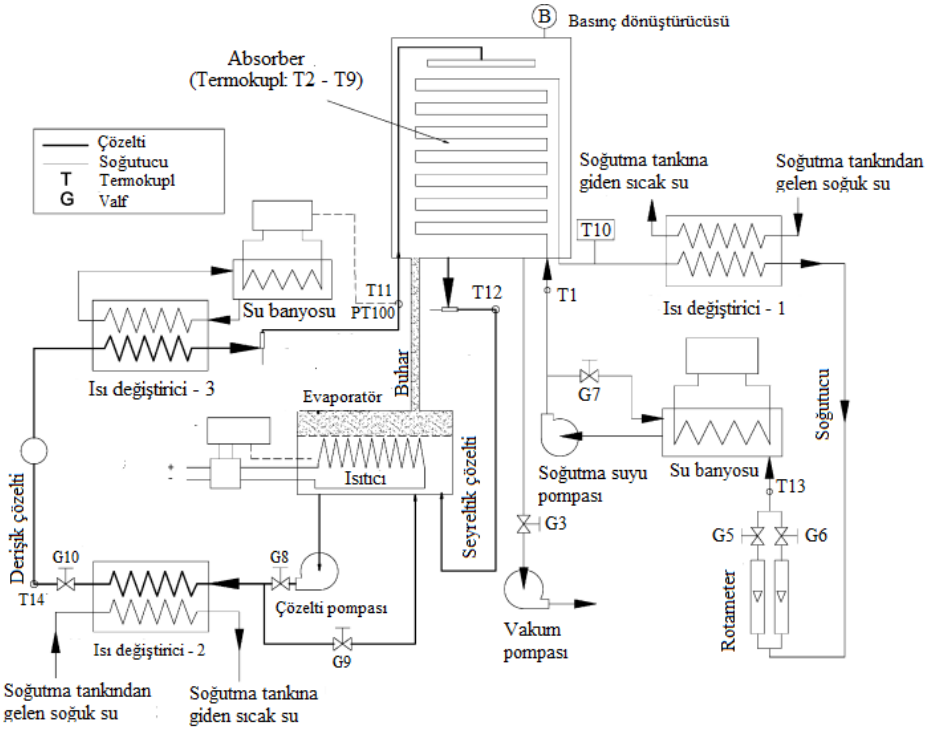


Şekil 3.4 Liu et al. (2006) tarafından kullanulan deney düzeneğinin şematiği

Xiong et al. (2010) çift kademeli kurutma sistemi geliştirmişlerdir. Önerilen sistemin COP değerleri ve ekserji verimliliği tek kademeli sistemler ile karşılaştırılmıştır.

İçten soğutmalı kurutucular ile ilgili literatür çalışmalar bakıldığında sıvı kurutucu olarak genellikle LiBr ve LiCl çözeltilerinin kullanıldığı görülmektedir. Literatür çalışmaları daha çok deneysel araştırmalar üzerinde temellendirilmiştir

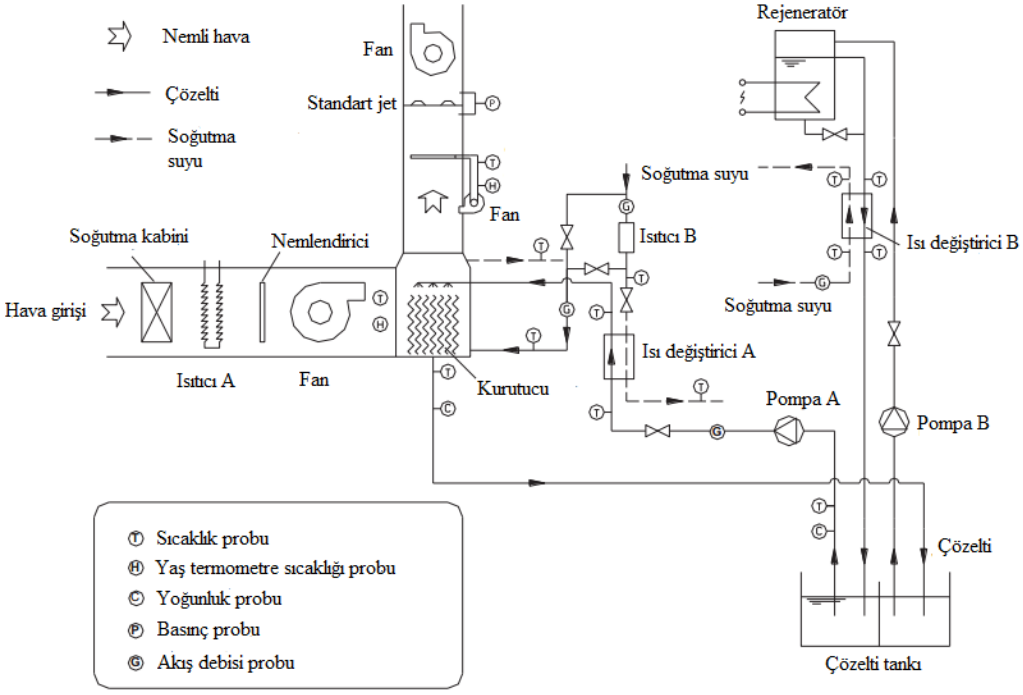
ve genellikle adyabatik kurutucular için oluşturulmuş sayısal modeller bu sistemler için uygulanmaktadır. Deng and Ma (1999) düşen film absorber kullanarak LiBr sulu çözeltilerinin soğutma suyu etkisi altındaki nem alma performansını incelemişlerdir. Deneysel çalışmalar sonucunda 0,005 – 0,055 kg $s^{-1}m^{-1}$ aralığındaki sıvı kurutucu kütlesel debilerinin optimum çalışma şartlarını sağladığı görülmüştür. Ayrıca deneysel verilerden yararlanarak sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki ısı transferini modellemek için bir denklem önermişlerdir. Jain et al. (2000) düşen film tüplü absorber ve düşen film plakalı rejeneratörle içten soğutmalı/içten ısıtmalı kurutma sistemi kullanarak proses havasının içindeki nem miktarını çekmeye çalışmışlardır. Ardından teorik model ile elde edilen sayısal sonuçları deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Saman and Alizadeh (2002) tarafından önerilen çapraz akışlı içten soğutmalı ısı ve kütle değiştiricide üç farklı test gerçekleştirilmiştir. Deneyler sonucunda soğutucu akışkanın sisteme dahil olmasıyla kurutma etkinliği değerlerinin arttığı gözlemlenmiştir. Islam et al. (2003) özgün bir içten soğutmalı kurutucu sistemi önermiştir. Önerilen sistemi ile elde ettiği deneysel verileri geleneksel içten soğutmalı sistemlerden aldığı deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırmalar sonucunda önerilen düzenin sistem performansının konvansiyonel sistemlere göre daha etkin olduğu görülmüştür. Testlerin yapıldığı düzeneğin şematik gösterimi Şekil 3.5'te verilmiştir.



Şekil 3.5 Islam et al. (2003) tarafından kullanılan deney düzeneğinin şematiği

Wu et al. (2006) ısı pompalı içten soğutmalı kurutucu tasarımı kullanarak deneysel çalışmarda bulunmuşlardır. Sıvı kurutucu sıcaklığı, sıvı kurutucu debisi, sıvı kurutucu konsantrasyonu, soğutma suyu debisi, soğutma suyu sıcaklığı, nemli hava debisi ve nemli hava sıcaklığı gibi çalışma parametrelerinin değişimi sebebiyle oluşan kurutma etkinliği değerlerini karşılaştırmışlardır. Deneysel veriler sayısal model çıktıları ile karşılaştırılmış ve belli bir hata oranı eşliğinde uyum içinde oldukları gözlemlenmiştir. Yin et al. (2008) plakalı ısı ve kütle değiştiricideki nem alma prosesisini incelemek için içten sıvı kurutmalı düzende deneyler gerçekleştirmişlerdir. Soğutma suyu sıcaklıklarının, nemli hava debilerinin ve sıvı kurutucu sıcaklıklarının kurutma etkinliklerine olan etkileri incelenmiştir. İçten soğutmalı kurutucuların performansı adyabatik kurutucular ile karşılaştırılmışır. Deneysel sonuçlar sıvı kurutucu ve soğutma suyu sıcaklıklarının artışıyla sistem verimleriminin azaldığını göstermiştir. Yin et al.(2009) içten soğutmalı kurutucu ve içten ısıtmalı rejeneratörlü sistemler üzerine deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. Tek boyutlu sonlu farklar denklemi temelli bir matematiksel model geliştirerek deneysel sonuçları sayısal çıktılar ile karşılaştırmışlardır. Önerilen sistemin kurutma verimi geleneksel adyabatik sistemler ile karşılaştırılmıştır. Deneylerin sonucunda içten ısıtmalı rejeneratörün adyabatik rejeneratöre daha fazla etkinlik gösterdiği görülmektedir. Ayrıca borular arasındaki mesafenin kurutma ve rejenerasyon performansı üzerindeki etkileri karşılaştırmalı olarak incelenmştir ve optimum aralıklar elde edilmeye çalışılmıştır. Qi et al. (2013) içten soğutmalı kurutucu ve içten ısıtmalı rejeneratörlü sistemler için yaptığı deneyler sonucunda nemli hava, sıvı kurutucu ve soğutma/ısıtma suyu çıkış parametrelerini belirlemek için korelasyonlar önermişlerdir. Literatür çalışmaları ve bahsi geçen deneyler ile yapılan karşılaştırmalardan önerilen modelin %20 hata bandı içinde yer aldığı görülmüştür. Koronaki et al. (2012) ters akışlı içten soğutmalı sıvı kurutuculu sistemlerin nem alma etkilnliklerini test etmek için üç farklı sıvı kurutucu çözeltisi (LiCl, LiBr ve $CaCl_2$) kullanmışlardır. Bunun yanında Runge-Kutta metodunu kullanarak ısı ve kütle transferi teorik modeli önermişlerdir. Değişik şartlar altında yapılan deneylerin çıkış parametreleri sayısal modelden elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Deneyler sonucunda sıvı kurutucu olarak $CaCl_2$ kullanan sistemlerin daha etkin olduğu gözlemlenmiştir. Zhang et al. (2013) paslanmaz çelikten yapılmış içten soğutmalı kurutucunun kurutuma perfomansını incelemek için LiBr sıvı çözeltisini kullanarak bir seri deneylerde bulunmuşlardır. Deneysel verilerin uyguladıkları nümerik model ile büyük bir uyum içinde

olduğunu gözlemlemişlerdir. Luo et al. (2014) çapraz akışlı düzen için hazırlanmış plakalı ısı değiştiricideki ısı ve kütle transferi mekanizmasını deneysel ve teorik olarak incelemişlerdir. Sıvı kurutucu çözeltileriler korozif etkisini



Şekil 3.6 Zhang et al. (2013) tarafından önerilen içten soğutmalı kurutma sistemi şematiği

dindirmek için kurutucu içineki olakaların üzerine plastik kaplamalar yapıştırılmış ve bu şartlar altındaki ısı ve kütle transferi mekanizmaları detaylı bir şekilde incelenmiştir. Deneysel verilere dayanarak bir ısı transferi katsayısı modeli önerilmiştir. Önerilen model ışığında çalışma parametreleri optimize edilmiş ve kurutma prosesi için en uygun çalışma şartları aranmaya çalışılmıştır. Luo et al. (2015) Hong Kong iklimi şartları altındaki deneylerinde içten soğutmalı kurutucuların kurutuma performansını incelemişlerdir. Değişik çalışma şartlarında gerçekleştirilen deneylerin sonucunda literatür çalışmalarının deneysel verilerle belli bir uyum yakaladığı görülmüştür. Ayrıca sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinin sıcak ve nemli iklimler için önemli bir alternatif olduğu da belirtilmiştir.

Literatür çalışmaları detaylı olarak incelendiğinde yapılan çalışmalarda bazı eksiklikler bulunduğu görülmektedir. Örnek vermek gerekirse yapılan çalışmaların büyük bir bölümü sıvı kurutucu ve nemli hava arasındaki ısı ve kütle transferi mekanizmasını makroskopik açıdan incelemiş mikroskopik bakış açısı göz ardı edilmiştir. Her ne kadar gerçekleştirilen testlerdeki verilen

deneysel sonuçlar ile sayısal model çıktıların belli bir uyum içinde olduğunu gösterse de optimum dizayn için ısı ve kütle transferi mekanizmasının mikroskopik açıdan da derin bir şekilde incelenmesi gerekmektedir. Bir başka eksiklik ya da araştırma aşamasında atlanan bir parametre olarak önerilen sayısal modellerin neredeyse hepsinde kurutucu içindeki akış şartların kararlı halde bulunduğu varsayılmıştır. Fakar gerçek şartlarda sıvı kurutucunun yadsınamaz derecede uçuculuk özelliği bulunmaktadır ve bu özellik ısı ve kütle transferi mekanizmasını fazlasıyla etkilemektedir. Fakat hesaplama yükünün fazlalığını azaltmak ve işlem kolaylığı sağlamak için bu etkiler göz ardı edilmiştir.

Literatür kapsamındaki deneysel çalışmalar değişen çalışma şartları altındaki sistem parametrelerinin çıkış değerlerini kapsamlı bir şekilde incelemiş ve hangi şartlar altında kurutma performansının maksimum değerlere ulaştığını bulmaya çalışmıştır. Sıvı kurutma performansına sıvı kurutucu termofiziksel özellikleri, kurutucu sistemin fiziksel özellikleri, akış düzenleri ve çalışma akışkanlarının giriş şartlarının etkdiiği ortaya çıkarılmıştır. Fakat deneysel incelemelerde bazı noktalar göz ardı edilmiştir. Bunlardan ilki kurutucu içindeki akış şartlarının yeterli şekilde incelenememesidir. Böylece akış şartlarının ısı ve kütle transferi değerlerine olan etkisi de tam olarak değerlnedirilememiştir. Bir diğeri ise sıvı kurutuculu kurutma sistemlerin sıcak ve nemli iklimler için çok uygun olmasına rağmen bu şartlar altındaki iklim koşullarında bu sistemler ile ilgili yeterli miktarda deneysel çalışma yapılmamasıdır. Sonuncu ve belki de en önemli gözden kaçan araştırma eksikliği ise ısı ve kütle transfer alanının tam olarak belirtilememesidir. Kurutucunun karmaşık iç yapısından dolayı gerçek temas alanını belirlemek zor görünse de bu eksiklik operasyon parametrelerin çıkış değerlerini doğrudan etkilemektedir.

4. SIVI KURUTUCULU İKLİMLENDİRME SİSTEMLERİNİN MATEMATİKSEL OLARAK MODELLENMESİ

Bu bölüm çerçevesinde adyabatik ve içten soğutmalı kurutuculu sistemlerdeki ısı ve kütle transferini modellemek için kullanılan matematiksel denklemler açıklanacaktır. Adyabatik ve içten soğutmalı kurutuculardaki çalışma parametrelerinin bir fonskiyonu olarak tasarlanan bu yönetici denklemler problemin çözülmesine ışık tutacak ve daha sağlıklı ve etkili deney koşulları sağlanmasına yol açacaktır.

4.1 Adyabatik Kurutucular İçin Matematiksel Modeller

Literatür çalışmalarından elde edilen verilere göre bu departman için üç farklı matematik model önerilmiştir. Bunlar sonlu farklar modeli, etkinlik – NTU (ε - NTU) modeli ve basitleştirilmiş çözüm yöntemi modeli olarak sınıflandırılır. Bu bölümde yukarıda bahsedilen modeller açıklanacak ve bahsedilen modellerle oluşturulan literatür çalışmaları sunulacaktır.

4.1.1 Sonlu farklar modeli

Sonlu fark modellerinin bu proses için ilk uygulama alanı Factor et al. (1980) tarafından ters akışlı dolgulu yataklardaki ortak ısı ve kütle transferi mekanizmalarının performansını incelemk için oluşturulan sayısal modellerdir. Önerilen sayısal çalışmada, sıvı kurutucu N eşit parçaya bölünerek taslak Şekil 4.1' deki gibi oluşturulmuş ve çeşitli kabuller öne sürülerek modelin geçerliliği test edilmiştir. Bu varsayımlar daha gelişmiş sayısal tasarımların önünü açmış ve böylece daha kesin ve etkili model sonuçları elde edilmeye başlanmıştır. Önerilen model için kabul edilen varsayımlar aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Nem alma işlemi adyabatik olarak tasarlanmıştır

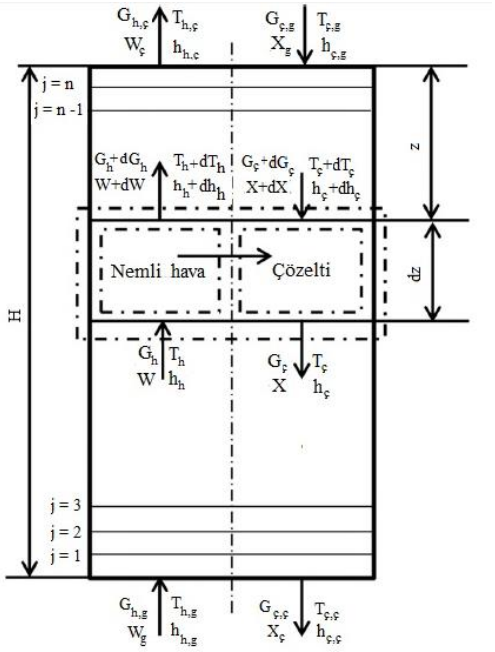
- Nemli hava ve çözeltinin termofiziksel özellikleri birim diferansiyel eleman boyunca sabit kabul edilmiştir. Termofiziksel özelliklerin değişimi sadece sıvı ve çözeltinin hareket yönünde meydana geldiği öngörülmüştür.

- Nemli hava ve çözelti akışlarındaki değişken karakteristikler ihmal edilmiştir

- Dolgu malzemesi boyunca meydana gelecek ısı ve nem kütle transferi alanları eşit olarak kabul edilmiştir.

- Akış yönü boyunca, ısı transferi rezistansı yaratacak etkiler yok sayılmıştır.

- Nemli hava ile sıvı çözelti arasındaki arayüzey sıcaklığı, çözelti ortalama sıcaklığına eşit olarak alınmıştır.



Şekil 4.1 Factor et al.(1980) tarafından önerilen ısı ve kütle transferi modeli

Yukarıdaki varsayımlar ele alındığında, kontrol hacmindeki bir boyutlu ısı ve kütle transferi modeli aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir. Kontrol hacmindeki kütle dengesi

$$dG_h = G_h d\omega \tag{4.1}$$

şeklinde ifade edilmiştir. Nemli hava ve sıvı çözelti arayüzeyindeki duyulur ısı transferi değerlerinin bir fonksiyonu olarak havanın mutlak neminin akış boyunca değişimi

$$\frac{d\omega}{dz} = -\frac{\alpha_D' M_g A}{G_h} \ln\left(\frac{1-P_ç / P_t}{P_h / P_t}\right) \tag{4.2}$$

denklemi ile gösterilebilir. Nemli hava ve çözelti arayüzeyinde meydana gelen duyulur ısı transferinin akış yönündeki değişiminin sayısal ifadesi aşağıdaki deneklemdeki gibidir.

$$\frac{dT_h}{dz} = \frac{\alpha'_{C,h} A\left(T_h - T_ç\right)}{G_h C_{p,h}} \tag{4.3}$$

$$\alpha'_{C,h} A = -\frac{G_h C_{p,v}\left(d\omega / dz\right)}{1 - \exp\left(G_h C_{p,v}\left(d\omega / dz\right) / \left(\alpha_{C,h} A\right)\right)} \tag{4.4}$$

Bu denklemlerde $\alpha_{C,h}$ ve $\alpha'_{c,h}$ sırasıyla nemli hava tarafındaki duyulur ısı transferi katsayısı ile Ackermann düzeltimi kullanılarak ile elde edilen eşzamanlı ısı ve kütle transferi katsayısıdır. Paralel akışlı durumlar için çözüm basit ve pratik olarak ilerler iken karşıt akışlı oluşturulan koşullarda "shooting method " adı verilen matematiksel bir yöntem kullanılarak belirli yaklaşımlar ışığında çözüme ulaşılır. Bahsedilen yöntem daha sonra Gandhidasan et al. (1987), Lazarin et al. (1999) ve Fumo and Goswami (2002) tarafından kullanılmış ve elde ettikleri deneysel verileri bu metot ile elde edilen sayısal sonuçlarla karşılaştırmışlardır.

Khan and Ball (1992) bu çözüme alternatif olarak kütle ve ısı transferi mekanizmalarının nemli hava tarafından kontrol edildiği yeni bir model önermişlerdir. Bu varsayıma göre oluşturulan sayısal modeldeki hava nemli hava tarafı enerji dengesi

$$G_h C_{p,h} dT_h = \alpha_{C,h} A\left(T_ç - T_h\right) dz \tag{4.5}$$

denklemi ile sağlanır. Buna benzer şekilde, nemli hava ile sıvı çözelti arasındaki arayüzeyde meydana gelen kütle transferi havanın mutlak neminde değişikliğe neden olacaktır.

$$G_h d\omega = \alpha_{D,h} A\left(\omega_e - \omega_h\right) dz \tag{4.6}$$

Nemli havanın entalpisindeki değişim ise aşağıdaki denklem ile belirtilebilir

$$dh_h = C_{p,h} dT_h + d\omega\left[C_{p,b}\left(T_h - T_r\right) + h_{fg}\right] \tag{4.7}$$

(4.6) ve (4.7) denklemleri birleştirilerek havanın akış yönündeki entalpi değişimi aşağıdaki denklemdeki gibi tanımlanabilir.

$$\frac{\partial h_h}{\partial z} = \frac{NTU \cdot Le}{H}\left[\left(h_e - h_h\right) + h_{fg}\left(\frac{1}{Le} - 1\right)\left(\omega_e - \omega_h\right)\right] \tag{4.8}$$

Bu denklemde

$$Le = \frac{\alpha_C}{\alpha_D C_{p,h}} \tag{4.9}$$

$$NTU = \frac{\alpha_D AV}{G_h} \tag{4.10}$$

(4.8) denklemiyle birleştirilmiş ısı ve kütle transferi eşzamanlı olarak ele alınmıştır. Gandhidasan et al.(1987), Elsayed et al. (1993), Luo et al.(2011) ve Luo et al.(2012) yukarıda önerilen model ile karşıt akışlı düzende kurutucudaki ısı ve kütle transferini matematiksel olarak açıklamışlardır. Çapraz akışlı olarak tasarlanmış bir kurutucuda meydana gelen ısı ve kütle transferi Liu et al. (2007) tarafından aşağıda önerilen matematiksel model ile tanımlanmıştır. Önerilen matematiksel modelin fiziksel gösterimi Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te verilmiştir (Liu et al., 2007). Bu modelde diferansiyel bir eleman için oluşturulan yönetici denklemler aşağıda verilmiştir.

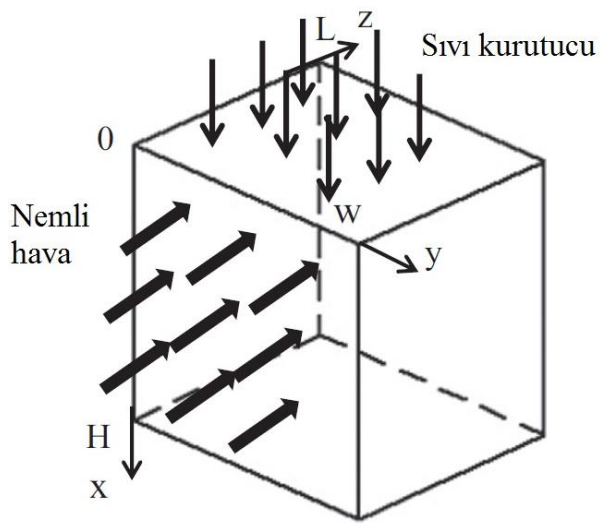
$$\frac{G_h}{H}\frac{\partial h_h}{\partial z} + \frac{1}{L}\frac{\partial\left(G_ç h_ç\right)}{\partial x} = 0 \tag{4.11}$$

$$\frac{G_h}{H}\frac{\partial \omega}{\partial z} + \frac{1}{L}\frac{\partial G_ç}{\partial x} = 0 \tag{4.12}$$

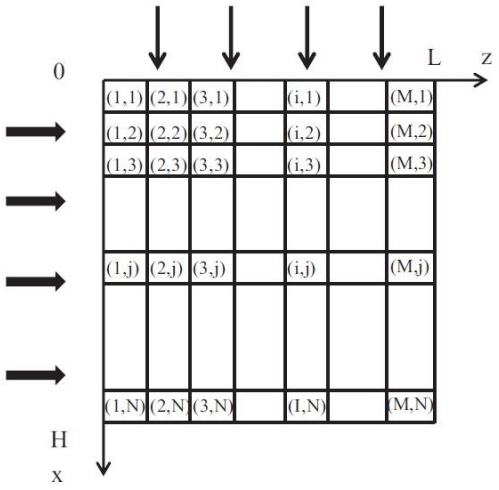
$$d\left(G_ç X\right) = 0 \tag{4.13}$$

Nemli hava ve sıvı kurutucu arayüzeyindeki enerji ve kütle transferi aşağıdaki denklemde belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \omega_h}{\partial z} = \frac{NTU}{L}\left(\omega_e - \omega_h\right) \tag{4.14}$$



Şekil 4.2 Çapraz akış düzeninde tasarlanmış kurutucu



Şekil 4.3. Çapraz akışlı düzende tasarlanmış kurutucu için önerilen 2 boyutlu matematiksel şematik

Yukarıda bahsedilen matematiksel modelden faydalanarak, Niu (2010) çapraz akışlı bir kurutucudaki enerji ve kütle transferini betimlemek ve elde ettiği deneysel verileri doğrulamak için iki boyutlu bir sayısal tasarım önermiştir. Woods and Kozubal (2012) ise yine iki boyutlu sonlu farklar modelini kullanarak sıvı kurutucu destekli evaporatif iklimlendirme sisteminin performansı üzerine deneysel ve teorik çalışmalarda bulunmuşlardır.

4.1.2 Etkinlik – NTU (ε-NTU) modeli

Soğutma kuleleri için kullanılan hesap yöntemlerinden esinlenerek, Stevens et al. (1989) sıvı kurutucular için tasarlanmış yeni bir ısı ve kütle değiştirici modeli önermişlerdir. Sonlu fark modelindeki varsayımların dışında bu model için ek olarak bazı varsayımlarda bulunulmuştur. Bu varsayımlardan biri doyma entalpisi ile ortalama ortam sıcaklığının arasındaki ilişkinin doğru orantılı olarak artması kabulu, diğeri ise çözelti enerji dengesindeki nem miktarı kaybının ihmal edilmesidir. Bu model için oluşturulan yönetici denklemler ve ε-NTU yönteminin hesaplama algoritması aşağıdaki verilmiştir.

(1) Enerji transferi birimi ünitesi sayısı (NTU) Denklem (4.10) ile tanımlanır.

(2) Karşıt akışlı sıvı kurutucudaki etkinlik katsayısı

$$\varepsilon = \frac{1-e^{-NTU\left(1-m^*\right)}}{1-m^* e^{-NTU\left(1-m^*\right)}} \tag{4.15}$$

denklemi ile gösterilir. Bu denklemde m^* kapasite oranı olarak adlandırılır ve aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$m^* = \frac{G_h C_{p,doy}}{G_{ç,i} C_{p,s}} \tag{4.16}$$

bu denklemde $C_{p,doy}$ doyma halindeki akışkanın özgül ısısını temsil etmektedir.

(3) NTU ve ε değerleri ile birlikte nemli havanın çıkış entalpisi aşağıdaki denklem ile hesaplanır

$$h_{h,çık} = h_h + \varepsilon\left(h_e - h_h\right) \tag{4.17}$$

(4) Enerji dengesi kullanılarak sıvı kurutucunun çıkış entalpisi hesaplanır.

(5) Ardından havanın etkin doyma entalpisi aşağıdaki denklemle hesaplanır.

$$h_{h,etkin} = h_h + \frac{h_{h,ç} - h_{h,g}}{1-e^{-NTU}} \tag{4.18}$$

(6) Mevcut doyma koşullarındaki entalpi değerleri ile birlikte, etkin mutlak nem oranı $Y_{e,etkin}$ sayısal çokluğu hesaplanabilir

(7) Nemli havanın sistemden çıkış entalpisi aşağıdaki denklemden hesaplanır

$$\omega_{h,çık} = \omega_{e,etkin} + \left(\omega_h - \omega_{e,etkin}\right) e^{-NTU} \tag{4.19}$$

(8) Bilinen girdi ve çıkti parametreleri ve mevcut kütle dengesi ile, bütün çıkış parametreleri hesaplanır.

Literatür araştırmalarının sonucunda, bahsedilen modele diğer sayısal modellere göre daha az başvurulduğu görülmüştür. Diğer çalışmalarden farklı olarak, Ren (2008) ε - NTU modeli temelli analitik bir yöntem önererek bütün çıkış parametrelerini tahmin etmeye çalışmıştır.

4.1.3 Basitleştirilmiş modeller

Yapılan detaylı incelemeler sonucunda sonlu fark modellerinin ve ε - NTU yönteminin fazla miktarda hesaplama yükü gerektirdiği ve saatlik performansların değerlendirilmesinde bu modellerin yetersiz kaldığı anlaşılmıştır (Luo et al., 2014). Khan and Ball (1992), sonlu fark modeli ile 1700 deneysel veriyi karşılaştırarak basitleştirilmiş çok terimli denklemler önermişlerdir.

$$T_{h,ç} = n_0 + n_1\omega_g + n_2 T_{ç,g} + n_3 T_{ç,g}^2 \tag{4.20}$$

$$\omega_{h,ç} = m_0 + m_1\omega_g + m_2 T_{h,ç} + m_3 T_{h,ç}^2 \tag{4.21}$$

yukarıdaki iki denklem nemli havanın sıcaklığını ve mutlak nemini tahmin etmek için kullanılan denklemlerdir. Fakat kendi deney koşullarında hazırlandıkları için, önerilen denklemlerin geçerliliği tartışmalıdır.

Liu et al.(2006) deneysel verilere dayanarak çapraz ve karşıt akışlı kurutucular için ampirik korelasyonlar üretmişlerdir. Gandhidasan (2004) ortamdaki nem miktarının azalma miktarlarını tahmin etmek için basit ve etkin analitik bir yöntem önermiştir. Önceki çalışmalarından yola çıkarak (Gandhidasan, 2004), boyutsuz nem ve sıcaklık farkı oranları üzerinden çözüme ulaşmaya çalışmıştır. Enerji dengesini yöneten denklemler

$$C_{p,h}\bar{T}\left(T_{h,g} - T_{ç,g}\right) + \frac{M_b}{M_h}\frac{h_{fg}}{P_t}\bar{P}\left(P_{h,g} - P_{ç,g}\right) = \frac{G_ç}{G_h}C_{p,ç}\left(T_{ç,ç} - T_{ç,g}\right) \tag{4.22}$$

Nem miktarı değişimi değerinin kısmi buhar basıncı değeri arasındaki ilişki aşağıdaki denkem ile tanımlanır.

$$P_{ç,g} = P_{h,g} - \frac{mP_t M_h}{G_h P - M_b} \tag{4.23}$$

Ayrıca sıvı kurutucunun çıkış sıcaklığı aşağıda gösterilen denklemle rahatça elde edilebilir.

$$T_{ç,ç} = \frac{T_{ç,g} - \varepsilon_{ID} T_{ç,g}}{1 - \varepsilon_{ID}} \tag{4.24}$$

(4.22) ve (4.23) denklemleri (4.24) denklemi ile birleştirilerek nem transferi miktarı

$$m = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{G_ç C_{p,ç} \varepsilon_{ID} \left(T_{ç,g} - T_{h,g} \right)}{\left(1 - \varepsilon_{ID} \right)} - G_h C_{p,h} \overline{T} \left(T_{h,g} - T_{ç,g} \right) \right] \tag{4.25}$$

denklemiyle elde edilir. Yukarıda gösterilen denklem diğer modellere göre daha basittir fakat birçok varsayımlar, basitleştirmeler ve kısıtlamalar bulundurmaktadır. Chen et al. (2006) sonlu farklar yöntemine dayanarak ters ve paralel akışlar için matematiksel bir yaklasşım modeli önermişlerdir. Önerilen model Khan and Ball (1992) tarafından önerilen modelden etkilenmiş ve onlar gibi birinci dereceden çok terimli denklemler öne sürerek çözümü elde etmeye çalışmışlardır. Ren and Jiang (2006) bir boyutlu diferansiyel denklem modeli için analitik bir çözüm yöntemi önermiştir. Boyutlu ve boyutsuz sayıları çözüm sistemine dahil ederek, bir boyutlu diferansiyel modelin denklemleri, iki birleşik adi diferansiyel denklem çözümü olarak aşağıdaki eşitliklerdeki gibi ifade edilmişlerdir.

$$\Delta W_M = C_1 e^{\lambda_1 NTU_1} + C_2 e^{\lambda_2 NTU_2} \tag{4.26}$$

$$\Delta \upsilon = -K_1 C_1 e^{\lambda_1 NTU_1} + K_2 C_2 e^{\lambda_2 NTU_2} \tag{4.27}$$

önerilen çözüm çözeltinin akış hızı ve konsantrasyonunun çok az oranda değiştiği varsayımıyla hareket etmektedir. Modelin bir başka kabulü ise nemli hava ile sıvı çözelti arasındaki arayüzeyde oluşan denge halindeki mutlak nemin sadece çözelti sıcakığına bağlı olarak değiştiğidir.

Babakhani and Soleymani (2006; 2009) ters akışlı adyabatik rejenerator ve kurutucunun sayısal tasarımı için analitik matematiksel modeller önermişlerdir. Ardından, Babakhani (2009) yukarıda önerdiği modellerden esinlenerek yüksek sıvı kurutucu hızları için başka bir analitik model önermiştir.

Liu et al. (2008) dolgulu yataklarda meydana gelen sıvı kurutuculu iklimlendirme sisteminin matematik olarak modellienmesi için alternatif bir

yöntem önermişlerdir. Bu yöntem Liu et al. (2007) tarafından önerilen metodun esaslarını alarak toplam çözüm sürecini basitleştirmeye çalışmıştır.

Genel olarak bakıldığında çeşitli araştırmacılar adyabatik kurutucular için önerilen çözüm yöntemlerini üç ana başlık altında toplamışlardır. Bu yöntemler sonlu fark yöntemleri, etkinlik – NTU (ε - NTU) yöntemi ve basitleştirilmiş yöntemlerdir. Sonlu farklar yöntemi en çok başvurulan ve kesinliği en fazla olan yöntemlerdir. Buna karşın, kompleks iteratif çözümler içerdiklerinden dolayı hesaplama yüküne en fazla maruz kalan çözüm metodlarıdır. Ters ve paralel akışlı düzenler için tek boyutlu sonlu fark modelleri kullanılırken çapraz akışlı akış düzenleri için iki boyutlu sonlu fark modelleri kullanılmıştır.

Kurutma sistemlerininin tasarımında ikinci bir alternatif olarak görülen ε - NTU metodu, çeşitli varsayımlar içerdiğinden önerilen yöntemin kesinliği sonlu fark yöntemine göre daha azdır fkat buna bağlı olarak modelin hesap yükü de kabul edilebilir seviyededir. Bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle ε - NTU ve basitleştirilmiş yöntemlerin kullanımının araştırmacılar tarafından uygulanmasının azalacağı göz önünde tutulmalıdır. Çizelge 4.1 ve Çizelge 4.2 ‘de yukarıda tartışılan modeller karşılaştırılmış ve birbirlerine karşı olan üstünlükleri gösterilmeye çalışılmıştır. Bir sonraki bölümde bu tezin esas konusu olan içten soğutmalı kurutucular için tasarlanan sayısal modeller tartışılacaktır.

Çizelge 4.1 Adyabatik kurutucular için oluşturulan matematk modellerin karşılaştırılması (Luo et al.,2014)

Sınıflandırma	Varsayım	Hesaplama yükü	Kesinlik
Sonlu fark modeli	Az	Çok fazla	En yüksek
ε - NTU	Orta	Orta	Yüksek
Basitleştirilmiş model	Çok	Az	Az

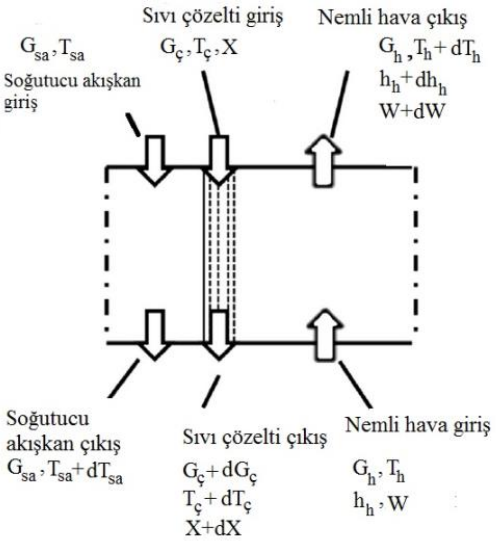
Çizelge 4.2 Adyabatik kurutucular için tasarlanan matematiksel modellerin detaylı gösterimi (Luo et al.,2014)

Sınıflandırma	Matematik model	Akış düzeni	Boyutluluk
Sonlu fark modeli	Factor et al. (1980)	Ters akışlı	Bir boyutlu model
	Oberg et al. (1998)	Ters akışlı	Bir boyutlu model
	Fumo et al. (2002)	Ters akışlı	Bir boyutlu model
	Khan et al. (1992)	Ters akışlı	Bir boyutlu model
	Liu et al. (2007)	Çapraz akışlı	İki boyutlu model
ε - NTU	Stevens et al. (1989)	Ters akışlı	Bir boyutlu model

Sınıflandırma	Matematik model	Akış düzeni	Basitleştirilmiş metod
Basitleştirilmiş modeller	Khan et al. (1992)	Ters akışlı	Benzetim sonuçlarına göre oluşturulmuş korelasyon
	Liu et al. (2006)	Ters veya çapraz akışlı	Deneysel sonuçlara göre oluşturulmuş korelasyon
	Gandhidasan (2004)	Ters akışlı	Boyutsuz parametrelere göre oluşturulan model
	Chen et al. (2006)	Ters ya da paralel akışlı	Nemli havanın entalpisine benzer bir parametre oluşturulan model
	Ren and Jiang (2006)	Ters akışlı	Boyutsuz parametrelere göre oluşturulan model
	Babakhani and Soleymani (2006)	Ters akışlı	Diferansiyel denklemleri doğrusal olmayan denklemlere çevrilmesi ile oluşturulan denklemeler
	Liu et al. (2008)	Çapraz akışlı	Çapraz akışlı ısı değiştirici tasarımına benzer yöntem

4.2 İçten Soğutmalı Kurutucular İçin Oluşturulan Sayısal Modeller

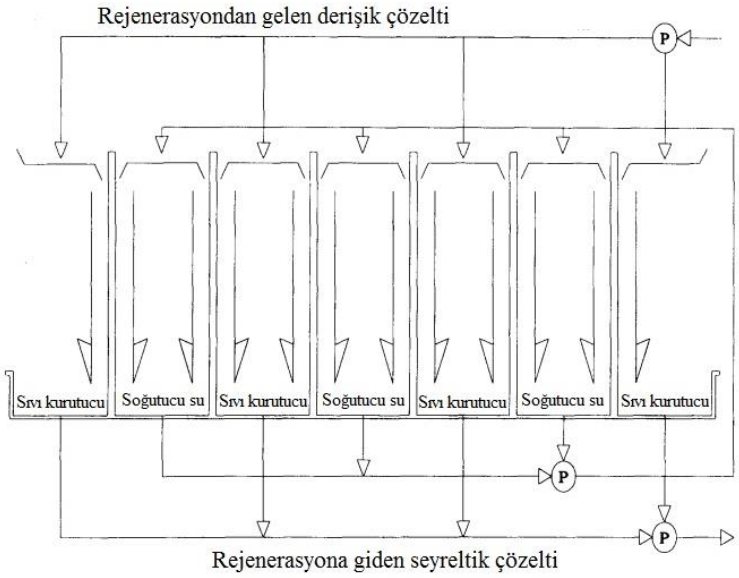
İçten soğutmalı kurutuculardа, soğutucu herhangi bir akışkan iklimlendirme sistemine dahil edilerek nemli havadaki buharın yoğuşması sonucu açığa çıkan ısıyı soğurmak için kullanılmaktadır. Bu çeşit sistemlerde meydana gelen ısı ve kütle transferinin ana hatları Şekil 4.4'te belirtilmiştir (Ren et al., 2007). İçten soğutmalı sıvı kurutucuların matematiksel olarak modellenmesinde, adyabatik kurutucular için önerilen sonlu fark modelleri esas olarak alınmıştır. İçten soğutmalı kurutuculardа, sıvı kurutucunun kütlesel debi değerleri nispeten düşük olduğundan dolayı plakalar üzerinde bir sıvı film tabakası oluşmaktadır. Bu oluşan film tabakası bazı matematiksel modellerin temelini oluşturmaktadır. Adyabatik kurutuculardа olduğu gibi, içten soğutmalı kurutucular için de üç farklı çözüm modeli önerilmiştir.



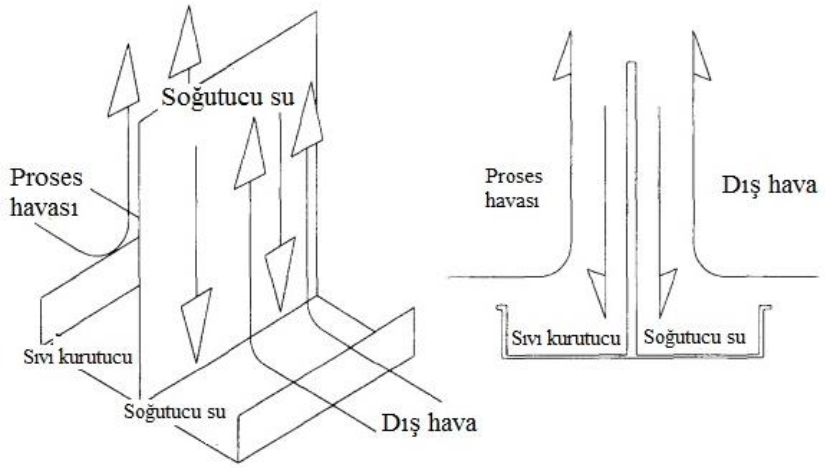
Şekil 4.4 İçten soğutmalı kurutucular için ısı ve kütle transferi modeli (Ren et al., 2007)

4.2.1 Sıvı film tabakası kalınlığını dikkate almayan modeller

Khan and Martinez (1998) sıvı kurutuculu bir iklimlendirme sistemine buharlaşmalı soğutma prosesini dahil ederek izotermal ısı ve kütle transferi ortamı yaratmıştır ve bu sistemin performansını incelemek için matematiksel bir model üretmiştir. Proses havası ve sıvı çözelti ters akışlı olarak düzenlenmiş iken sıvı çözelti ve soğutucu su paralel akışlı olarak tertiplenmiştir. Önerilen sistem düzeni Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 'da gösterilmektedir. Sayısal bulgular sonucunda, akış düzeninin sistem performansına kayda değer bir etkisi olmadığı görülmüştür.

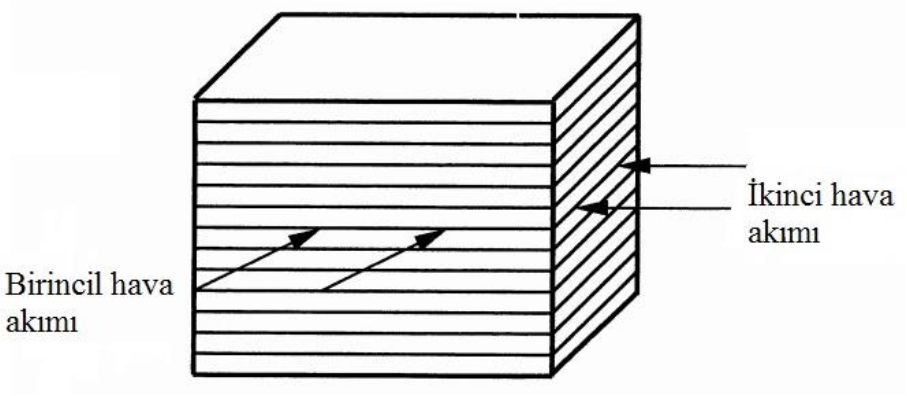


Şekil 4.5 Khan and Martinez (1998) tarafından önerilen kurutucu düzeneği

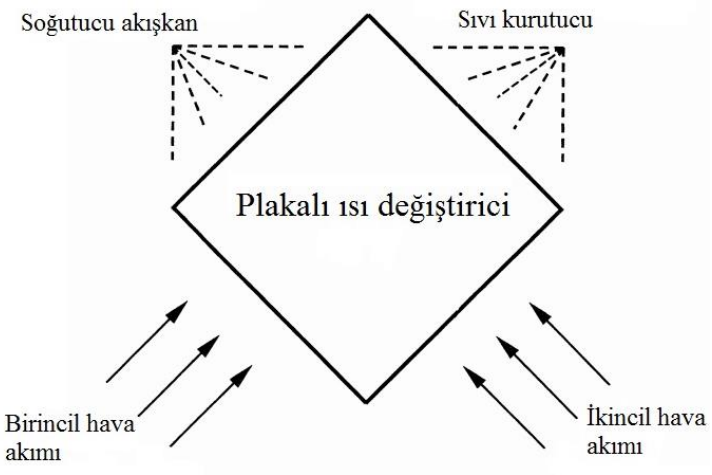


Şekil 4.6 Önerilen kurutucu düzeneğinin farklı açılardan görünümü

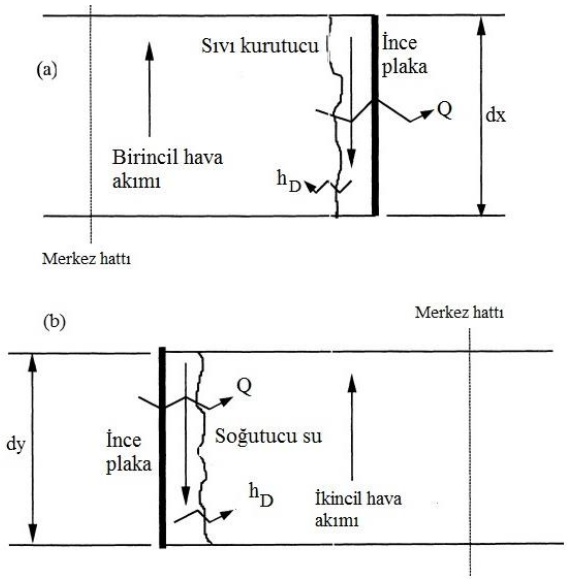
Saman and Alizadeh (2001) çarpraz akışlı plaka tipli ısı değiştirici olarak tasarlanmış sıvı kurutucu kullanan bir nem alıcının kurutma performansını değerlendirmişlerdir. Önerilen ısı değiştiricideki akış düzeni ve akış yapısı doğrudan temaslı, çapraz akışlı ve akış kanalları birbirinden ince plastik plakalarla ayrılmış olarak yapılandırılmıştır. Birincil hava akımı sıvı kurutucu çözelti içine püskürtülürken ikincil hava akımı soğutucu su ile buharlaştırmalı olarak soğutulmaktadır. Soğutucu su/nemli hava ve sıvı kurutucu çözelti/nemli hava akımını ayıran ince plastik plakalar ayrıca ısı ve kütle transfer için temas yüzeyi oluşturmaktadır. Sekil 4.7, Şekil 4.8 ve Şekil 4.9 önerilen plakalı ısı değiştiricinin fiziksel modelini tanımlamaktadır.



Şekil 4.7 Çapraz akışlı ısı değiştirici şematiği (yandan görünüm)



Şekil 4.8 Çapraz akışlı ısı değiştirici şematiği (üstten görünüm)



Şekil 4.9 Kurutucu düzeneğindeki ısı ve kütle transferi için önerilen matematiksel modelin kontol hacmi gösterimi

Bu düzenekteki ısı ve kütle transferini düzenleyecek olan yönetici denklemler Khan and Martinez (1998) tarafından önerilen matematiksel model ile ilişkilendirilmiştir. Hesap kolaylığı sağlamak ve hesaplama yükünü azaltmak için çeşitli kabuller öne sürülmüştür.

- Dış ortam ile ısı transferi ihmal edilmiştir.
- Sıvı çözelti ve soğutucu su film tabakası kalınlığı arasındaki sıcaklık gradyanı ihmal edilmiştir.
- Sıvı kurutucu ve soğutucu suyun bütün ısı ve kütle transferi yüzeyine düzenli bir şekilde yayıldığı düşünülmüştür.

Bu varsayımlara bağlı kalarak, birincil nemli hava akımının entalpi ve mutlak nem değişimi aşağıdaki denklemler ile ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial h_{h,bir}}{\partial x} = \frac{NTU_{ç} \cdot Le_{ç}}{H}\left[\left(h_{e,ç} - h_{h,bir}\right) + h_{fg} \cdot \left(\frac{1}{Le_{ç}} - 1\right) \cdot \left(\omega_{e,ç} - \omega_{bir}\right)\right] \tag{4.28}$$

$$\frac{\partial \omega_h}{\partial x} = \frac{NTU_{ç}}{H} \cdot \left(\omega_{e,ç} - \omega_h\right) \tag{4.29}$$

Kontrol hacmindeki enerji ve kütle dengesi denklemleri

$$G_{h,bir}\frac{\partial \omega_{bir}}{\partial x}-\frac{\partial G_{ç}}{\partial x}=0 \tag{4.30}$$

$$G_{h,bir}\frac{\partial h_{h,bir}}{\partial x}-\frac{\partial\left(G_{ç}h_{ç}\right)}{\partial x}+Q=0 \tag{4.31}$$

İkincil hava için oluşturulan kütle ve enerji denklemleri ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

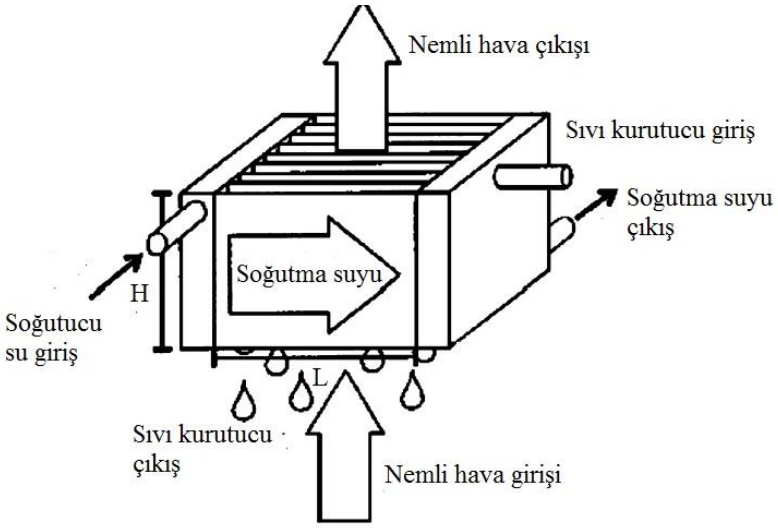
$$\frac{\partial h_{h,iki}}{\partial y}=\frac{NTU_{ss}Le_{ss}}{H}\left[\left(h_{e,ss}-h_{h,iki}\right)+h_{fg}\left(\frac{1}{Le_{ss}}-1\right)\left(\omega_{e,ss}-\omega_{iki}\right)\right] \tag{4.32}$$

$$\frac{\partial \omega_{iki}}{\partial y}=\frac{NTU_{ss}}{H}\left(\omega_{e,ss}-\omega_{iki}\right) \tag{4.33}$$

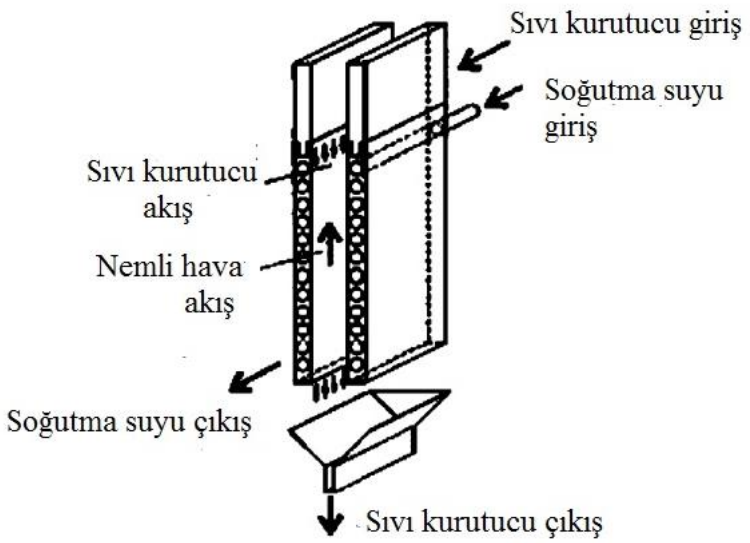
$$G_{h,iki}\frac{\partial \omega_{h}}{\partial y}-\frac{\partial G_{ss}}{\partial y}=0 \tag{4.34}$$

$$G_{h,iki}\frac{\partial h_{h,iki}}{\partial y}-\frac{\partial\left(G_{ss}h_{ss}\right)}{\partial y}-Q=0 \tag{4.35}$$

önerilen çözüm diskretize edilerek sonlu farklar yöntemiyle çözülebilmektedir. Fakat matematiksel çözümün getirdiği ağır hesaplama yükü yöntemin kullanılabilirliğini azaltmaktadır. Liu et al. (2009) değişik akış düzenleri için oluşturulan içten soğutmalı plaka tipli sıvı kurutuculu nem alıcıların performanslarını incelemişlerdir. Kurutma prosesinin gerçekleştiği düzeneğin fiziksel modeli Şekil 4.10 ve Şekil 4.11' de gösterilmektedir.



Şekil 4.10 Önerilen ısı ve kütle değiştirici düzeneği (dış görünüm)



Şekil 4.11 Önerilen ısı ve kütle değiştirici düzeneği (içten görünüm)

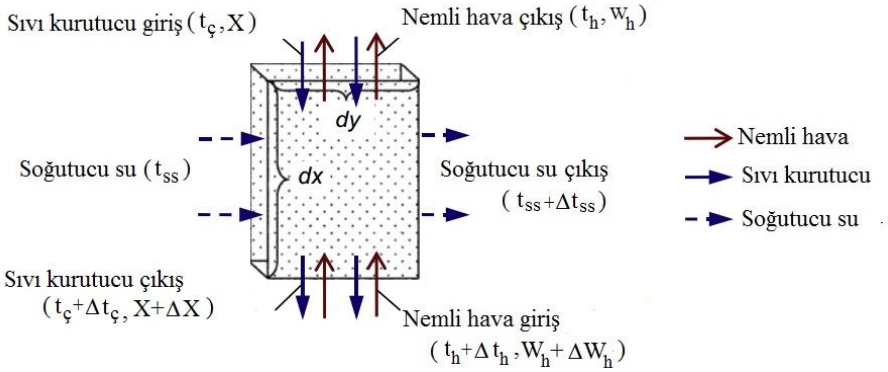
çözümün gerçekleştirilmesi amacıyla Khan and Ball (1992) tarafından önerilen matematiksel model kullanılmıştır. Bu model Saman and Alizadeh (2001) tarafından önerilen çözüm yöntemiyle paralellik göstermektedir. Önerilen enerji dengesi denklemleri aşağıda verildiği gibidir.

$$G_h \frac{\partial h_h}{\partial x} = \frac{\partial \left(G_ç h_ç \right)}{\partial x} + C_{p,ss} G_{ss} \frac{L}{H} \frac{\partial T_{ss}}{\partial y} \tag{4.36}$$

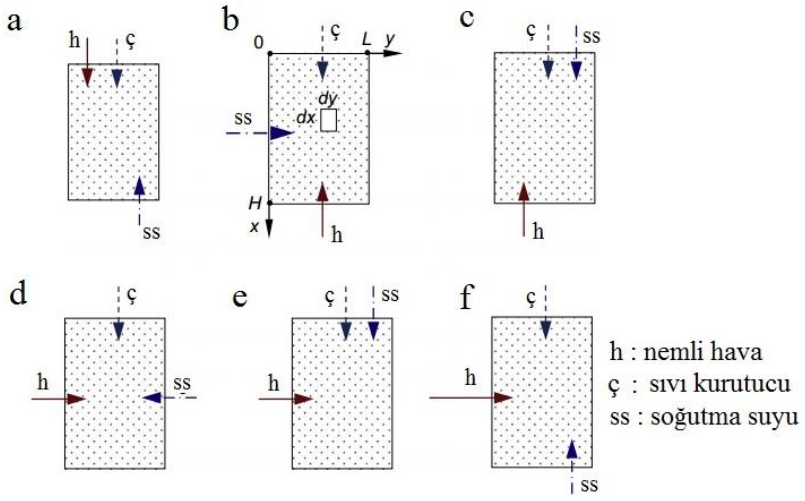
Sıvı kurutucu ve soğutucu sıvı (su) arasındaki ısı transferi ise

$$\frac{\partial T_{ss}}{\partial y} = \frac{NTU_{ss}}{L} \left(T_ç - T_{ss} \right) \tag{4.37}$$

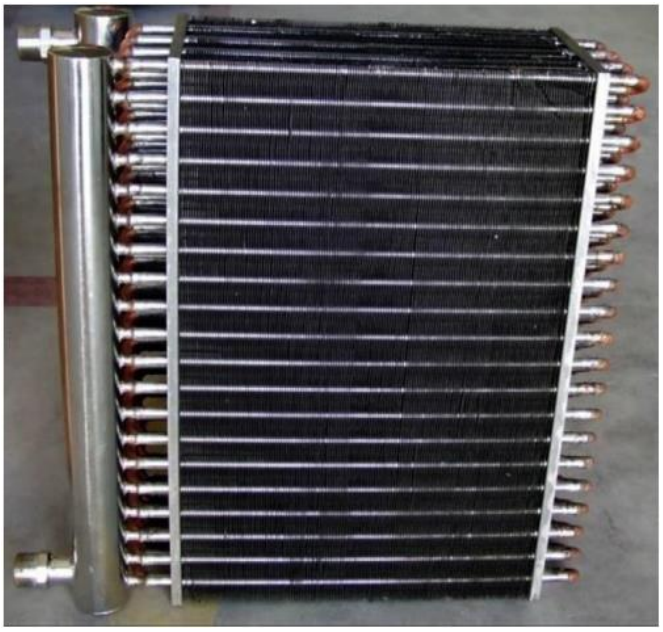
denklemi ile ifade edilebilir. Önerilen modelin çapraz akış düzenindeki kontrol hacmine uygulama şematiği Şekil 4.12' de gösterilmektedir. Şekil 4.13' te ise bu çalışmada uygulanan 6 akış düzeninin gösterimi bulunmaktadır. Zhang et al.(2013) plakalı ısı değiştirici tertibinde yapılmış bir kurutucunun değişik çalışma şartlarındaki davranışlarını incelemiştir. Nem alma miktarı, kurutma etkinliği ve hacimsel kütle transferi katsayısı performans kriteri olarak belirlenmiştir. Şekil 4.14'te bu çalışmada kullanılan paslanmaz çelikten yapılmış ısı ve kütle değiştiricinin ön yüzünün gösterimi verilmektedir. Deneysel veriler Liu et al. (2009) tarafından önerilen matematiksel modelin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yin et al. (2009) içten soğutmalı kurutucu / içten ısıtmalı rejeneratörler için matematiksel bir model önermişlerdir. Bu modeli diğer modellerden ayıran özellik "ıslak olmayan alan" parametresinin denklemlere dahil olmasıdır.



Şekil 4.12 Önerilen model için oluşturulan kontrol hacmi



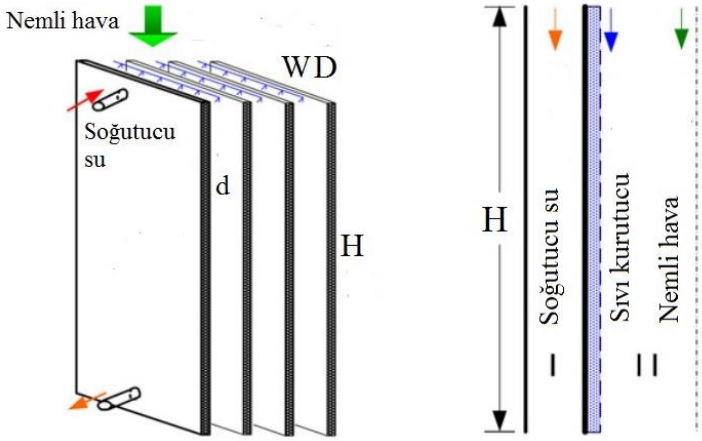
Şekil 4.13 Liu et al. (2009) tarafından kullanılan altı farklı akış düzeni



Şekil 4.14 Zhang et al. (2013)'ın deneysel çalışmalarında kullandığı ıs ve kütle değiştirici

Şekil 4.15 'te bu çalışmada kullanılan sistem konfigürasyınu basit bir şekilde özetlenmiştir. Isı ve kütle transferini yöneten denklemlerin tasarımı için kurutucu sonlu farklara bölünerek kontrol hacimleri sağlanmaya çalışılmıştır. Çözümü sağlamak için aşağıdaki varsayımlar öne sürülmüştür.

- Kanal genişliğinin göreceli olarak düşük seviyede olduğu kabul edilerek, soğutma suyunun, sıvı kurutucunun ve nemli havanın kontrol hacmi boyunca termofiziksel özelliklerininin sıcaklıkla değişmeyeceği ön görülmüştür.
- Boyutsuz Lewis sayısı sabit olarak kabul edilmiştir.
- Isı değiştiricinin lokal duvar sıcaklığının lokal soğutma sıcaklığına eşit olduğu varsayılmıştır.



Şekil 4.15 Yin et al. (2009) tarafından önerilen içten soğutmalı kurutucu modeli şematiği

Jain et al. (2002) toplam ısı ve kütle transferi alanının sadece belli bir kısmının bu işlemler için aktif olduğunu gerçekleştirdiği deneyler sonucunda ortaya koymuştur. Bu gerçeklikten hareket ederek "ıslaklık etkinliği" adı verilen bir parametre eş zamanlı ısı ve kütle transferi denklemlerine aşağıdaki şekildeki gibi eklenmiştir.

$$\frac{1}{2}G_h \cdot d\omega_h = \alpha_D \cdot (\omega_e - \omega_h) \cdot WD \cdot \beta \cdot dz \tag{4.38}$$

$$G_h = d \cdot WD \cdot U_h \tag{4.39}$$

Islak yüzey boyunca ısı transferi ise

$$\frac{1}{2}G_h \cdot C_{p,h} \cdot dT_h = \alpha_C \cdot (T_ç - T_h) \cdot WD \cdot \beta \cdot dz \tag{4.40}$$

şeklindedir. Nemli havanın entalpi değişimi ise

$$dh_h = NTU \cdot \left[\begin{array}{l} Le(h_e - h_h) + (Le-1) \cdot (h_{fg} + C_{p,buh}) \cdot (\omega_e - \omega_h) + \\ \dfrac{h_{ss} \cdot (1-\beta) \cdot (T_{ss} - T_h)}{\beta \cdot h} \end{array} \right] \cdot \frac{dz}{H} \tag{4.41}$$

Sıvı kurutucunun nem alıcı boyunca sıcaklık değişimi ise

$$dT_ç = -\frac{1}{C_{p,ç}} \cdot \left(\frac{G_h}{G_ç} \cdot dh_h + \frac{G_{ss}}{G_ç} \cdot C_{p,ss} \cdot dT_{ss} + \frac{G_h}{G_ç} \cdot C_{p,ç} \cdot T_ç \cdot d\omega_h \right) \tag{4.42}$$

denklemi ile ifade edilir. Kontrol hacminin enerji dengesini hesaba katarak, soğutma suyunun nem alıcı boyunca sıcaklık değişimi

$$\frac{dT_{ss}}{dz} = h_{ss} \cdot WD \cdot \frac{\beta \cdot (T_ç - T_{ss}) + (1-\beta) \cdot (T_h - T_{ss})}{G_{ss} \cdot C_{p,ss}} \tag{4.43}$$

denklemiyle ifade edilir. Sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki kütle dengesi ise aşağıdaki denklemler ile gösterilebilir

$$dX_ç = -\frac{dG_ç}{G_ç + dG_ç} X_ç \tag{4.44}$$

$$dG_{ç} = -G_h d\omega_h \tag{4.45}$$

Buna ek olarak, Yin et al.(2008) tarafından elde edilen deneysel verilere dayanarak Sherwood boyutsuz sayısı (Sh) ile ifade edilen kurutuma ve rejenerasyon prosesleri için ayrı ayrı modellenmiş kütle transferi katsayıları önermişlerdir.

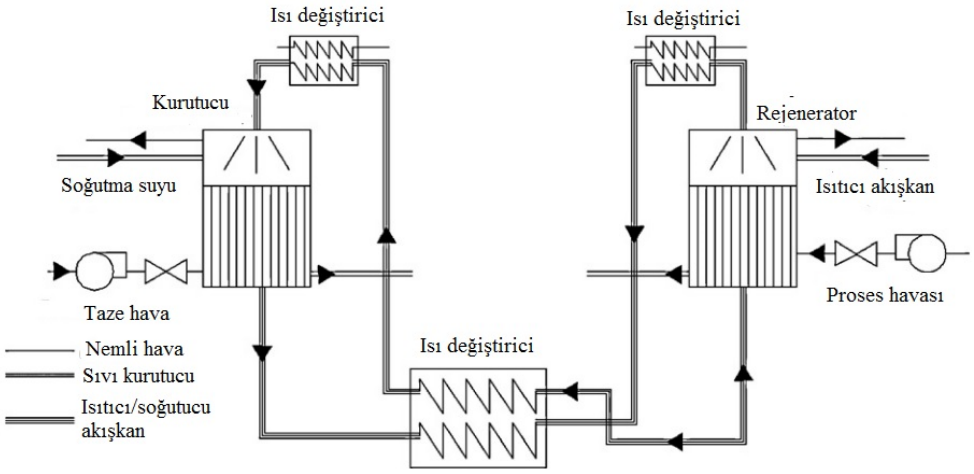
$$Sh = 0.345045 \times T_{ç}^{-2.991} \times \mathrm{Re}^{1.56} \times Sc^{0.33} \text{ (Kurutma için)} \tag{4.46}$$

$$Sh = 2.581 \times 10^{4} \times T_{ç}^{-3.36} \times \mathrm{Re}^{1.55} \times Sc^{0.33} \text{ (Rejenerasyon için)} \tag{4.47}$$

Bu denklemlerden kütle transferi katsayısı ise

$$\alpha_D = \frac{D \square Sh}{d} \tag{4.48}$$

ile gösterilmiştir. Bu denklemde "D" nemli havanın difüzyon katsayısını ve "d" ise hava kanalının genişliğini temsil etmektedir. Qi et al. (2013; 2014) plaka tipli ısı değiştiriciden oluşan içten soğutmalı kurutucu/içten ısıtmalı rejeneratör deki ısı ve kütle değişimini modellemek için matematiksel bir model önermişlerdir. Deneysel verilerden elde ettikleri sonuçlara göre üç farklı etkinlik katsayısı üzerinden çıktı parametrelerini elde etmeye çalışmışlardır. Araştırmacıların deneyleri uyguladığı iklimledirme sisteminin fiziksel modeli Şekil 4.16 'da gösterilmektedir.



Şekil 4.16 Qi et al. (2013;2014) tarafından uygulanan deneysel çalışmalardaki iklimlendirme setinin fizksel gösterimi

Basitleştirilmiş denklemlerle elde edilen çıktı parametreleri aşağıdaki denklem seti ile ifade edilmektedir.

$$h_{h,çık} = h_{h,gir} - \varepsilon_{hh}\left(h_{h,gir} - h_{e,gir}\right) \tag{4.49}$$

$$\omega_{h,çık} = \omega_{h,gir} - \varepsilon_{kh}\left(\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}\right) \tag{4.50}$$

$$t_{ss,çık} = t_{ss,gir} - \varepsilon_{tss}\left(t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right) \tag{4.51}$$

$$\dot{m}_{ç,çık} = \dot{m}_{ç,gir} + \dot{m}_h\left(\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık}\right) \tag{4.52}$$

$$X_{ç,çık} = 1/\left[\left(1/X_{ç,gir}\right)\left(1+\varepsilon_{kh}\dot{m}_h\left(\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}\right)/\dot{m}_{ç,gir}\right)\right] \tag{4.53}$$

$$h_{ç,çık} = \frac{\dot{m}_h\left(h_{h,gir} - h_{h,çık}\right) + \dot{m}_{ss}C_{p,ss}\left(t_{ss,gir} - t_{ss,çık}\right)}{\dot{m}_{ç,gir}} + h_{ç,gir} \tag{4.54}$$

Bu denklemlerden nemli havanın ve sıvı kurutucunun sıcaklık değerleri

$$t_{h,çık} = \frac{h_{h,çık} - h_{fg,e}\omega_{h,çık}}{C_{p,ss} + C_{p,h}\omega_{h,çık}} \tag{4.55}$$

$$A = -66.2324 + 1127.11X_{ç,out} - 7985.3X_{ç,out}^2 + 21534X_{ç,out}^3 - 16635.2X_{ç,out}^4 \tag{4.56}$$

$$B = 4.5751 - 14.6924X_{ç,çık} + 63.07226X_{ç,çık}^2 - 138.054X_{ç,çık}^3 + 106.69X_{ç,çık}^4 \tag{4.57}$$

$$C = -0.000809689 + 0.0218145X_{ç,çık} - 0.136194X_{ç,çık}^2 + 0.320998X_{ç,çık}^3 - 0.264266X_{ç,çık}^4 \tag{4.58}$$

$$t_{ç,çık} = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4C\left(A - h_{ç,çık}\right)}}{2C} \tag{4.59}$$

Deneylerden elde edilen verilere dayanarak, rejeneratörler ve kurutucular için doğusal regresyon yöntemi kullanılarak üç farklı etkinlik katsayısı önerilmiştir.

$$\varepsilon_{kur,h} = \frac{10\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{0,0486}\left(\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}\right)^{0,525}\left(\dot{m}_ç/\dot{m}_h\right)^{0,349}m_{ss}^{0,0773}h_{ç\to ss}^{0,0764}ık^{0,0198}\left(-0,0022L + 0,0102H\right)^{0,0407}}{\left(h_{h,gir} - h_{e,gir}\right)^{0,547}kt^{0,378}} \tag{4.60}$$

$$\varepsilon_{kur,w} = \frac{0,0829\left(\left|h_{h,gir} - h_{e,gir}\right|\right)^{0,195}\left(\dot{m}_ç/\dot{m}_h\right)^{0,35}\dot{m}_{ss}^{0,0619}h_{ç\to ss}^{0,07}ık^{0,0977}\left(-0,0032L + 0,0248H\right)^{0,0854}}{\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{0,009}\left(\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}\right)^{0,0441}kt^{0,375}} \tag{4.61}$$

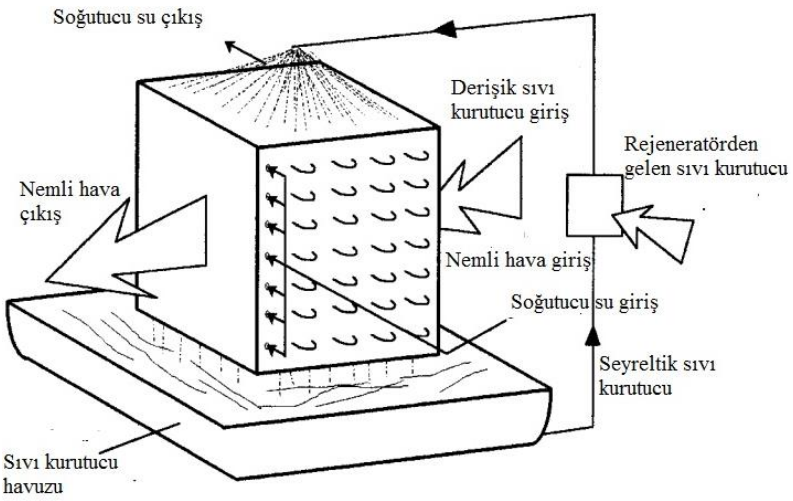
$$\varepsilon_{kur,ts} = \frac{0,115\left(h_{h,gir} - h_{e,gir}\right)^{0,304}\left(\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}\right)^{0,394}h_{ç\to ss}^{0,757}ık^{0,431}\left(L\cdot H\right)^{0,754}}{\dot{m}_{ss}^{0,857}\left(\dot{m}_ç/\dot{m}_h\right)^{0,261}\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{0,759}kt^{0,602}}\frac{t_{ss,gir} - t_{ç,gir}}{\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|} \tag{4.62}$$

$$\varepsilon_{reg,h} = \frac{27,061\left(1000\left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,gir}\right)\right)^{0,987}\left(\dot{m}_ç/\dot{m}_h\right)^{0,77}h_{ç\to ss}^{0,0838}\left(0,196L + 0,287H\right)^{0,125}}{\left(\left|h_{h,gir} - h_{e,gir}\right|\right)^{1,532}\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{0,0038}\dot{m}_{ss}^{-0,012}ık^{0,368}kt^{0,0701}} \tag{4.63}$$

$$\varepsilon_{reg,w} = \frac{46,219\left(1000\left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,gir}\right)\right)^{0,728}\left(\dot{m}_ç/\dot{m}_h\right)^{0,844}\dot{m}_{ss}^{0,001}h_{ç\to ss}^{0,0691}ık^{0,0324}\left(L\cdot H\right)^{0,0242}kt^{0.,248}}{\left(\left|h_{h,gir} - h_{e,gir}\right|\right)^{1,332}\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{0,0168}} \tag{4.64}$$

$$\varepsilon_{reg,ts} = \frac{0,0554\left(\left|h_{h,gir} - h_{e,gir}\right|\right)^{0,794} h_{ç\to ss}^{0,0622}\left(1,552L + 0,118H\right)^{0,896}\left(\dot{m}_ç / \dot{m}_h\right)^{0,0032}}{\left(1000\left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,gir}\right)\right)^{0,636} \dot{m}_{ss}^{0,908}\left(\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|\right)^{1,07} ık^{0,480} kt^{0,229}} \frac{t_{ss,gir} - t_{ç,gir}}{\left|t_{ss,gir} - t_{ç,gir}\right|} \quad (4.65)$$

yukarıda gösterilen doğrusal olmayan denklem takımlarıyla içten ısıtmalı / içten soğutmalı iklimlendirme sistemin dinamik performansı etkin bir şekilde incelenebilir. Khan and Sulsona (1998) buhar sıkıştımalı sıvı kurutuculu hibrit soğutma ve nem alma iklimlendirme sistemini sayısal olarak modellemek için iki boyutlu bir çözüm yöntemi önermiştir. Sistemindeki kurutma prosesini gerçekleştirecek kısmın fiziksel modeli Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Çözümü basitleştirmek için çeşitli varsayımlarda bulunulmuş ve aşağıdaki denklemler ile matematiksel sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.



Şekil 4.17 Khan and Sulsona (1998) tarafından önerilen içten soğutmalı kurutucunun sistem modeli

Saman and Alizadeh (2001) tarafından önerilen çözüme benzer bir çözüm yöntemi öneren denklem takımında havanın entalpisindeki, mutlak nemindeki ve soğutucu akışkanın entalpisindeki değişim

$$\frac{\partial h_h}{\partial x} = -\frac{NTU_o}{DX}\left[\left(h_h - h_e\right) + \left(\omega_h - \omega_e\right)\left(\frac{1}{Le} - 1\right)h_{fg,e}\right] \quad (4.66)$$

$$\frac{\partial \omega_h}{\partial x} = -\frac{NTU_o}{DX\,Le_o}\left(\omega_h - \omega_e\right) \quad (4.67)$$

$$\frac{\partial h_{ss}}{\partial x} = -\frac{NTU_i}{T_{ss,buh}\,DX}\left(t_ç - t_{ss}\right) \quad (4.68)$$

denklemleri ile ifade edilir. Bu denklemlerde

$$NTU_o = \frac{\alpha_C \cdot A}{\dot{m}_h C_{p,h}}, \quad NTU_i = \frac{\alpha_C \cdot A \cdot t_{buh}}{h_{fg} \cdot \dot{m}_{ss}}, Le = \frac{\alpha_C}{\alpha_D \cdot C_{p,h}} \tag{4.69}$$

ile ifade edilmektedir.

$$\dot{m}_h \frac{\partial \omega_h}{\partial x} + C_1 \frac{\partial \dot{m}_ç}{\partial z} = 0 \tag{4.70}$$

Kontrol hacmindeki toplam enerji dengesi ise

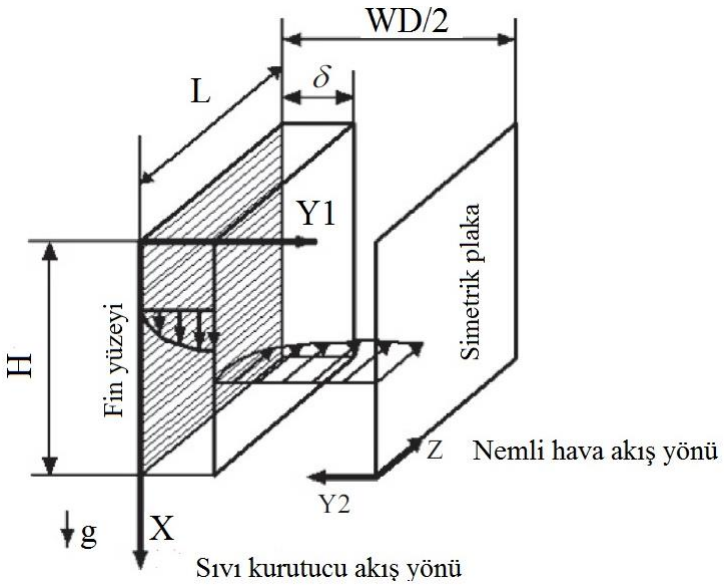
$$\dot{m}_{ss} \frac{\partial h_{ss}}{\partial x} - \dot{m}_h \frac{\partial h_h}{\partial x} - C_1 \frac{\partial \left(\dot{m}_ç h_ç \right)}{\partial z} = 0 \tag{4.71}$$

$$C_1 = \frac{DZ}{DX} \tag{4.72}$$

denklemleri ile gösterilir.

4.2.2 Sıvı film tabakası kalınlığını dikkate alan modeller

Bu modelde düzgün dağılmış sıvı kurutucu filmi ısı ve kütle transferinde etkin rol oynayan ve yönetici denklemleri düzenleyen mekanizmadır. Park et al. (1994) çapraz akışlı içten soğutmalı kurutucu / içten ısıtmalı rejeneratördeki birleştirilmiş ısı ve kütle transferini matematiksel olarak yorumlamak için bir yöntem önermişlerdir. Şekil 4.18 ‘de tanımlanan sistemin şematik diyagramı verilmiştir.



Şekil 4.18 Park et al. (1994) tarafından önerilen üç boyutlu matematiksel model için tasarlanan kontrol hacminin şematik diyagramı

Çözümün basitliğini sağlamak için çeşitli varsayımlarda bulunmuşlardır. Bu varsayımların temelleri aşağıdaki gibidir.

- Akışın laminar ve kararlı olduğu varsayılmıştır.
- Sıvı kurutucu ve nemli havanın temofiziksel özellikleri sabit alınmıştır.
- Sıvı kurutucu – nemli hava arayüzünde termal denge sağlandığı öngörülmüştür.
- Sıvı kurutucu film arayüzeyindeki hız gradyanı göz ardı edilmiştir
- Sıvı kurutucu ve nemli hava nın başlangıçta tam gelişmiş olarak oluştuğu farz edilmiştir.

Yukarıdaki kabuller göz önüne alınarak, sıvı kurutucu için oluşturulan yönetici denklemler

$$0 = \mu_{ç} \frac{\partial^2 u_{ç}}{\partial y_1^2} + \rho_{ç} g \tag{4.73}$$

$$u_s \frac{\partial T_{ç}}{\partial x} = D_{t,ç} \frac{\partial^2 T_{ç}}{\partial y_1^2} \tag{4.74}$$

$$u_{ç} \frac{\partial X_{ss}}{\partial x} = D_{ss,ç} \frac{\partial^2 X}{\partial y_1^2} \tag{4.75}$$

şeklinde sıralanmıştır. Nemli hava akışı için oluşturulan yönetici denklemler

$$0 = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_h \frac{\partial^2 u_h}{\partial y_2^2} \tag{4.76}$$

$$u_h \frac{\partial T_h}{\partial z} = D_{t,h} \frac{\partial^2 T_h}{\partial y_2^2} \tag{4.77}$$

$$u_h \frac{\partial X_{buh}}{\partial z} = D_{m,h} \frac{\partial^2 X_{buh}}{\partial y_2^2} \tag{4.78}$$

denklem setleri ile gösterilmektedir.Sıvı kurutucu - nemli hava arayüzündeki enerji ve kütle dengesi aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$\rho_{ç} D_{m,ç} \frac{\partial X_{ss}}{\partial y_1} = -\rho_h D_{m,h} \frac{\partial X_{buh}}{\partial y_2} \tag{4.79}$$

$$-k_{ç} \frac{\partial T_{ç}}{\partial y_1} = k_h \frac{\partial T_h}{\partial y_2} + \rho_h D_{m,h} h_{fg} \frac{\partial X_{buh}}{\partial y_2} \tag{4.80}$$

yukarıda tanımlanan 3 boyutlu denklemler diskretize edilerek matematiksel çözüm elde edilmiştir. Ali et al. (2003) paralel ve ters akış düzenekler için hazırlanmış sıvı kurutuculu nem alıcılardaki ısı ve kütle transferini matematiksel olarak modelemek için denklem setleri önermişlerdir. Düşen filmin içine ısı transferi yüzeyini ve etkinliğini arttırmak için nano parçacıklar eklenmiştır. Nümerik çıktılar paralel akış düzeninde gerçekleşen kurutuma ve soğutma prosesinin, ters düzende meydan gelen prosesten daha etkili ve verimli olduğunu göstermiştir. Önerilen matematiksel model Park et al. (1994) tarafından öne sürülen modele benzerlik göstermekte fakat nano parçacıkların sistemde var olan etkilerini de yok saymamaktadır. Paralel düzen için kullanılan yönetici denklemler sırayla aşağıdaki gibidir.

Nemli hava için kütle ve momentum denklemleri

$$\frac{\partial u_h}{\partial x} = 0 \tag{4.81}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu_h \frac{\partial^2 u_h}{\partial y^2} \tag{4.82}$$

şeklindendir. Nemli hava için önerilen enerji denklemi ise

$$\rho_h C_{p,h}\left(u_h \frac{\partial T_h}{\partial x}\right) = k_h \frac{\partial^2 T_h}{\partial y^2} \tag{4.83}$$

gösterilir. Nemli havanın difüzyon denkemi

$$u_h \frac{\partial \omega_h}{\partial x} = D_h\left(\frac{\partial^2 \omega_h}{\partial y^2}\right) \tag{4.84}$$

ile ifade edilir. Sıvı kurutucu için kütle, momentum, enerji ve konsantrasyon denklemleri ise aşağıda sıralanmıştır

$$\frac{\partial u_ç}{\partial x} = 0 \tag{4.85}$$

$$\rho_ç g + \mu_ç\left(\frac{\partial^2 u_ç}{\partial y^2}\right) = 0 \tag{4.86}$$

$$\rho_ç C_{p,h}\left(u_ç \frac{\partial T_ç}{\partial x}\right) = \frac{\partial}{\partial y}\left(\left(k_{etk} + k_{dd}\right)\frac{\partial T_ç}{\partial y}\right) \tag{4.87}$$

$$u_{ç}\frac{\partial C}{\partial x}=D_h\left(\frac{\partial^2 C}{\partial y^2}\right) \tag{4.88}$$

Paralel akış düzen için sınır koşulları ise

$$T_h=T_{h,gir},\quad \omega_h=\omega_{h,gir} \quad\Rightarrow\quad x=0 \quad \text{ve} \quad 0\le y\le \delta_h \tag{4.89}$$

$$T_{ç}=T_{ç,gir},\quad C=C_{gir} \quad\Rightarrow\quad x=0 \quad \text{ve} \quad \delta_h< y\le \delta_h+\delta_{ç} \tag{4.90}$$

$$\frac{\partial u_h}{\partial y}=0,\qquad \frac{\partial T_h}{\partial y}=0,\qquad \frac{\partial \omega_h}{\partial y}=0 \quad\Rightarrow\quad \text{y = 0 ve } 0\le \text{x} \le \text{H} \tag{4.91}$$

$$u_h=u_{ç},\quad \frac{\partial u_{ç}}{\partial y}=0,\quad T_h=T_{ç},\quad \omega=\omega_e \quad\Rightarrow y=\delta_h \quad \text{ve} \quad 0\le x\le H \tag{4.92}$$

ile ifade edilebilir. Bu denklemlerde ω_e termodinamik denge halindeki mutlak nem miktarı olarak adlandırılır ve aşağıdaki denklem ile ifade edilir (ASHRAE Handbook Fundamentals, 1988).

$$\omega_e=0.62185\frac{P_{buh}}{P_{top}-P_{buh}} \tag{4.93}$$

Sıvı kurutucunun buhar basıncı (Rahmah et al., 1998)

$$P_{buh,s}=P_{buh,ss}\left(1.0-0.828X-1.496X^2+X\,\frac{(T_e-40)}{350}\right) \tag{4.94}$$

$$u_{ç}=0,\quad T_s=T_{ss},\quad \frac{\partial C}{\partial y}=0 \quad\Rightarrow\quad y=\delta_h+\delta_{ç} \quad \text{ve} \quad 0\le x\le H \tag{4.95}$$

Sıvı kurutucu - nemli hava arayüzeyindeki enerji dengesi

$$-k_h\frac{\partial T_h}{\partial y}-\rho_h D_h h_{fg}\frac{\partial \omega_h}{\partial y}=-k_{ç}\frac{\partial T_{ç}}{\partial y} \quad\Rightarrow\quad y=\delta_h \quad \text{ve} \quad 0\le x\le H \tag{4.96}$$

ve kütle dengesi

$$-\rho_h D_h\frac{\partial \omega_h}{\partial y}=-\rho_{ç}D_{ç}\frac{\partial C}{\partial y} \quad\Rightarrow\quad y=\delta_h \quad \text{ve} \quad 0\le x\le H \tag{4.97}$$

denkemleri ile ifade edilmiştir. Nemli hava ve düşen film sıvı kurutucu için önerilen momentum denklemlerinin analitik çözümü

$$u_h(y)=u_{ara}-\frac{1}{2\mu_h}\frac{\partial p}{\partial x}\left[\delta_h^2-y^2\right] \tag{4.98}$$

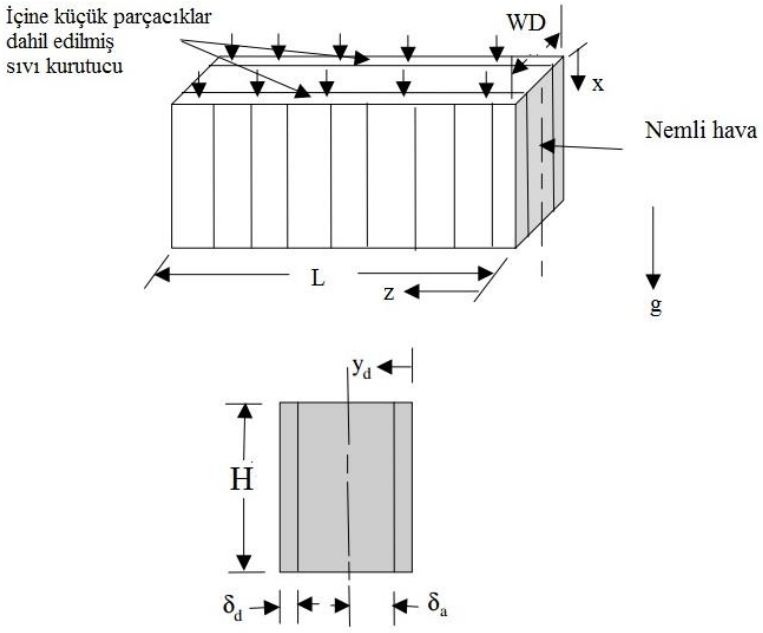
$$u_{ç}(y)=\frac{\rho_{ç}g}{2\mu_{ç}}\left[\delta_h+\delta_{ç}-y\right]-\left[y+\delta_{ç}-\delta_h\right] \tag{4.99}$$

denklemiyle gösterilir. Nemli havanın basınç düşümü ve sıvı fim kalınlığı aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial p}{\partial x}=\frac{3\mu_h u_{ara}}{\delta_h^2}-\frac{3\mu_h \dot{m}_h}{2\rho_h\delta_h^3} \tag{4.100}$$

$$\delta_{ç}=\left[\frac{3\dot{m}_{ç}\mu_{ç}}{gl}\right]^{1/3} \tag{4.101}$$

Ali et al. (2004) tekrar yukarıda önerdikleri bağıntılarla çapraz akış tertipli bir kurutucuda nemli hava ile Cu takviye edilmiş küçük parçacıklı sıvı kurutucu arasındaki ısı ve kütle transferini matematiksel olarak çözmeye çalışmışlardır. Şekil 4.19 'da önerilen düzeneğin basit bir şematiği verilmiştir. Nümerik sonuçlara dayanarak elde edilen verilere göre düşük hava tarafı Reynolds sayılarının nem alma ve soğutma prosesine pozitif yönde etki ettiği gözlemlenmiştir.

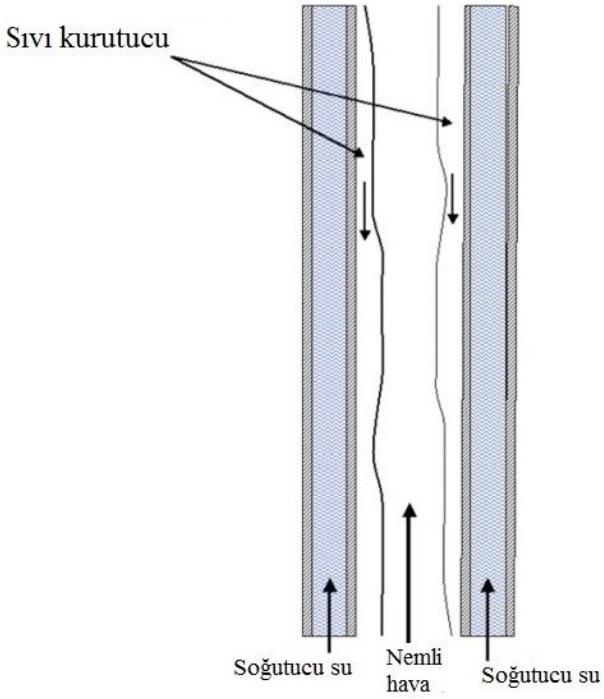


Şekil 4.19 Ali et al.(2004) modelinin şematik gösterimi

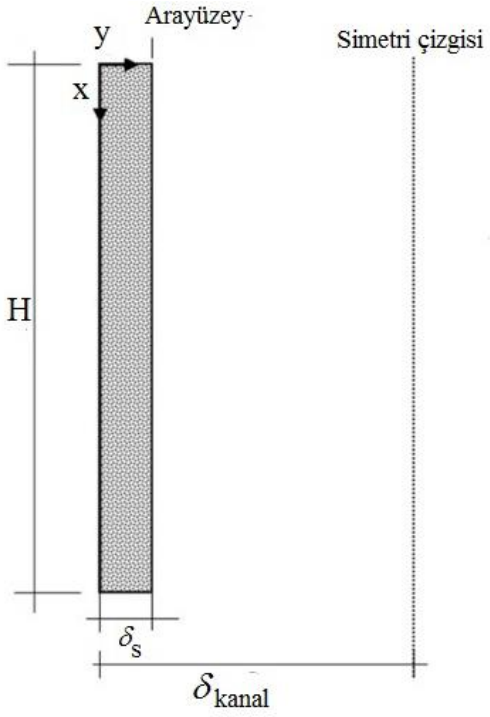
Mesquita et al. (2006) içten soğutmalı sıvı kurutuculu nem alıcıların matematiksel olarak çözümü için üç farklı sayısal model önermişlerdir. Sabit sıvı kurutucu film kalınlığı dikkate alınarak hazırlanan modelin şematik diyagramı

Şekil 4.20 ve Şekil 4.21'de gösterilmektdir. Matematiksel analizleri basitleştirmek için kabul edilen varsayımlar aşağıda sıralanmıştır.

- Duvar sıcaklığı sabit kabul edilmiştir.
- Laminar akış kabul edilmiş ve sıvı kurutucu ve nemli hava için tam gelişmiş koşullar oluştuğu farz edilmiştir.
- Termofiziksel özellikler kontrol hacmi boyunca sabit kabul edilmiştir.
- Sıvı kurutucu ve nemli hava arasındaki arayüzeyde termodinamik denge oluştuğu öngörülmüştür.
- İşlem havası ideal gaz olarak kabul edilmiştir.
- Sıvı kurutucuya hava tarafından kayma gerilmesi uygulanmadığı kabul edilmiştir.
- Film tabakası sabit kabul edilmiştir
- Zıt yöndeki hız değişimleri ihmal edilmiştir.



Şekil 4.20 Mesquita et al. (2006) tarafından önerilen modelin şematik diyagramı



Şekil 4.21 Kurutucu içindeki kanalların detaylı gösterimi

$$\gamma_d \frac{\partial u_ç}{\partial y^2} + \rho_ç g = 0 \tag{4.102}$$

$$u_ç \frac{\partial T_ç}{\partial x} = \frac{k_ç}{\rho_ç \cdot C_{p,ç}} \frac{\partial^2 T_ç}{\partial y^2} \tag{4.103}$$

$$u_ç \frac{\partial X_ç}{\partial x} = D_ç \frac{\partial X_ç}{\partial y^2} \tag{4.104}$$

şeklindedir. Nemli hava için oluşturulan yönetici denklemler ise

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu_h \frac{\partial^2 u_h}{\partial y^2} \tag{4.105}$$

$$u_h \frac{\partial T_h}{\partial x} = \frac{k_h}{\rho_h \cdot C_{p,h}} \frac{\partial T_h}{\partial y^2} \tag{4.106}$$

$$u_h \frac{\partial X_h}{\partial x} = D_h \frac{\partial X_h}{\partial y^2} \tag{4.107}$$

ile ifade edilmektedir Bu denklemleri sağlayan sınır koşulları ise

$$T_s = T_{s,gir}, \quad T_h = T_{h,gir}, \quad X_d = X_{d,gir} \quad \Rightarrow \quad x = 0 \tag{4.108}$$

$$T_ç = T_{duv}, \quad \frac{\partial C_ç}{\partial y} = 0, \quad u_ç = 0 \quad \Rightarrow \quad y = 0 \tag{4.109}$$

$$T_ç = T_h, \quad u_ç = u_h, \; X_h = X_e, \; \frac{\partial u_ç}{\partial y} = 0 \quad \Rightarrow \quad y = \delta_ç \tag{4.110}$$

$$\frac{\partial T_h}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial T_h}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial C_h}{\partial y} = 0, \quad \frac{\partial u_h}{\partial y} = 0 \quad \Rightarrow \quad y = \delta_{kanal} \tag{4.111}$$

denklemleri ile gösterilmektedir. Sıvı kurutucunun kanal kalınlığı boyunca hız profili

$$u_ç = \frac{g}{\gamma_ç}\left(\delta_ç y - \frac{y^2}{2}\right) \tag{4.112}$$

şeklindedir. Birim kanal genişliği için oluşturulan sıvı kurutucunun süreklilik denklemi ise

$$\dot{m}_ç = \int_0^{\delta_ç} \rho_ç u_ç dy \tag{4.113}$$

gibidir. Süreklilik denkleminden elde edilen sıvı kurutucunun kütlesel debisi ($\dot{m}_ç$) yardımyla sıvı kurutucunun film kalınlığı

$$\delta_ç = \left(\frac{3\dot{m}_ç \gamma_ç}{\rho_ç g} \right)^{1/3} \tag{4.114}$$

ve hız profili

$$u_ç = \frac{3\dot{m}_ç}{2\rho_ç} \left(\frac{2y}{\delta_ç^2} - \frac{y^2}{\delta_ç^3} \right) \tag{4.115}$$

Nemli havanın hız profili ise momentım ve süreklilik denklemlerinden hesaplanır.

$$\dot{m}_h = 2 \int_{\delta_ç}^{\delta_{kanal}} \rho_ç u_ç dy \tag{4.116}$$

$$u_h = u_ç + \frac{dp}{dx} \frac{1}{\mu_h} \left[\frac{1}{2} \left(y^2 - \delta_ç^2 \right) + \left(\delta_{kanal} - y \right) \right] \tag{4.117}$$

$$\frac{dp}{dx} = 3\mu_h \left[\frac{u_ç}{\left(\delta_ç - \delta_{kanal} \right)^2} + \frac{\dot{m}_h}{2\rho_h \left(\delta_ç - \delta_{kanal} \right)^3} \right] \tag{4.118}$$

Arayüzeydeki ($y = \delta_ç$) enerji ve kütle dengesi aşağıdaki yönetici denklemlerle ifade edilmektedir.

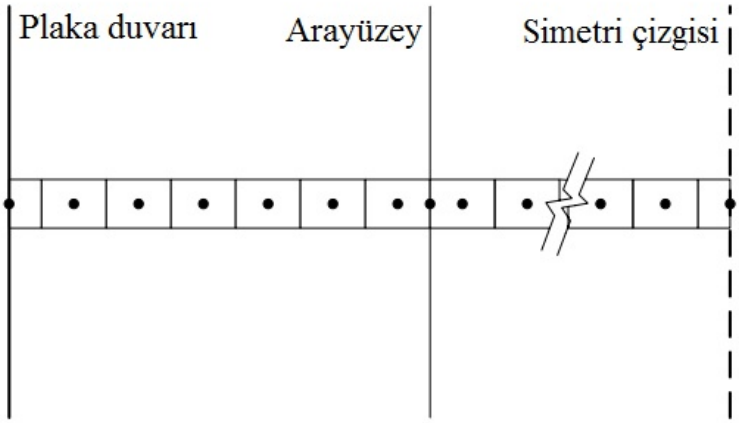
$$k_ç \frac{\partial T_ç}{\partial y} = k_h \frac{\partial T_h}{\partial y} + \rho_h D_h h_{fg} \frac{\partial X_h}{\partial y} \tag{4.119}$$

$$\rho_ç D_ç \frac{\partial X_ç}{\partial y} = \rho_h D_h \frac{\partial X_h}{\partial y} \tag{4.120}$$

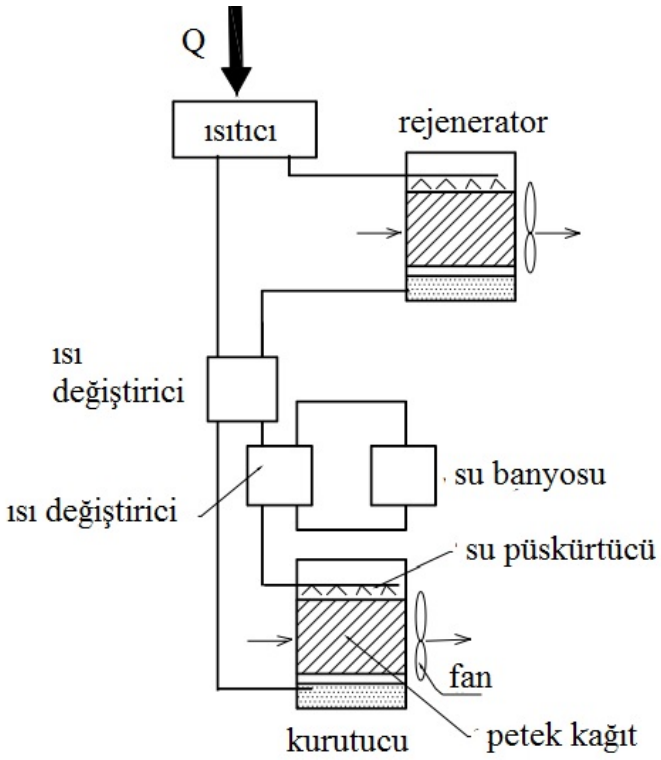
Nemli hava ve sıvı kurutucu arayüzeyindeki sıvı kurutucunun nemli hava içerisindeki denge kütlesel oranı

$$X_e = \frac{18.0153 p_{ss}}{28.9645 p_{tot} - 10.949 p_{ss}} \tag{4.121}$$

denklemi ile ifade edilir. Yukarıdaki denklemler sonlu fark çözüm yöntemi uygulanarak disktretize edilir. Şekil 4.22 ‘de görüldüğü gibi sıvı kurutucu tarafı yedi düğüm noktasına ve nemli hava ise kırk düğüme ayrılarak çözüm elde edilmiştir. Dai ve Zhang (2004) yukarıda tanıtılan sabit film tabakası tabanlı yönetici denklemleri uygulayarak nem alıcı kısmının dolgu malzemesi petek kağıttan oluşan bir iklimlendirme sistemini modellemişlerdir. Şekil 4.23 tasarlanan sistemin şematiğini göstermektedir.



Şekil 4.22 Nümerik çözüm için önerilen düğüm modeli fiziksel gösterimi



Şekil 4.23 Dai and Zhang (2004)'ın deneylerinde kullandığı sıvı kurutuculu iklimlendirme seti

4.2.3 Değişen film kalınlıklarını dikkate alarak hazırlanan matematiksel modeller

Peng and Pan (2009) düşük akış koşullarında sıvı kurutucu iklimlendirme sistemlerindeki zamana bağlı ısı ve kütle transferini modellemek için bölgesel ortalama hacimsel benzeşim yöntemini uygulamışlardır. Sıvı kurutucu olarak trietilen glikol kullanılmış ve birtakım deneysel çalışmalarda bulunulmuştur. Şekil 4.24 ve Şekil 4.25 deneylerin yapıldığı düzeneği ve kurutucudaki akış düzenini detaylı olarak açıklamaktadır. Matematiksel modeli basitleştirmek için öne sürülen varsayımlar aşağıda sıralanmıştır.

- Tek boyutlu zamana bağlı ısı ve kütle transferi uygulanmıştır.
- Dolgulu yatak içindeki nemli hava hızının düzgün ve kararlı olduğu öngörülmüştür.
- Nemli hava ve sıvı kurutucu arasında difüzyon olduğu ve böylece bu iki akışkan arasında su buharı konsantasyonu farkı oluşacağı öngörülmüştür.
- Sıvı kurutucu film tabakasının Nusselt teorisine göre modellendiği ve bu koşullarda herhangi bir taşma koşulunun oluşmadığı düşünülmüştür.
- Sıvı kurutucu ve dolgu malzemesinin termal dengede olduğu kabul edilmiştir.

Yukarıdaki kabuller doğrultusunda, nemli havanın difüzyon denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial\left(\varepsilon_h \rho_h m f_h\right)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\varepsilon_h \rho_h m f_h\right)}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho_h D_{eff}\frac{\partial m f}{\partial x}\right)-\dot{r}_h \tag{4.122}$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial\left(\varepsilon_h \rho_h C_{p,h} T_h\right)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\varepsilon_h \rho_h C_{p,h} T_h\right)}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}\left(k_{h,etk}\frac{\partial T_h}{\partial x}\right)+h_{dol} S\left(T_{dol}-T_h\right) \tag{4.123}$$

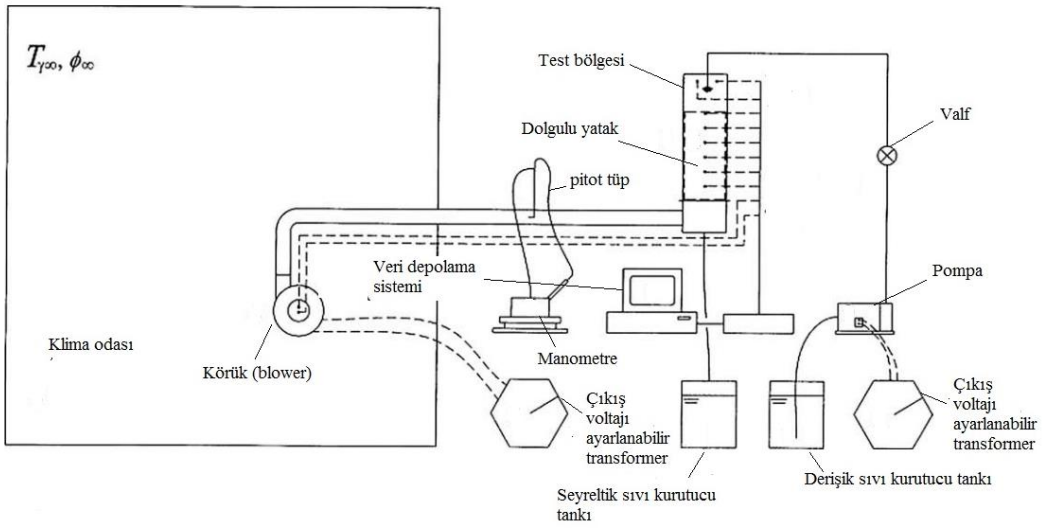
soğutucu su difüzyon denklemi

$$\frac{\partial\left(\varepsilon_{ss} \rho_{ss} m f\right)}{\partial t}+\frac{\partial\left(\varepsilon_{ss} \rho_{ss} m f\right)}{\partial x}=\frac{\partial}{\partial x}\left(\rho_{ss} D_{eff}\frac{\partial m f}{\partial x}\right)+\dot{r}_h \tag{4.124}$$

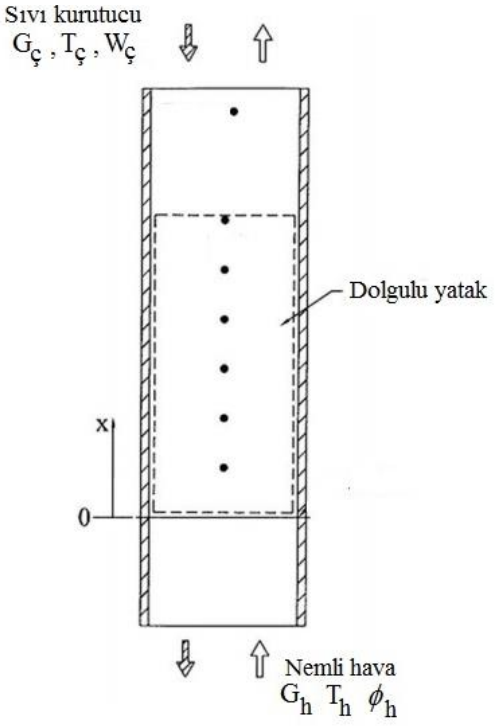
sıvı ve katı enerji dengesi denklemi

$$\frac{\partial\left[\left(\varepsilon_{dol}\rho_{dol}C_{p,dol}+\varepsilon_{ss}\rho_{ss}C_{p,ss}\right)T_{dol}\right]}{\partial t}+\frac{\partial\left(\varepsilon_{ss}\rho_{ss}C_{p,ss}\right)}{\partial x}$$
$$=\frac{\partial}{\partial x}\left(k_{dol,etk}\frac{\partial T_{dol}}{\partial x}\right)-h_{dol}S\left(T_{dol}-T_h\right)+rQ \qquad (4.125)$$

denklem setleri ile ifade edilir.



Şekil 4.24 Peng and Pan (2009)'ın deneylerinde kullandığı test düzeneği



Şekil 4.25 Test bölümü ve koordinat sistemi

ile ifade edilmektedir. Yukarıda tanımlanan denklemler eş zamanlı olarak çözüldüğünde nümerik sonuçların deneysel verilerle uyum içinde olduğu görülmüştür. Diaz (2010) iklimlendirme setinde kullanılacak olan plaka tipli bir nem alıcıdaki ısı ve kütle transferini sayısal olarak modellemek için zamana bağlı bir çözüm önermiştir. Mesquita et al. (2006) tarafından önerilen denklem setleri çözümü sağlamak için kullanılmıştır. Çeşitli boyutsuz sayıların yardımıyla çözümün basitlilği sağlanmıştır. Hueffed et al. (2009) paralel plakalı nem alıcılar için basitleştirilmiş bir denklem takımı önermişlerdir. Kontrol hacmi yöntemi ile diskretize edilen kısmi diferansiyel denklemler çözülmüş ve giriş koşullarına bağlı kalarak film kalınlığı, hidrolik yarıçap, ısı ve kütle transferi katsayısı gibi çalışma parametreleri hesaplanmıştır.

5. SIVI KURUTUCULARIN FİZİKSEL VE TERMOFİZİKSEL ÖZELLİKLERİ

5.1 Sıvı Kurutucular

Sıvı kurutuculu çözeltilerin sanayi ve endüstride bir çok pratik kullanımı bulunmaktadır. İklimlendirme sistemleri ve soğutma teknolojileri bunların başlıca örnekleri arasında sıralanabilir. Bu çözeltiler ilk önce donma noktası düşürücü etki yaratacak şekilde kendine yer bulmuş ardından absorbsiyonlu çevrimler gibi proseslerde salamura olarak kullanılmıştır. İklimlendirme sistemlerindeki kullanımının yaygınlaşmasıyla ortam havasının çiğ noktası sıcaklığının altına düşmesini engellenmeye çalışılmıştır. Böylece geleneksel iklimlendirme sistemlerindeki ön ısıtma prosesinin gerekliliği ortadan kalkacak ve bundan dolayı da gözle görülür bir enerji tasarrufu sağlanacaktır.

Aborbisyonlu sistemlerde kullanılan sıvı çözeltiler genellikle doğal kaynaklardan meydana gelmektedir. Nem alıcı çözeltilere uygulanması gereken ya da düşünülen araştırma ve geliştirme çalışmaları basit ve ucuzdur fakat çalışmalar kapsamında kullanılan yapay malzemeler sıvı kurutucu çözeltinin yapısını bozmakta ve kullanımı insan sağlılğına olumsuz etki yaratmaktadır. Bu sebepten günümüz araştırma ve geliştime çalışmaları sentetik sıvı çözeltiler yerine doğal çözelti karışımları ya da buna benzer inovasyonlar üzerine inşa edilmektedir (Conde, 2004).

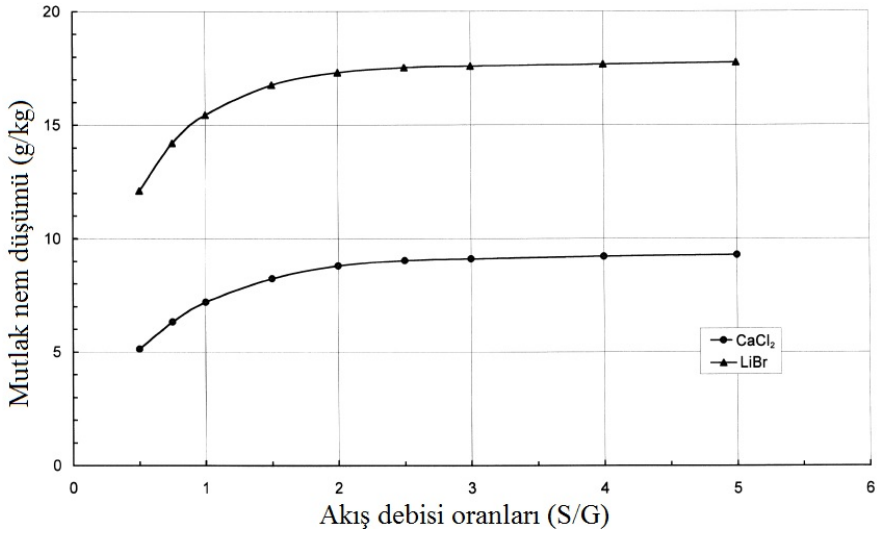
Nem almalı iklimlendirme sistemlerinde sıvı kurutucunun termofiziksel özellikleri sistem performansı üzerinde kritik rol oynamaktadır. Sıvı kurutucu yüzeyindeki sıvı buhar basıncı kurutma performansına doğrudan etki etmektedir. Buna bağlı olarak düşük buhar basınçlı bir sıvı kurutucunun iklimelendirme sistemlerinde kullanılması daha iyi sonuçlar verecektir. Ayrıca sıvı kurutucunun düşük sıcaklık ve yüksek konsantrasyonlu operasyonel koşullarda çalışması da nem alma prosesine olumlu yansımaktadır (Li et al., 2012)

İklimlendirme sistemlerinde ortam havasının nemini almak için kullanılan sıvı kurutucular üzerine yapılan çalışmalar bu çözeltilerin termofiziksel özelliklerinin araştırılmasına dayanmaktadır. Özellikle ilgili çözeltilerin buhar basıncının doğru bir şeklilde modellenmesi üzerine yoğunlaşılmıştır çünkü nem

alma prosesinin performansı bu parametrenin kesinliğine bağlıdır. Trietilen glikol çözletisi sıvı kurutuculu sistemlere ilk uygulanan sıvı kurutucu çözeltisidir. Fakat trietilen glikolün kaynama sıcaklığının yüksek olmasından dolayı bu sıvı kurutucu çözelti türü yerini lityum klorür ve lityum bromür sulu çözeltilerine bırakmıştır. Ayrıca trietilen glikol zehirli özellik taşımamasına rağmen nemli havadaki organik bileşenler bu sıvı kurutucunun bina içi kullanımı kısıtlamaktadır (Fumo and Goswami, 2002). LiCl (lityum klorür), LiBr (lityum bromür) ve $CaCl_2$ (kalsiyum klorür) düşük kaynama sıcaklıkları dolayısıyla ön plana çıkmaktadırlar. Fakat bu çözeltiler de korozif karakterlerinden dolayı sistem performansına olumsuz yönde etki etmektedirler.

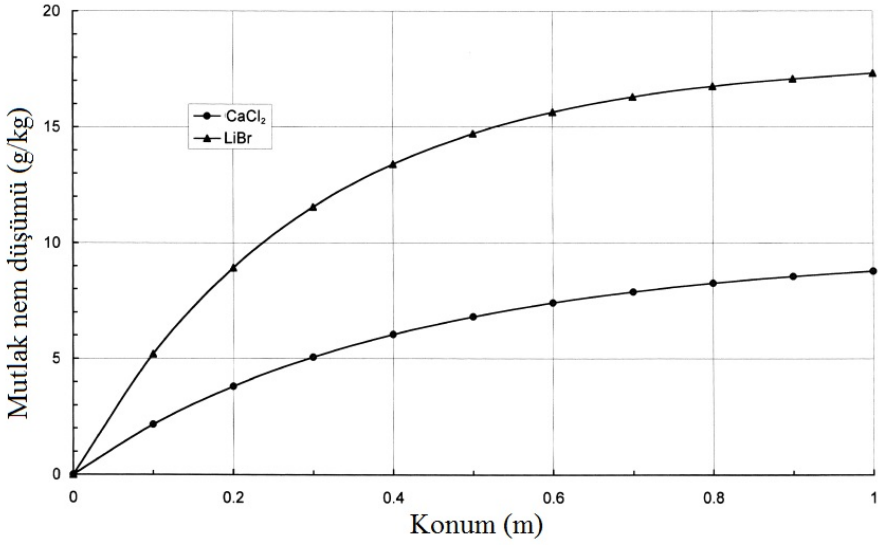
Yukarıda belirtildiği üzere sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinde LiCl, LiBr ve $CaCl_2$ olmak üzere üç farklı çözelti kullanılmaktadır. Bu çözeltilerin fiziksel özellikleri üzerine şimdiye kadar bir çok deneysel ve teorik çalışmalarda bulunulmuştur (Conde, 2004). Araştırmalar sonucunda $CaCl_2$ sulu çözeltisinin en ucuz fakat nem alma kapasitesi göreceli en düşük sıvı çözeltisi olduğu görülmüştür (Conde, 2004). $CaCl_2$, LiCl ve LiBr 'ün kütle transferi performansları araştırmacılar tarafından yoğun olarak incelenmektedir. Fumo and Goswami (2002) LiCl kullanan sıvı kurutuculu iklimlendirme sistemlerinde dolgulu yataklı nem alıcı ve rejeneratör perfomanslarını incelemişlerdir. Elde ettikleri deneysel veriler sonucunda LiCl çözeltisi kullanılarak oluşturulan iklimlendirme sisteminin, konvensiyonel sistemlere göre kurutma etkinliklerinin daha iyi olduğu görülmüştür. LiBr çözeltisi kullanarak tasarlanan absorbsiyonlu bir iklimlendirme sisteminin deneysel ve sayısal olarak incelenmesi Patnaik et al. (1990) tarafından başarıyla gerçekleştirilmiştir. Liu et al. (2006) LiBr çözeltisi kullanılarak idame edilen dolgulu yataklı bir kurutucuda meydana gelen ısı ve kütle transferi etkinliklerini değerlendirmişlerdir. Performans indisi olarak toplam nem alma değeri ve kurutma etkinlikleri ele alınmıştır. Çapraz akışlı düzen için ısı ve kütle transferi korelasyonları önerilmiş ve elde edilen çıktıların deneysel veriler ile uyuştuğu gözlemlenmiştir. $CaCl_2$ çözeltisinin rejenerasyon performansı Sun et al. (2006) tarafından detaylı olarak incelenmiştir. Lazzarin et al. (1999) dolgulu yataklı nem alıcıda meydana gelen ısı ve kütle transferini detaylı olarak irdelemek ve bu sistem üzerinden iki farklı sıvı kurutucunun performansını değerlendirmek için deneysel ve teorik çalışmalarda bulunmışlardır. LiBr – H_2O ve $CaCl_2$ – H_2O çözeltilerini kütle transferi performansları değişik çalışma koşulları altında karşılaştırılmıştır. Şekil 5.1'de bu çalışmada elde edilen veriler ışığında yukarıda bahsedilen iki çözeltinin sıvı kurutucu nemli hava oranının toplam nem çekme

performansına etkisi verilmektedir. Deney şartları olarak 30 °C sıcaklıkta $CaCl_2$ konsantrasyonu 40 %, LiBr konsantrasyonu 60% alınmıştır.



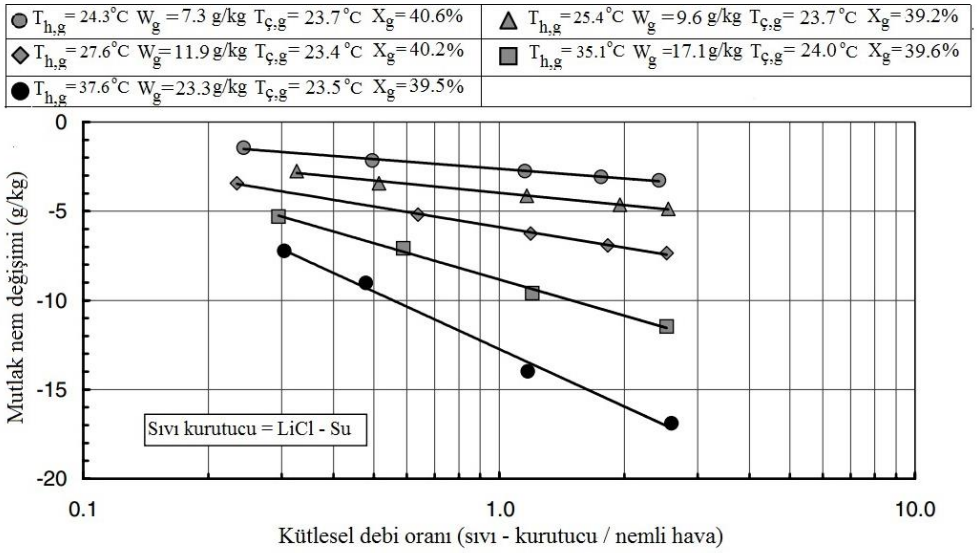
Şekil 5.1 Akış debileri oranının fonksiyonu olarak ortaya çıkan nem alma değerleri

Şekil 5.1'den de anlaşılacağı gibi S/G oranının 2 civarında olması optimum çalışma şartlarının ortaya çıkmasına zemin hazırlamıştır (Lazzarin et al., 1999). Şekil 5.2'de ise yine aynı çalışmadaki ortam havasının nem miktarındaki değişiminin dolgulu yataklı nem alıcının konumuna bağlı değişimi gösterilmektedir.

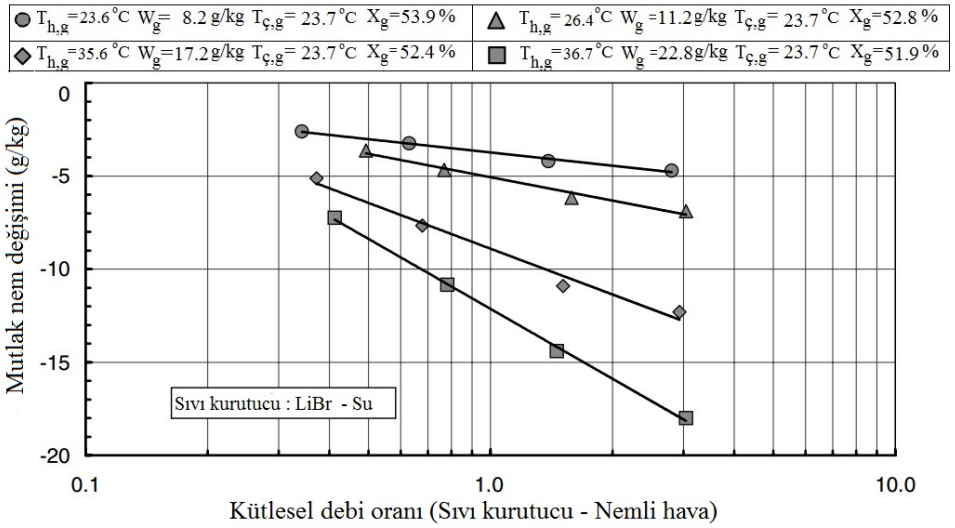


Şekil 5.2 Kurutucu boyunca $CaCl_2$ ve LiBr'lü sıvı kurutuculu çözeltilerin nem alma değerleri

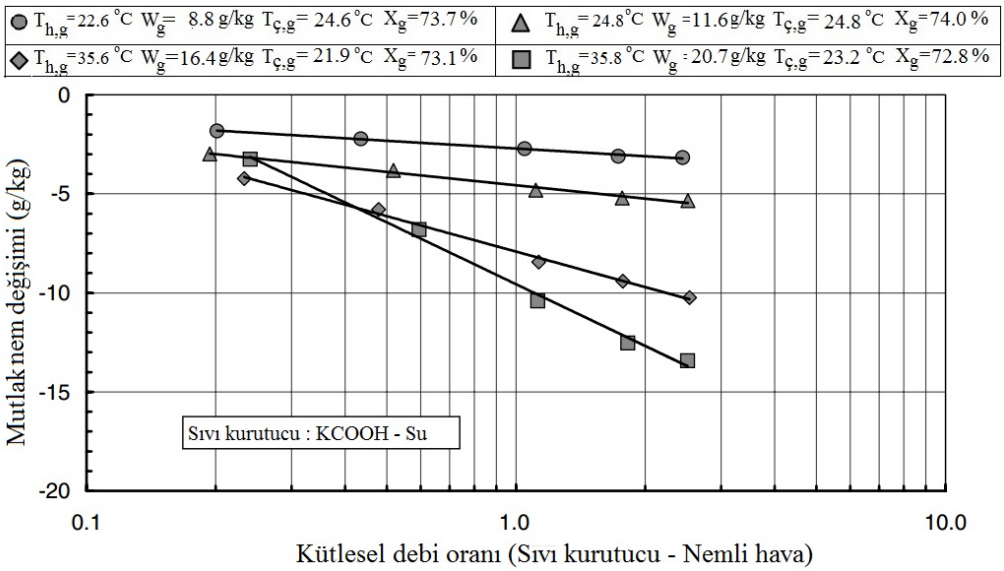
Görüleceği üzere nem alma prosesinin etkinliği, nemli havadaki nem miktarının en yüksek olduğu seviyede maksimum iken nem alıcı içerisinde ilerledikçe toplam etkinlik azalmaktadır. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'den elde edilen verilere göre LiBr'ün nem alma kapasitesinin $CaCl_2$' ünkine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Longo and Gasperella (2005) dolgu yataklı kurutucu ve rejeneratördeki kimyasal nem alma ve nem verme proselerinin karakterizasyonunu belirlemek için deneysel çalışmalarda bulunmuşlardır. LiBr – H_2O, LiCL – H_2O ve KCOOH – Su çözeltilerinin kütle transferi performansları deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Nemli havanın giriş sıcaklığı ($T_{h,g}$), nemli havanın giriş mutlak nemi (ω_{gir}), sıvı kurutucunun sisteme giriş sıcaklığı ($T_{ç,g}$), nemli havanın giriş konsantrasyonu (X_g), nemli havanın kütlesel debisi (m_h), sıvı kurutucunun kütlesel debisi ($m_ç$) ve bu iki kütlesel debi değerinin birbirlerine oranı ($m_h/m_ç$) deneysel parametreler olarak belirlenmiştir. Şekil 5.3 – Şekil 5.5 üç farklı sıvı kurutucu için (LiCl – H_2O, LiBr – H_2O, KCOOH – H_2O) ortam havasının mutlak nemindeki değişimin sıvı kurutucunun kütlesel debisinin nemli ortam havasının kütlesel debisine oranının fonksiyonu olarak gösterimini sağlamaktadır (Longo and Gasparella, 2005).



Şekil 5.3 LiCl sıvı çözeltileri için kütlesel debi oranlarının değişimiyle elde edilen mutlak nem miktarı değişimleri



Şekil 5.4 LiBr sıvı çözeltileri için kütlesel debi oranlarının değişimiyle elde edilen mutlak nem miktarı değişimleri



Şekil 5.5 KCOOH sıvı çözeltileri için kütlesel debi oranlarının değişimiyle elde edilen mutlak nem miktarı değişimleri

Deneysel sonuçlardan anlaşılacağı gibi, geleneksel $LiCl - H_2O$ ve $LiBr - H_2O$ çözeltili sistemlerin nem alma performansları $KCOOH - H_2O$ çözeltili sistemlere

göre daha başarılıdır. Li et al. (2008) LiCl – H_2O ve $CaCl_2$ – H_2O çözeltilerini belirtili oranlarda karıştırırarak daha iyi bir kurutma verimi elde etmeye çalışmışlardır. Elde edilen deneysel sonuçlar saf çözeltilerin kurutma performansının önerilen karışım çözeltilerine göre daha iyi olduğunu göstermiştir. Liu et al. (2011) LiBr – H_2O ve LiCl – H_2O çözeltilerinin kütle transferi performanslarını aynı sıvı kurutucu giriş sıcaklıkları ve yüzey buhar basınçları için karşılaştırmışlardır. Araştımalar sonucunda, ısı ve kütle transferine etkiyen en önemli faktörleri sıvı kurutucu ve nemli havanın ısı kapasiteleri oranı ve kütle transferi üniteleri (NTU_m) olarak belirlemişlerdir. Rejenerasyon ve nem alma prosesleri için yapılan detaylı deneysel çalışmların sonucunda aşağıdaki çıkarımlar elde edilmiştir.

- Nem alıcıda gerçekleşen kurutma prosesinde, LiCl – H_2O çözeltisinin kütle transferi performansı LiBr – H_2O çözeltisinin performasından daha iyi olduğu görülmüştür.
- Rejeneratörde meydana gelen rejenerasyon prosesi dikkate alındığında, LiBr – H_2O çözeltisinin kütle transferi performansının LiCl – H_2O çözeltisinin performansından çok daha başarılı olduğu görülmüştür.
- Sıvı kurutucuların termofiziksel özelliklerinin kurutma ve rejenerasyon prosesine olan etkileri detayı olarak incelenmiştir. Sıvı kurutucu yoğunluğunun ve ısı kapasitesinin kütle transferine büyük bir etkisi olduğu görülmüştür. LiCl – H_2O ve LiBr- H_2O çözeltilerinin aynı hacimsel debi değerlerinde benzer kütle transferi karakteristiği gösterdiği görülmüştür.
- LiCl – H_2O ve LiBr - H_2O kullanılarak oluşturulan iklimlendirme sistemlerinin performans katsayıları değeri (COP) hemen hemen aynı olduğu görülmüştür.

Ertas et al. (1992) toplam sıvı kurutucu maliyetlerini düşürmek ve daha etkin bir kurutma (rejenerasyon) prosesi sağlamak için LiCl – $CaCl_2$ sıvı çözelti karışımlarının performasnlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneyler sonucunda LiCl – $CaCl_2$ sıvı çözeltilerinin hem kütle transferi performasının hem de maliyetlerinin saf LiCl – H_2O ve $CaCl_2$ – H_2O çözeltilerine göre daha iyi olduğu anlaşılmıştır. Ahmet et al. (1998) LiCl – $CaCl_2$ sulu çözelti karışımlarının yüzey buhar basıncı değerlerini hesaplamak için klasik bir termodinamik yaklaşım önermişlerdir. Ayrıca karışımın vizkozite ve yoğunluk değerleri de analitik yöntemlerle elde edilmeye çalışılmıştır. Buna benzer çalışmalar Chen et al. (2009) ve Tsai et al. (2009) tarafından da gerçekleştirilmiştir. Li et al. (2012) iklimlendirme sistemlerinde kullanılacak olan

sıvı kurutucuların uygun bir maliyetle seçimi için matematiksel bir model önermişlerdir. Önerilen modele göre sıvı kurutucunun buhar basıncı ($P_ç$) ile çevredeki havanın buhar basıncı ($P_{çev}$) farkı aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$Etki = P_{çev} - P_ç \tag{5.1}$$

$$P_ç = a_w P_d^0 \tag{5.2}$$

(5.2) denklemindeki P_d^0 saf suyun buhar basıncını göstermektedir. Diğer bir sembol a_w ise sistemdeki suyun aktivasyonu katsayısını temsil etmektedir. (5.1) ve (5.2) denklemlerinin birleşimiyle

$$Etki = \left(\frac{P_{çev}}{P_d^0} - a_w \right) P_d^0 \tag{5.3}$$

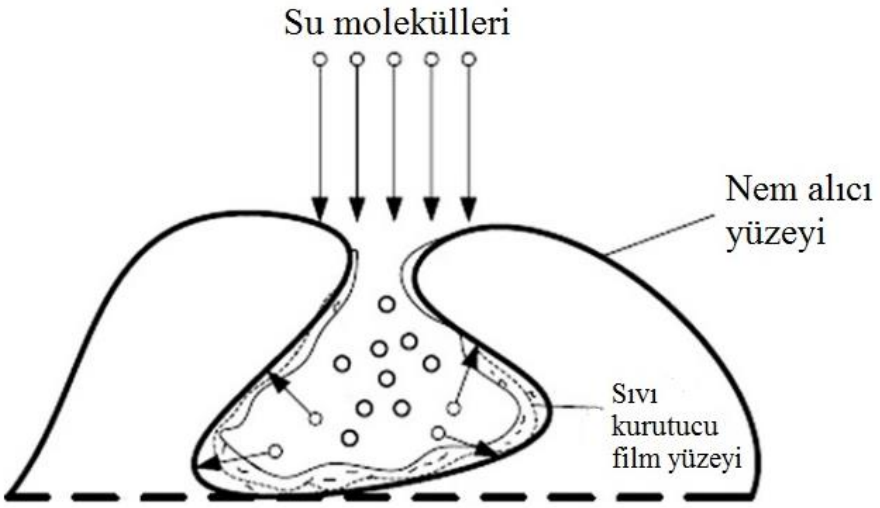
denklemi ortaya çıkar. Eğer sıvı kurutucunun sıcaklığı çevre havasının sıcaklığına eşit ise (5.3) denklemi aşağıdaki denkleme dönüşmektedir

$$Etki = \frac{P_{çev}}{P_d^0} - a_w \tag{5.4}$$

Tanımlanan "Etki" değerinin toplam sıvı kurutucu maliyetine oranı (R) teorik olarak sıvı kurutucunun iklimlendirme sistemlerindeki kullanılabilirliği hakkında bilgi verebilmektedir.

$$R = \frac{Etki}{\sum Maliyet} = \frac{\left(\left(P_{çev} / P_d^0 \right) - a_w \right)}{\sum Maliyet} \tag{5.5}$$

Li et al. (2012) ayrıca yaptığı deneyler sonucunda, nem alıcıdaki yüzey pürüzlüğünün kurutma prosesinin etkinliğin arttırdığını gözlemlemiştir. Liu et al. (2012) bu olayı Şekil 5.6'de gösterilen şematik yardımıyla açıklamaya çalışmışlardır. Şekilde görüldüğü gibi nemli hava içindeki serbest hava kurutucu yüzeyindeki pürüzlü bölgeler tarafından sarmalanmakta ve bu yüzeyler üzerindeki sıvı kurutucu film tarafından serbest nemli hava emilmektedir. Şekilde gösterilen darboğaz ya da boğum yardımıyla emilen serbest su moleküllerinin yüzey dışına kaçması engellenmekte ve kurutma prosesinin etkinliği artmaktadır.



Şekil 5.6 Pürüzlü yüzeylerde gerçekleşen sıvı kurutma prosesi (Liu et al., 2012)

5.2 Sıvı Çözeltilerin Termodinamiksel Özellikleri

Teori tabanlı metotlar kullanılarak saf akışkanlar ile karışımlarının termodinamik özelliklerini belirlemek için bugüne kadar bir çok matematiksel model önerilse de, gerek çalışma şartlarının kısıtlı olması gerekse eğru uydurma yöntemlerinin efektif bir şekilde kullanılamaması doğru çözüm yöntemlerinin üretilememesine yol açmıştır. Özellikle doğrusal optimizasyon yöntemlerinin uygulanması ve doğrusal olmayan çok boyutlu eğri uydurma yöntemlerinin gelişimindeki olumlu süreç bu alanda belirgin bir ivmelenmeye yol açmıştır (Span, 2000). Bu sayısal modellerin temelini yoğunluk ve sıcaklığın bir fonksiyonu olarak tasarlanmış Helmholtz enerji denklemleri oluşturmaktadır.

Bu çeşit karışımların matematiksel modellemesi için atılmış ilk önemli adım Tilner Roth and Friend (1998) tarafından amonyak-su karışımının termodinamik özellikleri Helmotz serbest enerjisi formunda çok boyutlu lineer olmayan eğri uydurma yöntemi kullanarak oluşturulmuştur. Ardından Lityum klorür – su çözeltisinin matematiksel modellenmesi için de bir çok deneme ortaya çıksa da sıvı buhar dengesi dışındaki termofiziksel özellikler hakkındaki deneysel verilerin yetersizliğinden dolayı bu denemeler genellikle başarısızlıkla sonuçlanmıştır (Brown et al., 2004; Majer et al., 1991; Ohling and Schneider, 1979; Gates and Wood, 1985). Matematiksel model için alternatif olarak sıvı ve gaz fazına ayrı uygulanmış iki ayrı Gibbs serbest enerji fonksiyonu tabanlı denklemler sıvı-buhar dengesi bölgesini tanımlamak için kullanılmıştır. Yuan and Herold (2005) ve Kim and Infante Ferreira (2006) bu önerilen formu kullanarak Lityum-Bromür sulu çözeltileri için matematiksel bir model önermişlerdir.

LiCl-H_2O çifti absorbsiyonlu çevrimlerde kullanılan akışan çiftleri arasında faydalı bir alternatiftir. Fakat bu akışkan çifti için oluşturulan matematiksel modeller genellikle sıvı ve gaz faz için oluşturulmuş ayrık denklemlerden türetilmiş denklemler olmasına rağmen metematiksel açıdan sağlıklı sonuçlar vermektedir. Literatürde akışkan çiftlerinin denge halindeki basınç, yoğunluk, özgül ısı, entalpi ve entropi gibi termodinamiksel özelliklerini elde etmek için yukarıda tanımlanan şekilde tasarlanan modellere örnek pek çok çalışma bulunmaktadır. Heltenberg (1939) metodu yukarıda bahsedilen yöntem ile oluşturulan ve çözelti entalpi ve entropilerini hesaplamak için tasarlanan yöntemlerin ilkidir. Ardından Chaudhari and Patil (2002) deneysel verilere dayanarak eğru uydurma yöntemleri ile oluşturduğu sayısal modeli kullanıma sunmuştur. Ardından Conde (2004) sıvı ve gaz faz temelli oluşturduğu denklemlerle sıvı çözeltilerin entalpi, entropi, eşbasınçlı özgül ısılarını denge halindeki basınç değerlerini elde etmiştir. En son olarak ise Patek and Klomfar (2008) LiCl sulu çözeltilerinin termodinamik özelliklerini tanımlamak için Gibbs serbest enerji tabanlı bir formulasyon önermiştir. Bu formulasyon şimdiye kadar elde edilen deneysel verilerin hemen hemen tümünden faydalandığı için mevcut tez çalışmasında bu denklemlerden faydalanılmıştır.

5.2.1 LiCl sıvı çözeltileri için Gibbs enerji denkleminin geliştirilmesi

Elektrolit çözeltilerinin termodinamik ilişkisine dayanarak, çözelti Gibbs fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır (Pitzer, 1998).

$$g = (1-x)g_{su}^{s} + g_{ç}^{0} + vxRT\left[\ln\left(\frac{x}{1-x}\right)-1\right] + g_{ek} \tag{5.6}$$

Bu denklemde saf suyun Gibbs serbest enerji fonksiyonu g_{su}^{s} ile denklemdeki üçünde terim ise ideal karışma katkısını temsil etmektedir. Ek Gibbs enerji fonksiyonu g_{ek} ve sonsuz saf durumdaki çözelti Gibbs enerji fonksiyonu $g_{ç}^{0}$ ise deneysel verilerden elde edilerek denklem haline dönüştürülmüştür. Bu fonksiyonlar aşağıda belitrilen eğri uydurma denklemleri ile tanımlanmıştır.

$$\prod_i = a_i\left(\frac{T_c}{T}\right)^{n_i}\left(\frac{p}{p_c}\right)^{m_i}\left(\frac{x}{1-x}\right)^{k_i/2} \tag{5.7}$$

Yeni denklem formuyla birlikte ek özellikler ve saf standart özellikler bir polinom fonkisyonu haline sokulmuş ve aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

$$g = (1-x)g_{su}^{s} + vxRT\left[\ln\left(\frac{x}{1-x}\right)-1+\frac{1}{v}\sum_{i=1}^{N}\prod_i\right] \tag{5.8}$$

Gibbs serbest enerji fonksiyonu temelli (5.8) denklemi göz önünde tutularak LiCl sıvı çözelti entalpisi, entropisi, molar hacmi, eşbasınçlı ısı kapasitesi gibi termodinamik çoklukların sayısal ifadeleri aşağıdaki denklemlerdeki gibi tanımlanmıştır.

$$h(T, p, x) = (1-x)h_{su}^{s} + xRT\sum_{i=1}^{N} n_i\Pi_i \tag{5.9}$$

$$s(T, p, x) = (1-x)s_{su}^{s} - vxR\left[\ln\left(\frac{x}{1-x}\right)-1-\frac{1}{v}\sum_{i=1}^{N}(n_i-1)\Pi_i\right] \tag{5.10}$$

$$v(T, p, x) = (1-x)v_{su}^{s} + x\frac{RT}{P}\sum_{i=1}^{N} m_i\prod_i \tag{5.11}$$

$$C_p(T, p, x) = (1-x)c_{p,su}^{s} - xR\sum_{i=1}^{N} n_i(n_i-1)\prod_i \tag{5.12}$$

Yukarıdaki denklemlerde kullanılan v=2 olarak tanımlanmıştır. Molar derişim ise x ile temsil edilmektedir. Eğru uydurmada kullanılan denklem katsayıları ise Çizelge 5.1'de verilmektedir. Saf suyun sıvı ve gaz faz halindeki Gibbs serbest enerji denklemleri sıcaklık ve basıncın birer fonksiyonu olarak aşağıda verilen denklemlerdeki gibi tanımlanmıştır (Wagner and Pruβ, 2002).

$$\tau = \frac{T}{T_c}, \quad \pi = \frac{p}{p_c} \tag{5.13}$$

$$\Pi_i = a_i \tau^{n_i} \pi^{m_i} \tag{5.14}$$

$$h_{su}^{s,g}(T, p) = RT\left[a_1 + \sum_{i=2}^{N} n_i \Pi_i \right] \tag{5.15}$$

$$s_{su}^{s,g} = R\left[-a_0 \ln \pi + a_1 (1 - \ln \tau) + \sum_{i=2}^{N} (n_i - 1)\Pi_i \right] \tag{5.16}$$

$$v_{su}^{s,g} = \frac{RT}{P}\left(a_0 + \sum_{i=2}^{N} m_i \Pi_i \right) \tag{5.17}$$

$$C_{p,su}^{s,g} = R\left[a_1 - \sum_{i=2}^{N} n_i (n_i - 1)\Pi_i \right] \tag{5.18}$$

Çizelge 5.1 Temodinamik özellikleri tespit etmek için oluşturulmuş denklemlerdeki katsayılar

i	n_i	m_i	k_i	a_i
1	0	0	0	1,20915 x 10^{1}
2	1	0	0	-7,05750
3	2	0	0	1,87439
4	3	0	0	-1,73372 x 10^{-1}
5	0	1	0	-5,77828 x 10^{-1}
6	1	1	0	6,52315 x 10^{-1}
7	2	1	0	-1,45691 x 10^{-1}
8	0	0	1	-1,01324 x 10^{1}
9	1	0	2	2,86194x 10^{1}
10	2	0	3	-3,16725x 10^{1}
11	0	0	4	-3,78901 x 10^{1}
12	2	0	4	5,29680 x 10^{1}
13	3	0	6	3,37911
14	2	0	7	-9,89664 x 10^{1}
15	0	0	10	6,01495 x 10^{2}
16	0	0	11	-6,71921 x 10^{2}
17	2	0	11	3,42347 x 10^{2}
18	2	0	12	-2,90822 x 10^{2}
19	1	1	1	-1,34713 x 10^{-1}
20	2	1	1	8,68565 x 10^{-2}
21	0	1	2	1,08902
22	1	1	2	-8,20282 x 10^{-1}
23	2	1	2	1,26456 x 10^{-1}

Molar derişim (x) değerini kütlesel derişim değerine (w) çevirmek için aşağıdaki denklem izlenebilir.

$$w = \frac{x \cdot M_{LiCl}}{x \cdot M_{LiCl} + (1 - x) \cdot M_{su}} \tag{5.19}$$

Örneğin J/mol türündeki bir entropi büyüklüğünü J/kg türüne değiştirirken aşağıdaki benzeşim kullanılır.

$$\frac{s(w)}{J \cdot kg^{-1}} = \frac{1}{x \cdot M_{LiCl} + (1-x) \cdot M_{su}} \frac{s(x)}{J \cdot mol^{-1}} \tag{5.20}$$

Çizelge 5.2 Saf suyun sıvı ve gaz faz termodinamik modeli için kullanılan eğri uydurma katsayıları (Wagner and Pruβ, 2002)

	Sıvı faz			Gaz faz		
	n_i	m_i	a_i	n_i	m_i	a_i
0	-	-	0.0	-	-	0.0
1	-	-	5.88137×10^{1}	-	-	5.88137×10^{1}
2	1	0	-9.18938	1	0	-9.18938
3	0	0	-8.33307×10^{1}	0	0	-8.33307×10^{1}
4	-1	0	1.84228×10^{2}	-1	0	1.84228×10^{2}
5	-2	0	-1.70534×10^{2}	-2	0	-1.70534×10^{2}
6	-3	0	1.05457×10^{2}	-3	0	1.05457×10^{2}
7	-4	0	-2.94856×10^{1}	-4	0	-2.94856×10^{1}
8	1	1	1.96926×10^{-1}	1	1	1.96926×10^{-1}
9	0	1	-8.68008×10^{-1}	0	1	-8.68008×10^{-1}
10	-1	1	2.25497	-1	1	2.25497
11	-2	1	-2.60177	-2	1	-2.60177
12	-3	1	1.17349	-3	1	1.17349

5.2.2 LiCl çözeltisinin diğer termodinamik özelliklerinin elde edilmesi

Denge halindeki buhar basıncı, çözelti yoğunluğu, çözelti yüzey tansiyonu, çözelti dinamik vizkozitesi, ve çözelti ısı iletim katsayısı değerleri için Conde (2004) tarafından önerilen eğri uydurma denklemleri kullanılmıştır.

5.2.2.1 Denge buhar basıncı

Conde (2004) tarafından önerilen modelde saf suyun denge buhar basıncı değerleri referans durum olarak ele almıştır. Aşağıdaki bağıntılar Çizelge 5.3' teki katsayılar ile birlikte kullanılarak istenen çözüm elde edilmeye çalışılmıştır.

$$\frac{p_{çöz}(w,T)}{p_{H_2O}(T)} = \pi_{25} f\left(w,\theta\right) \tag{5.21}$$

$$f(w,\theta) = A + B\theta \tag{5.22}$$

$$\theta = \frac{T}{T_{c,H_2O}} \tag{5.23}$$

$$A = 2 - \left[1 + \left(\frac{w}{\pi_0} \right)^{\pi_1} \right]^{\pi_2}, \quad B = \left[1 + \left(\frac{w}{\pi_3} \right)^{\pi_4} \right]^{\pi_5} - 1 \tag{5.24}$$

$$\pi_{25} = 1 - \left[1 + \left(\frac{w}{\pi_6} \right)^{\pi_7} \right]^{\pi_8} - \pi_9 \cdot e^{-\frac{(w-0,1)^2}{0,005}} \tag{5.25}$$

Saf suyun doyma basıncı değerleri ise aşağıdaki denklemler ile tanımlanabilir (Saul and Wagner, 1987).

$$\ln\left(\frac{p}{p_{c,H_2O}} \right) = \frac{A_0\tau + A_1\tau^{1,5} + A_2\tau^3 + A_3\tau^{3,5} + A_4\tau^4 + A_5\tau^{7,5}}{1-\tau} \tag{5.26}$$

$$\tau = 1 - \frac{T}{T_{c,H_2O}} \tag{5.27}$$

Denklem (5.26)‘da geçen “A” parameteri Çizelge 5.4 ‘te verilmektedir.

Çizelge 5.3 Denge buhar basıncı değerleri için parametreler

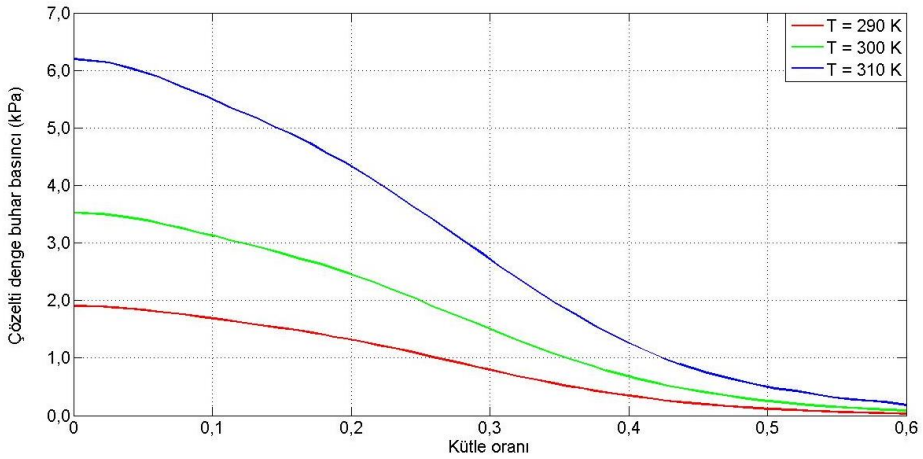
π_0	0,28
π_1	4,30
π_2	0,60
π_3	0,21
π_4	5,10
π_5	0,49
π_6	0,362
π_7	-4,75
π_8	-0,40
π_9	0,03

Çizelge 5.4 Denklem (5.26)’da verilen A parametreleri

A_0	$-7,858230$
A_1	$1,839910$
A_2	$-11,781100$

A_3	$22,670500$
A_4	$-15,9393$
A_5	$1,775160$

Şekil 5.7 çözelti sıcaklıklarının çözelti denge buhar basıncına olan etkisini karşılaştımalı olarak göstermektedir.



Şekil 5.7 Değişen çözelti sıcaklıklarının çözelti denge buhar basıncı değerlerine olan etkisi

5.2.2.2 Çözelti yoğunluğu

Conde (2004)] tarafından çözelti yoğunluğu matematiksel modeli saf suyun yoğunluğuna bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır

$$\rho_{\text{çöz}}(w,T) = \rho_{H_2O}(T)\sum_{i=0}^{3}\phi_i\left(\frac{w}{1-w}\right)^i \qquad (5.28)$$

Denklem (5.28)'de tanımlanan ϕ katsayıları Çizelge 5.5'te verilmektedir.

Çizelge 5.5 Denklem (5.28)'de belirtilen ϕ katsayıları

ϕ_o	1,0
ϕ_1	0,540966
ϕ_2	–0,303792
ϕ_3	0,100791

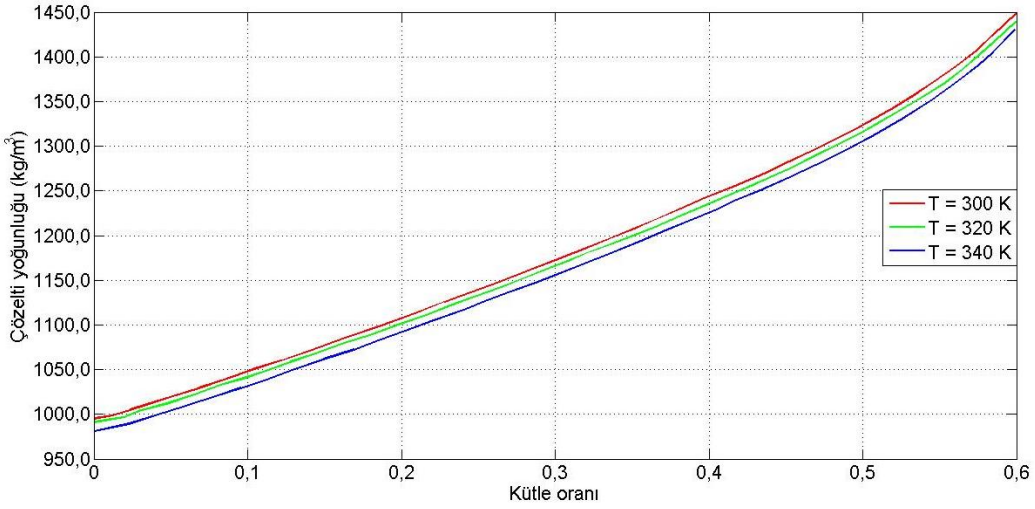
$$\rho_{H_2O}(\tau) = \rho_{c,H_2O}(1 + B_o\tau^{1/3} + B_1\tau^{2/3} + B_2\tau^{5/3} + B_3\tau^{16/3} + B_4\tau^{43/3} + B_5\tau^{110/3}) \qquad (5.29)$$

Çizelge 5.6'da (5.29) denkleminde gösterilen B katsayıları verilmektedir.

Çizelge 5.6 (5.29) denklemindeki B katsayıları

B_1	1,9937718430
B_2	1,0985211604
B_3	−0,5094492996
B_4	−1,7619124270
B_5	−44,9005480267
B_6	−723692,2618632

Şekil 5.8' de değişen çözelti sıcaklıklarının çözelti yoğunluğuna olan etkisi karşılaştırılmıştır.



Şekil 5.8 Çözelti sıcaklıklarının çözelti yoğunluğuna olan etkisinin karşılaştırılması

5.2.2.3 Yüzey tansiyonu

Saf suyun yüzey tansiyonunun bir fonksiyonu olarak tanımlanan formulasyon aşağıdaki gibi ifade edilir (Conde, 2004)

$$\sigma_{\text{çöz}}(w,\theta) = \sigma_{H_2O}(\theta)\left(1+\sigma_1 w+\sigma_2 w\theta+\sigma_3 w\theta^2+\sigma_4 w^2+\sigma_5 w^3\right) \tag{5.30}$$

$$\theta = \frac{T}{T_{c,H_2O}} \tag{5.31}$$

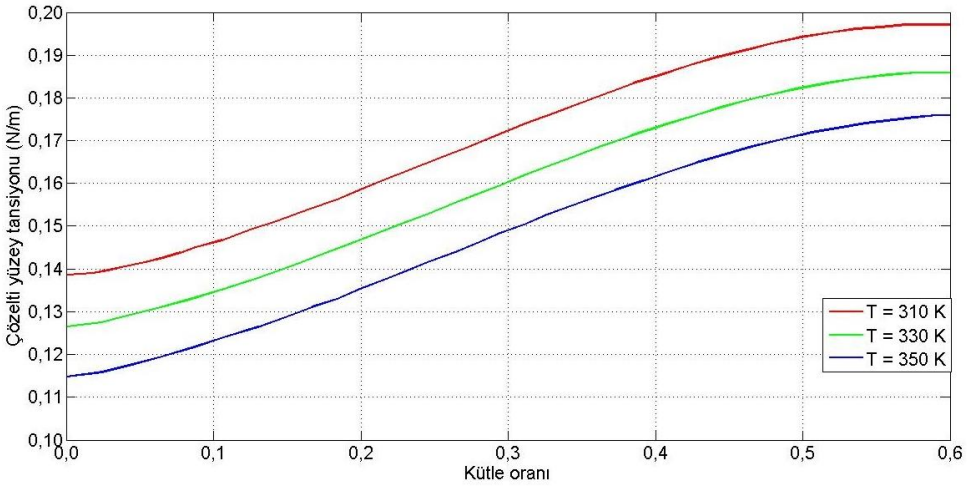
$$\sigma_{H_2O}(\theta) = 235.8\left[1+0.625\left(1-\theta\right)\right]\left(1-\theta\right)^{1.256} \tag{5.32}$$

Denklem (5.30) ‘teki σ katsayıları Çizelge 5.7’ de verilmektedir.

Çizelge 5.7 Denklem (5.30)’daki katsayılar

σ_1	2,757115
σ_2	−12,011299
σ_3	14,751818
σ_4	2,443204
σ_5	−3,147739

Şekil 5.9 değişen çözelti sıcaklıkları etkisindeki çözelti yüzey tansiyonu değerlerinin değişimini göstermektedir



Şekil 5.9 Çözelti sıcaklıklarının çözelti yüzey konsantrasyonu değerlerine olan etkisinin karşılaştırmalı gösterimi

5.2.2.4 Dinamik vizkozite

Lityum klorür’ün sulu çözeltilerinin dinamik vizkozitesini elde etmek için aşağıdaki formulasyon setleri kullanılmaktadır (Conde, 2004).

$$\eta_{\text{çöz}}(\varpi,\theta) = \eta_{H_2O}(\theta)\, e^{\eta_1 \varpi^{3,6} + \eta_2 \varpi + \eta_3 \frac{\varpi}{\theta} + \eta_4 \varpi^2} \tag{5.33}$$

$$\varpi = \frac{w}{(1-w)^{1/0,6}} \tag{5.34}$$

Çizelge 5.8 ‘de Denklem (5.33)’da verilen η katsyıları tanımlanmıştır.

Çizelge 5.8 Denklem (5.33)'te belirtilen η katsayıları

η_1	0,090481
η_2	1,390262
η_3	0,675875
η_4	−0,583517

Saf suyun dinamik vizkozitesi ($\eta_{H_2O}(\theta)$) 0°C 'den yüksek değerler için IAPWS (1997) tarafından önerilen denklemlerle aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\bar{\eta}_{H_2O} = \bar{\eta}_0(\bar{T}) \times \bar{\eta}_1(\bar{T}, \bar{\rho}) \tag{5.35}$$

$$\bar{\eta}_0(\bar{T}) = \bar{T}^{0.5}\left(\sum_{i=0}^{3} H_i \bar{T}^{-i}\right)^{-1} \tag{5.36}$$

$$\bar{\eta}_1(\bar{T}, \bar{\rho}) = \exp\left(\bar{\rho}\sum_{i=0}^{5}\sum_{j=0}^{6} G_{i,j}\left(\bar{T}^{-1}-1\right)^i\left(\bar{\rho}-1\right)^j\right) \tag{5.37}$$

$$\bar{T} = \frac{T}{647,226\ K},\quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{317,763\ kg\cdot m^{-3}},\quad \bar{\eta} = \frac{\eta}{55,071\times 10^{-6}\ Pa\cdot s} \tag{5.38}$$

Denklem (5.37) 'deki G katsayıları ve Denklem (5.36)'daki H katsayıları sırasıyla Çizelge 5.9 ve Çizelge 5.10'da verilmektedir.

Çizelge 5.9 Denklem (5.37) deki G matrisinin elemanları

i/j	0	1	2	3	4	5	6
0	0,51320	0,21517	-0,2818	0,1778	-0,0417	0,0	0,0
1	0,32056	0,73178	-1,0707	0,4605	0,0	−0,01578	0,0
2	0,0	1,24104	-1,2631	0,2340	0,0	0,0	0,0
3	0,0	1,47678	0,0	-0,4924	0,1600	0,0	-0,0036
4	−0,77826	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
5	0,188544	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Saf su için 0°'den küçük sıcaklıklardaki durumlarda aşağıdaki formulasyon önerilmektedir

$$\eta_{H_2O} = \eta_{H_2O,0} \times \left(A + B \cdot \theta^{0,02} + C \cdot \theta^{0,04} + D \cdot \theta^{0,08} + E \cdot \theta^{2,85} + F \cdot \theta^{8,0} \right) \quad (5.39)$$

$$\theta = \frac{T}{228} - 1 \quad (5.40)$$

Çizelge 5.10 Denklem (5.36)'daki H parametreleri

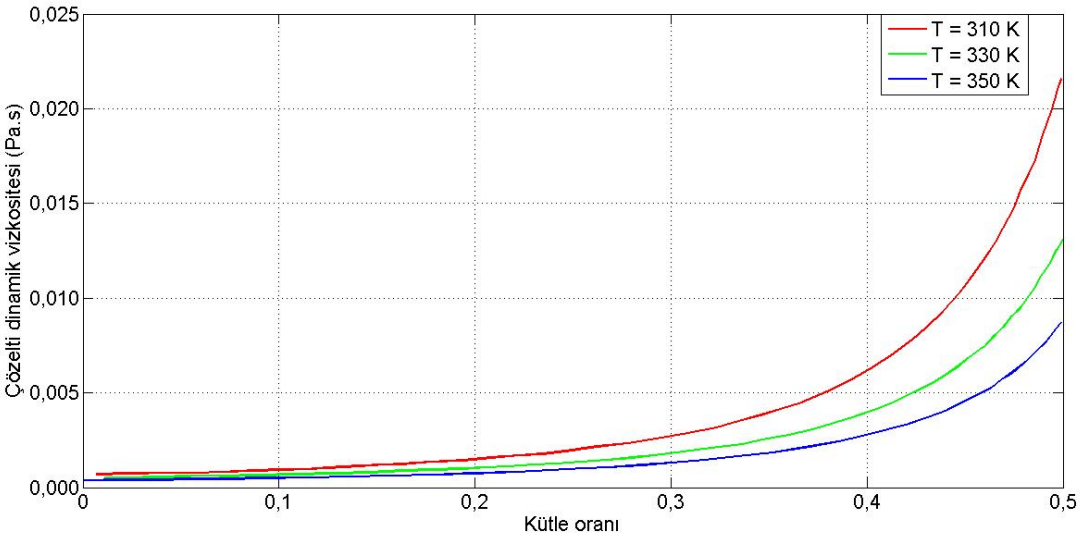
i	H_i
0	1,000
1	0,978197
2	0,579829
3	-0,202354

$\eta_{H_2O,0}$ 0°C sıcaklıktaki saf suyun vizkozitesini temsil etmektedir. Denklem (5.39)'daki A...F katsayıları Çizelge 5.11'de verilmiştir.

Çizelge 5.11 Denklem (5.39)'da kullanılan parametreler

A	B	C	D	E	F
1,0261862	12481,702	−19510,923	7065,286	−395,561	143922,996

Şekil 5.10'da değişen çözelti sıcaklıklarının çözelti dinamik vizkozitelerinin büyüklüklerine olan etkileri karşılaştımalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 5.10 Değişen çözelti sıcaklıkları etkisi altındaki çözelti dinamik viskozitelerinin değişimi

5.2.2.5 Isı iletim katsayısı

LiCl sulu çözeltilerinin ısı iletim katsayısını hesaplamak için tanımlanan denklem setleri aşağıdaki gösterimde belirtilmektedir (Conde, 2004).

$$\lambda_{sol}(T,w) = \lambda_{H_2O}(T) - \alpha_R \cdot \zeta_{eq} \tag{5.41}$$

$$\zeta_{eq} = \frac{w \times \rho_{çöz}(T,w)}{M_{LiCl}} \tag{5.42}$$

$$\alpha_R = 0,0108958\text{-}0,0117882w \tag{5.43}$$

Yukarıdaki denklemlerde M_{LiCl} Lityum klorürün molekül ağırlığını (kg/kmol) temsil etmektedir. Denklem setlerinden görüldüğü gibi çözeltinin ısı iletim katsayısı saf suyun ısı iletim katsayısının λ_{H_2O} bir fonskiyonudur. Saf suyun ısı iletim katsayısının elde edilmesi aşağıdaki denklem setlerinin çözülmesi ile elde edilir (IAPWS, 1998).

$$\lambda_{H_2O} = \bar{\lambda}_0\left(\bar{T}\right) \times \bar{\lambda}_1\left(\bar{\rho}\right) \times \bar{\lambda}_2\left(\bar{T},\bar{\rho}\right) \tag{5.44}$$

$$\bar{\lambda}_0(\bar{T}) = \bar{T}^{0,5}\left(\sum_{i=0}^{3} L_{0,i}\bar{T}^i\right) \tag{5.45}$$

$$\bar{\lambda}_1\left(\bar{\rho}\right) = L_{1,0} + L_{1,1}\bar{\rho} + L_{1,2}\exp\left[L_{1,3}\left(\bar{\rho} + L_{1,4}\right)^2\right] \tag{5.46}$$

$$\begin{aligned}\bar{\lambda}_2\left(\bar{T},\bar{\rho}\right) = &\left(\frac{L_{2,0}}{\bar{T}^{10}} + L_{2,1}\right)\bar{\rho}^{9/5}\exp\left[L_{3,0}\left(1-\bar{\rho}^{9/5}\right)\right] + \\ &L_{2,2}\Lambda_0\bar{\rho}^{\Lambda_1}\exp\left[\left(\frac{\Lambda_1}{1+\Lambda_1}\right)\left(1-\bar{\rho}^{1+\Lambda_1}\right)\right] + L_{2,3}\exp\left[L_{3,1}\bar{T}^{3/2} + \frac{L_{3,2}}{\bar{\rho}^5}\right]\end{aligned} \tag{5.47}$$

$$\Lambda_0 = \begin{cases} \dfrac{1}{\left|\bar{T}-1\right| + L_{3,3}} \Leftarrow \bar{T} \geq 1 \\ \dfrac{L_{3,5}}{\left(\left|\bar{T}-1\right| + L_{3,3}\right)^{3/5}} \Leftarrow \bar{T} < 1 \end{cases} \tag{5.48}$$

$$\Lambda_1 = 2 + \frac{L_{3,4}}{\left(\left|\bar{T} - 1\right| + L_{3,3}\right)^{3/5}} \tag{5.49}$$

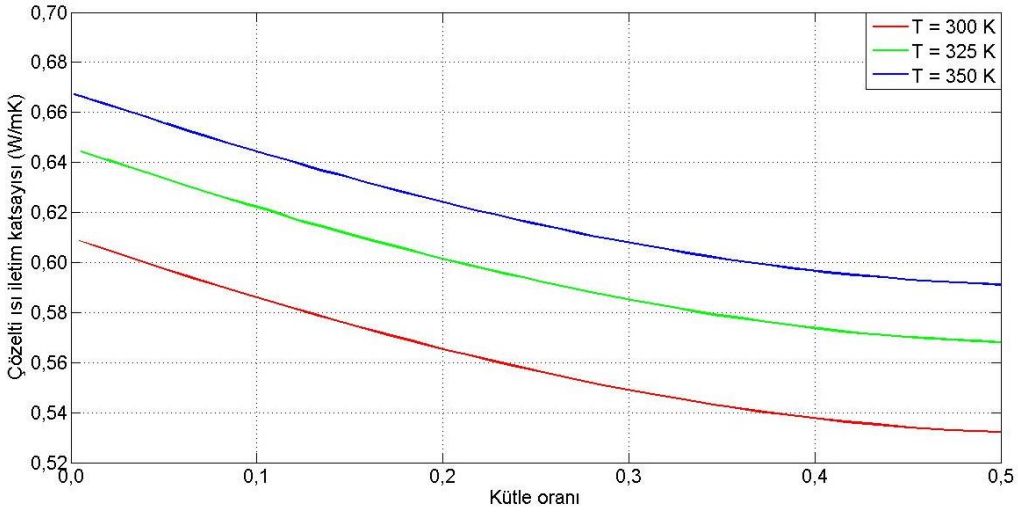
$$\bar{T} = \frac{T}{647,226\ K},\quad \bar{\rho} = \frac{\rho}{317,763\ kg \cdot m^{-3}},\quad \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{1.0\ W \cdot m^{-1}K^{-1}} \tag{5.50}$$

Denklem setlerinde bahsi geçen L matrisi elemanları Çizelge 5.12 verilmektedir.

Çizelge 5.12 Denklem setlerinde tanımlanan L matrisinin elemanları

$L_{i,j}$	i=0	i=1	i=2	i=3
j=0	0,0102811	-0,397070	0,0701309	0,642857
j=1	0,0299621	0,400302	0,0118520	-4,11717
j=2	0,0156146	1,060000	0,00169937	-6,17937
j=3	-0,00422464	-0,171587	-1,0200	0,00308976
j=4	0,0	2,392190	0,0	0,0822994
j=5	0,0	0,0	0,0	10,0932

Şekil 5.11'de çözelti ısı iletim katsayılarının çözelti sıcaklıklarının bir fonskiyonu olarak değişimi gösterilmektedir.



Şekil 5.11 Çözelti sıcaklıklarının çözelti ısı iletim katsayısı değerlerine olan etkisi

5.2.3 Lityum bromür'ün termofiziksel özelliklerinin tanımlanması

Patek and Klomfar (2006) tarafından önerilen doğrusal olmayan eğri uydurma yöntemleri kullanılarak hazırlanmış Gibbs serbest enerjisi denklemleri temellendirilerek oluşturulan modeller aşağıda verilmektedir.

5.2.3.1 Çözelti denge buhar basıncı

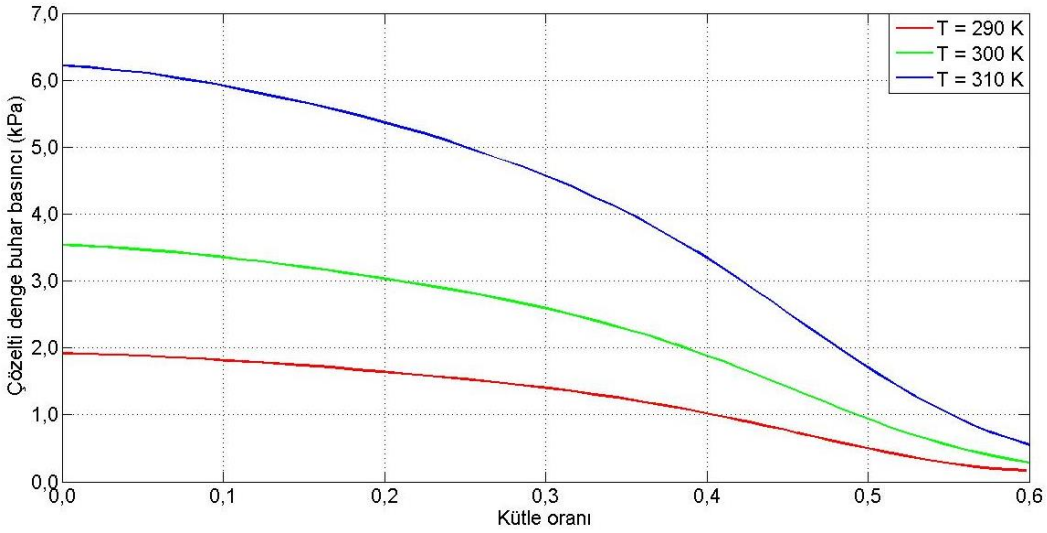
Patel and Klomfar (2006) tarafından önerilen, çözelti denge buhar basıncını elde etmek için tasarlanan denklem aşağıda verilmektedir.

$$p(T,x) = p(\theta), \qquad \theta = T - \sum_{i=1}^{8} a_i x^{m_i} (0,4-x)^{n_i} \left(\frac{T}{T_c}\right)^{t_i} \tag{5.51}$$

Denklem (5.51)'daki katsayılar Çizelge 5.13'te listelenmiştir.

Çizelge 5.13 Denklem (5.51)'deki eğri uydurma katsayıları

i	m_i	n_i	t_i	a_i
1	3	0	0	$-2{,}41303\times10^{2}$
2	4	5	0	$1{,}91750\times10^{7}$
3	5	6	0	$-1{,}75521\times10^{8}$
4	8	3	0	$3{,}25430\times10^{7}$
5	1	0	1	$3{,}92571\times10^{2}$
6	1	2	1	$-2{,}12626\times10^{3}$
7	4	6	1	$1{,}85127\times10^{8}$
8	6	0	1	$1{,}91216\times10^{3}$



Şekil 5.11 Değişen çözelti sıcaklıkları etkisindeki çözelti denge buhar basıncı karekteristikleri

5.2.3.2 Çözelti yoğunluğu

Saf su yoğunluğunun bir fonskiyonu olarak modellenmiş Lityum Bromör sulu çözltilerinin yoğunluk değerleri (mol/m^3) aşağıdaki gibi tanımlanmıştır (Patek and Klomfar, 2006)

$$\rho(T,x) = (1-x)\,\rho_{H_2O} + \rho_c \sum_{i=1}^{2} a_i x^{m_i} \left(\frac{T}{T_c}\right)^{t_i} \tag{5.52}$$

Denklem (5.52)'de kritik sıcaklık ve yoğunluk değerleri sırasıyla T_c=647,096 K ve ρ_c = 17873,0 mol/m^3 olarak bilinmektedir. Çizelge 5.14'de Denklem (5.52)'de verilen model parametreleri listelenmiştir.

Çizelge 5.14 Denklem (5.52)'deki model parametreleri

i	m_i	t_i	a_i
1	1	0	1,746
2	1	6	4,709

Saf su yoğunluğunun matematiksel olarak modellenmesi aşağıdaki denklemlerle ifade edilmiştir

$$\rho_{H_2O}(T) = \rho_c \left[1 + \sum_{i=1}^{6} \alpha_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_i}\right] \tag{5.53}$$

Çizelge 5.15 Denklem (5.53)'te geçen model parametreleri

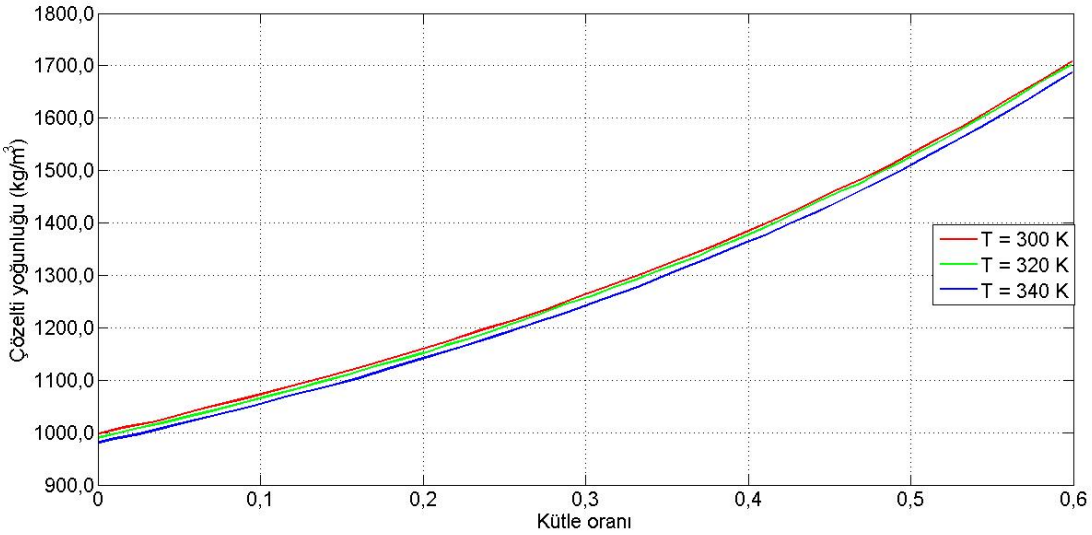
i	β	α
1	1/3	1.99274064
2	2/3	1.09965342
3	5/3	-0.510839303
4	16/3	-1.75493479
5	43/3	-45.5170352
6	110/3	-6.7469445×10^5

Şekil 5.13'de çözelti sıcaklıklarının çözelti yoğunluklarına olan etkisi karşılaştırmalı bir şekilde verilmektedir

5.2.3.3 Çözelti özgül ısısı

Lityum Bromür sulu çözeltilerinin sabit basınç altındaki özgül ısı değerlerini hesaplamak için oluşturulan matematiksel model aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir (Patek and Klomfar, 2006)

$$C_p(T,x) = (1-x)C_{p,H_2O} + C_{p,t}\sum_{i=1}^{8} a_i x^{m_i} (0,4-x)^{n_i} \left(\frac{T_c}{T-T_0}\right)^{t_i} \qquad (5.54)$$



Şekil 5.13 Değişen çözelti sıcaklıklarının çözelti yoğunluklarına olan etkisi

Denklem (5.54)'te C_{p,H_2O} saf suyun sabit basınçtaki özgül ısılarını temsil etmektedir. Diğer denklem katsayılar ise $C_{p,t}$=76,0226 J mol^{-1} K^{-1} ve T_0=221 K ile tanımlanmaktadır. Çözelti özgül ısılarını hesaplamak için verilen eğri uydurma katsayıları ise Çizelge 5.16'da sunulmaktadır

Çizelge 5.16 Denklem (5.54) 'te tanımlanan denklemdeki model katsayıları

i	m_i	n_i	t_i	a_i
1	2	0	0	-1,42094x10^{1}
2	3	0	0	4,04943x10^{1}
3	3	1	0	1,11135x10^{2}
4	3	2	0	2,29980x10^{2}
5	3	3	0	1,34526x10^{3}
6	2	0	2	-1,41010x10^{-2}
7	1	3	3	1,24977x10^{-2}
8	1	2	4	-6,83209x10^{-4}

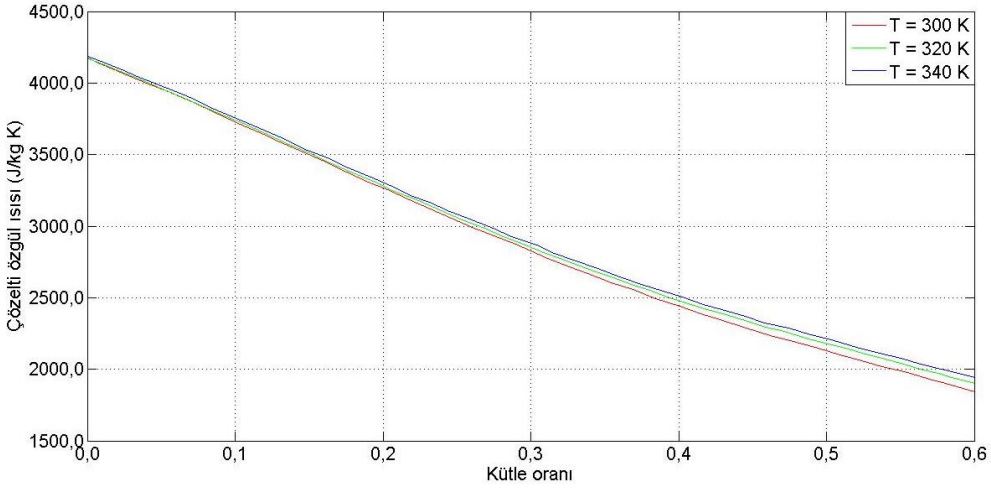
Saf suyun sabit basınçtaki özgül ısı değerlerini hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılır.

$$C_{p,H_2O} = c_{p,t} \sum_{i=1}^{5} \alpha_i \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^{\beta_i} \left(\frac{T}{273.16}\right)^{\gamma_i} \quad (5.55)$$

Çizelge 5.17 Denklem (5.55)'deki model katsayıları

i	β_i	γ_i	α_i
1	0	0	1,38801
2	2	2	-2,95318
3	3	3	3,18721
4	6	5	-0,645473
5	34	0	$9{,}18946 \times 10^{5}$

Şekil 5.14'te değişen çözelti sıcaklıklarının etkisi altındaki çözelti özgül ısı karekteristiklerini karşılaştırılmaktadır



Şekil 5.14 Farklı çözelti sıcaklıkları etkisi altındaki çözelti özgül ısılarının değişimi

5.2.3.4. Çözelti entalpi ve entropisi

Çözelti entalpi ve entropileri için önerilen matematiksel model aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir (Patek and Klomfar, 2006)

$$h(T,x) = (1-x)h_{H_2O}(T) + h_c \sum_{i=1}^{30} a_i x^{m_i} \left(0,4-x\right)^{n_i} \left(\frac{T_c}{T - T_0}\right) \quad (5.56)$$

$$s(T,x) = (1-x)s_{H_2O}(T) + s_c \sum_{i=1}^{29} a_i x^{m_i} \left(0,4-x\right)^{n_i} \left(\frac{T_c}{T-T_0}\right) \qquad (5.57)$$

Denklem (5.56) ve (5.57) ‘deki h_c (h_c=37548,5 J mol^{-1})ve s_c (s_c=79,3933 J mol^{-1} K^{-1}) gösterimleri saf suyun kritik durumdaki entalpi ve entropi değerlerini sırasıyla J mol^{-1} ve J mol^{-1} K^{-1} cinsinden vermektedir. Çizelge 5.18 ve Çizelge 5.19, Denklem (5.56) ve Denklem (5.57) ‘de verilen eğri uydurma parametrelerini listelemektedir.

Çizelge 5.18 Denklem (5.56) ‘da geçen model parametreleri

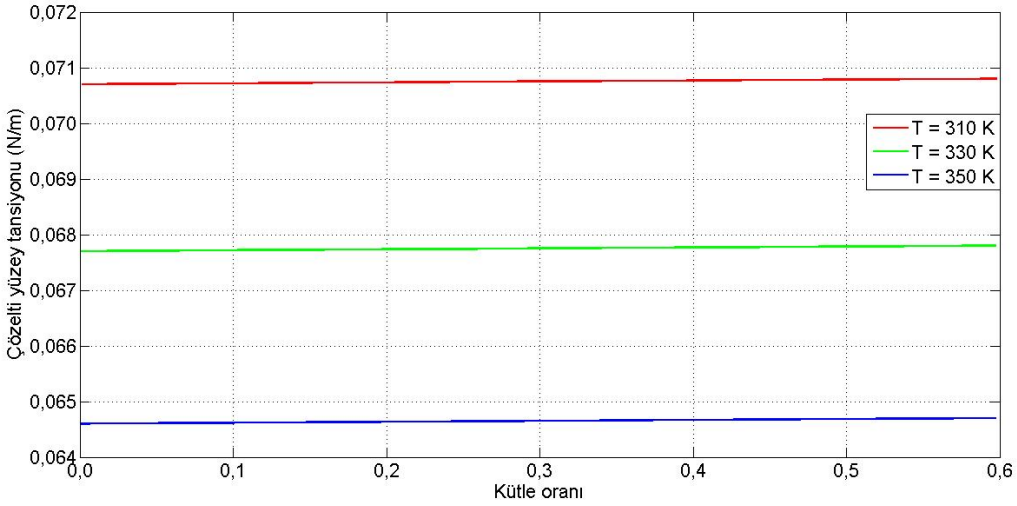
i	m_i	n_i	t_i	a_i
1	1	0	0	2,27431x10^{0}
2	1	1	0	-7,99511x10^{0}
3	2	6	0	3,85239x10^{2}
4	3	6	0	-1,63940x10^{4}
5	6	2	0	-4,22562x10^{2}
6	1	0	1	1,13314x10^{-1}
7	3	0	1	-8,33474x10^{0}
8	5	4	1	-1,73833x10^{4}
9	4	0	2	6,49763x10^{0}
10	5	4	2	3,24552x10^{3}
11	5	5	2	-1,34643x10^{4}
12	6	5	2	3,99322x10^{4}
13	6	6	2	-2,58877x10^{5}
14	1	0	3	-1,93046x10^{-3}
15	2	3	3	2,80616x10^{0}
16	2	5	3	-4,04479x10^{1}
17	2	7	3	1,45342x10^{2}
18	5	0	3	-2,74873x10^{0}
19	6	3	3	-4,49743x10^{2}
20	7	1	3	-1,21794x10^{1}
21	1	0	4	-5,83739x10^{-3}
22	1	4	4	2,33910x10^{-1}
23	2	2	4	3,41888x10^{-1}
24	2	6	4	8,85259x10^{0}
25	2	7	4	-1,78731x10^{1}
26	3	0	4	7,35179x10^{-2}
27	1	0	5	-1,79430x10^{-4}
28	1	1	5	1,84261x10^{-3}
29	1	2	5	-6,24282x10^{-3}
30	1	3	5	-6,84765x10^{-3}

Çizelge 5.19 Denklem (5.57)'de geçen model parametreleri

i	m_i	n_i	t_i	a_i
1	1	0	0	$1{,}53091 \times 10^{0}$
2	1	1	0	$-4{,}52564 \times 10^{0}$
3	2	6	0	$6{,}98302 \times 10^{2}$
4	3	6	0	$-2{,}16664 \times 10^{4}$
5	6	2	0	$-1{,}47533 \times 10^{3}$
6	1	0	1	$8{,}47012 \times 10^{-2}$
7	3	0	1	$-6{,}59523 \times 10^{0}$
8	5	4	1	$-2{,}95331 \times 10^{4}$
9	1	0	2	$9{,}56314 \times 10^{-3}$
10	2	0	2	$-1{,}88679 \times 10^{-1}$
11	2	4	2	$9{,}31752 \times 10^{0}$
12	4	0	2	$5{,}78104 \times 10^{0}$
13	5	4	2	$1{,}38931 \times 10^{4}$
14	5	5	2	$-1{,}71762 \times 10^{4}$
15	6	2	2	$4{,}15108 \times 10^{2}$
16	6	5	2	$-5{,}55647 \times 10^{4}$
17	1	0	3	$-4{,}23409 \times 10^{-3}$
18	3	4	3	$3{,}05242 \times 10^{1}$
19	5	0	3	$-1{,}67620 \times 10^{0}$
20	6	1	3	$1{,}48283 \times 10^{1}$
21	1	0	4	$3{,}03055 \times 10^{-3}$
22	1	2	4	$-4{,}01810 \times 10^{-2}$
23	1	4	4	$1{,}49252 \times 10^{-1}$
24	2	7	4	$2{,}59240 \times 10^{0}$
25	3	1	4	$-1{,}77421 \times 10^{-1}$
26	1	0	5	$-6{,}99650 \times 10^{-5}$
27	1	1	5	$6{,}05007 \times 10^{-4}$
28	1	2	5	$-1{,}65228 \times 10^{-3}$
29	1	3	5	$1{,}22966 \times 10^{-3}$

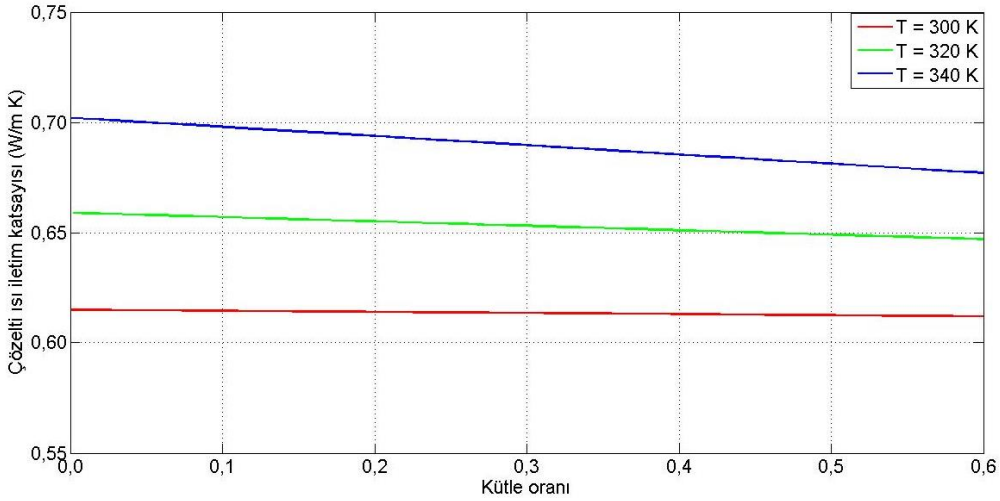
5.2.3.5 LiBr sıvı çözeltisinin transport termofiziksel özellikleri

Patterseon and Perez-Blanco (1998) tarafından önerilen modellerin bilgisayar kodları ekte verilmektedir. Bu bölümde sadece çözelti sıcaklıklarının bahsi geçen transport özellikleri üzerindeki etkileri karşılaştırılmalı olarak incelenecektir. Şekil 5.15'te değişen çözelti sıcaklıkları etkisindeki çözelti yüzey tansiyonu değerlerinin değişimi verilmektedir.



Şekil 5.15 Farklı çözelti sıcaklıkları etkisi altındaki çözelti yüzey tansiyonu değerleri

Şekil 5.16 Değişen çözelti sıcalıkları etkisindeki ısı iletim katsayısı değerlerini vermektedir.



Şekil 5.16 Farklı çözelti sıcaklıkları etkisi altındaki ısı iletim katsayısı değerleri

5.3 Nemli Havanın Termofiziksel Özelliklerinin Modellenmesi

Kurutucu içindeki nemli hava ve sıvı kurutucu arasındaki ısı ve kütle transferinin etkin bir şekilde gerçekleşebilmesi için nemli havanın termofiziksel özelliklerinin doğru bir şekilde modellenmesi gerekmektedir. Etkin bir sayısal model için doğru ve kesin denklemlere ihtiyaç vardır. Bu bölümde nemli havanın termofiziksel özelliklerini betimleyen denklemler tanımlanacaktır (Morvay and Gvozdenak, 2008).

Doymamış nemli havanın entalpisi, içerisinde ihtiva ettiği kuru hava ve su buharının sahip olduğu entalpi değerlerinin toplamıdır. Denklem olarak ifade edilmek istenirse

$$h = h_{kh} + w \cdot h_b \tag{5.58}$$

ile modellenir. Referans entalpisi 0°C sıcaklıktaki doymuş sıvı için sıfır alındığında bu sıcaklıktaki buharlaşma ısısı değeri 2500,84 kJ/kg olur. Bu şartlar altındaki nemli ve kuru havanın sabit basınçtaki özgül ısı değerleri

$$C_{p,kh} = 1,0029 + 5,4 \cdot 10^{-5} \cdot t \quad [kJ / kgK] \tag{5.59}$$

$$C_{p,b} = 1,856 + 2,0 \cdot 10^{-4} \cdot t \quad [kJ / kgK] \tag{5.60}$$

şeklindedir. Doymamış nemli havanın entalpisi ise bu koşullar altında

$$\begin{aligned} h = &\left(\left(1,0029 + 5,4 \cdot 10^{-5} \cdot t\right) \cdot t\right) + \\ &\omega \cdot \left(2500,84 + \left(1,856 + 2,0 \cdot 10^{-4} \cdot t\right) \cdot t\right) \quad \left(kJ / kg_{kh}\right) \end{aligned} \tag{5.61}$$

gibidir. Nemli havanın özgül ısısı aşağıdaki denklem ile ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} C_{p,h} = &\left(1,0029 + 5,4 \cdot 10^{-5} \cdot t\right) + \\ &\omega \cdot \left(1,856 + 2,0 \cdot 10^{-4} \cdot t\right) \qquad \left[kJ / kgK\right] \end{aligned} \tag{5.62}$$

Nemli havanın yoğunluğu ise aşağıdaki denklemle ifade edilir

$$\rho_h = \frac{1+\omega}{461,56 \cdot \left(0,62198 + \omega\right)} \cdot \frac{P\ [Pa]}{t[^o\mathrm{C}\ ] + 273,15} \quad [m^3 / kg] \tag{5.63}$$

Nemli havanın dinamik vizkozitesi ise aşağıdaki denklem setleri ile modellenmiştir.

$$\mu = \frac{\mu_A}{1+\Phi_{AV}\cdot\omega\cdot 1,61} + \frac{\mu_V}{1+\frac{\Phi_{VA}}{\omega\cdot 1,61}} \tag{5.64}$$

$$\Phi_{AV} = \frac{\left[1+\left(\frac{\mu_A}{\mu_V}\right)^{0,5}\cdot\left(\frac{18}{29}\right)^{0,25}\right]^2}{2\sqrt{2}\left(1+\frac{29}{18}\right)^{0,5}} \tag{5.65}$$

$$\Phi_{AV} = \frac{\left[1+\left(\frac{\mu_V}{\mu_A}\right)^{0,5}\cdot\left(\frac{29}{18}\right)^{0,25}\right]^2}{2\sqrt{2}\left(1+\frac{18}{29}\right)^{0,5}} \tag{5.66}$$

$$\mu_A\cdot 10^6 = 0,40401 + 0,074582\cdot T - 5,7171\cdot 10^{-5}\cdot T^2 + 2,9928\cdot 10^{-8}\cdot T^3 - 6,2524\cdot 10^{-12}\cdot T^4 \tag{5.67}$$

$$\mu_V\cdot 10^6 = \frac{\sqrt{\frac{T}{647,27}}}{0,0181583 + 0,0177624\cdot\left(\frac{647,27}{T}\right) + 0,0105287\cdot\left(\frac{647,27}{T}\right)^2 - 0,0036744\cdot\left(\frac{647,27}{T}\right)^3} \tag{5.68}$$

$$\text{T [K]} = \text{t [°C]} + 273,15 \tag{5.69}$$

Nemli havanın ısı iletim katsayısını ifade eden denklem setleri aşağıda verilmiştir.

$$k = \frac{k_A}{1+A_{AV}\cdot\omega\cdot 1,61} + \frac{k_V}{1+\frac{A_{VA}}{\omega\cdot 1,61}} \tag{5.70}$$

$$A_{AV} = 0,25\cdot\left(\alpha_{AV}^{0,5}\right)^2\beta_{AV} \tag{5.71}$$

$$\alpha_{AV} = \frac{\mu_A}{\mu_V}\cdot\left(\frac{18}{29}\right)^{0,75}\cdot\frac{1+\frac{111}{T}}{1+\frac{961}{T}} \tag{5.72}$$

$$\beta_{AV} = \frac{1+\frac{239,4}{T}}{1+\frac{111}{T}} \tag{5.73}$$

$$A_{VA} = 0,25\left(\alpha_{VA}^{0,5}\right)^2 \beta_{VA} \tag{5.74}$$

$$\alpha_{VA} = \frac{\mu_V}{\mu_A} \cdot \left(\frac{29}{18}\right)^{0,75} \cdot \frac{1+\frac{961}{T}}{1+\frac{111}{T}} \tag{5.75}$$

$$\beta_{VA} = \frac{1+\frac{239,4}{T}}{1+\frac{961}{T}} \tag{5.76}$$

$$k_A = 2,43714 \cdot 10^{-2} + 7.83035 \cdot 10^{-5} \cdot t - 1,94021 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 2,85943 \cdot 10^{-12} \cdot t^3 - 2.61420 \cdot 10^{-14} \cdot t^4 \tag{5.77}$$

$$k_V = 1,74822 \cdot 10^{-2} + 7.69127 \cdot 10^{-5} \cdot t - 3,23464 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 2,59524 \cdot 10^{-9} \cdot t^3 - 3,17650 \cdot 10^{-12} \cdot t^4 \tag{5.78}$$

6. DENEYSEL ÇALIŞMA ŞARTLARI VE DENEY DÜZENEĞİ

Kurutma işlemiminin etkinliği ve sürdürülebilirliği sıvı kurutuculu sistemlerin başarısını gösteren en önemli performasn kriteridir. Kurutucuların performansını arrtırmak için 20.yüzyılın ortalarından itibaren pek çok deneysel çalışmalar yapılmıştır ve kısmen de olsa bu konuda yol katedilmiştir. Dolgulu yataklı adyabatik kurutuculardaki ısı ve kütle transferi yüzey alanı diğer sistemlere göre daha fazla olduğundan dolayı kurutma sistemleri üzerine yapılan ilk araştırmalar bu düzenler için gerçekleştirilmiştir. Fakat, daha önce de belirtildiği gibi, nemli hava ve sıvı kurutucu etkileşime girdiğinde ortaya çıkan buharlaşma enerjisi sonucu ortaya çıkan sıvı kurutucu sıcaklık artışı sistemin kurutma etkinliğini düşürmektedir ve bu sistemler için önemli bir dezavantajdır. Bu sistemler için önerilen önemli bir alternatif içten soğutmalı kurutucu sistemlerdir. İçten soğutmalı kurutucu içinde dolaşan soğutma suyu sistem performansını belirli bir seviyeye kadar arttırmış ve sıvı kurutuculu sistemler üzerinde yapılan deneysel ve teorik çalışmaların boyutunu farklı bir seviyeye taşımıştır.

Tez çalışmasının bu bölümünde deneysel çalışmanın yapılma şekli ve deneysel enstrümanlar hakkında detaylı bir sunum yapılacaktır. Deney düzeneği genel olarak üç ayrı kısımdan oluşmaktadır. Bunlar sırasıyla işlem havası şartlandırıcı, kurutucu ve rejeneratör bölümleridir. İşlem havası şartlandırıcı bölümünde sisteme giren nemli hava istenen ya da belirli çalışma şartlarına getirilerek kurutucuya gönderilir. Kurutucuda, havanın nem miktarı belirli oranda çekilirken belli bir miktarda soğutma yükü de sıvı kurutucu tarafından alınacaktır. Kurutucudan seyreltik bir çözelti halinde çıkan sıvı kurutucu rejeneratörde tekrar derişik hale gelecek ve kurutucudaki nem alma işlemi için tekrar kullanıma hazır hale gelecektir. Aynı anda rejeneratörden çıkan nemli hava dış ortama salınacaktır.

Sıvı kurutuculu kurutma proseslerinde soğutma suyunun akış düzeni ve akış doğrultusu kurutma etkinliği üzerinde önemli bir rol oynamaktadır. Soğutma suyu (ya da soğutucu akışkan) literatür çaışmalarında genel olarak kurutucuya giren nemli havaya çapraz olarak boru içinde akmaktadır. Bu tez çalışmasında soğutma suyu kanallar içinden akarak ve sıvı kurutucunun yaydığı ısıyı emerek kurutma etkinliği değerlerini arttırma vazifesini üstlenecektir. Isı pompasından elde soğutma suyu su depolarından çekilerek sisteme sağlanacaktır. Aynı düzen rejeneratöre sağlanacak sıcak su takviyesi için de geçerlidir. Rejeneratöre

sağlanacak sıcak su, su deposunda termostatik resistans ile ısıtılmış ardından pompa ile kurutucu içindeki sirkülasyonu sağlanmıştır.

Bu tez çalışması için yapılan deneylerde aşağıdaki hedefler elde edilmeye çalışılmıştır.

- Test düzeneği, belirli giriş şartlarındaki nemli havanın değişik sıvı kurutucu giriş şartları etkisi altındaki çıkış değerleri karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

- Sıvı kurutucu olarak kullanılan LiCl sulu çözeltisinin korozif karakteristiğinin epoksi kaplanmış alüminyum yüzeyler üzerindeki etkisinin değerlendirilecektir.

- LiCl sulu çözeltisinin nem alma performansı değişik çalışma şartları altında test edilecektir

- Adyabatik kurutuma ve içten soğutmalı kurutma proseslerinin karşılaştırmalı analizi ve kurutma verimlilikleri değerlendirilecektir.

6.1 Deney Düzeneğinin Tanımlanması

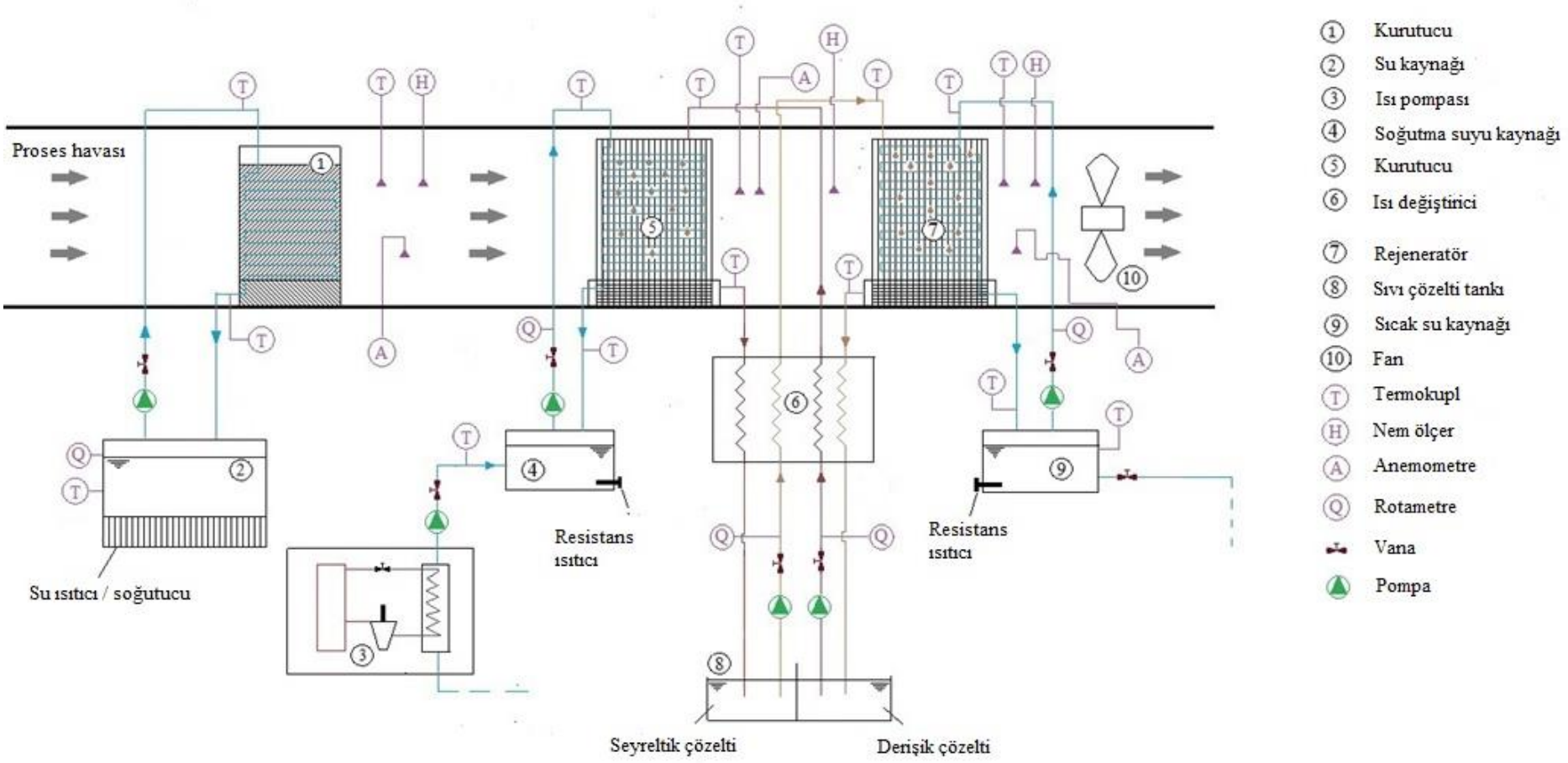
LiCl sıvı çözeltilerinin nem alma kapasitesini değerlendirmek ve içten soğutmalı kurutuma sistemlerin performansı hakkında bilgi edinmek için kurulan deney setinin şematik gösterimi Şekil 6.1'de ve gerçek deney düzeneği Şekil 6.2'de verilmiştir. Test düzeneğinde üç farklı akışkan kullanılmaktadır. Bunlar LiCl sıvı çözeltisi, soğutma suyu ve nemli havadır. Deneylerde 16 litre 40,0%'lık LiCl sıvı çözeltisi kullanılmıştır. Şekil 6.3'te test düzeneğinde kullanılan LiCl çözeltisi gösterilmektedir. Nemli hava çalışma sıcaklığı aralığı 23,0 – 33,0 °C iken soğutma suyu çalışma sıcaklığı 5,0 – 25,0 °C'dır. Sisteme giren nemli havanın istenen değerlere şartlandırılması sisteme hortumla bağlanan BD 402 soğutmalı su banyosu tarafından gerçekleştirilmiştir. Su banyosu düzeneğinin yardımıyla nemli hava istenen şekilde kurutucuya şartlandırılacaktır. Şekil 6.4'te BD 402 su banyosunun bir gösterimi verilmektedir. Şartlandırıcı içindeki bakır borular kağıt petekle kaplanmıştır. Şekil 6.5'te nemli hava şartlandırıcının açık bir gösterimi sunulmaktadır. Kurutucuya gönderilen nemli havadaki nem miktarı yeterli değilse, sistemi kapsayan kasa üzerinde açılan bir deliğin içinden bir su fısfısı yardımıyla istenen giriş şartları elde edilmeye çalışılmıştır. Ardından bu

açılan delik değişik tıkaçlar yardımıyla izole bir şekilde kapanmaya çalışılmıştır. Ayrıca her deneyden önce kasa üzerindeki boşluklar çeşitli izolasyon malzemeleri, pamuk ve sünger yardımıyla sıkı bir şekilde kapatılmış ve dış havayla etkileşim minimum seviyeye indirgenmiştir.

Nemli havanın şartlandırıcıdan sonraki durağı kurutucudur. Proses havası içindeki nem miktarı kurutucudaki LiCl sulu çözeltisi yardımıyla emilmekte ve rejeneratöre gönderilmektedir. Ege Ünveristesi Makina Mühendisliği Enerji Laboratuarı'nda bulunan ısı pompasından (Şekil 6.6) çekilen soğutma suyunun çıkış sıcaklığı 5,0 °C'ye ayarlanmıştır. Isı pompasından çekilen soğutma suyu sıcaklığı yeterli seviyede değilse Şekil 6.7'te gösterilen sebil yardımıyla sıcaklık değerleri istenen seviyeye getirilmiştir. Şekil 6.8'de görülen termostatlı resistans yardımıyla sıcaklık kontolü yapılan su deposundan çekilen soğutma suyu Pprc borular ile bağlantılar sağlanmış pompa vasıtasıyla kurutucuya gönderilir. Su depoları (Şekil 6.9) 2,0 mm alüminyum sacdan yapılmış 125 litrelik hazneler olarak tasarlanmıştır. Deploarın üzeri çevreyle olan ısı etkileşimini minimum seviyeye indirmek için yalıtım malzemesiyle örtülmüştür. 0,5 Hp gücündeki santrifüj pompalar (Şekil 6.10) yardımıyla devirdaimi gerçekleşen soğutma suyunun debisi vanalar yardımıyla kontrol edilmekte ve Şekil 6.11'de görülen debi ölçer (rotametre) ile kurutucuya gönderilen debi miktarı ölçülmektedir. Kurutucuya gönderilen soğutma suyu ısı değişitici içindeki kanallar vasıtasıyla, çözelti haznesinden 0,5 Hp'lik pompa yardımıyla çekilen LiCl sulu çözeltisi ve şartlandırıcıdan gelen nemli hava ile temas etmektedir. Bu temas sonucu nemli hava, soğutma suyu ve sıvı kurutucu arasındaki ısı ve kütle mekanizmaları aktif hale geçmektedir. Soğutma suyuna maruz bırakılmış sıvı kurutucunun (LiCl) yüzey sıcaklığında bir miktar azalma meydana gelecek bu azalma da sıvı kurutucu yüzey buhar basıncını düşürecektir. Buhar basıncı değerlerindeki bu düşüm, nemli havanın sıvı kurutucu ile denge halinde olduğu durumdaki mutlak nem miktarı değerlerini (ω_e) düşürecek ve nemli hava ile sıvı kurutucu arasındaki kütle transferi miktarını arttıracaktır. Kurutucudan çıkan soğutma suyu tekrar depoya girecek, nemli hava ile temas halindeki sıvı kurutucu seyrelmiş durumda olduğundan, seyrelmiş çözelti deposuna gönderilerek buradan rejeneratöre gönderilicektir. Nemi belli bir seviyeye indirilmiş proses havası ise rejeneratörde tekrar nemlendirilerek dış ortama atılacaktır. Kurutucuya giren havanın nem miktarını ölçmek için nem ve sıcaklık ölçer problar kullanılmış, ölçümü görüntelemek için ise Şekil 6.12' de gösterilen Testo 350 kontrol ünitesinden faydalanılmıştır. Soğutma suyu ve sıvı kurutucu giriş ve çıkış sıcaklıkları Pt RTD termokupllar (Şekil 6.13) tarafından ölçülmüş, Testo 350 kontrol ünitesi

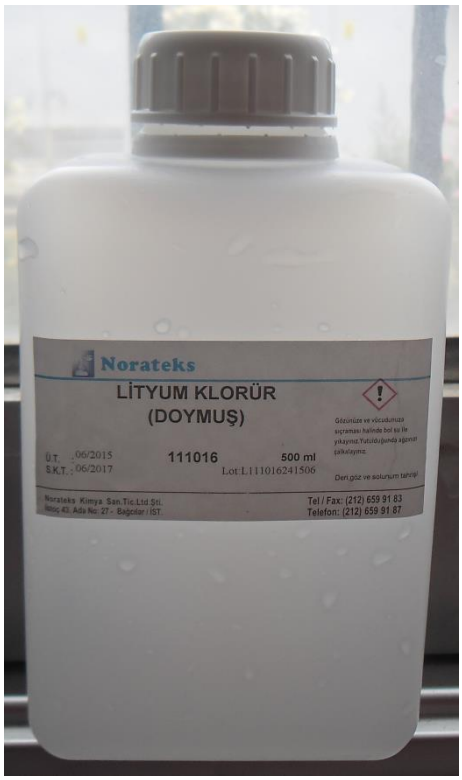
tarafından bu değerler görüntülenmiştir. Rejeneratöre gönderilen nem miktarı azalmış proses havası, seyreltik çözelti haznesinden çekilen sıvı kurutucu ile temasa geçer. Temas halindeki sıvı kurutucu ve nemli hava arasındaki ısı ve kütle transferi meydana gelir. Bunun sonucunda LiCl çözeltisi içindeki su buharı miktarı proses havasına transfer edilir. Konsantrasyonu yüksek durumdaki LiCl çözeltisi kurutma işlemi için tekrar kullanılmak üzere derişik çözelti haznesine gönderilir ve sıvı kurutucu devir daimi tamamlanmış olur. Sıcak su deposundaki ısıtma suyu, kurutma prosesinde olduğu gibi, 0,5 HP gücündeki santrfüj pompa yardımıyla rejeneratöre yollanır. Rejeneratöre yollanan sıcak su, kurutuma prosesinin tam zıttı bir şekilde, sıvı kurutucuda bulunan nemin proses havasına verilmesini kolaylaştırır. Isıtma suyu sıcaklıklarının artmasıyla sıvı kurutucu yüzeyindeki su buharın ın nemli havaya transferi kolaylaşmaktadır. Fakat bu deney düzeneğinde pompalama sisteminin etkinliğini arttırmak için maksimum ısıtma suyu sıcaklığı 45,0 °C olarak belirlenmiştir. Nemli hava rejeneratörden çıktıktan sonra dış ortama salınacaktır. Nemli havanın kasa içerisindeki sirkülasyonu Şekil 6.14'te gösterilen 40 cm çapındaki fan yardımıyla sağlanmıştır. Havanın hızı anemomtere ile ölçülmüştür. Fan hızları Şekil 6.15'te gösterilen bir voltaj regulatörü yardımıyla ayarlanmıştır.

Şekil 6.16'da 400x400x240 mm boyutlarındaki hem rejenerasyon hem de absorbsiyon proseslerinde kullanılan ısı ve kütle değitiricinin gösterimi verilmektedir. Görüldüğü üzere ısı ve kütle değişticinin iç yüzeyleri, LiCl sulu çözeltilerinin alimünyum yüzeyler üzerinde oluşturacağı korozif etkileri minimuma indirgemek için, epoksi kaplama ile örtülmüştür. Isı değiştici içindeki bakır tüplerin çapı 17,8 mm, iki fin arasındaki uzaklık ise 3,2 mm olarak ölçülmüştür. Yukarıda bahsedilen deney prosedürü içten soğutmalı sistemlerin performans değerlendirmesinde uygulanan işlemlerden oluşmaktadır. Adyabatik kurutma işlemi ilgili testler yapılacağında depolardaki ısıtma ve soğutma suları sisteme gönderilmez; sadece nemli hava ile sıvı kurutucu arasındaki ısı ve kütle transferi mekanizması inceleme altına alınır. Çizelge 6.1'de yapılan testlerdeki çalışma aralıkları verilmektedir. Çizelge 6.2'de ise içten soğutmalı sistemler ile ilgili yapılan testlerden elde edilen deneysel sonuçların bir kısmı verilmektedir.



Şekil 6.1 Deney düzeneği

Şekil 6.2 Ege Üniveristesi Makime Mühendisliği Enerji Laboratuarındaki Test Düzeneği



Şekil 6.3 40,0%'lık LiCl sıvı çözeltisi

Şekil 6.4 BD 402 su banyosu

Şekil 6.5 Nemli hava şartlandırıcı

Şekil 6.6 Soğutma suyunun sağlandığı ısı pompası

Şekil 6.7 Soğutma suyu sağlayan sebil

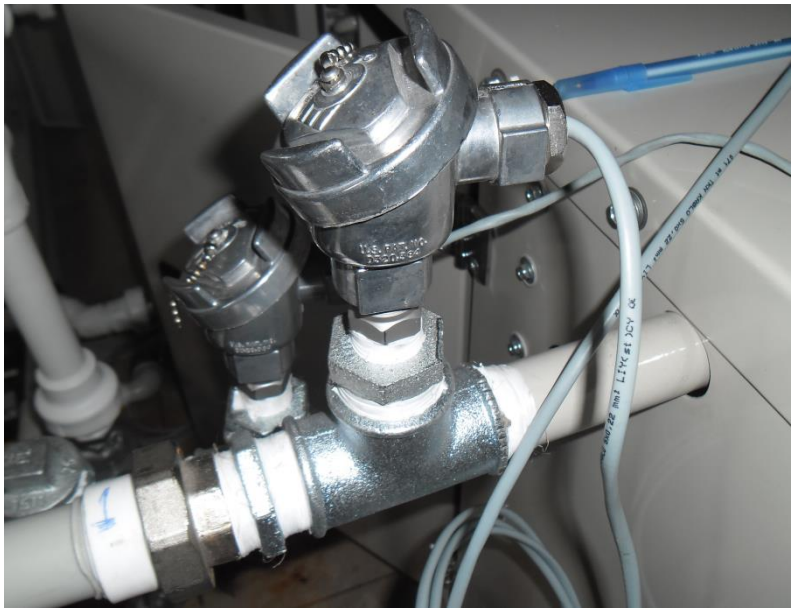
Şekil 6.8 Termostatlı resistans

Şekil 6.9 2,0 mm'lik alüminyum sacdan yapılmış 125 litre kapasiteli su deposu

Şekil 6.10 Soğutma suyunun devirdaimini sağlayan 0,5 HP gücündeki pompa

Şekil 6.11 Debimetre (rotametre)

Şekil 6.12 Testo 350 kontrol ünitesi



Şekil 6.13 Pt RTD termokupl

Şekil 6.14 Nemli hava sirkülasyonunu sağlayan fan

Şekil 6.15 Fan hızlarını ayarlamak için kullanılan voltaj regulatörü

Şekil 6.16 Epoksi kaplanmış ısı ve kütle değiştirici iç yüzeyi

Çizelge 6.1 Operasyon parametrelerinin çalışma aralıkları

Parametre	**Sembol**	**Birim**	**Çalışma aralığı**
Hava debisi	m_h	kg/s	0,17 – 0,74
Giriş mutlak nem miktarı	$\omega_{h,gir}$	kg_b/kg_{kh}	0,0214 – 0,0158
Nemli hava giriş sıcaklığı	$T_{h,gir}$	°C	24,1 – 32,6
Çözelti giriş sıcaklığı	$T_{s,gir}$	°C	19,7 – 29,6
Çözelti debisi	m_s	kg/s	0,22 – 0,67
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	$T_{ss,gir}$	°C	5,6 - 18,1
Soğutma suyu debisi	m_{ss}	kg/s	0,21 – 0,72

Çizelge 6.2 İçten soğutmalı prosesler için elde edilen deneysel sonuçların bazıları

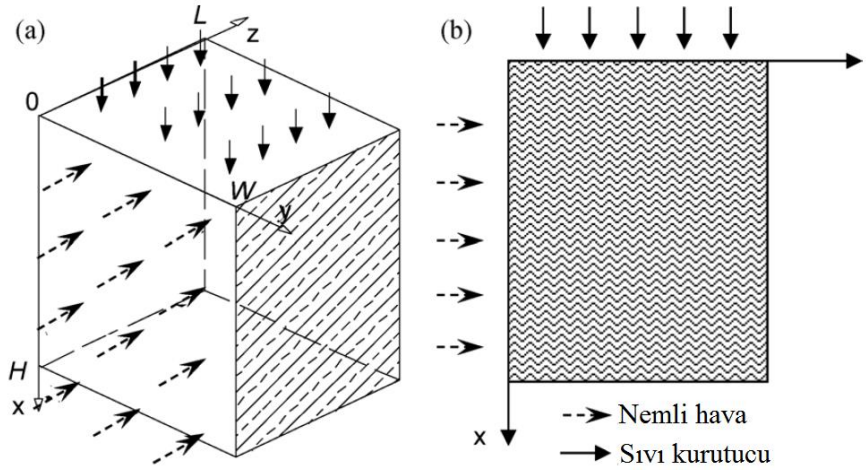
$T_{h,gir}$ (°C)	**$T_{h,gir}$ (°C)**	**$\omega_{h,gir}$ (g/kg)**	**$\omega_{h,çık}$ (g/kg)**	**$T_{ç,gir}$ (°C)**	**$T_{ç,çık}$ (°C)**	**$T_{ss,gir}$ (°C)**	**$T_{ss,çık}$ (°C)**	**$m_ç$ (kg/s)**	**m_{ss} (kg/s)**	**m_h (kg/s)**
26,6	23,7	16,7	13,5	21,1	19,1	14,3	16,9	0,28	0,28	0,35
25,4	22,9	16,1	13,1	24,3	20,3	12,1	15,7	0,24	0,24	0,33
28,7	25,6	17,1	14,5	28,1	25,2	14,1	18,2	0,34	0,41	0,35
29,7	25,7	17,4	15,7	29,4	26,2	17,9	19,9	0,36	0,38	0,44
31,7	29,4	19,6	17,1	28,3	26,5	14,6	17,1	0,46	0,46	0,32
32,8	29,7	21,4	18,9	27,7	24,2	13,7	16,8	0,43	0,41	0,33
29,8	27,4	19,4	16,5	28,1	25,1	16,1	19,1	0,12	0,41	0,34
31,2	28,1	21,4	18,1	26,1	25,2	13,7	17,9	0,14	0,28	0,80
29,9	27.1	19,8	16,9	25,9	22,5	13,9	18,2	0,30	0,50	0,30
31,2	27,9	20,0	16,6	26,1	23,8	14,2	17,7	0,21	0,54	0,36
30,2	26,1	18,7	14,9	28,3	25,9	20,1	24,3	0,27	0,32	0,38
35,0	31,9	23,1	19,8	26,2	23,8	10,9	141	0,26	0,31	0,46
31,7	27,9	19,1	16,4	27,3	24,1	13,2	16,8	0,27	0,28	0,21
30,7	24,1	18,5	12,9	28,1	20,1	5,6	14,1	0,25	0,31	0,35
30.4	27,5	19,1	14,9	28,1	23,7	6,1	13,1	0,31	0,37	0,39
30,0	28,5	18,7	14,8	28,6	24,1	5,4	10,1	0,27	0,50	0,32

7. ADYABATİK SIVI KURUTUCULU SİSTEMLER ÜZERİNE DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde adyabatik kurutucuların nem alma performansı değişik çalışma şartları altında karşılaştırmalı olarak değerlendirilecektir. Deneysel çalışmadan elde edilen veriler ile nümerik model çıktıları karşılaştırılacak, önerilen sayısal modelin kesinliği test edilecektir. Ayrıca sonlu fark denklemleri ile temellendirilmiş sayısal model ile Liu et al. (2007) tarafından önerilen analitik çözümler ile karşılaştırılacaktır.

7.1 Kurutucu İçindeki Isı ve Kütle Transferi Mekanizması

Kurutucu içindeki akış düzeni genel olarak paralel akış, çapraz akış ve ters akış olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Şekil 7.1'de mevcut deney düzeneğinde de kullanılan akış düzeninin şematik bir ifadesi görülmektedir. Şekil 7.1'den anlaşılacağı gibi kurutucunun yan tarafından nemli hava sisteme girmekte aynı anda da sıvı kurtucu kurutucunun üst kısmından akmaktadır. Tezin bu kısmında adyabatik kurutma şartları altında çalışıldığından soğutucu akışkan sisteme dahil olmayacaktır.



Şekil 7.1 Çapraz akışlı kurutucuda ısı ve kütle transferi modeli (a) 3 boyutlu gösterim (b) 2 boyutlu gösterim

Kurutma sistemi içindeki akışkanların birbirleriyle olan etkileşimleri kurutma performansını doğrudan etkiler. Kurutucuya giren proses havasının sahip olduğu

nem miktarı sıvı kurutucuya transfer olur. Sıvı kurutucu içerisine aldığı su buharının etkisiyle seyrelir ve derişimi azalır. Ayrıca iki akışkan arasındaki buhar basıncı farkı sunucu meydana gelen kütle transferi transferi sırasında açığıa çıkan buharlaşma ısısı sonucunda sıvı kurutucu sıcaklığı artar, buna bağlı olarak sıvı kurutucu yüzeyindeki sıvı buhar buhar basıncı değerleri yükselir, bunun sonucunda kütle transferi mekanizması hasar görür. Tezin bu bölüminde bu şartlar altındaki ısı ve kütle transferini etkileyen etmenler ve deneysel sonuçların sayısal veriler ile karşılaştırılması üzerine durulacaktır.

7.1.1. Kurutma prosesine etkiyen termodinamik çalışma parametreleri

Literatür çalışmalarından anlaşılacağı gibi kurutma sistemlerinde sıvı kurutucu olarak genellikle LiCl, LiBr ve $CaCl_2$ sulu çözeltileri kullanılmıştır. Standart atmosferik basınçlarda bu sıvı çözeltilerin kaynama sıcaklığı 1200 °C'den yüksektir fakat saf suyun kaynama noktası 100 °C'dir. Bu yüzden sıvı kurutucunun yüzey basıncı, bu sıcaklıklarda sıvı kurutucu buhar basıncı değerine eşit olacaktır. Temas halindeki sıvı kurutucu ve nemli havanın sıcaklığı bu iki akışkanın buhar basınçları denge halinde iken birbirine eşittir. Bu şartlar altında; buhar basıncı, emilme ısısı ve ısı ve kütle transferi katsayılarını doğru ve kesin olarak tanımlanması kurutma prosesine etkinliğine önemli bir katkı sağlayacaktır.

7.1.1.1 Buhar basıncı etkisi

Sıvı kurutucunun buhar basıncı nemli hava ile denge halindeki sıvı kurutucunun mutlak nem miktarını belirler. Literatürde, deneysel verilerden yararlanarak, sıvı elektrolit çözeltilerin (sıvı kurutucular) buhar basıncını elde etmek için çeşitli eğri uydurma yöntemi kullanılmıştır (Kumar and Patwardhan, 1986; Patwardhan and Kumar, 1986; Patek and Klomfar, 2008; Patek and Klomfar, 2006). Bu çalışmalardan faydalanarak elde edilen buhar basıncı değerleri ile sayısal simülasyonlar oluşturulmuş ve sıvı kurutucların davranışları belirlenmeye çalışılmıştır.

Düşük kısmi buharı basınçlı sıvı kurutuclardaki su buharlaşma kapasitesi sınırlıdır. Bu şartlar altındaki sıvı kurutucuların nem çekme kapasiteleri yüksek buhar basınçlı sıvı kurutculara göre aynı sıcaklık ve konsantrasyon değerlerinde daha yüksektir. Bu tanımlardan yola çıkarak LiCl sıvı çözeltilerinin kısmi buhar basıncını değerlerinin en düşük seviyede olduğu söylenebilir. Yukarıdaki

açıklamaların ışığında, kütle transferi mekanizmasını doğrudan etkiyen ω_e parametresinin tanımlanması gerçekleştirilecektir. Sıvı kurutucu ile nemli havanın termal dengede bulunduğu andaki nemli havanını mutlak nem değeri ω_e ile sembolize edilir.

$$\omega_e = 0,622 \frac{P_b(T_s)}{P_{atm} - P_b(T_s)} \tag{7.1}$$

Lityum klorür ve lityum bromür sıvı çözeltilerinin termal denge halideki mutlak nem değerleri karşılaştırıldığında LiCl çözeltisinin sahip olduğu mutlak nem miktarının (ω_e) daha düşük olduğu görülmektedir. LiCl'ün bu karakteristiği iklimlendirme sistemlerinde bu sıvı kurutucu çözeltinin revaçta olmasını sağlamıştır.

7.1.1.2 Emilme ısısı

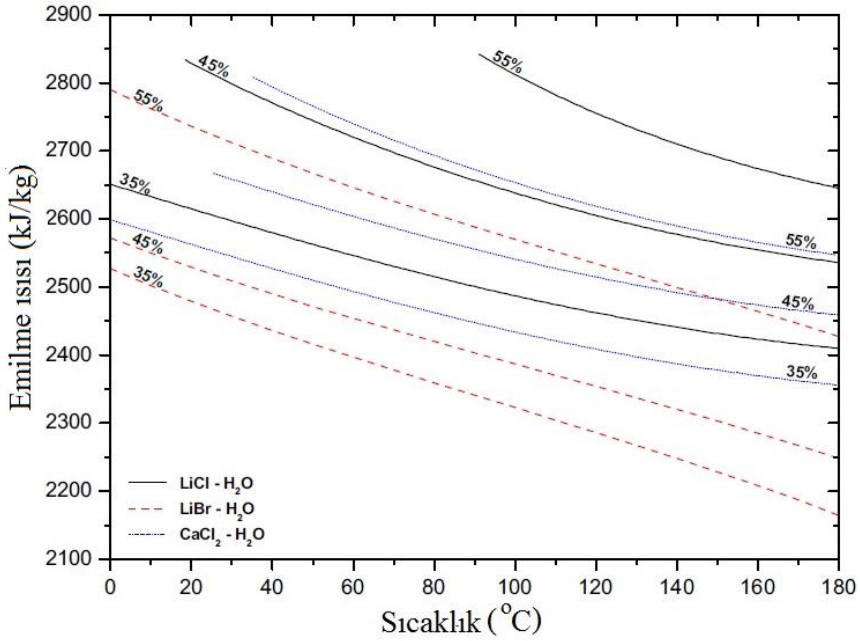
Saf su buharının doyma sıcaklığı sadece basıncın bir fonskiyonu olmasına rağmen, nemli hava yüzeyindeki su buharı ile sıvı kurutucunun denge halindeki durumu sadece sistem basıncına değil sıvı kurutucunun konsantrasyonuna da bağlıdır. Sıvı kurutucunun sıcaklığı çözelti konsanstrasyonu arttıkça yükselmektedir.

Kurutma prosesi sırasında, işlem havası içinde bulunan su buharı sıvı kurutucu tarafından emilmekte ve bu sırada sıvı kurutucu çözelti içinde mevcut olan su buharı yoğunlaşmaktadır. Emilme ısısı aynı basınç şartları altında doymuş su buharının yoğuşma sıcaklığından daha fazladır. Daha önceden de söylendiği gibi emilme ısısı çözelti konsantrasyonunun artması ile artarken çözelti sıcaklıklarının artmasıyla azalmaktadır. Şekil 7.2'de aynı konsantrasyona sahip üç farkı sıvı kurutucu çözeltisinin artan sıcaklıklarla emilme ısısının değişimi verilmektedir.

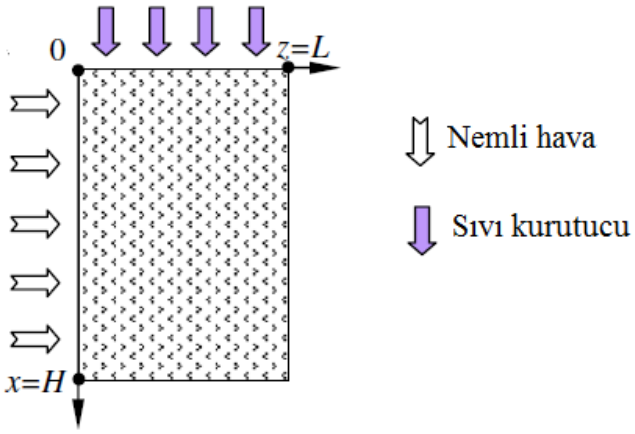
7.1.2 Isı ve kütle transferi mekanizmasını belirleyen yönetici denklemler

Çapraz akışlı düzen için hazırlanan matematiksel modelde (Liu et al., 2007) sıvı kurutucu sıcaklığı, proses havası sıcaklığı ve mutlak nem miktarı gibi çalışma parametrelerinin çıkış değerleri elde edilmeye çalışılmıştır. Şekil 7.3'te bu çalışmada kullanılacak olan matematik modelin oluşturulduğu akış düzeni

verilmektedir. Nemli hava ve sıvı kurutucu çapraz akış düzeninde birbiriyle temas etmekte ve iki akışkan arasındaki ısı ve kütle transferi gerçekleşmektedir.



Şekil 7.2 Aynı sıvı kurutucu konsantrasyonu değerlerinde LiCl, LiBr ve $CaCl_2$ çözeltilerinin emilme ısısı değerlerinin çözelti sıcaklığının fonkisyonu olarak değişimi (Koronaki et al., 2013)



Şekil 7.3 Çapraz akışlı kurutucu şematiği (Liu et al., 2007)

Nemli hava ve sıvı kurutucu arasındaki ısı ve kütle transfer prosesi aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir.

$$\frac{\dot{m}_h}{H}\cdot\frac{\partial h_h}{\partial z}+\frac{\dot{m}_s}{L}\cdot\frac{\partial h_s}{\partial x}=0 \qquad (7.2)$$

$$\frac{\dot{m}_h}{H}\cdot\frac{\partial\omega_h}{\partial z}+\frac{1}{L}\cdot\frac{\partial m_s}{\partial x}=0 \tag{7.3}$$

Bu denklemde H ve L sırasıyla kurutucunun yüksekliği ve uzunluğunu temsil etmektedir. Sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki toplam ısı ve nem transferi fenomeni daha açık ve kapsamlı bir şekilde aşağıdaki denklemler ile ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial h_h}{\partial z}=-\frac{NTU\cdot Le}{L}\cdot\left[\left(h_h-h_e\right)+\left(\frac{1}{Le}-1\right)\cdot\left(\omega_h-\omega_e\right)\cdot h_{fg}(T_s)\right] \tag{7.4}$$

$$\frac{\partial\omega_h}{\partial z}=-\frac{NTU}{L}\cdot\left(\omega_h-\omega_e\right) \tag{7.5}$$

(7.4) ve (7.5) denklemlerindeki Le ve NTU tanımları aşağıdaki denklemler ile gösterilir

$$Le=\frac{\alpha_C}{\alpha_D\cdot C_{p,m}} \tag{7.6}$$

$$NTU=\frac{\alpha_D\cdot A}{\dot{m}_h} \tag{7.7}$$

Çapraz akışlı ısı ve kütle değiştirciler için nemli hava ve sıvı kurutucunun giriş değerleri aşağıdaki eşitliklerdeki gibidir.

$$t_h=t_{h,gir},\qquad \omega_h=\omega_{h,gir},\qquad h_h=h_{h,gir},\qquad z=0 \tag{7.8}$$

$$t_s=t_{s,gir},\qquad \omega_e=\omega_{e,gir},\qquad h_e=h_{e,gir},\qquad x=0 \tag{7.9}$$

Yukarıda tanımlanan denklemler diskretize edilerek sonlu fark denklemleri ile çözüm elde edilir. Bu çözüme alternatif olarak Liu et al. (2007)'ın önerdiği analitik çözüm yöntemi de bu çalışma kapsamında uygulanacaktır. Liu et al.(2007) sonlu fark modeli ve deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak önerilen modellerin kesinlikleri tartışılacaktır.

7.2 Sıvı Kurutucu ve Nemli Havanın Çıkış Değerlerini Elde Etmek için Önerilen Analitik Çözüm

Liu et al.(2007) üç farklı akış düzeni (ters, paralel ve çapraz akış) için Le=1 çalışma şartlarında aşağıdaki çözüm modelini önermiştir.

7.2.1 Nemli hava entalpisi, denge halindeki sıvı kurutucu entalpisi ve entalpi etkinlikleri

7.2.1.1 Paralel akış

Nemli hava ve denge halindeki sıvı kurutucu entalpisi için aşağıdaki analitik çözüm önerilmiştir.

$$h_h = \frac{m^* h_{h,gir} + h_{e,gir}}{m^* + 1} - \frac{1}{m^* + 1}\left(h_{e,gir} - h_{h,gir}\right) e^{-NTU\left(m^* + 1\right)\frac{x}{H}} \tag{7.10}$$

$$h_e = \frac{m^* h_{h,gir} + h_{e,gir}}{m^* + 1} - \frac{m^*}{m^* + 1}\left(h_{e,gir} - h_{h,gir}\right) e^{-NTU\left(m^* + 1\right)\frac{x}{H}} \tag{7.11}$$

(7.10) ve (7.11) denklemlerinde m^* nemli hava ile sıvı kurutucu arasındaki termal kapasite oranını temsil etmektedir.

$$m^* = \frac{\dot{m}_h \cdot C_{p,e}}{\dot{m}_s \cdot C_{p,s}}, \quad C_{p,e} = \frac{dh_e}{dt_s} \tag{7.12}$$

Entalpi entkinliği (ε_h) kurutucunun ısı değiştime kapasitesi olarak tanınmlanır ve aşağıdaki denklem ile gösterilir.

$$\varepsilon_h = \frac{h_{h,çık} - h_{h,gir}}{h_{e,gir} - h_{h,gir}} \tag{7.13}$$

(7.10) denklemi ve (7.13) denklemi birleştirilirse

$$\varepsilon_h = \frac{1 - e^{-NTU\left(m^* + 1\right)}}{m^* + 1} \tag{7.14}$$

denklemi elde edilir.

7.2.1.2 Ters akış

Ters akışlı düzen için modellenen nemli hava ve denge halindeki sıvı kurutucu entalpileri aşağıda verilen denklemlerle ifade edilmiştir.

$$h_{e,çık} = \frac{m^*\left(1-e^{NTU(1-m^*)}\right)}{m^*-e^{NTU(1-m^*)}}h_{a,gir} + \frac{\left(m^*-1\right)e^{NTU(1-m^*)}}{m^*-e^{NTU(1-m^*)}}h_{e,gir} \tag{7.15}$$

Kurutucu içindeki konuma bağlı nemli hava entalpisi ve sıvı kurutucu denge entalpisi aşağıdaki denklemlerle gösterilmektedir.

$$h_h = \frac{m^* h_{h,gir} - h_{e,çık}}{m^*-1} + \frac{1}{m^*-1}\left(h_{e,çık} - h_{h,gir}\right)e^{NTU(m^*-1)\left(1-\frac{x}{H}\right)} \tag{7.16}$$

$$h_e = \frac{m^* h_{h,gir} - h_{e,çık}}{m^*-1} + \frac{m^*}{m^*-1}\left(h_{e,çık} - h_{h,gir}\right)e^{NTU(m^*-1)\left(1-\frac{x}{H}\right)} \tag{7.17}$$

(7.13) ve (7.16) denklemleri birleştirildiğinde aşağıdaki entalpi etkinliği değeri ortaya çıkar

$$\varepsilon_h = \frac{1-e^{NTU\left(1-m^*\right)}}{m^*-e^{NTU\left(1-m^*\right)}} \tag{7.18}$$

7.2.1.3 Çapraz akış

Bu akış düzeni için önerilen analitik çözüm aşağıdaki boyutsuz parametrelerden faydalanarak sağlanmaktadır.

$$\xi = \frac{z}{L}, \quad \eta = \frac{x}{H} \tag{7.19}$$

$$\varsigma_h = \frac{h_h - h_{e,gir}}{h_{h,gir} - h_{e,gir}}, \qquad \varsigma_e = \frac{h_e - h_{e,gir}}{h_{h,gir} - h_{e,gir}} \tag{7.20}$$

$$p = NTU \qquad q = NTU \cdot m^* \tag{7.21}$$

Boyutsuz entalpi için analitik çözüm aşağıdaki denklemler ile ifade edilir.

$$\varsigma_h(\xi,\eta) = \phi_0(\xi,\eta) + \phi_1(\xi,\eta) + \phi_2(\xi,\eta) + \ldots + \phi_n(\xi,\eta) + \ldots$$

$$\phi_0 = e^{-p\zeta}$$

$$\begin{aligned}
&\phi_1 = p\xi \cdot e^{-p\xi} \cdot \left(1 - e^{-p\xi}\right) \\
&\vdots \\
&\phi_n = \frac{1}{n!} \cdot p^n \xi^n \cdot e^{-p\xi} \cdot \left[1 - e^{-q\eta} - q\eta \cdot e^{-q\eta} - \ldots - \frac{1}{(n-1)!} q^{n-1} \cdot \eta^{n-1} \cdot e^{-qn}\right]
\end{aligned} \tag{7.22}$$

Boyutsuz denge halindeki sıvı kurutucu entalpisi aşağıdaki denklem seti ile gösterilmektedir.

$$\varsigma_e(\xi,\eta) = \Pi_0(\xi,\eta) + \Pi_1(\xi,\eta) + \Pi_2(\xi,\eta) + \ldots + \Pi_n(\xi,\eta) + \ldots$$

$$\begin{aligned}
&\Pi_0 = e^{-(p\xi+q\eta)} \cdot \left(e^{q\eta} - 1\right) \\
&\Pi_1 = p\xi \cdot e^{-(p\xi+q\eta)} \cdot \left(e^{q\eta} - 1 - q\eta\right) \\
&\vdots \\
&\Pi_n = \frac{1}{n!} p^n \xi^n \cdot e^{-(p\xi+q\eta)} \cdot \left[e^{q\eta} - 1 - q\eta - \frac{q^2\eta^2}{2} - \frac{q^n\eta^n}{n!}\right]
\end{aligned} \tag{7.23}$$

Boyutsuz entalpi etkinliği aşağıda verilen denklem seti ile ifade edilmektedir

$$\varepsilon_h = 1 - (\psi_0 + \psi_1 + \psi_2 + \ldots + \psi_n + \ldots)$$

$$\begin{aligned}
&\psi_0 = e^{-p} \\
&\psi_1 = p\psi_0 + \frac{p}{q} \cdot e^{-p} \cdot \left(e^{-q} - 1\right) \\
&\vdots \\
&\psi_n = \frac{p}{n}\left(2\psi_{n-1} - \frac{p}{n-1}\psi_{n-2}\right) + \frac{p^n}{n!} \cdot \frac{q^{n-2}}{(n-1)!} \cdot e^{-(p+q)}
\end{aligned} \tag{7.24}$$

7.2.2 Kurutma etkinliği, sıvı kurutucu ve hava sıcaklığı değerlerini elde etmek için analitik çözüm

Bu bölümde kurutma etkinliği, sıvı kurutucu ve hava sıcaklığı değerleri yukarıda tanımlanan denklemlerden faydalanarak elde edilecektir. Fakat bu çalışma parametrelerini elde etmek için önerilen sayısal modeli sunmadan önce sıvı kurutucuların fiziksel özellikleri hakkında ön bilgi verilecektir. Şekil 7.4'te (Liu et al., 2007) sıvı kurutucu sıcaklığı ve denge halindeki mutlak nem

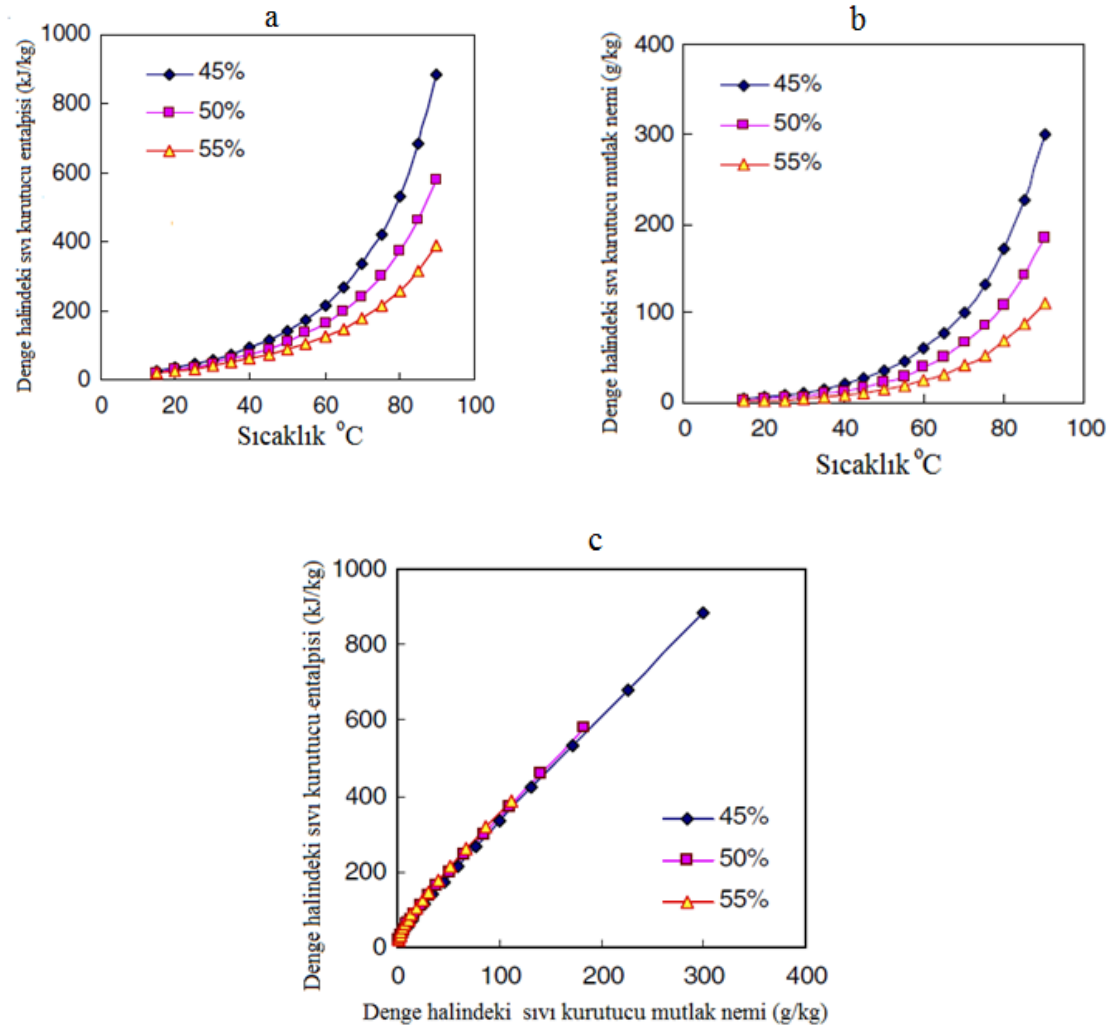
değerlerinin, denge halideki sıvı kurutucu entalpi değerlerine olan etkileri verilmektedir. Sıvı kurutucu olarak LiBr'ün kullanıldığı sistemlerde çözelti sıcaklığı 15 °C'den 90 °C'ye çıkarken, çözlti konsantrasyonları 45%, 50% ve 55%'e yükselmiştir. Şekil 7.4'ten anlaşılacağı gibi sabit konsantrasyon değerlerinde denge halindeki sıvı kurutucu entalpisi ile denge halindeki mutlak nem miktarı arasında doğrusal bir ilişki bulunmktadır. Bundan dolayı aşağıdaki matematiksel ifade bu iki değer arasındaki doğrusal ilişkiyi tanımlayabilir.

$$h_e = c_1\omega_e + c_2 \tag{7.25}$$

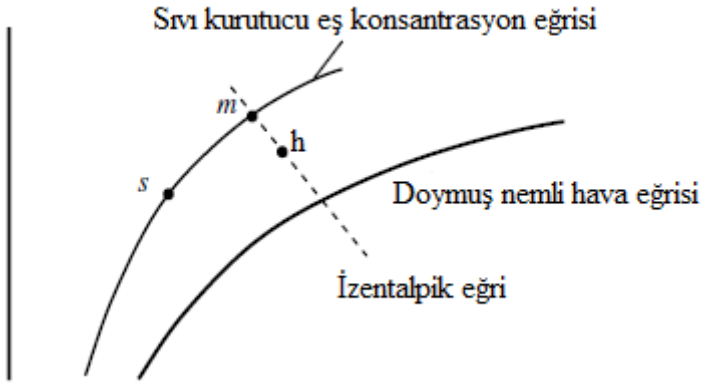
Şekil 7.5'te sıvı kurutucu ve nemli havanın giriş şartlarındaki psikrometrik grafiksel gösterimi verilmiştir. Şekilde "m" noktası giriş şartlarındaki sıvı kurutucu eş konsantrasyon eğrisi ile nemli hava izentalpik eğrisinin kesişim noktasıdır. Bu şartlarda termodinamik denge halindeki sıvı kurutucu ve nemli hava entalpi değerleri yine doğrusal bir gösterimle aşağıdaki denklemlerle ifade edilir.

$$h_{e,gir} = c_1\omega_{e,gir} + c_2 \tag{7.26}$$

$$h_{a,gir} = c_1\omega_{a,gir} + c_2 \tag{7.27}$$



Şekil 7.4 Sabit çözelti konsatrasyonunda LiBr'ün özellikleri (a) sıvı kurutucu sıcaklığının denge halindeki sıvı kurutucu üzerindeki etkisi (b) sıvı kurutucu sıcaklığının denge halindeki mutlak nem miktarı değeri üzerindeki etkisi (c) Denge halindeki mutlak nem miktarının dengedeki sıvı kurutucu entalpisi üzerindeki etkisi



Şekil 7.5 Nemli havanın ve sıvı kurutucunun psikrometrik diyagramda gösterimi

7.2.2.1 Paralel akış

Kurutma etkinliği, proses havası sıcaklığı ve nem miktarı, sıvı kurutucu sıcaklığı gibi çalışma parametreleri paralel akışlı düzenler için önceki bölümdeki denklemler ışığında yapılandırılacaktır. Denklem (7.25) - (7.27) tekrar yapılandırılırsa aşağıdaki denklem ortaya çıkacaktır.

$$\omega_e = \frac{m^* \omega_{h,m} + \omega_{e,gir}}{m^* + 1} + \frac{m^*}{m^* + 1}\left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,m}\right) e^{-NTU\left(m^* + 1\right)\frac{x}{H}} \tag{7.28}$$

Proses havası mutlak nemi aşığda önerilen yöntemle de hesaplanabilir (Chen et al., 2004).

$$\omega_h = \left(\omega_{h,gir} + \frac{NTU}{H} \cdot \int_0^x \omega_e(x) \cdot e^{NTU\frac{x}{H}} dx \right) \cdot e^{-NTU\frac{x}{H}} \tag{7.29}$$

(7.28) ve (7.29) denklemleri bir pota altında eritildiğinde aşağıdaki denklem formu açığa çıkar.

$$\omega_h = \omega_{h,gir} \cdot e^{-NTU\frac{x}{H}} + \omega_{h,gir} \cdot \left(1 - e^{-NTU\frac{x}{H}}\right) + \frac{\omega_{e,gir} - \omega_{h,m}}{m^* + 1} \cdot \left[1 - e^{-NTU\left(1+m^*\right)\frac{x}{H}}\right] \quad (7.30)$$

Adyabatik kurutucu içerisindeki kurutma performansını tanımlayan kurutma etkinliği (ε_m) aşağıdaki denklem ile ifade edilir.

$$\varepsilon_m = \frac{\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık}}{\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}} \quad (7.31)$$

(7.30) ve (7.31) denklemeleri birleştirilerek kurutma etlinliği değeri tekrar hesaplanır.

$$\varepsilon_m = \frac{1 - e^{-NTU\left(m^*+1\right)}}{m^* + 1} + \kappa \cdot \frac{m^* - \left(m^* + 1\right)e^{-NTU} + e^{-NTU\,(m^*+1)}}{m^* + 1} \quad (7.32)$$

$$\kappa = \frac{\omega_{h,gir} - \omega_{h,m}}{\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}} \quad (7.33)$$

Nemli hava ve sıvı kurutucu sıcaklıkları aşağıdaki denklemlerle ifade edilir

$$t_h = \frac{h_h - \omega_h \cdot h_{fg}}{C_{p,h} + \omega_h \cdot C_{p,ss}} \quad (7.34)$$

$$t_s = \frac{h_e - \omega_e \cdot h_{fg}}{C_{p,h} + \omega_e \cdot C_{p,ss}} \quad (7.35)$$

7.2.2.2 Ters akış

Aynı yöntemle ters akışlı düzen için analitik çözümler üretilebilir. Denklem (7.25) – (7.27), denklem (7.17) ile birleştirilerek aşağıdaki denklem formu oluşturulmuştur.

$$\omega_e = \frac{m^* \omega_{h,m} - \omega_{e,gir} e^{NTU\left(1-m^*\right)}}{m^* - e^{NTU\,(1-m^*)}} + \frac{m^* e^{NTU\left(1-m^*\right)}}{m^* - e^{NTU\,(1-m^*)}} \times \left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,m}\right) e^{NTU\left(m^*-1\right)\left(1-\frac{x}{H}\right)} \quad (7.36)$$

Proses havasının mıtlak nem miktarı aşağıdaki denklem ile ifade edilir (Chen et al., 2004).

$$\omega_h = \left(\omega_{h,gir} - \frac{NTU}{H} \cdot \int_H^x \omega_e(x) \cdot e^{NTU\left(1-\frac{x}{H}\right)} dx \right) \cdot e^{-NTU\left(1-\frac{x}{H}\right)} \tag{7.37}$$

(7.36) ve (7.37) deneklemleri birleştirlidiğinde, havadaki mutlak nem miktarı aşağıdaki denklemle ifade edilir.

$$\begin{aligned} \omega_h &= \omega_{h,gir} \cdot e^{-NTU\left(1-\frac{x}{H}\right)} + \omega_{h,m} \cdot \left[1 - e^{-NTU\left(1-\frac{x}{H}\right)} \right] \\ &+ \left(\omega_{e,gir} - \omega_{h,m} \right) \frac{1 - e^{NTU(m^*-1)\left(1-\frac{x}{H}\right)}}{1 - m^* e^{-NTU(1-m^*)}} \end{aligned} \tag{7.38}$$

Ters akışlı düzen için kurutma etkinliği değeri ise aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\varepsilon_m = \frac{1 - e^{NTU\left(1-m^*\right)}}{m^* - e^{NTU(1-m^*)}} + \kappa \cdot \frac{m^* \left(1 - e^{-NTU}\right) - \left(1 - e^{-m^* NTU}\right)}{m^* - e^{NTU(1-m^*)}} \tag{7.39}$$

7.2.2.3 Çapraz akış

Çapraz akışlı düzenin matematiksel modellenmesi için iki adet boyutsuz sayı tanımlanmıştır.

$$\gamma_h = \frac{\omega_h - \omega_{e,gir}}{\omega_{h,m} - \omega_{e,gir}} \qquad \gamma_e = \frac{\omega_e - \omega_{e,gir}}{\omega_{h,m} - \omega_{e,gir}} \tag{7.40}$$

Akışkanların sisteme giriş şartları (sınır koşulları) ise aşağıdaki boyutsuz parametrelerle ifade edilir.

$$\gamma_h = \frac{1}{1-\kappa}, \qquad \xi = 0 \tag{7.41}$$

$$\gamma_e = 0, \qquad \eta = 0 \tag{7.42}$$

(7.25) – (7.27) denklemleri (7.20) denklemi ile birleştirilirse aşağıdaki denklem ortaya çıkar

$$\varsigma = \frac{h_e - h_{e,gir}}{h_{h,gir} - h_{e,gir}} = \frac{\omega_e - \omega_{e,gir}}{\omega_{h,gir} - \omega_{e,gir}} = \gamma_e \tag{7.43}$$

Bu şartlar altında sıvı kurutucunun denge halindeki boyutsuz entalpisi boyutsuz denge halindeki mutlak nem miktarına eşit olmaktadır. Denklem (7.5)'ten esas alınarak boyutsuz parametreler aşağıdaki denklem formunu alır

$$\frac{\partial \gamma_h}{\partial \xi} + p\gamma_h - p\gamma_e = 0 \tag{7.44}$$

Eğer γ_e biliniyor ve η ise sabitse aşağıdaki denklem formu ortaya çıkar

$$\gamma_h = e^{-p\xi}\left(c + p\int \gamma_e \cdot e^{p\xi} \cdot d\xi\right) \tag{7.45}$$

Denklem (7.41) ve (7.42) 'deki sınır şartları Denklem (7.45)'e dahil olursa

$$c = \frac{1}{1-\kappa} - p\int \gamma_e d\xi \tag{7.46}$$

şeklini alır. Yukarıdaki denklem, Denklem (7.45) ile birleştirilirse

$$\gamma_h = \frac{1}{1-\kappa} e^{-p\xi} + p \cdot e^{-p\xi} \int_0^{\xi} \gamma_e \cdot e^{p\xi} \cdot d\xi \tag{7.47}$$

denklem formunu alır. Boyutsuz mutlak nem miktarı karmaşık hesaplamalar sonucunda aşağıdaki eşitlik ortaya çıkar.

$$\gamma_h(\xi,\eta) = \varsigma_h(\xi,\eta) + \frac{1}{1-\kappa} e^{-p\xi} \tag{7.48}$$

Kurutma etkinliği değeri yukarıdaki denklemlerin birleştirilmesi sonucunda aşağıdaki formu alır.

$$\varepsilon_m = \varepsilon_h + \kappa\left(1 - \varepsilon_h - e^{-p}\right) \tag{7.49}$$

Sıvı kurutucu ve nemli hava sıcaklıkları (7.34) ve (7.35) denklemleri ile elde edilir.

7.3 Adyabatik Kurutuclar için Deneysel Sonuçlar ile Sayısal Verilerin Karşılaştırılması

Bu bölümde adyabatik kurutucular için elde edilen deneysel veriler ile yine adyabatik kurutucular için hazırlanmış bilgisayar simülasyonlarının çıktılarından elde edilen sayısal sonuçlar grafik ve tablolar halinde karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Çizelge 7.1'de adyabatik şartlarda yapılan deneylerin çalışma aralıkları verilmiştir.

Çizelge 7.1 Adyabatik kurutucular için yapılan deneylerin çalışma şartları sınırları

Çalışma parametreleri	**Sembol**	**Birim**	**Çalışma sınırları**
Nemli hava debisi	m_h	kg/s	0,28 – 0,67
Havanın giriş mutlak nem miktarı	$\omega_{h,gir}$	kg_b/kg_{kh}	0,0199 – 0,0151
Nemli havanın giriş sıcaklığı	$T_{h,gir}$	°C	23,9 – 30,3
Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı	$T_{s,gir}$	°C	24,1 – 29,2
Sıvı kurutucu debisi	m_s	kg/s	0,17 – 0,61

7.3.1 Nemli hava giriş sıcaklıklarının adyabatik kurutma performansına olan etkileri

Kurutucuya giren nemli hava sıcaklığının kurutma etkinliğine ve çalışma parametrelerinin çıkış değerlerine olan etkisi tartışılacaktır. Çizelge 7.2'de nemli hava giriş sıcaklılarının çalışma parametrelerinin çıkış değerlerine olan etkisi deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmıştır. Çizelge 7.3'te ise nemli hava giriş sıcaklıklarının nem alma miktarı ve kurutma etkinlikleri üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 7.3'teki kurutucu modeli şematiğini baz alarak, Çizelge 7.4 analitik çözümle elde edilen sonuçları nümerik çözümle elde edilen sonuçlar ile karşılaştırmaktadır.

Çizelge 7.2 Değişen nemli hava giriş sıcaklıklarının çalışma parametrelerinin çıkış değerlerine olan etkisi

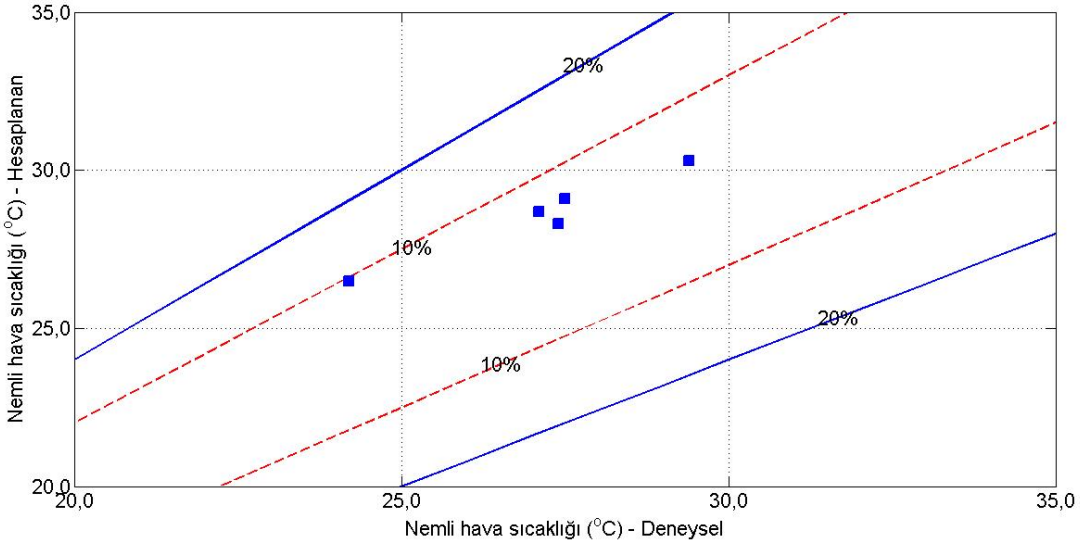
	$T_{h,gir}$ = 26,5 (°C)	$T_{h,gir}$ = 28,7 (°C)	$T_{h,gir}$ = 29,2 (°C)	$T_{h,gir}$ = 29,6 (°C)	$T_{h,gir}$ = 30,3 (°C)
$T_{h,gir}$ (°C)	26,5	28,7	29,2	29,6	30,3
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	24,2	27,4	27,1	27,5	29,4
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	26,2	28,2	28,7	29,1	30,3
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	18,7	19,1	19,3	18,7	18,8
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,4	16,8	17,0	16,6	16,6
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,8	17,3	17,5	17,1	16,9
$T_{s,gir}$ (°C)	24,1	24,6	24.7	24,8	23,9
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	27.8	28,1	28.9	28.4	28,5
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	26.4	26,5	26.7	26.7	26,6
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,34	0,36	0,34	0,31	0,31

$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,39	0,36	0,36	0,31	0,32

Çizelge 7.3 Farklı nemli hava sıcaklıklarının nem alma miktarı ve kurutma etkinliklerine etkisi

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$T_{h,gir}$ = 26,5 (°C)	0,896	0,15
$T_{h,gir}$ = 28,7 (°C)	0,827	0,14
$T_{h,gir}$ = 29,2 (°C)	0,822	0,14
$T_{h,gir}$ = 29,6 (°C)	0,692	0,14
$T_{h,gir}$ = 30,3 (°C)	0,703	0,14

Şekil 7.6 - Şekil 7.8, Çizelge 7.2'de verilen çalışma şartları için nümerik çözümle elde edilmiş sonuçlar ile deneysel verilerin hata oranları grafik üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 7.6 Adyabatik koşullarda yapılan deneylerde nemli hava çıkış sıcaklıkları için deneysel sonuçlar ile nümerik model ile elde edilen sayısal çıktıların karşılaştırılması

Çizelge 7.4 Değişik nemli hava giriş sıcaklıları için çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin kurutucu içindeki dağılımı

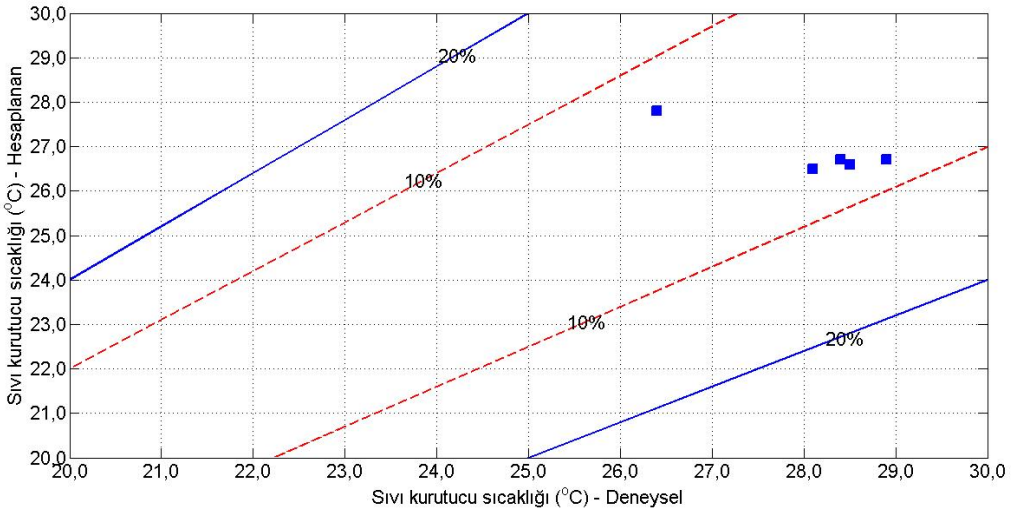
T_h=26,5 °C giriş	Analitik çözüm			Sayısal çözüm		
	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,1	25,8	25,6	17,8	26,3	24,9
x=0,1 z=0,2	16,8	25,5	25,5	17,0	26,1	24,8
x=0,2 z=0,1	17,0	25,6	25,6	17,7	26,4	25,3
x=0,2 z=0,2	16,9	25,6	25,5	17,1	26,3	25,3
x=0,3 z=0,1	17,2	25,7	25,6	17,9	26,3	25,8
x=0,3 z=0,2	17,1	25,6	25,6	17,2	26,4	25,8

T_h=28,7 °C giriş	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,4	27,8	26,1	18,3	28,5	25,1
x=0,1 z=0,2	17,3	27,5	25,7	17,5	28,2	25,1
x=0,2 z=0,1	17,5	27,8	26,3	18,2	28,4	25,6
x=0,2 z=0,2	17,4	27,6	26,4	17,6	28,2	25,7
x=0,3 z=0,1	17,6	27,8	26,9	18,3	28,4	26,1
x=0,3 z=0,2	17,5	27,7	26,5	17,7	28,3	26,1

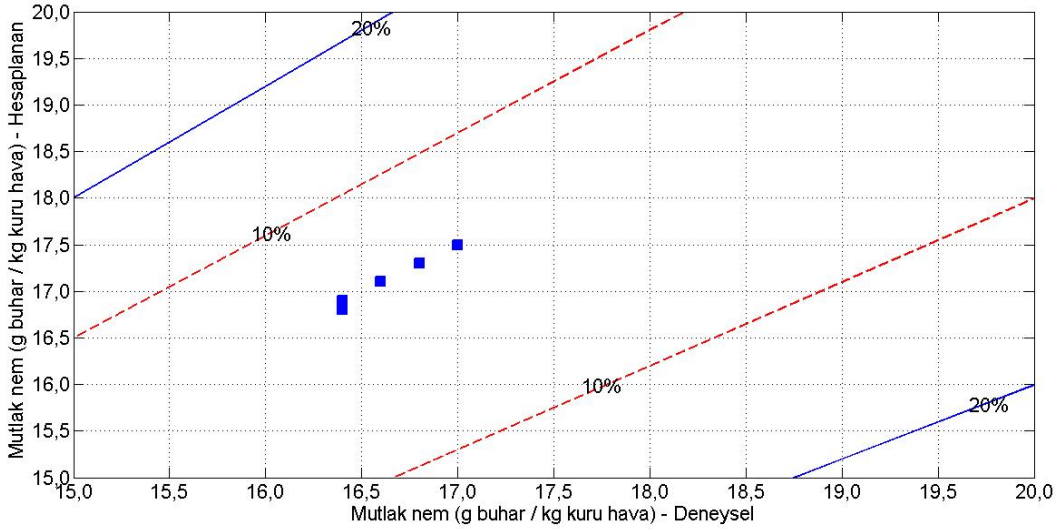
T_h=29,2 °C giriş	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,8	28,3	26,0	18,5	28,9	25,1
x=0,1 z=0,2	17,5	28,1	26,0	17,7	28,7	25,1
x=0,2 z=0,1	17,8	28,4	26,3	18,4	29,0	25,7
x=0,2 z=0,2	17,6	28,2	26,4	17,8	28,8	25,7
x=0,3 z=0,1	17,7	28,2	27,0	18,6	29,0	26,3
x=0,3 z=0,2	17,7	28,1	27,0	17,9	28,9	26,1

T_h=29,6 °C giriş	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,1	28,6	26,1	17,9	29,3	25,2
x=0,1 z=0,2	17,0	28,3	26,2	17,2	29,1	25,2
x=0,2 z=0,1	17,1	26,4	28,8	18,0	29,4	25,8
x=0,2 z=0,2	17,1	28,3	26,3	17,3	29,2	25,7
x=0,3 z=0,1	17,2	28,8	26,9	17,9	29,4	26,3
x=0,3 z=0,2	17,2	28,5	26,3	17,4	29,1	26,2

T_h=30,3 °C giriş	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,1	29,1	25,1	17,6	29,5	24,7
x=0,1 z=0,2	17,0	28,8	25,0	17,1	29,1	24,6
x=0,2 z=0,1	17,3	29,0	25,9	18,0	29,9	25,3
x=0,2 z=0,2	17,2	29,0	26,0	17,2	29,7	25,2
x=0,3 z=0,1	17,3	29,3	26,8	17,9	29,9	26,1
x=0,3 z=0,2	17,3	29,0	26,9	17,4	29,7	25,9

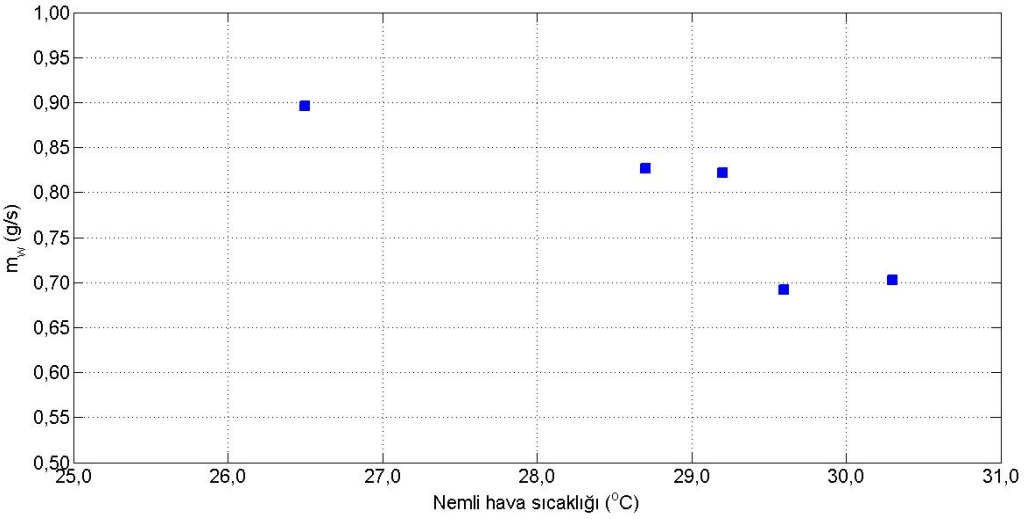


Şekil 7.7 Adyabatik koşullarda yapılan deneylerde sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları için deneysel sonuçlar ile nümerik model ile elde edilen sayısal çıktıların karşılaştırılması

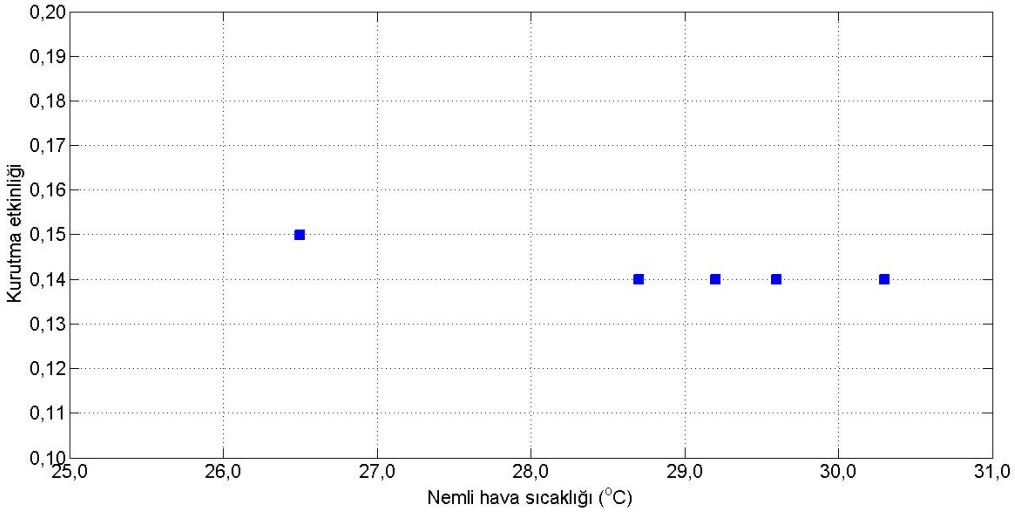


Şekil 7.8 Adyabatik koşullarda yapılan deneylerde kulanılan proses havasındaki mutlak nem çıkış miktarlarının deneysel sonuçlar ve nümerik model ile elde edilen sayısal çıktıların karşılaştırılması

Şekillerden anlaşılacağı gibi deneylerde kullanılan bütün çalışma koşulları için hata oranları ±10%'lık dilimde toplanmıştır. Şekil 7.9 ve Şekil 7.10, Tablo 7.3'te verilen kurutma etkinlikleri ve çekilen nem miktarlarını grafik üzerinde göstermektedir.

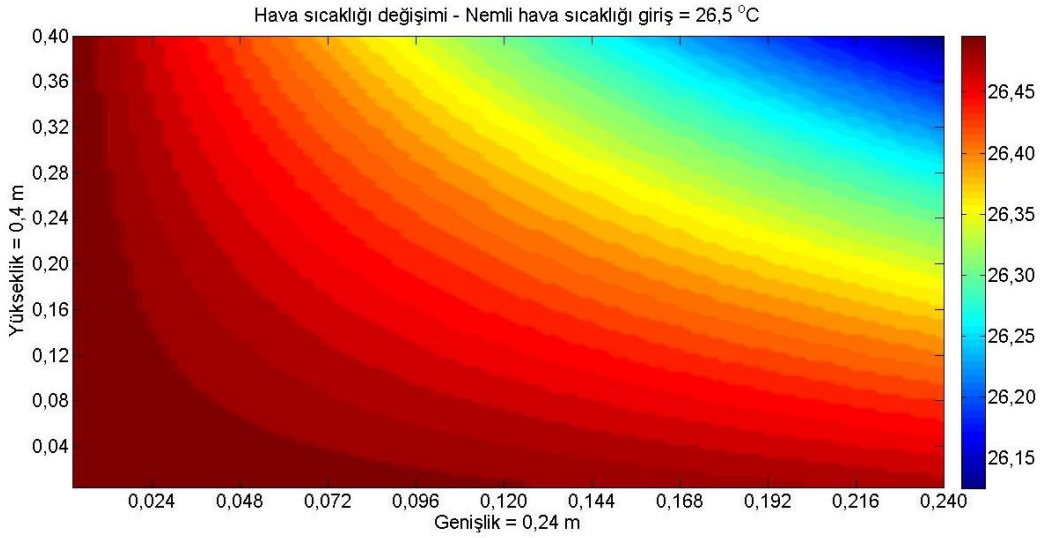


Şekil 7.9 Adyabatik kurutucuda yoğuşan nem miktarının nemli hava giriş sıcaklıklarına göre değişimi

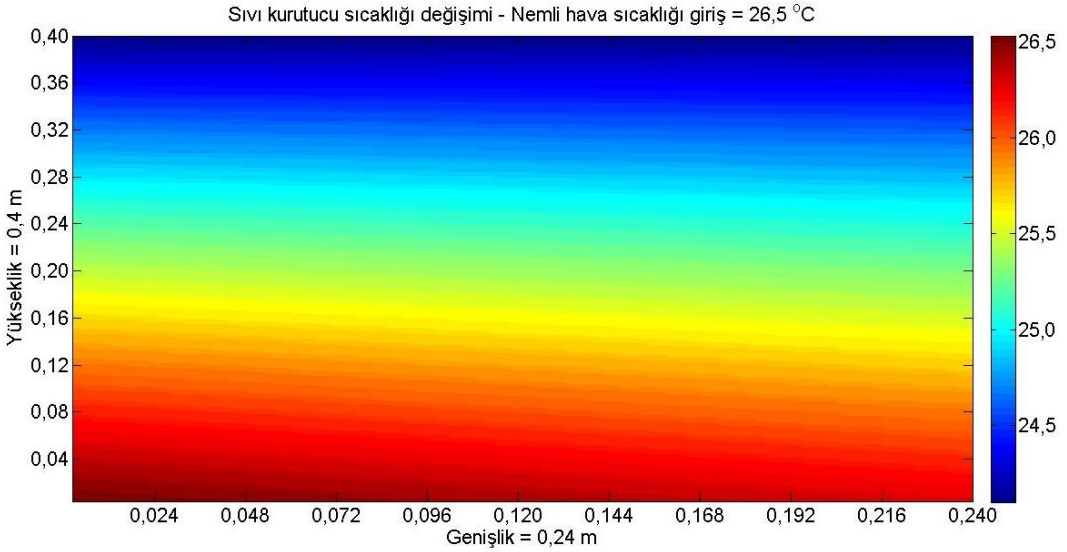


Şekil 7.10 Adyabatik kurutucudaki kurutma etkinliği değerlerinin nemli hava giriş sıcaklıklarının fonksiyonu olarak değişimi

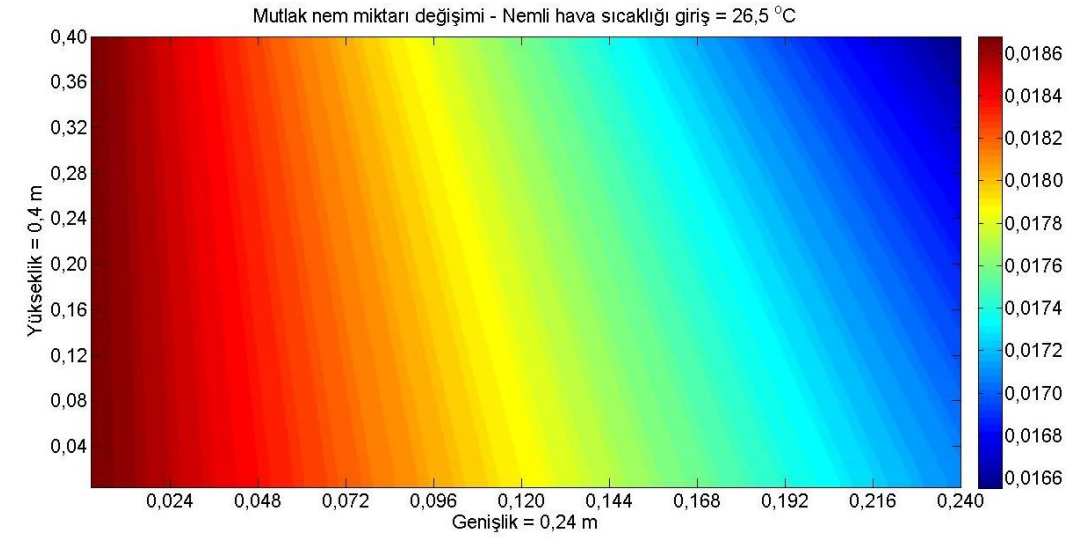
Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'dan görüldüğü üzere nemli hava giriş sıcaklığı değerleri arttıkça kurutucudaki yoğuşan nem miktarları belirgin bir oranda azalırken kurutma etkinliği değerlerinde gözle görülür bir düşüş görzlmemektedir. Nemli hava giriş sıcaklıkları arttıkça temas halinde olduğu sıvı kurutucunun sıcaklığını arttırmaktadır. Bu sıcaklık artışı sıvı kurutucu ve nemli hava arasındaki kütle transferi potansiyelini azaltmakta ve daha düşük kurutma etkinliği ve nem çekme değerlerine neden olmaktadır. Şekil 7.11 – Şekil 7.25 farklı nemli hava giriş sıcaklıları için çalışma parametrelerinin kurutucu içerisindeki değişimini göstermektedir



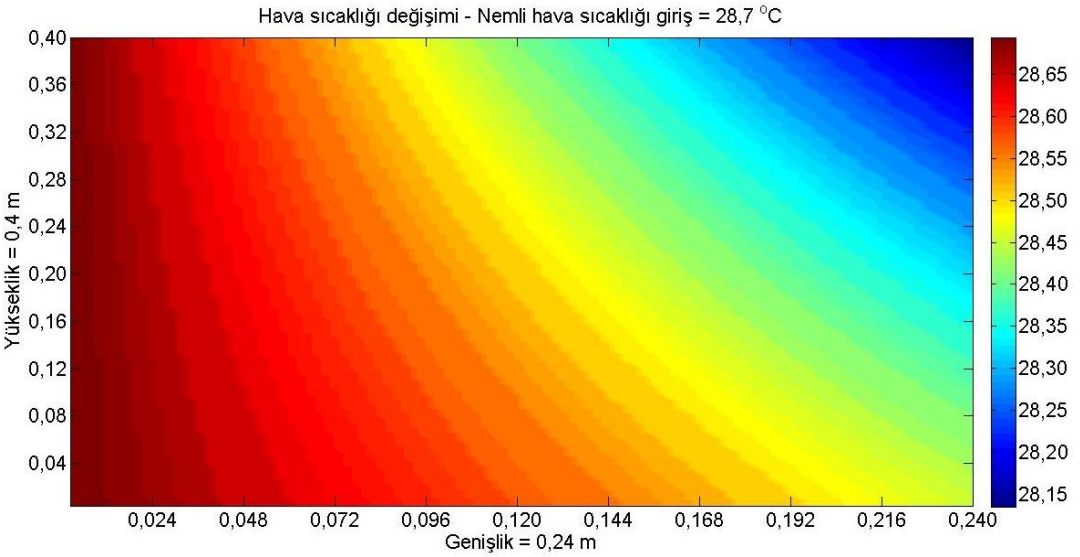
Şekil 7.11 26,5 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



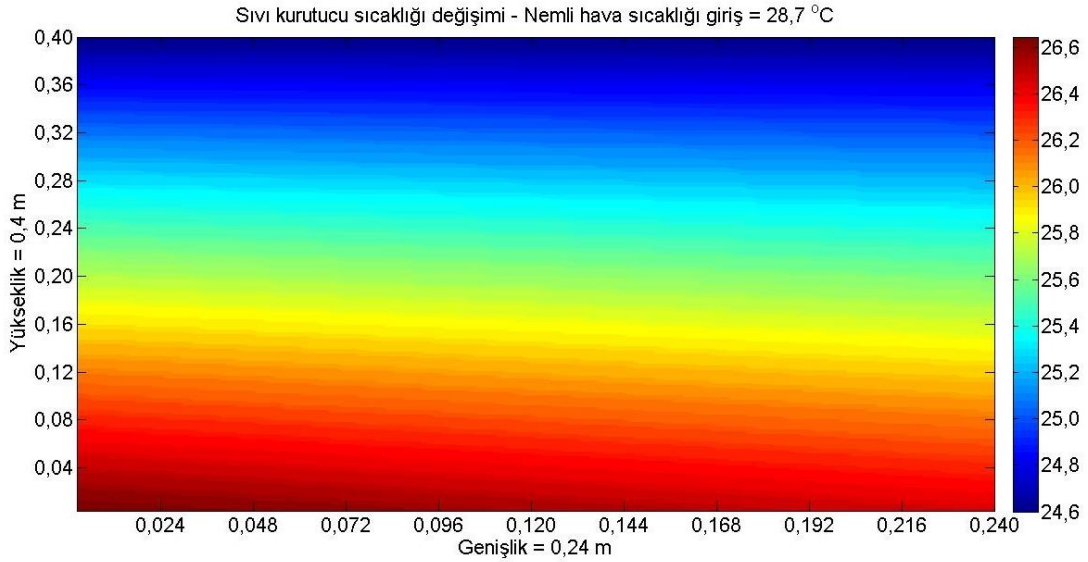
Şekil 7.12 26,5 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



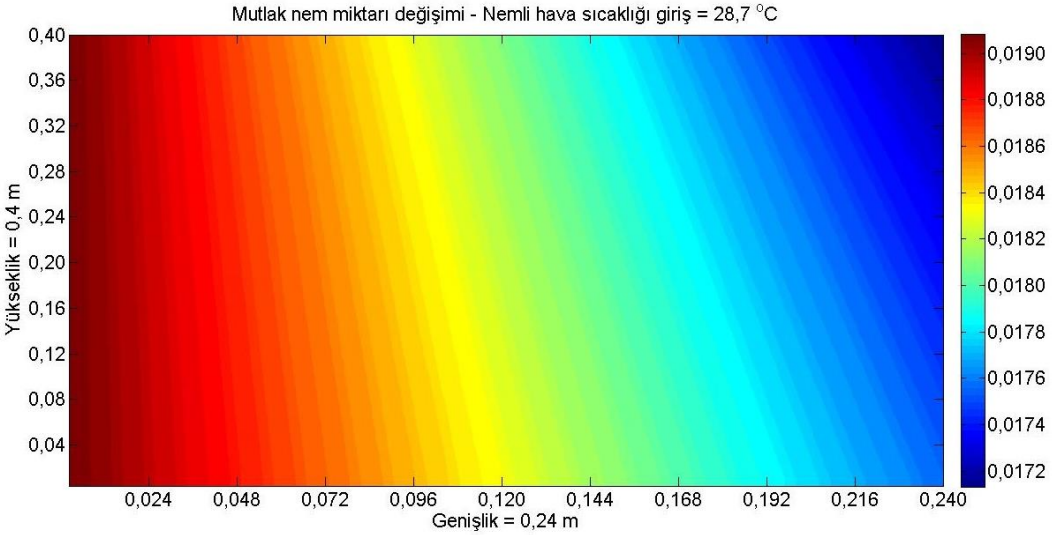
Şekil 7.13 26,5 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarının değişimi



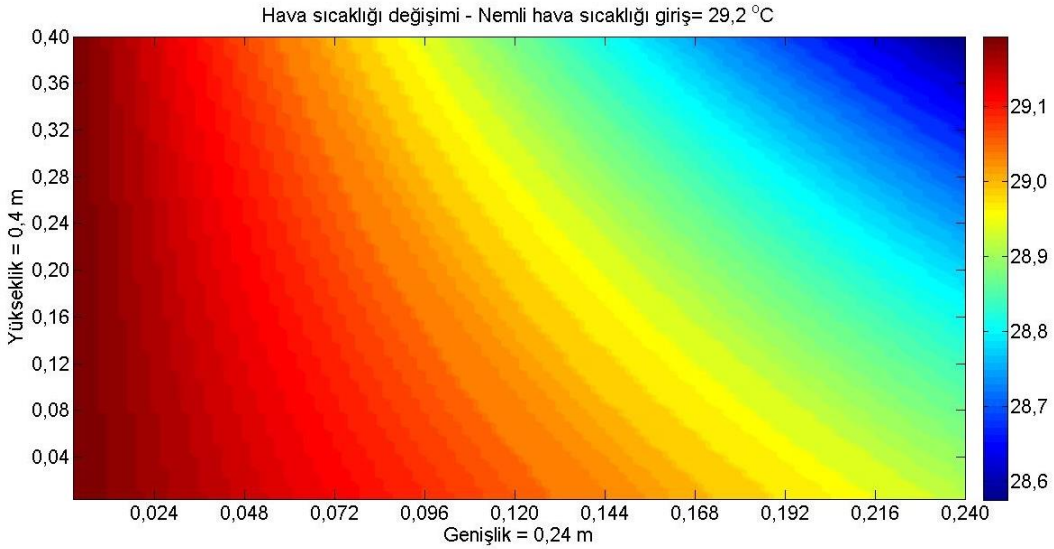
Şekil 7.14 28,7 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklığının değişimi



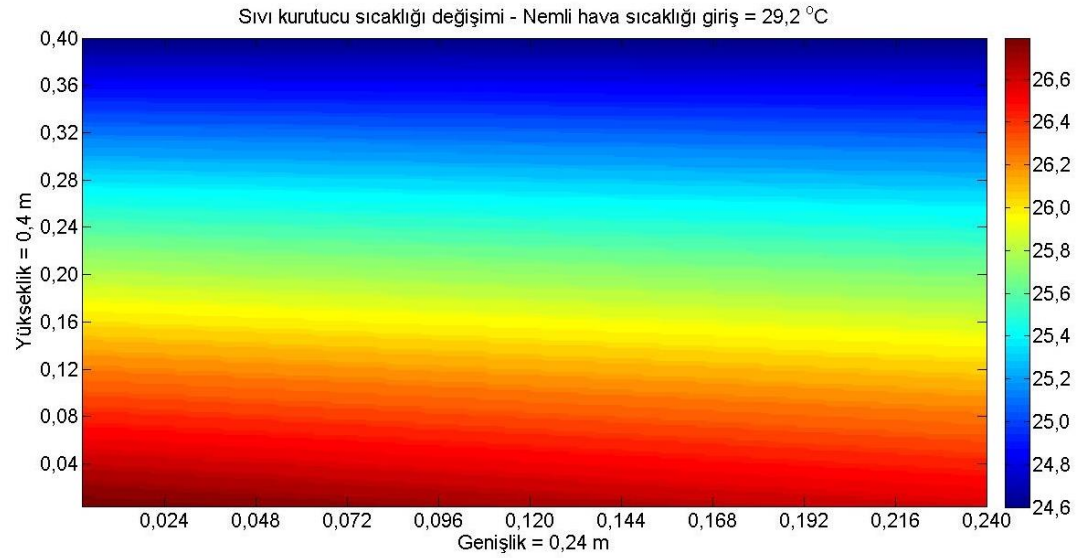
Şekil 7.15 28,7 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklığının değişimi



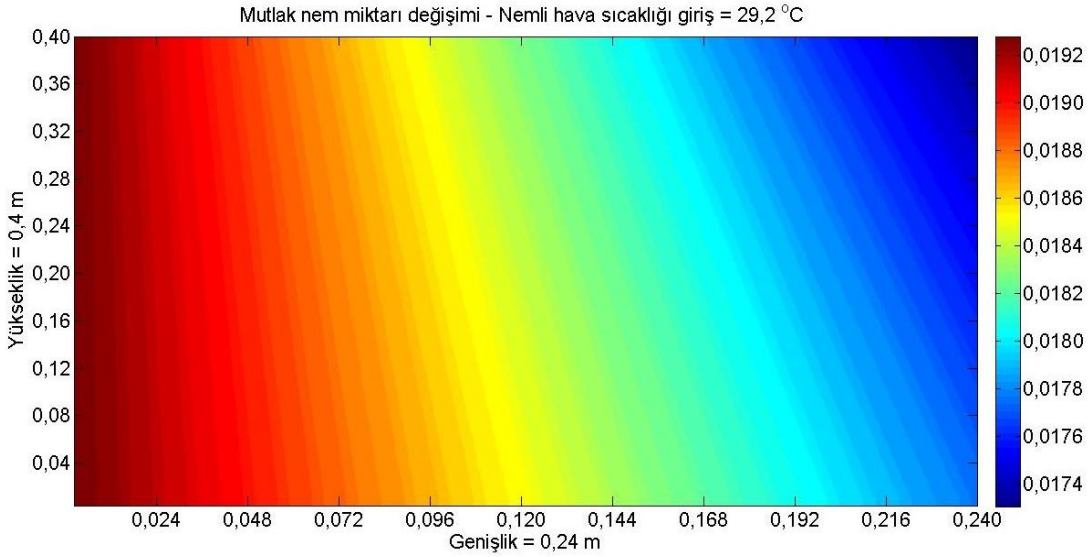
Şekil 7.16 28,7 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarının değişimi



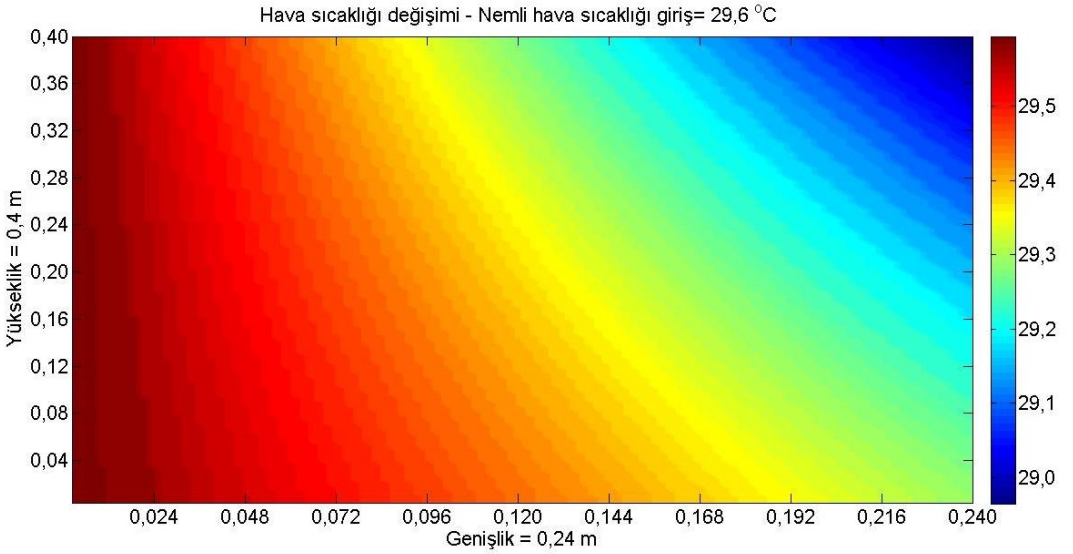
Şekil 7.17 29,2 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklığının değişimi



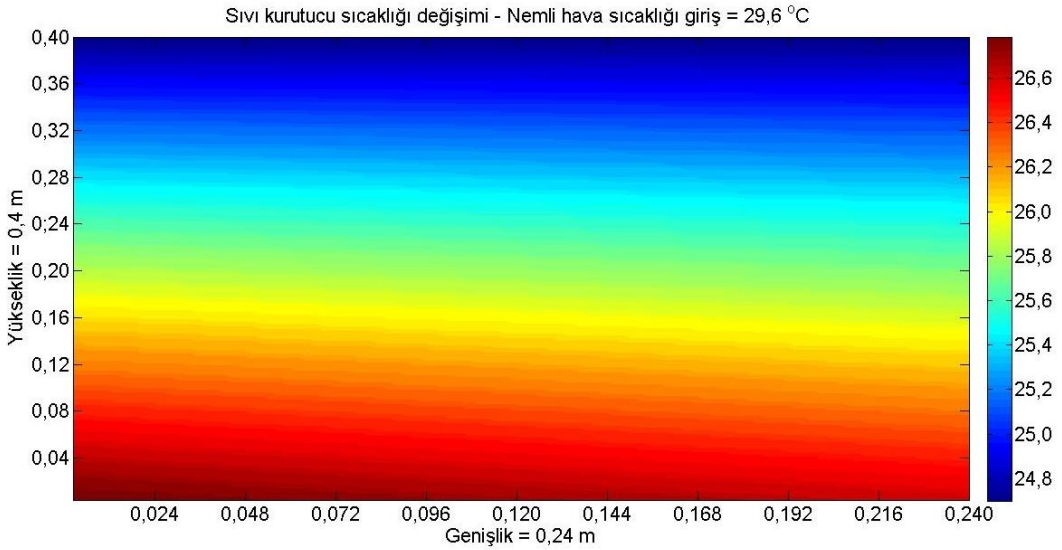
Şekil 7.18 29,2 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklığının değişimi



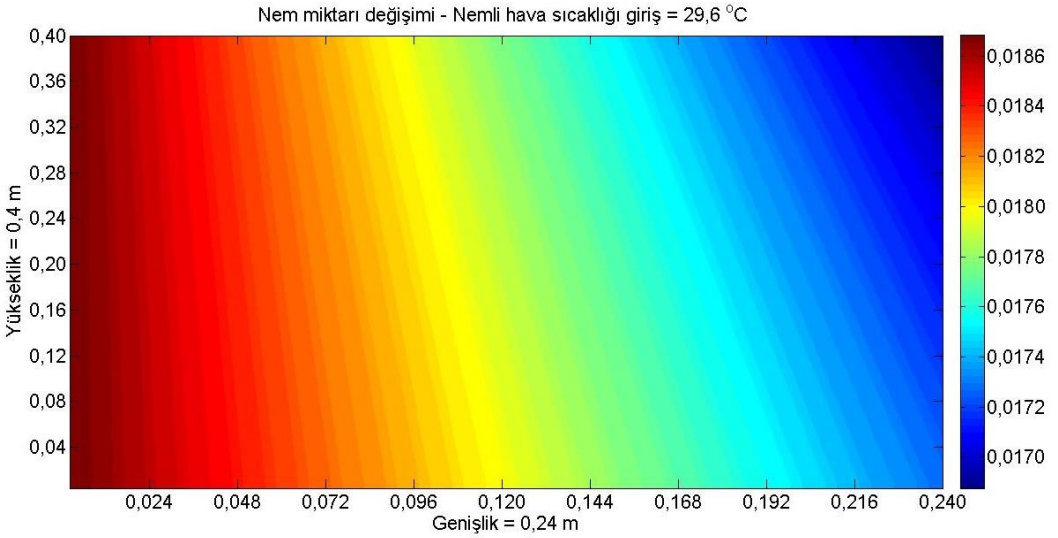
Şekil 7.19 29,2 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarının değişimi



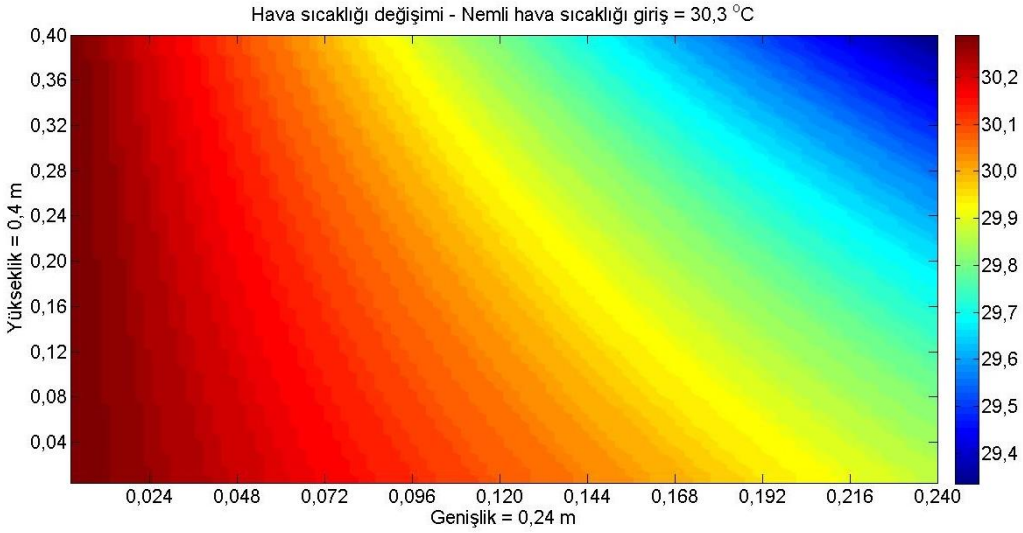
Şekil 7.20 29,6 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklığının değişimi



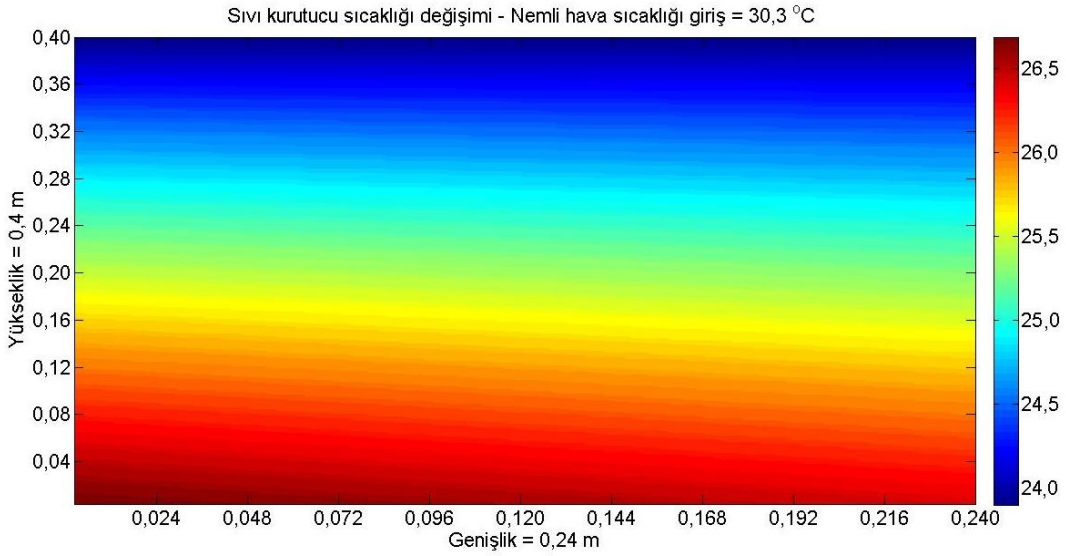
Şekil 7.21 29,6 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklığının değişimi



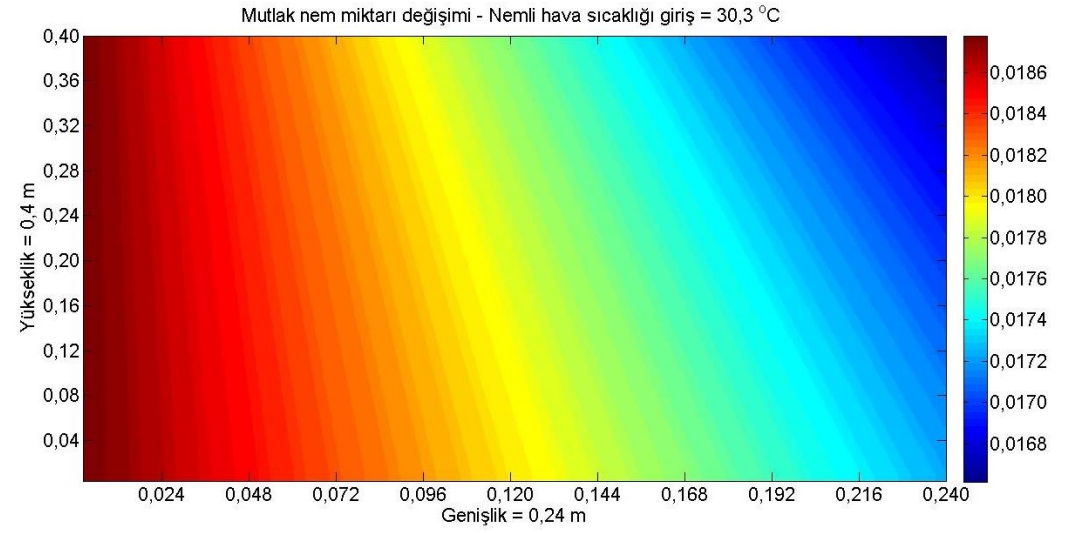
Şekil 7.22 29,6 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarının değişimi



Şekil 7.23 30,3 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklığının değişimi



Şekil 7.24 30,3 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklığının değişimi



Şekil 7.25 30,3 °C nemli hava sıcaklığında adyabatik kurutucu mutlak nem miktarının değişimi

7.3.2 Nemli hava debilerinin adyabatik kurutma performansına olan etkileri

Bu bölümde kurutucuya giren nemli hava debilerinin adyabatik kurutma performansına olan etkileri şekiller ve tablolar üzerinde detaylı olarak incelenecektir. Çizelge 7.5'te faklı nemli hava debilerini etkisi altındaki çalışma parametrelerinin çıkış değerleri deneysel ve sayısal olarak verilmiştir. Çizelge 7.6'da ise nemli hava debilerinin kurutucu içinde yoğuşan nem miktarı ve kurutma etkinliğine olan etkileri verilmektedir. Çizelge 7.7'de, analitik ve sayısal çözümden elde edilen veriler ışığında çalışma parametrelerinin kurutucu içerisindeki dağılımı verilmiştir.

Çizelge 7.5 Değişen nemli hava debilerinin çalışma parametrelerini çıkış değerlerine olan etkisi

	$m_{h,gir}$=0,28 (kg/s)	$m_{h,gir}$=0,38 (kg/s)	$m_{h,gir}$=0,54 (kg/s)	$m_{h,gir}$= 0,67 (kg/s)
$T_{h,gir}$ (°C)	27,1	26,9	27,6	27,9
Deney - $T_{h,cık}$ (°C)	25,2	24,9	25,8	26,9
Hesap - $T_{h,cık}$ (°C)	26,8	26,7	27,4	27,7
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	18,9	19,2	19,2	19,1
Deney - $\omega_{cık}$ (g_b/kg_{kh})	16,8	17,0	16,9	16,8
Hesap - $\omega_{cık}$ (g_b/kg_{kh})	17,2	17,4	17,2	17,1
$T_{s,gir}$ (°C)	24,1	24,4	24,5	24,7
Deney - $T_{s,cık}$ (°C)	27,8	28,5	28,8	29,2
Hesap - $T_{s,cık}$ (°C)	25,6	26,8	28,1	28,8
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,34	0,31	0,32	0,36
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,28	0,38	0,54	0,67

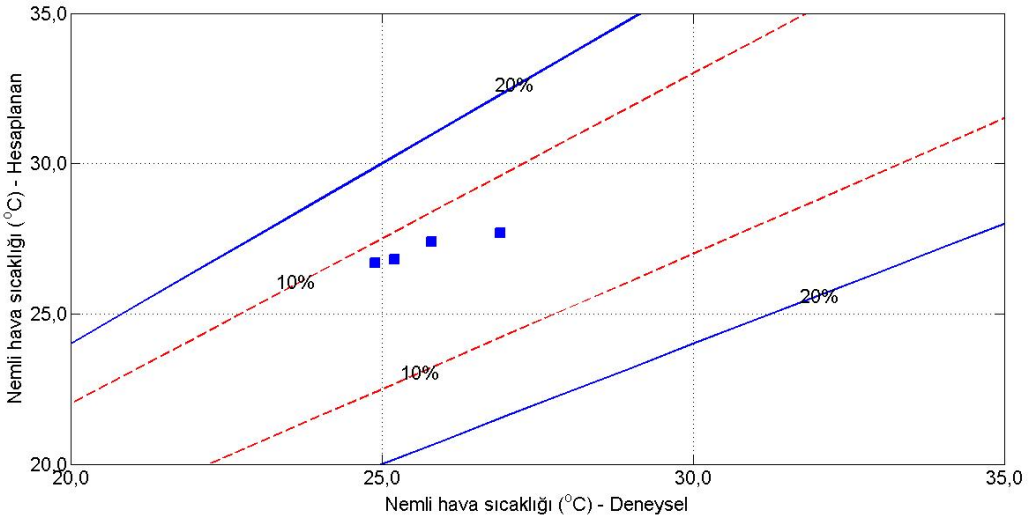
Çizelge 7.6 Farklı nemli hava debilerinin kurutucu içinde yoğuşan nem miktarı ve kurutme etkinliği değerlerine olan etkisi

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$m_{h,gir}$ = 0,28 (kg/s)	0,587	0,13
$m_{h,gir}$ = 0,38 (kg/s)	0,836	0,14
$m_{h,gir}$ = 0,54 (kg/s)	1,223	0,15
$m_{h,gir}$ = 0,67 (kg/s)	1,553	0,15

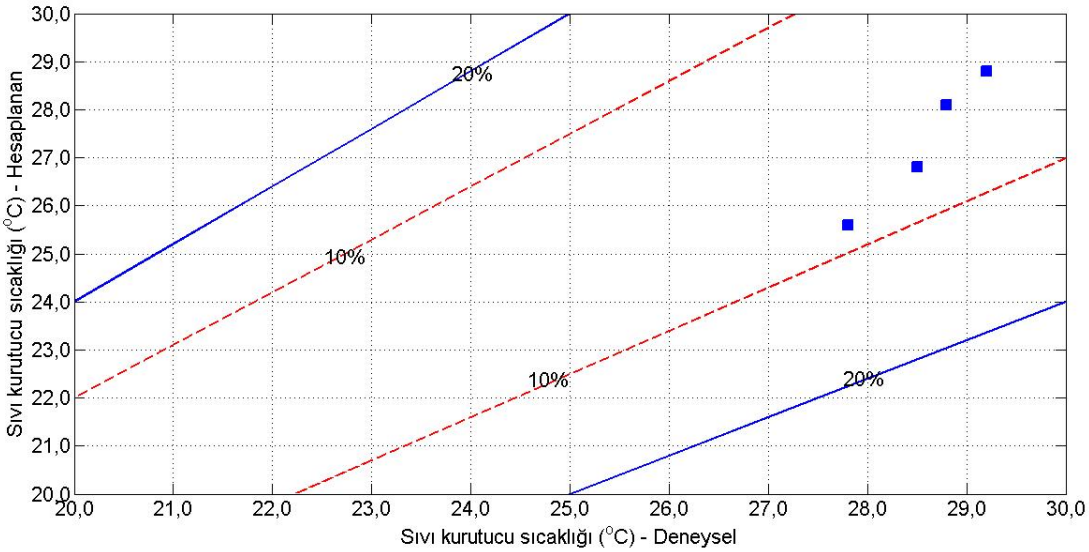
Şekil 7.26 - Şekil 7.28, Çizelge 7.5'te verilen çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin deneysel ve sayısal olarak grafiksel gösterimini vermektedir. Şekillerden görüleceği gibi deneysel veriler ±10%'luk hata dilimi içinde toplanmıştır.

Çizelge 7.7 Sıvı kurutucu içindeki çaışma parametrelerinin dağılımı: Analitik çözüm ile sayısal çözün karşılaştırlıması

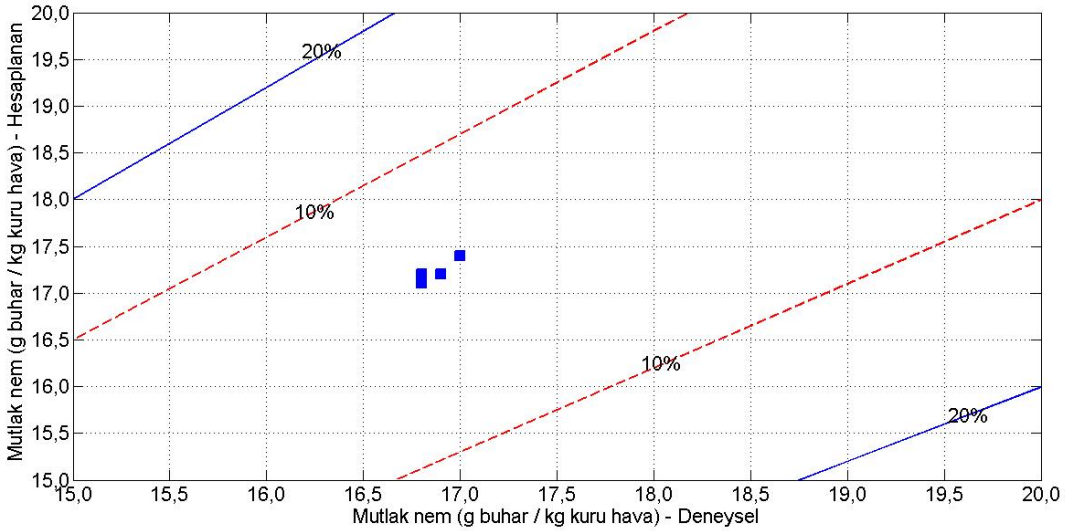
	Analitik çözüm			Sayısal çözüm		
$\dot{m}_h = 0,28$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,4	26,2	25,1	18,1	26,7	24,5
x=0,1 z=0,2	17,0	26,1	25,1	17,4	26,8	24,5
x=0,2 z=0,1	17,3	26,2	25,3	18,2	26,9	24,9
x=0,2 z=0,2	17,0	26,1	25,3	17,4	26,8	24,9
x=0,3 z=0,1	17,1	26,2	26,0	18,0	27,0	25,3
x=0,3 z=0,2	17,1	26,1	26,0	17,5	26,5	25,4
$\dot{m}_h = 0,38$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,5	26,0	25,9	18,3	26,7	25,2
x=0,1 z=0,2	17,3	25,9	25,6	17,5	26,6	25,1
x=0,2 z=0,1	17,6	26,0	26,0	18,1	26,8	25,7
x=0,2 z=0,2	17,5	26,0	26,0	17,7	26,4	25,8
x=0,3 z=0,1	17,6	26,1	26,0	18,3	26,8	26,2
x=0,3 z=0,2	17,6	26,0	26,0	18,2	26,8	26,2
$\dot{m}_h = 0,54$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,5	26,7	26,3	18,2	27,3	25,6
x=0,1 z=0,2	17,5	26,5	26,2	17,3	27,2	25,7
x=0,2 z=0,1	17,6	26,7	26,6	18,3	27,3	25,5
x=0,2 z=0,2	17,6	26,6	26,6	17,5	27,4	26,4
x=0,3 z=0,1	17,8	26,7	26,7	18,3	27,5	27,4
x=0,3 z=0,2	17,7	26,7	26,7	17,7	27,5	27,2
$\dot{m}_h = 0,67$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,5	27,0	26,3	18,1	27,7	26,0
x=0,1 z=0,2	17,4	26,8	26,4	17,1	27,4	25,9
x=0,2 z=0,1	17,6	27,2	27,0	18,1	27,6	27,0
x=0,2 z=0,2	17,6	27,2	26,9	17,4	27,5	26,9
x=0,3 z=0,1	17,8	27,0	27,0	18,3	27,6	27,7
x=0,3 z=0,2	17,7	27,1	27,1	17,7	27,8	27,6



Şekil 7.26 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı nemli hava debileri için elde edilen nemli hava çıkış sıcaklıkları değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

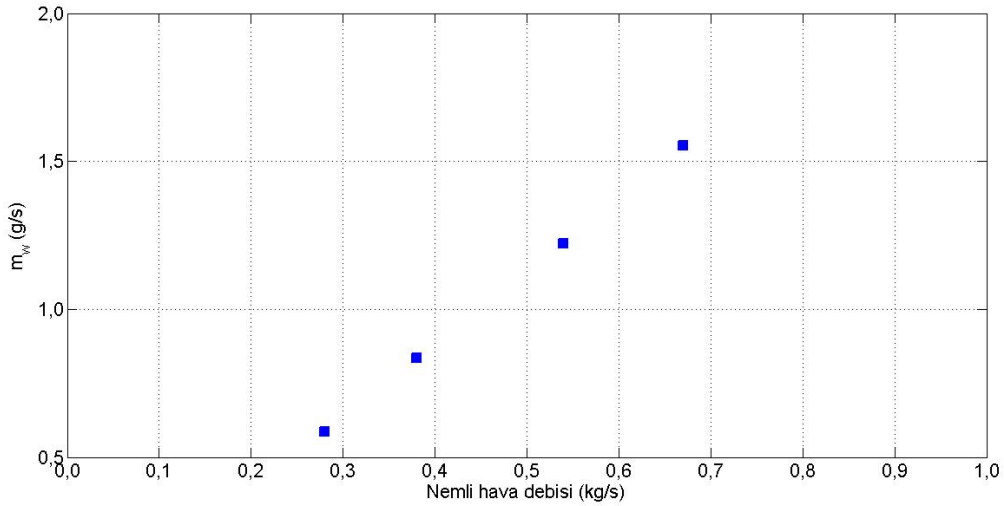


Şekil 7.27 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı nemli hava debileri için elde edilen sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

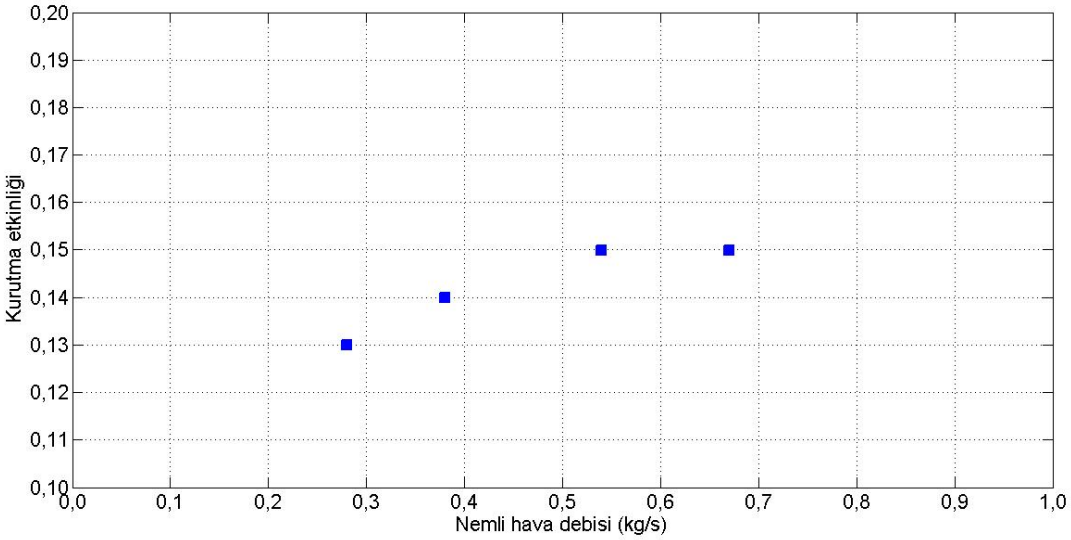


Şekil 7.28 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı nemli hava debileri için elde edilen mutlak nem miktarı çıkış değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

Şekil 7.29 ve Şekil 7.30'da Çizelge 7.6'da tanımlanan şartlardaki kurutucuda yoğuşan nem miktarı ve kurutucu etkinliği değerleri nemli hava debisinin bir fonksiyonu olarak verilmiştir.

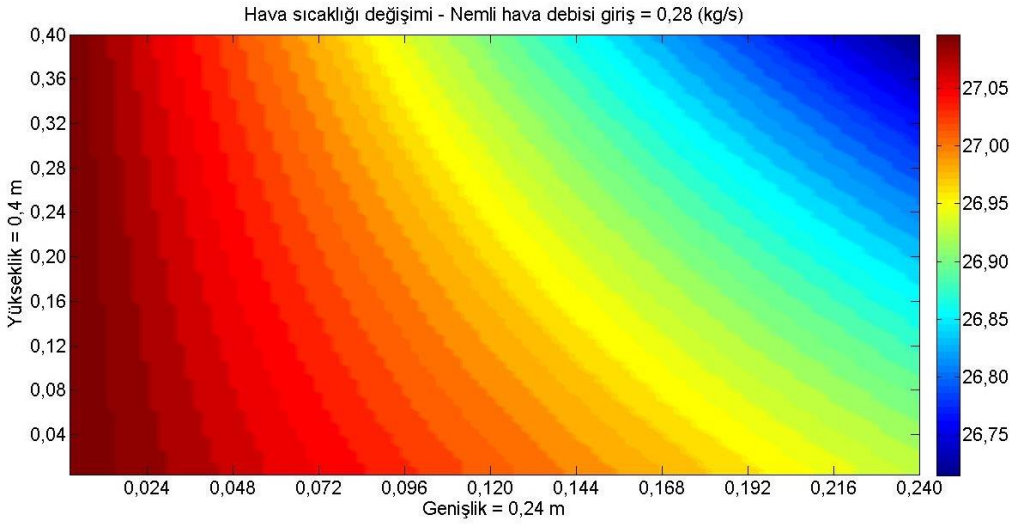


Şekil 7.29 Değişen nemli hava debilerinin adyabatik kurutucuda yoğuşan nem miktarı değerlerine etkisi

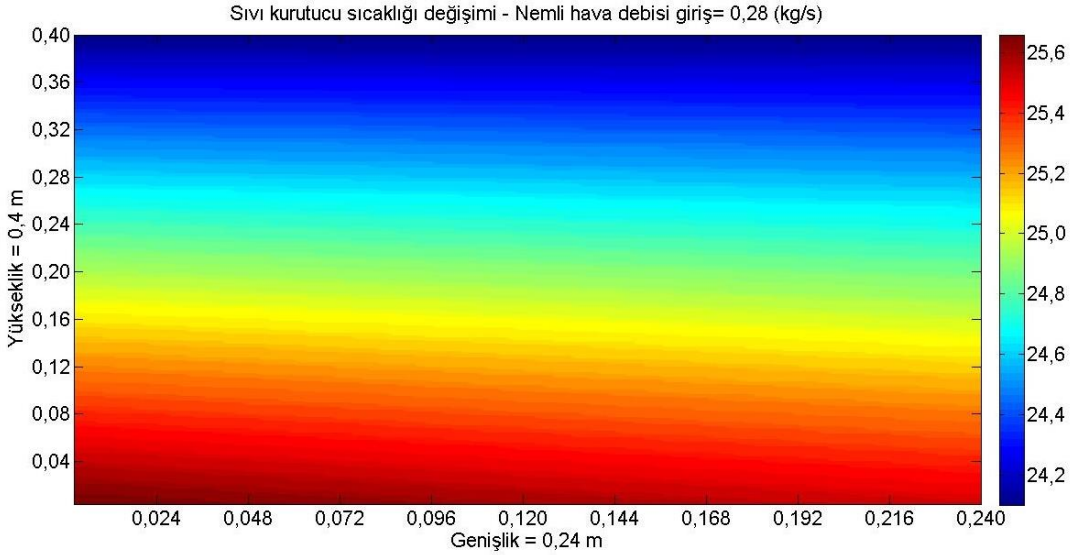


Şekil 7.30 Değişen nemli hava debilerinin adyabatik kurutucudaki kurutma etkinliği değerlerine etkisi

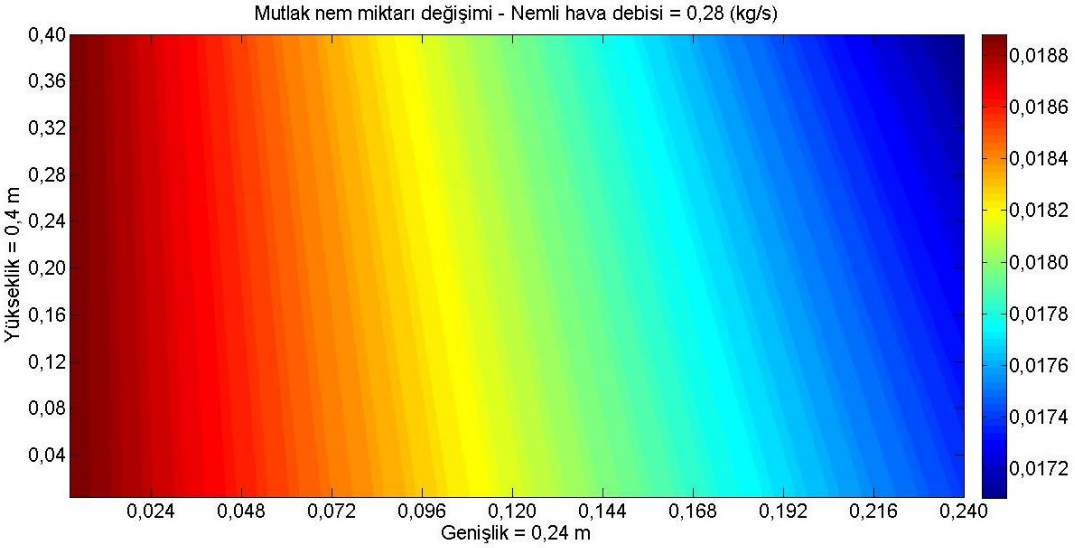
Hava akış debilerinin kurutma etkinliği ve kurutucu içindeki yoğuşan nem miktarına olan etkisi Şekil 7.29 ve Şekil 7.30 gösterilmektedir. Artan nemli hava debileri, kurutucu içinde yoğuşan nem miktarının artmasına yol açacaktır. Kurutma etkinliği değerleri ise (7.31) denklemindeki pay ve payda oranına göre şekillendiği için değişik giriş şartlarında farklı sonuçlar vermeye meyillidir. Bu yüzden bu değer için kesin bir şey söylemek mümkün olmamaktadır. Fakat literatür çalışmalarında hava debilerinini kurutma performansı üzerindeki etkileri hakkında değişik bulgulara rastlanmaktadır. Koronaki et al.(2013) nemli hava debilerinin nem alma performasnı üstünde negatif bir etki yarattığını ileri sürmüştür. Nemli havanın kurutucu içinde geçirdiği süre hava debilerinin artmasıyla azalacak bundan dolayı nemli havanın sıvı kurutucuyla olan temas süresi de azalacak ve hava içindeki yoğuşan nem miktarı da belirli bir düşme eğilimine girecektir. Bu konu üzerinde kesin bir hüküm vermek için deneysel çalışmaların nemli hava debileri üzerinde daha çok yoğunlaşması gerekmektedir. Şekil 7.31 – Şekil 7.42 çalışma parametrelerinin adyabatik kurutucu içerisindeki değişimi verilmektedir.



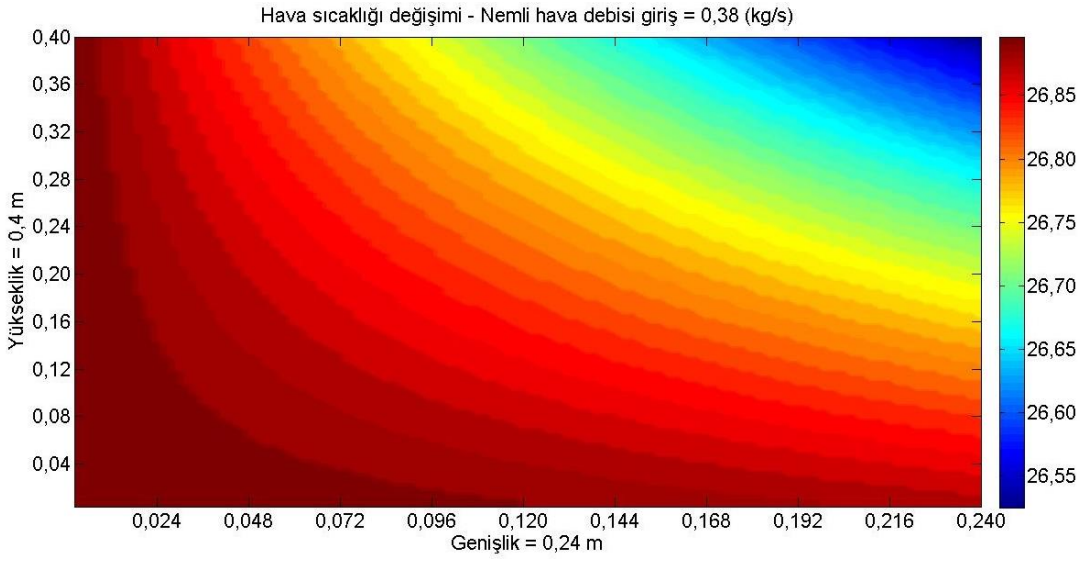
Şekil 7.31 0,28 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



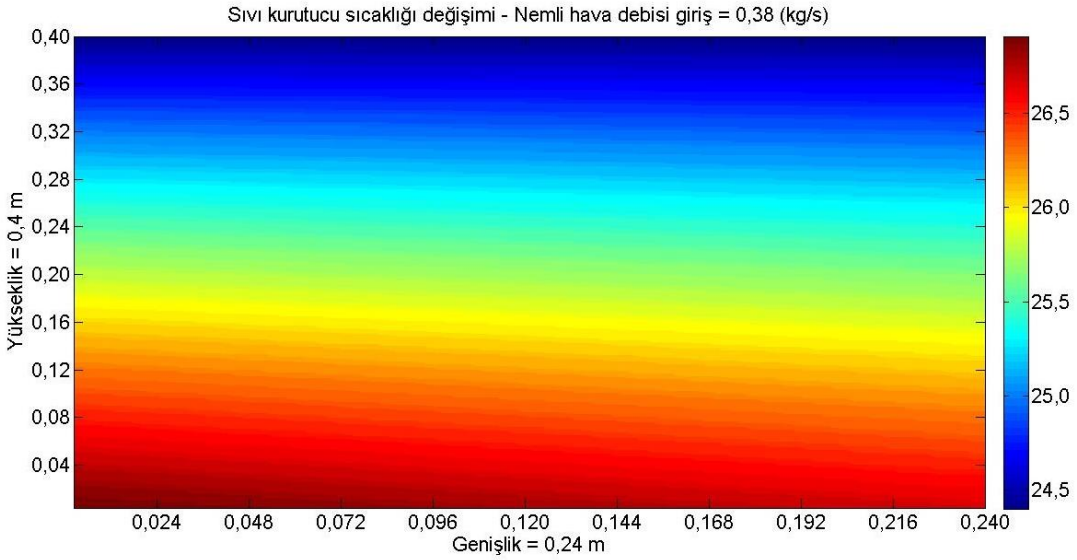
Şekil 7.32 0,28 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



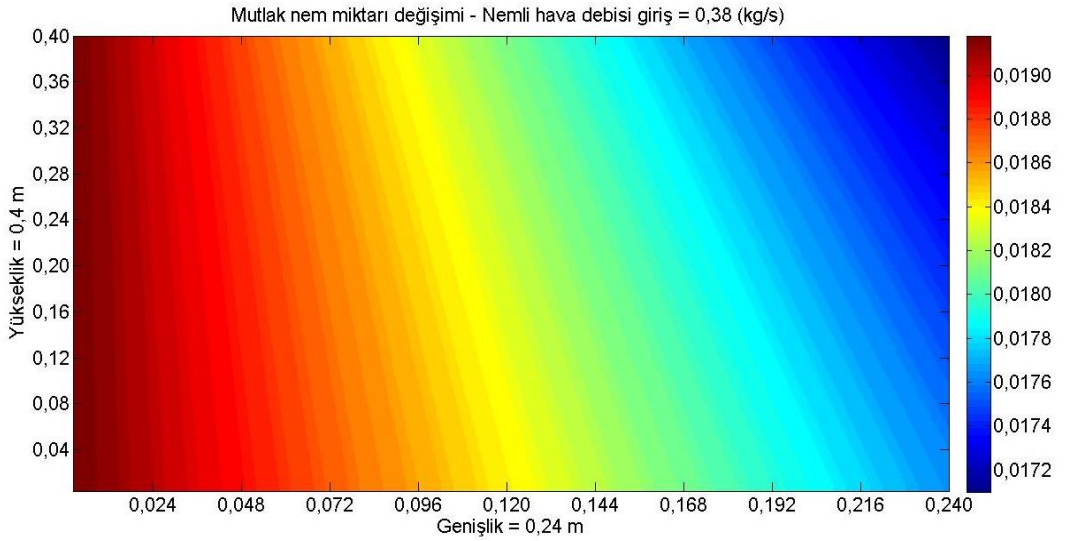
Şekil 7.33 0,28 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



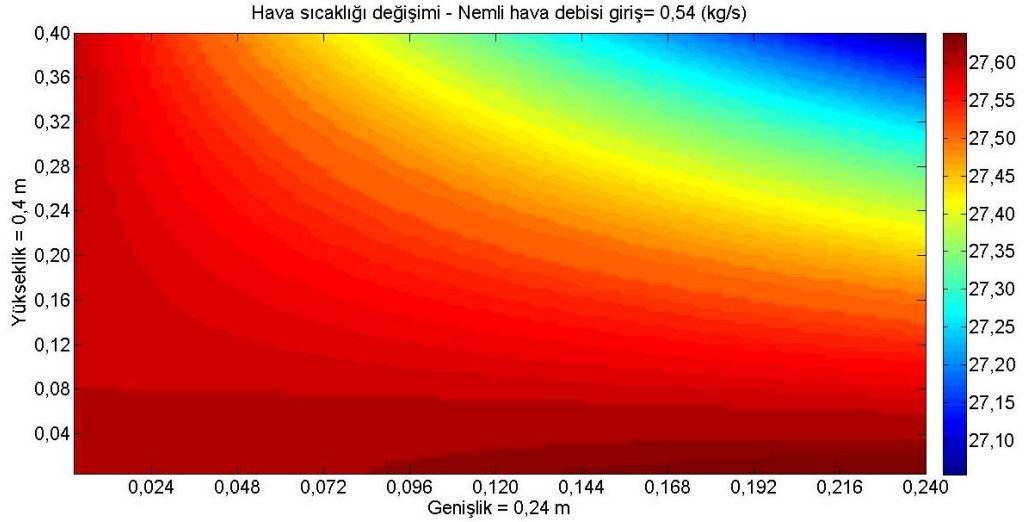
Şekil 7.34 0,38 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



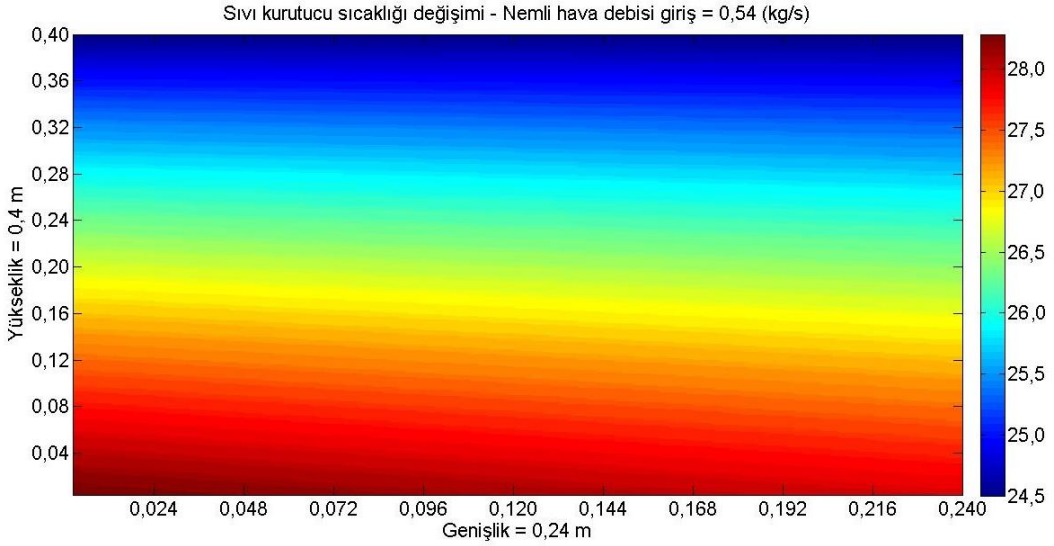
Şekil 7.35 0,38 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



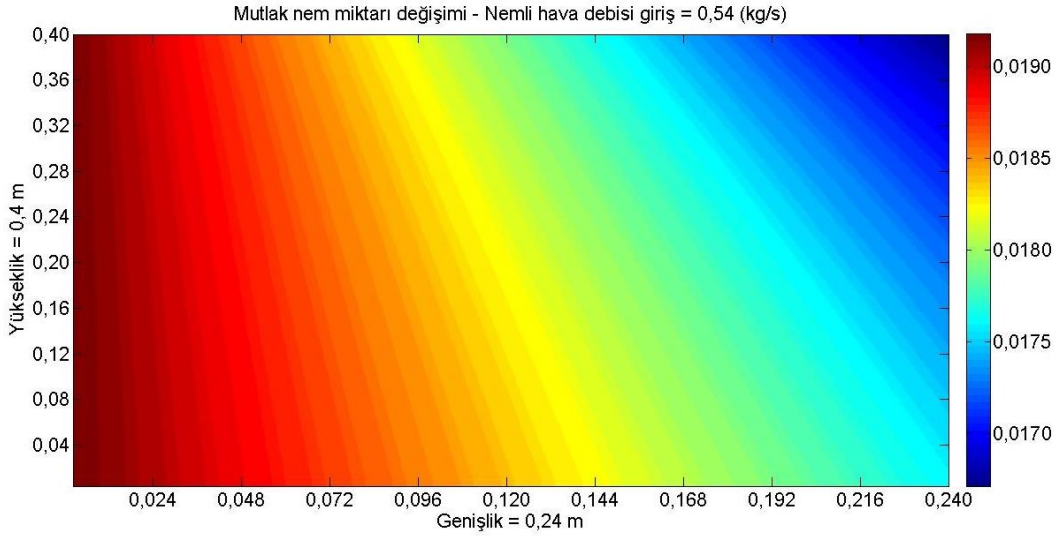
Şekil 7.36 0,38 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



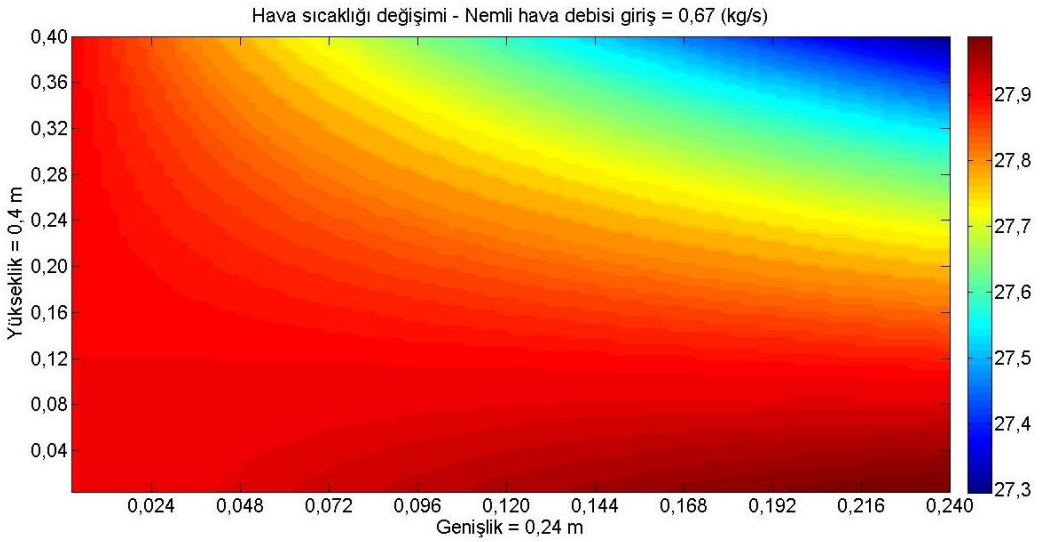
Şekil 7.37 0,54 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



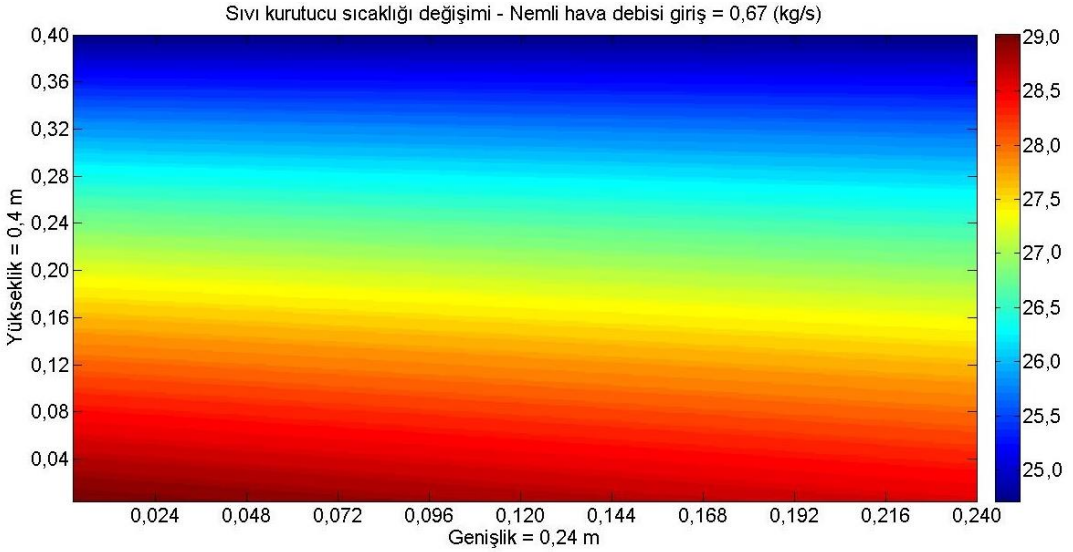
Şekil 7.38 0,54 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



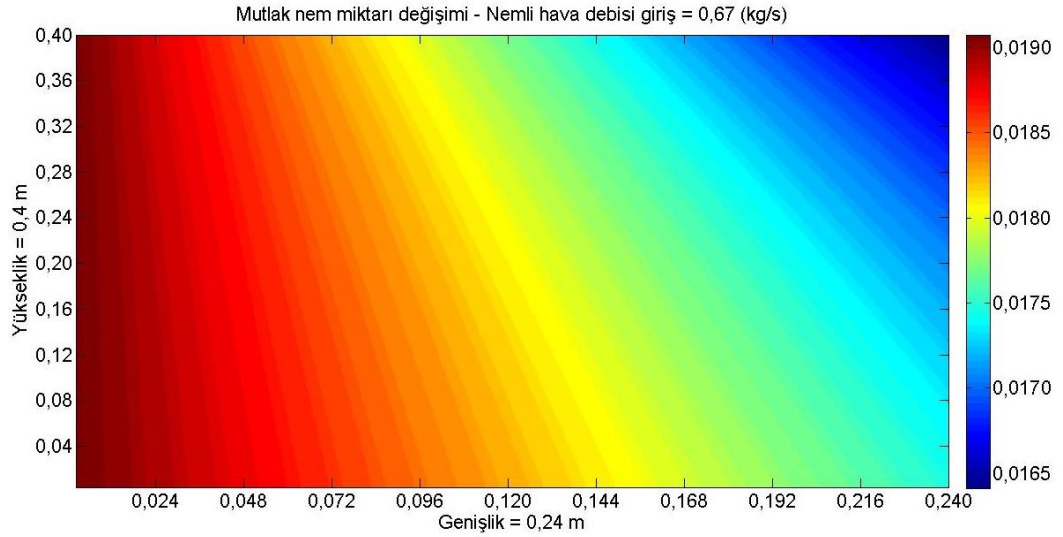
Şekil 7.39 0,54 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



Şekil 7.40 0,67 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklarının değişimi



Şekil 7.41 0,67 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



Şekil 7.42 0,67 kg/s nemli hava debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi

7.3.3 Sıvı kurutucu debilerinin adyabatik kurutma performansına olan etkileri

Bu bölümde kurutma sisteminde giren sıvı kurutucu debilerinin kurutma etkinliği ve kurutucu içinde yoğuşan nem miktarı değerlerine olan etkileri karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Çizelge 7.8'de değişik sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki çıkış çalışma parametreleri değerlerinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge 7.9'da farklı sıvı kurutucu debilerinin fonksiyonu olarak ortaya çıkan kurutma etkinliği ve kurutucu içinde yoğuşan nem miktarı değerleri verilmektedir. Çizelge 7.10 analitik ve sayısal olarak elde edilmiş çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki dağılımını vermekte ve bu değerleri karşılaştırmaktadır.

Çizelge 7.8 Değişen sıvı kurutucu debilerinin bir fonksiyonu olarak çıkış çalışma parametrelerinin değişimi

	$m_{s,gir}$=0,17 (kg/s)	$m_{s,gir}$=0,34 (kg/s)	$m_{s,gir}$=0,46 (kg/s)	$m_{s,gir}$=0,61 (kg/s)
$T_{h,gir}$ (°C)	26,8	26,7	26,5	26,1
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	25,1	25,2	24,8	25,4
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	26,7	26,6	26,4	26,0
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	19,4	19,1	19,3	18,9
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	17,4	17,0	24,8	16,8
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	17,8	17,4	26,4	17,2
$T_{s,gir}$ (°C)	24,9	25,4	25,6	25,8
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	29,1	28,5	28,1	28,4
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	28,3	27,3	27,2	26,9
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,17	0,34	0,46	0,61
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,36	0,38	0,41	0,40

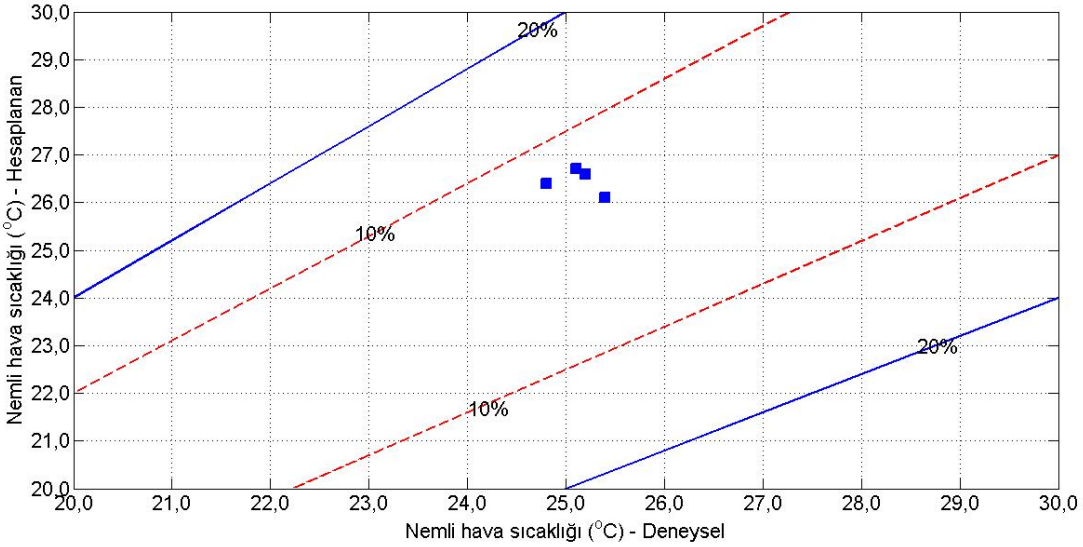
Çizelge 7.9 Değişen sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki kurutucu etkinliği ve yoğuşan nem miktarı değerleri

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$m_{s,gir}$ = 0,28 (kg/s)	0,721	0,13
$m_{s,gir}$ = 0,34 (kg/s)	0,799	0,14
$m_{s,gir}$ = 0,46 (kg/s)	0,902	0,14
$m_{s,gir}$ = 0,61 (kg/s)	0,841	0,14

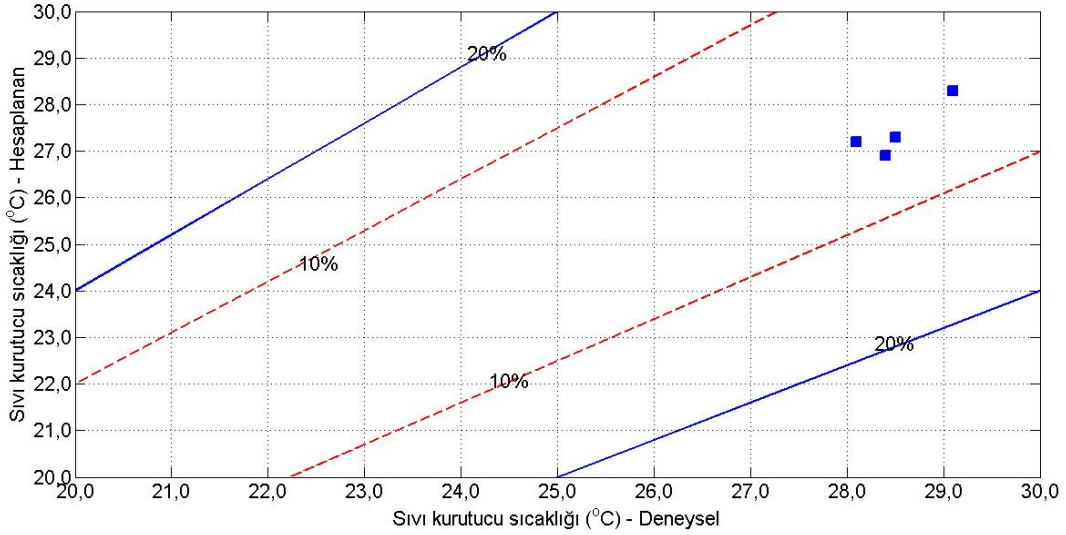
Çizelge 7.10 Çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki değişimi

	Analitik çözüm			Sayısal çözüm		
$\dot{m}_s = 0,17$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,8	26,0	25,9	18,6	26,7	25,9
x=0,1 z=0,2	17,7	25,9	25,8	17,9	26,7	25,8
x=0,2 z=0,1	17,8	26,0	26,1	18,7	26,8	26,8
x=0,2 z=0,2	17,8	26,0	26,0	18,1	26,8	26,7
x=0,3 z=0,1	18,0	26,0	26,6	18,6	26,8	27,5
x=0,3 z=0,2	17,9	26,0	26,3	18,2	26,8	27,6
$\dot{m}_s = 0,34$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,5	25,9	25,8	18,3	26,7	25,9
x=0,1 z=0,2	17,4	25,8	25,8	17,6	26,6	25,9
x=0,2 z=0,1	17,5	25,9	25,8	18,3	26,6	26,4
x=0,2 z=0,2	17,5	25,9	25,9	17,7	26,6	26,4
x=0,3 z=0,1	17,6	26,0	25,8	18,3	26,7	26,9
x=0,3 z=0,2	17,6	26,0	25,9	17,8	26,7	26,8
$\dot{m}_s = 0,46$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,9	25,9	25,6	18,5	26,5	26,0
x=0,1 z=0,2	17,6	25,7	25,6	17,7	26,4	26,0
x=0,2 z=0,1	17,7	25,7	25,6	18,5	26,4	26,4
x=0,2 z=0,2	17,7	25,7	25,6	17,8	26,5	26,4
x=0,3 z=0,1	17,7	25,7	25,7	18,6	26,5	26,8
x=0,3 z=0,2	17,7	25,7	25,7	17,9	26,5	26,8
$\dot{m}_s = 0,61$ kg/s	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	17,4	25,5	25,3	18,1	26,0	26,1
x=0,1 z=0,2	17,2	25,3	25,4	17,4	26,0	26,0
x=0,2 z=0,1	17,4	25,4	25,6	18,1	26,1	26,4
x=0,2 z=0,2	17,3	25,3	25,7	17,5	26,1	26,3
x=0,3 z=0,1	17,3	25,3	25,6	18,2	26,1	26,6
x=0,3 z=0,2	17,3	25,4	25,7	17,5	26,4	26,6

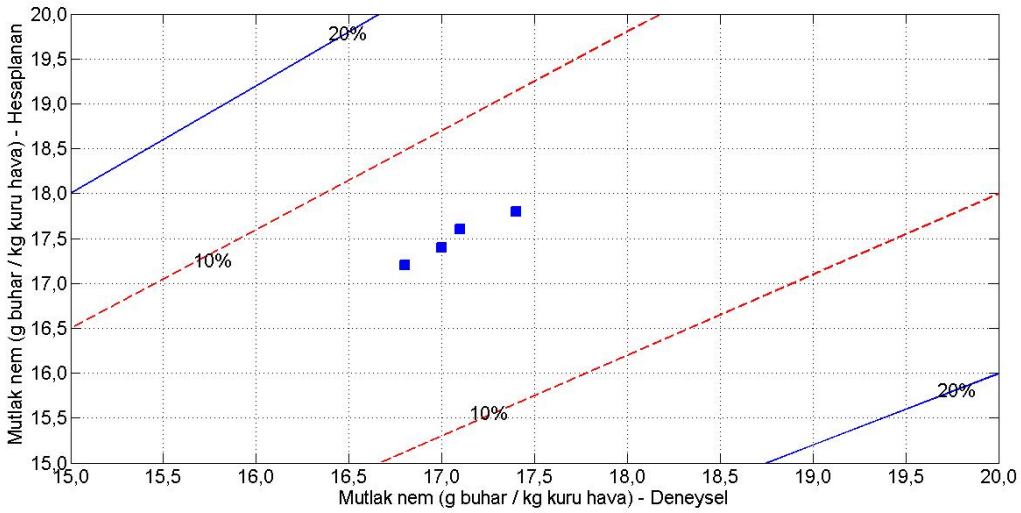
Şekil 7.43-Şekil 7.45 deneysel ve sayısal olarak elde edilen verilerin grafik olarak gösterimini sağlamaktadır.



Şekil 7.43 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı sıvı kurutucu debileri için elde edilen nemli hava çıkış sıcaklıkları değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

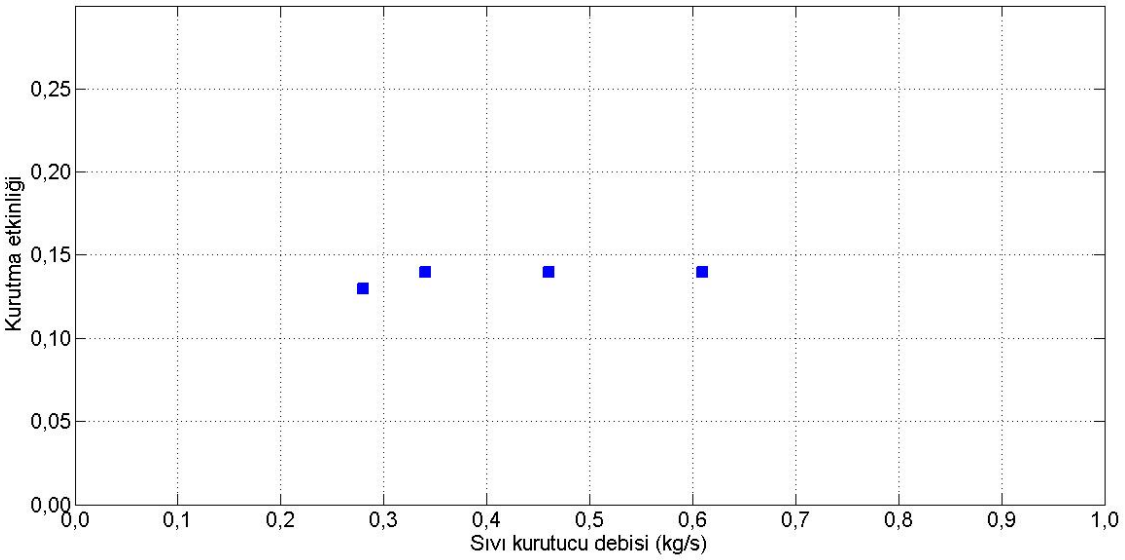


Şekil 7.44 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı sıvı kurutucu debileri için elde edilen sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

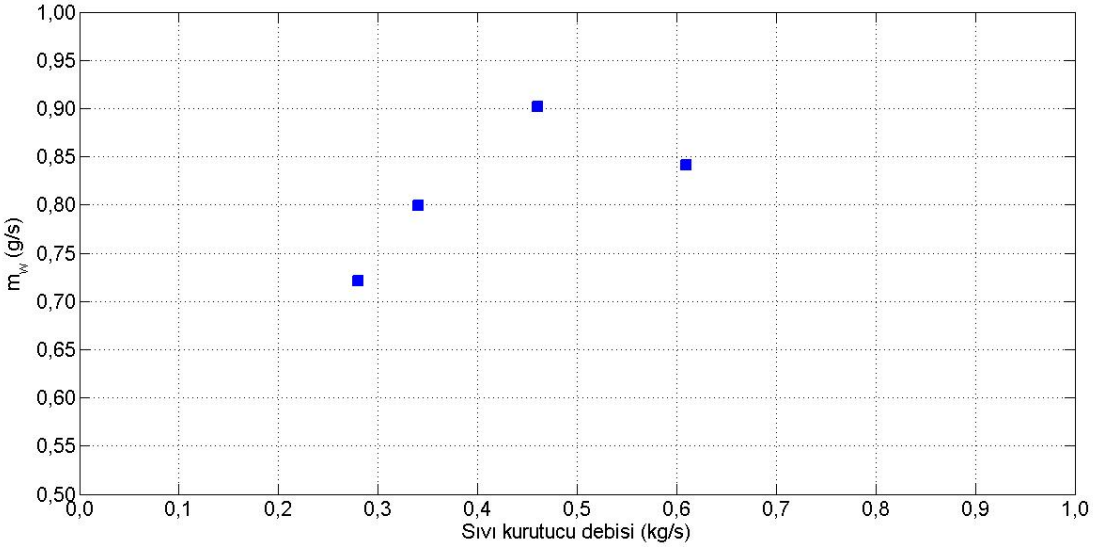


Şekil 7.45 Adyabatik kurutuculardа yapılan deneylerde farklı sıvı kurutucu debileri için elde edilen mutlak nem miktarı çıkış değerlerinin hata yüzdelik dilimleri

Şekil 7.46 ve Şekil 7.47 farklı sıvı kurutucu debilerinin fonskiyonu olarak elde edilmiş kurutma etkinliği ve kurutucu içindeki yoğuşan nem miktarı değerlerinin grafiksel olarak gösterimini vermektedir. Şekillerden anlaşılacağı gibi sıvı kurutucu debileri arttıkça kurutucu içinde yoğuşan nem miktarı ve kurutma etkinliği değerleri artmıştır. Sıvı kurutucu debileri arttıkça nemli hava ile temas eden toplam yüzey alanı artacak bu artış daha yüksek kütle transferi potansiyeli yaratacaktır. Artan kütle transferi potansiyeli sonucunda mutlak nem miktarı çıkış değerleri artacak ve Denklem (7.31)' deki bağıntıdan da görüleceği gibi kurutma etkinliği değerleri aratacaktır.

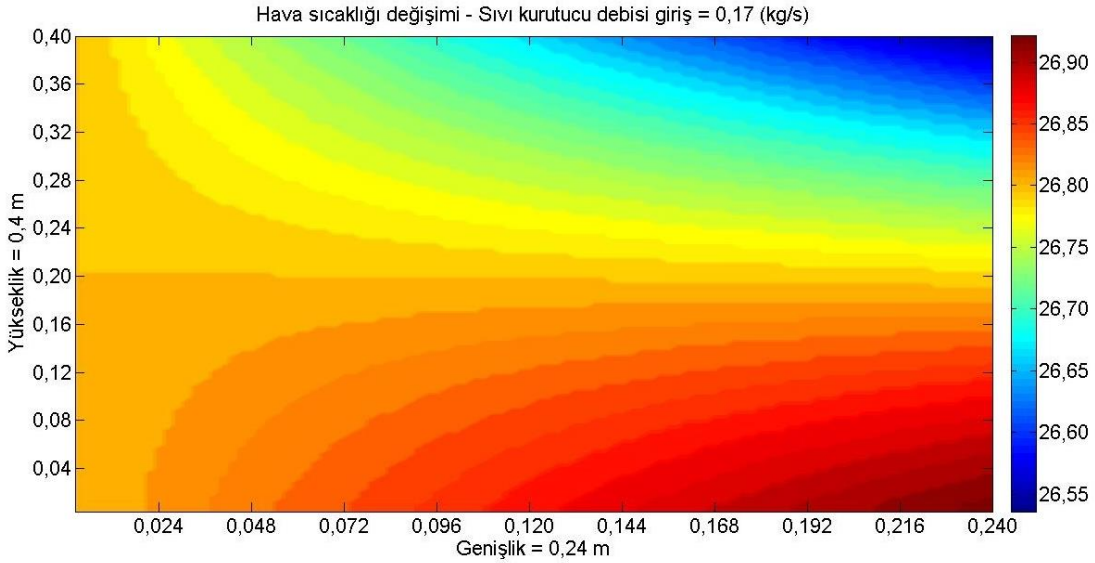


Şekil 7.46 Kurutma etkinliği değerlerinin sıvı kurutucu debilerinin fonksiyonu olarak değişimi

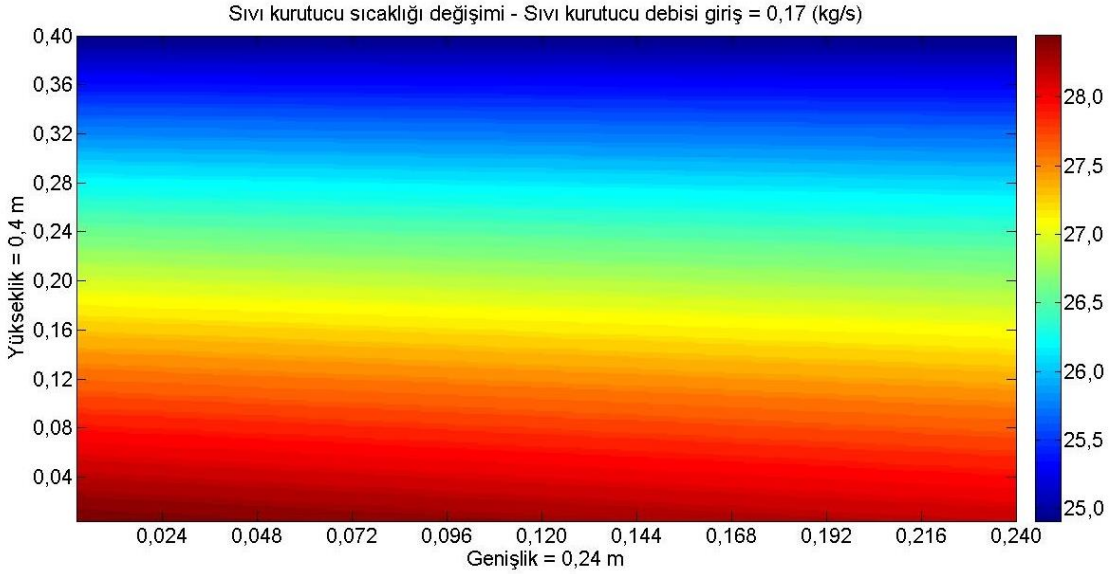


Şekil 7.47 Kurutucu içinde yoğuşan nem miktarının sıvı kurutucu debilerinin fonksiyonu olarak değişimi

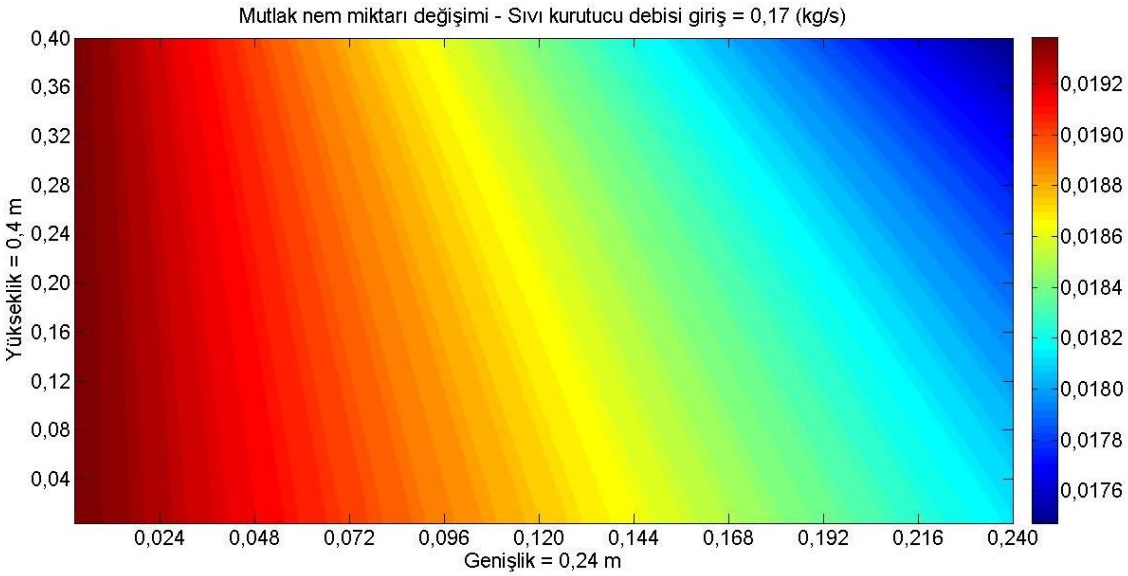
Şekil 7.48 – Şekil 7.59 nümerik yöntemle elde edilmiş çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki değişimini grafiksel bir biçimde göstermektedir



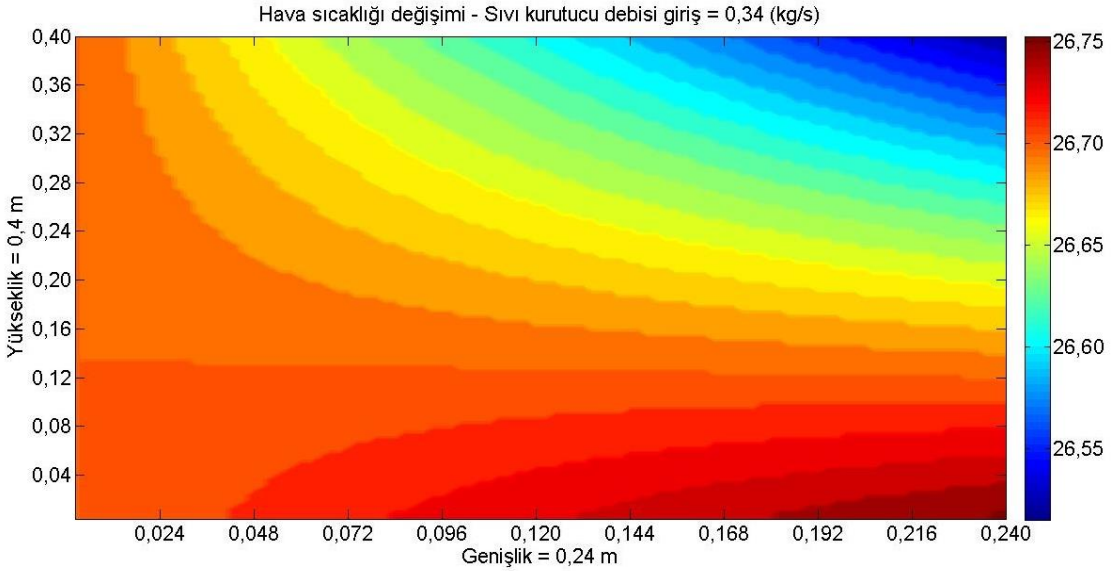
Şekil 7.48 0,17 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



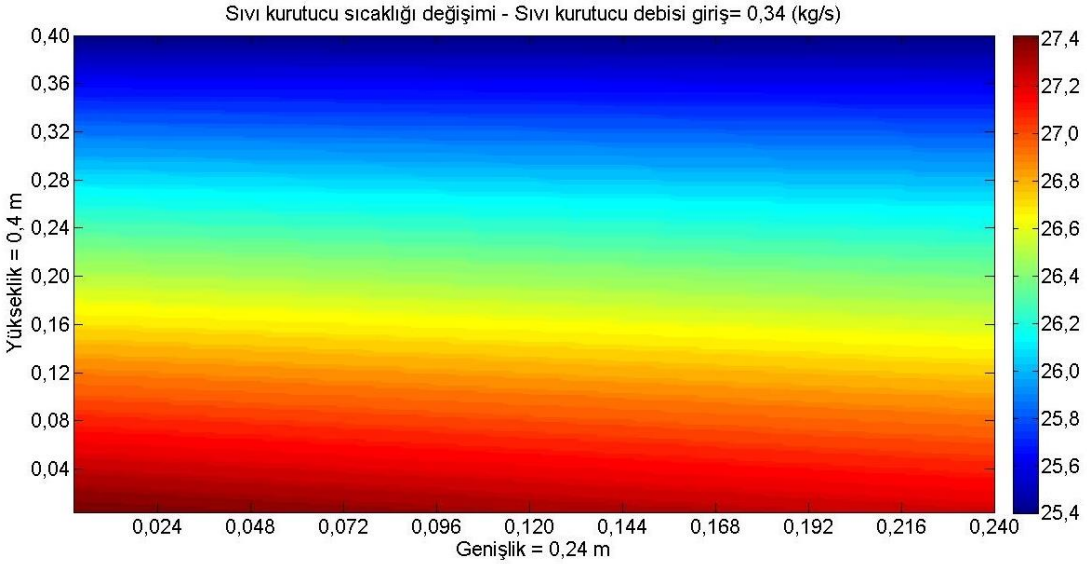
Şekil 7.49 0,17 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarıı değişimi



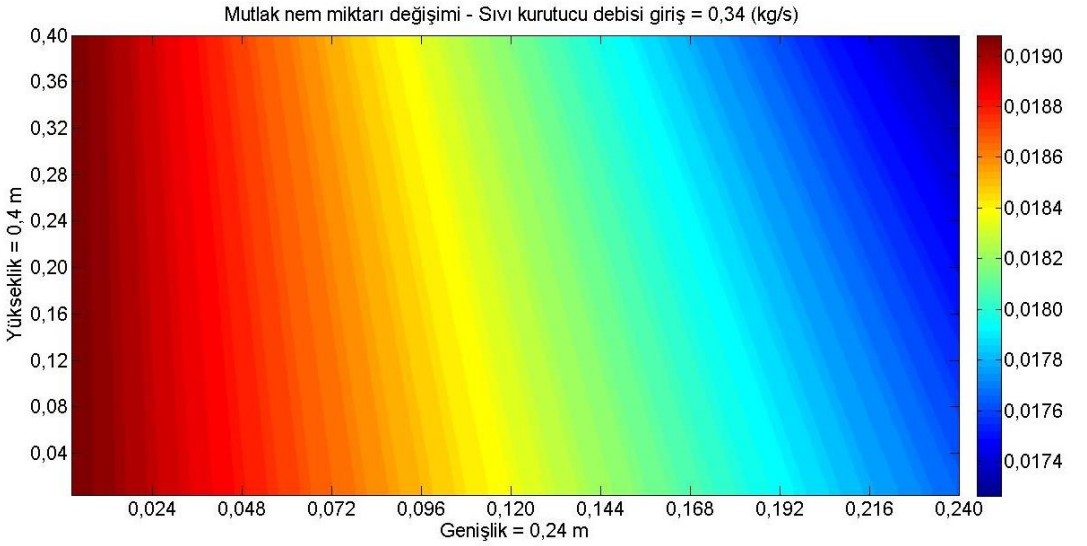
Şekil 7.50 0,17 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



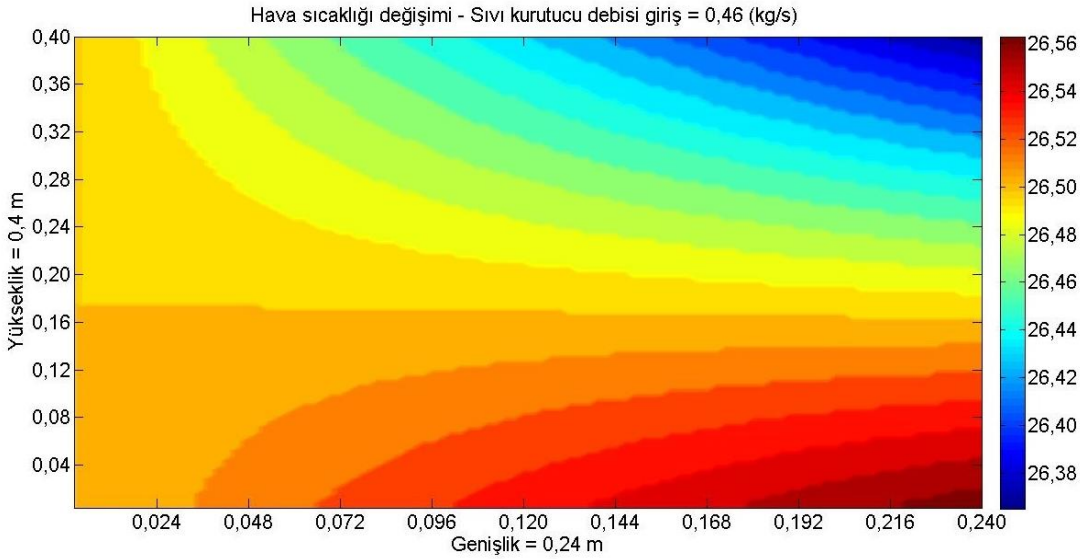
Şekil 7.51 0,34 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



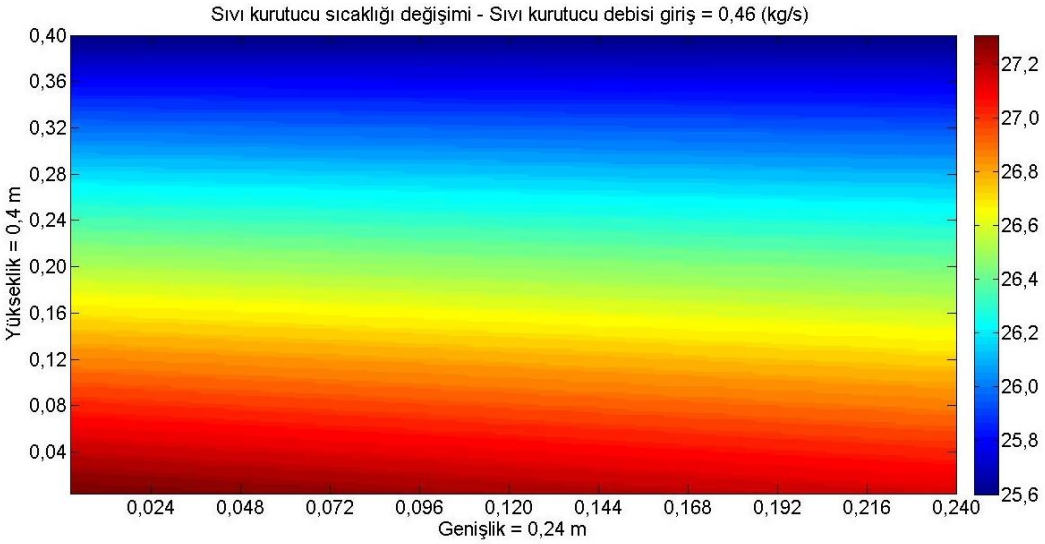
Şekil 7.52 0,34 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklığı değişim



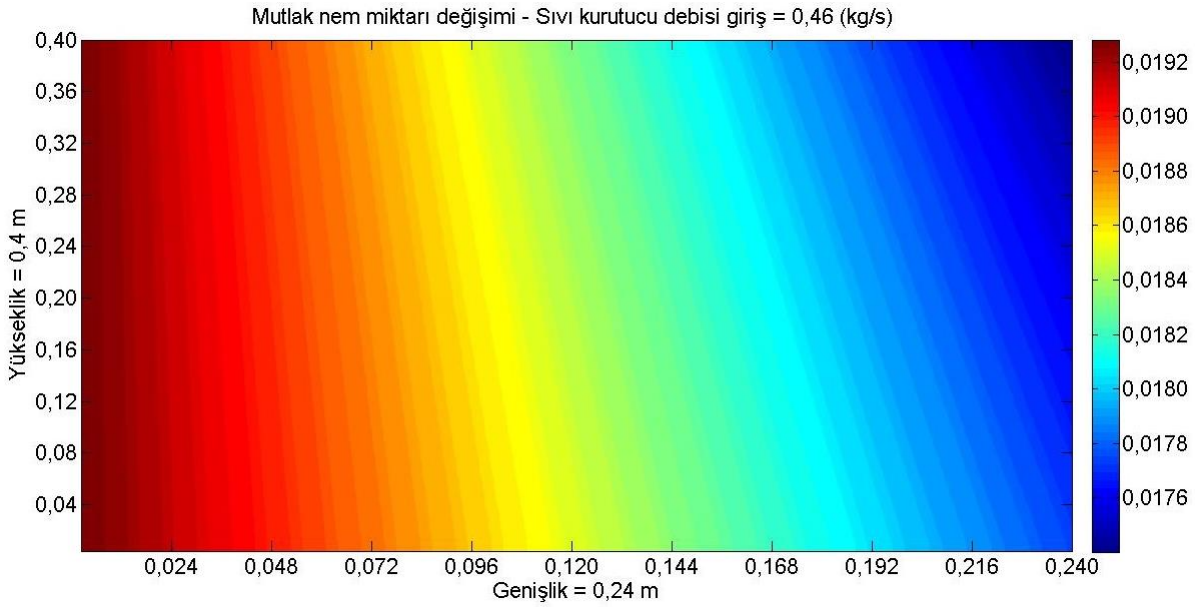
Şekil 7.53 0,34 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişim



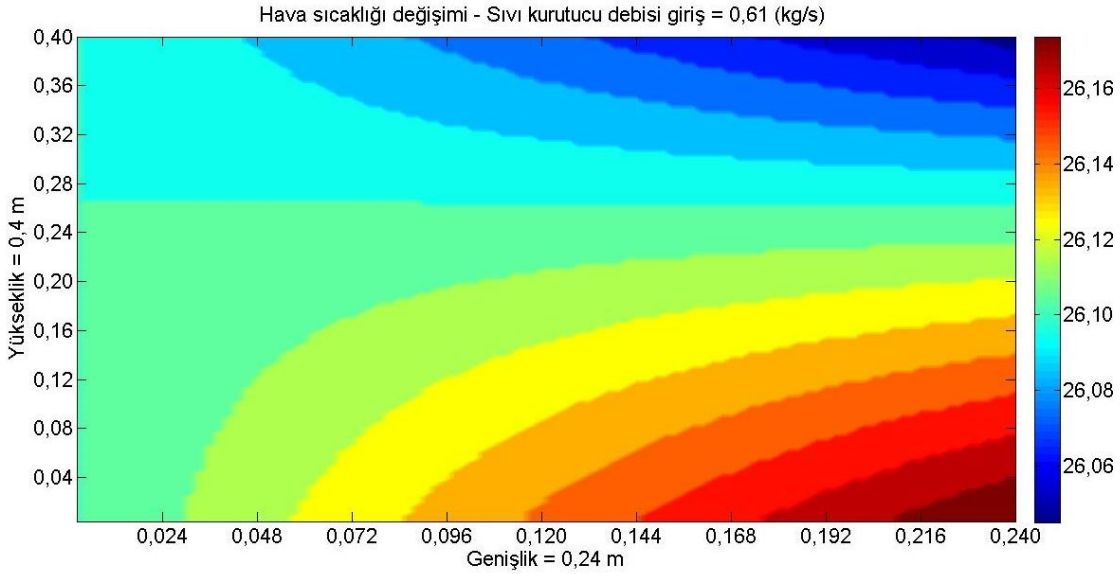
Şekil 7.54 0,46 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



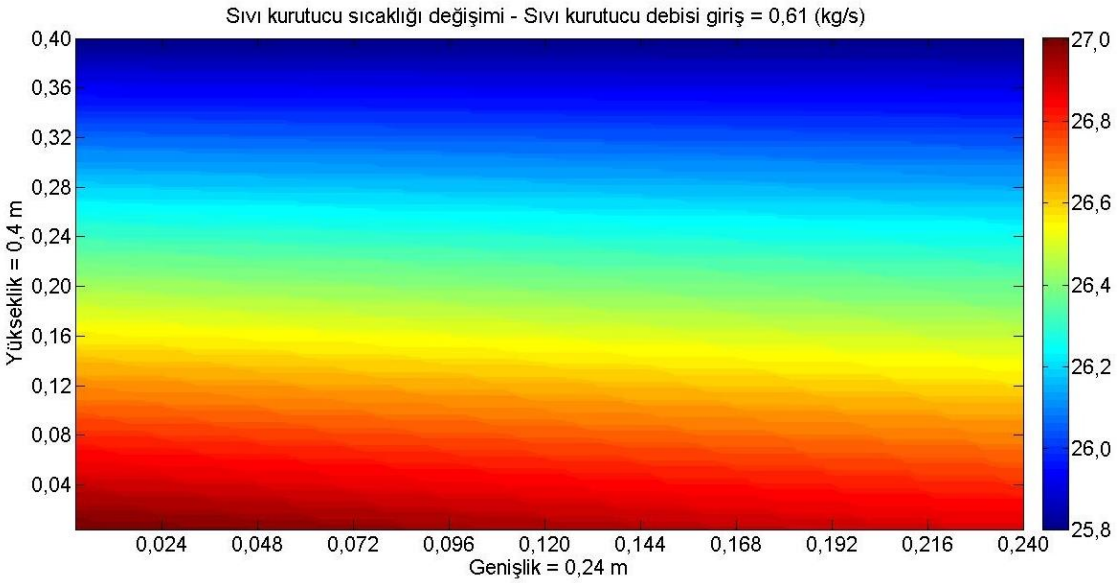
Şekil 7.55 0,46 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



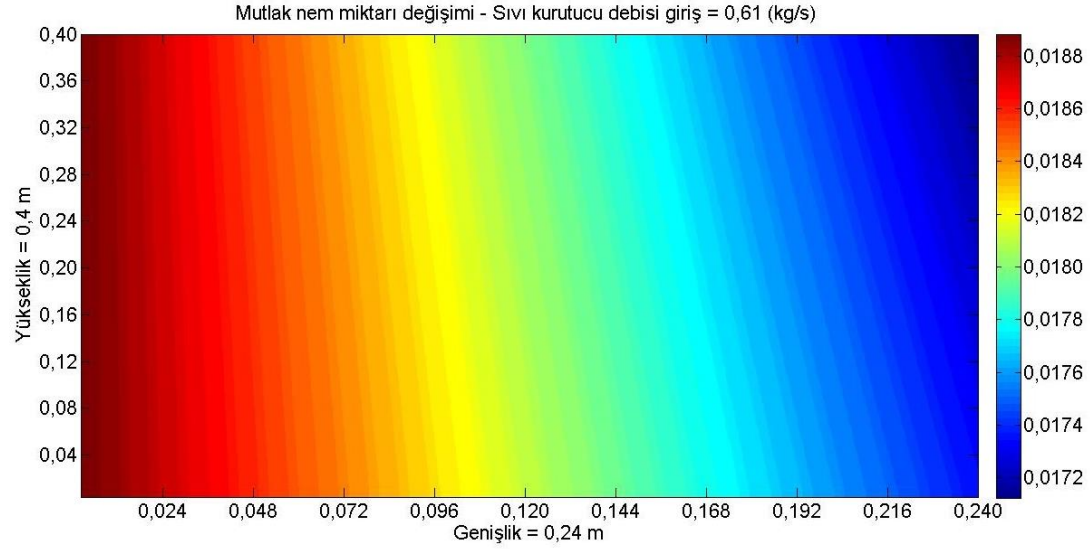
Şekil 7.56 0,46 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



Şekil 7.57 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



Şekil 7.58 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



Şekil 7.59 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi

7.3.4 Mutlak nem giriş miktarlarının adyabatik kurutucu performansına olan etkileri

Bu bölümde kurutucuya giren mutlak nem miktarlarının kurutma performasına olan etkileri karşılaştırılmalı olarak değerlendirilmiştir. Çizelge 7.11'de farklı giriş mutlak nem miktarı değerlerinin çıkış çalışma parametreleri değerlerine olan etkisi deneysel ve sayısal olarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Çizelge 7.12 'de ise kurutucu etkinliği ve kurutucuda yoğuşan nem miktarının giriş mutlak nem miktarı değerlerinin bir fonksiyonu olarak değişimi verilmiştir. Çizelge 7.13'te nümerik ve analitik çözümlerden elde edilmiş çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki dağılımı karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

Çizelge 7.11 Çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin mutlak nem miktarı giriş değerlerinin bir fonksiyonu olarak değişimi

	$\omega_{h,gir}$ = 17,1 (g_b/kg_{kh})	$\omega_{h,gir}$ =18,6 (g_b/kg_{kh})	$\omega_{h,gir}$ = 19,9 (g_b/kg_{kh})
$T_{h,gir}$ (°C)	25,6	25,7	25,4
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	24,1	24,8	24,7
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	25,5	25,6	25,4
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	17,1	18,6	19,9
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	15,1	16,5	17,7
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	15,5	16,9	18,1
$T_{s,gir}$ (°C)	24,2	24,4	24,8
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	27,1	27,8	28,1
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	25,8	26,3	27,2
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,33	0,31	0,28
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,32	0,33	0,37

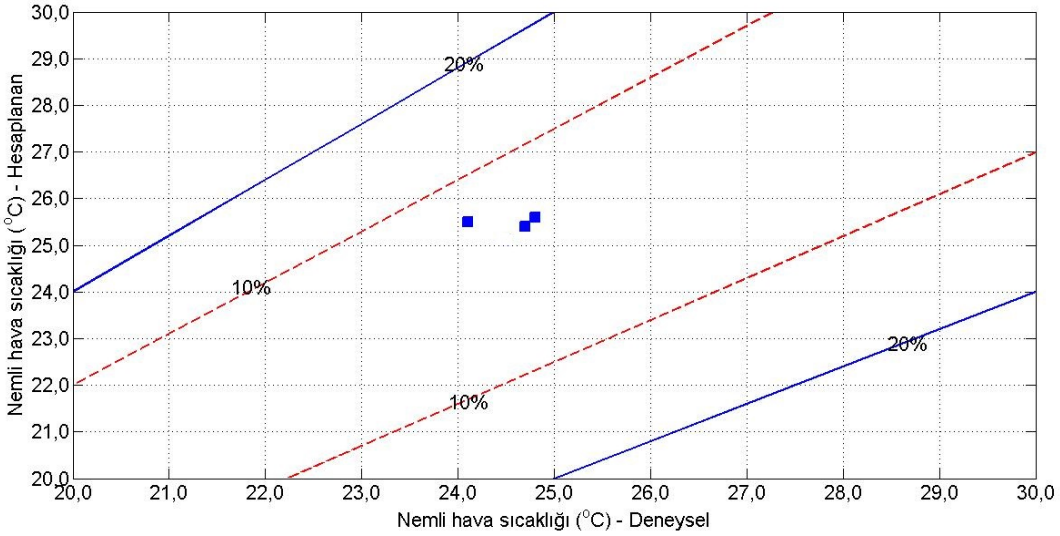
Çizelge 7.12 Kurutma etkinliği ve kurutucu içindeki yoğuşan nem miktarının giriş mutlak nem miktarının bir fonskiyonu olarak değişimi

	m_{nc} (g/s)	η_{etk}
$\omega_{a,gir}$ = 17,1(g_b/kg_{kh})	0,641	0,14
$\omega_{a,gir}$ = 18,6 (g_b/kg_{kh})	0,692	0,14
$\omega_{a,gir}$ = 19,9 (g_b/kg_{kh})	0,814	0,13

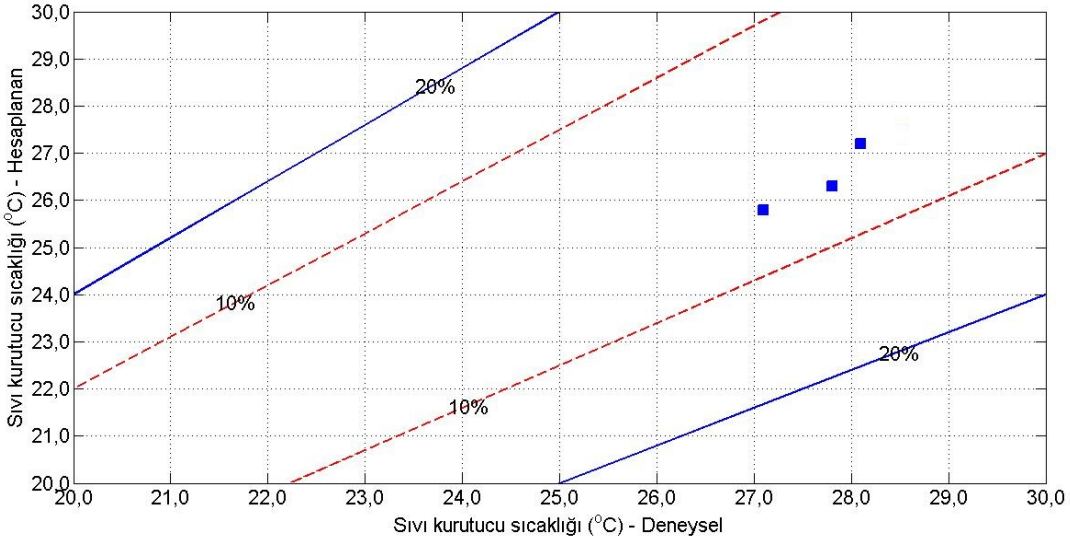
Çizelge 7.13 Sayısal ve analitik çözümler ile elde edilen çalışma parametrelerini kurutucu içindeki değişimi

	Analitik çözüm			Sayısal çözüm		
$\omega_h = 17,1$ g/kg	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	15,6	24,9	24,8	16,4	25,5	24,6
x=0,1 z=0,2	15,4	24,8	24,8	15,7	25,4	24,6
x=0,2 z=0,1	15,6	24,9	24,9	16,4	25,5	25,0
x=0,2 z=0,2	15,4	24,9	24,8	15,8	25,5	25,0
x=0,3 z=0,1	15,7	24,9	24,9	16,4	25,5	25,4
x=0,3 z=0,2	15,5	24,9	24,8	15,8	25,5	25,4
$\omega_h = 18,6$ g/kg	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	16,9	25,0	24,8	17,8	25,6	24,9
x=0,1 z=0,2	16,7	24,9	24,8	17,1	25,6	24,9
x=0,2 z=0,1	16,9	24,9	25,0	17,8	25,5	25,4
x=0,2 z=0,2	16,9	25,0	25,0	17,2	25,6	25,3
x=0,3 z=0,1	17,0	25,0	24,9	17,9	25,7	25,9
x=0,3 z=0,2	16,9	25,0	25,1	17,2	25,7	25,7
$\omega_h = 19,9$ g/kg	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)	ω_h (g/kg)	T_h (°C)	T_s (°C)
x=0,1 z=0,1	18,1	24,6	24,5	19,0	25,4	25,4
x=0,1 z=0,2	18,0	24,6	24,6	18,3	25,4	25,4
x=0,2 z=0,1	18,5	24,6	25,6	19,1	25,4	26,1
x=0,2 z=0,2	18,1	24,7	25,6	18,4	25,4	26,0
x=0,3 z=0,1	18,4	24,7	25,9	19,2	25,4	26,7
x=0,3 z=0,2	18,2	24,7	26,0	18,5	25,5	26,6

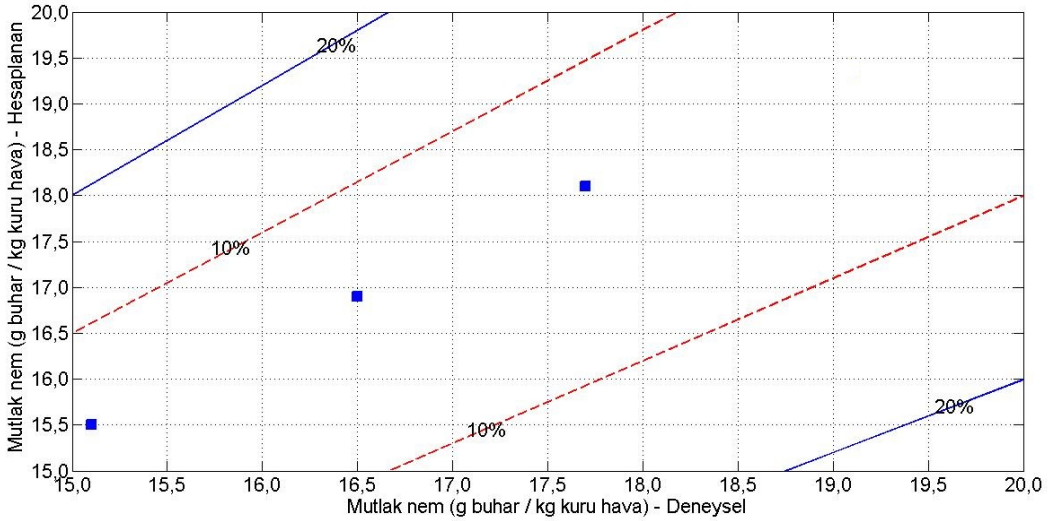
Şekil 7.60 – Şekil 7.62, Çizelge 7.11'de verilen çalışma parametrelerinin grafiksel gösterimini sunmaktadır



Şekil 7.60 Adyabatik kurutucularda yapılan deneylerde farklı giriş nem miktarları için elde edilen nemli hava çıkış sıcaklığı değerlerinin sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması

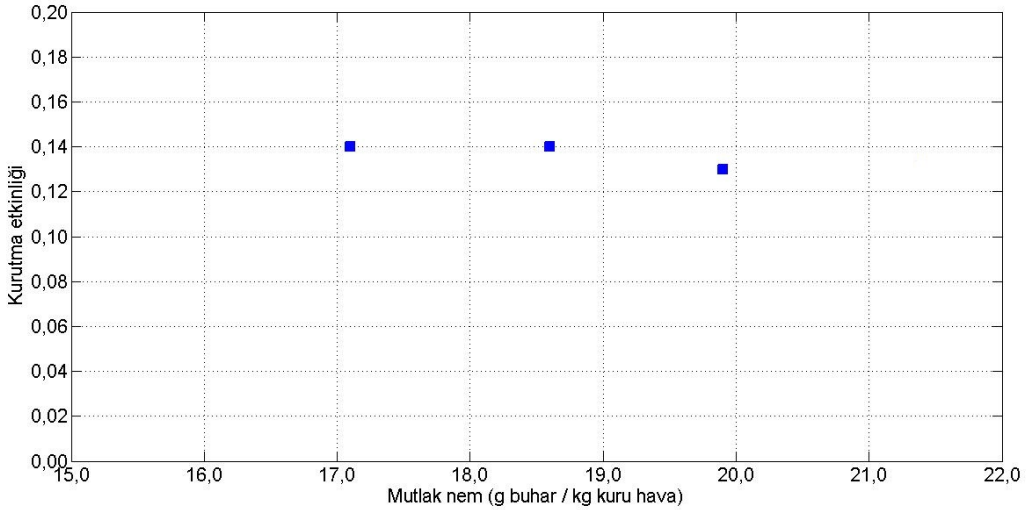


Şekil 7.61 Adyabatik kurutuculardaki yapılan deneylerde farklı giriş nem miktarları için elde edilen sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı değerlerinin sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması

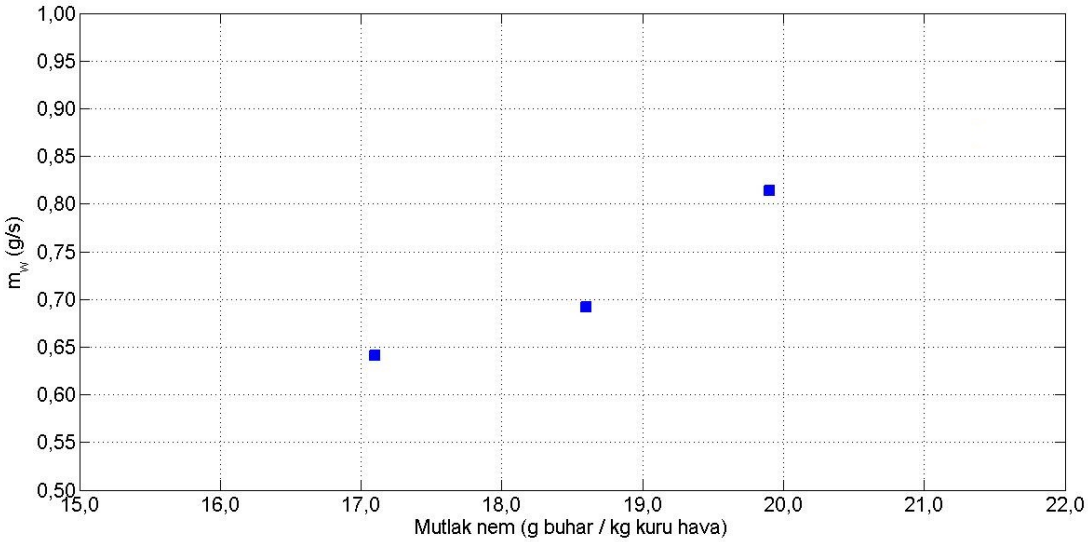


Şekil 7.62 Adyabatik kurutuculardaki yapılan deneylerde farklı giriş nem miktarları için elde edilen nem miktarı çıkış değerlerinin sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması

Şekil 7.63 ve Şekil 7.64 kurutma etkinliği ve kurutucu içinde yoğuşan nem miktarının giriş mutlak nem miktarının etkisindeki değişimini grafik halinde göstermektedir. Şekillerden görüldüğü gibi kurutma etkinliği değerleri giriş mutlak nem miktarının artmasıyla stabil bir davranış gösterirken kurutucuda çekilen nem miktarları giriş nem miktarlarının artmasıyla artmaktadır. Yüksek mutlak nem giriş miktarları yüksel hava buhar basıncı değerlerine yol açmaktadır. Bu davranış nemli hava ile sıvı kurutucu arasında sıvı buhar basıncı farkını arttırarak kütle transferi potansiyelini yükseltmektedir.

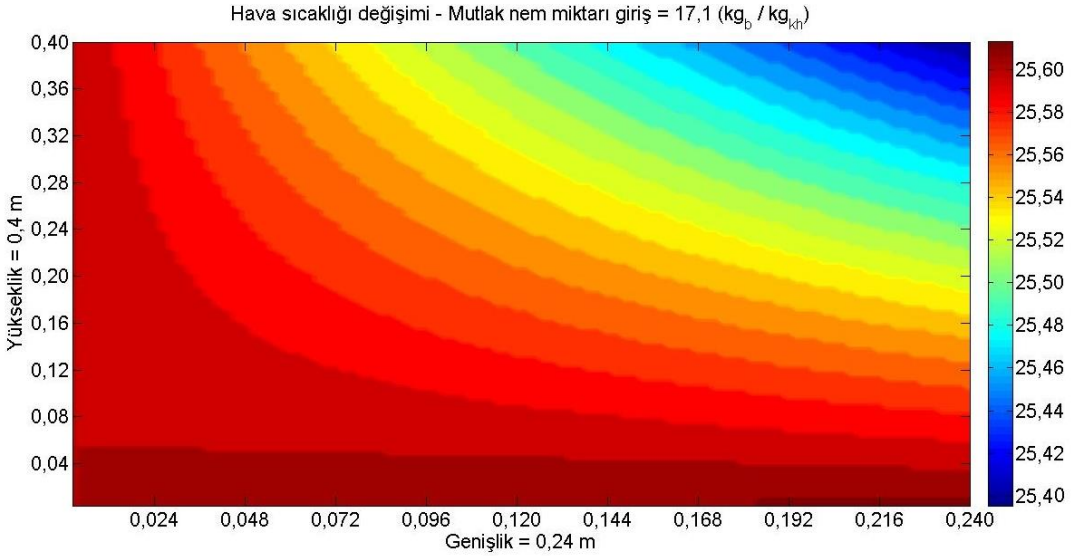


Şekil 7.63 Kurutma etkinliği değerlerinin giriş mutlak nem miktarının fonksiyonu olarak değişimi

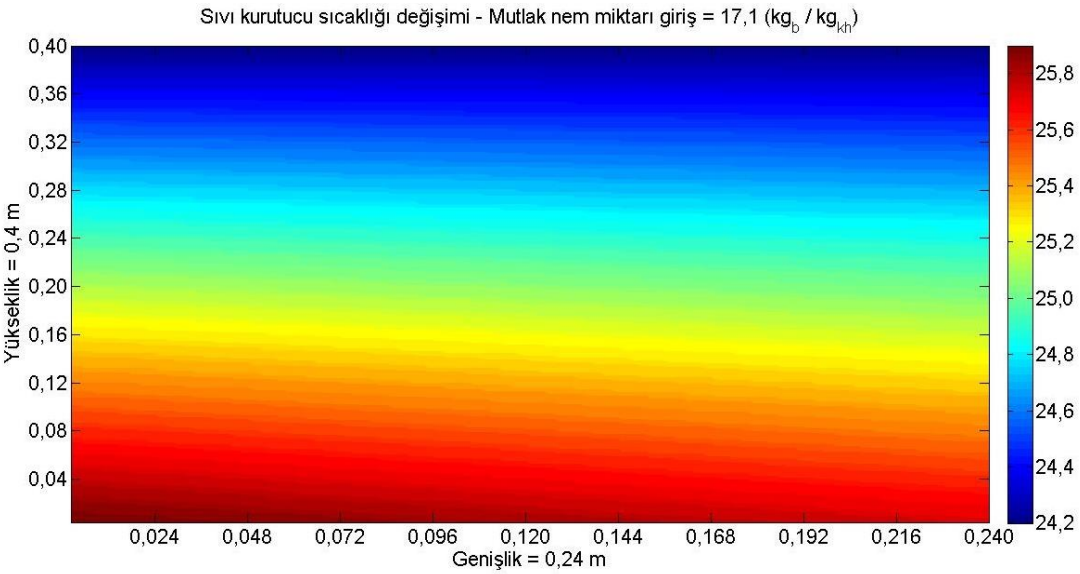


Şekil 7.64 Kurutucuda yoğuşan nem miktarlarının giriş mutlak nem miktarının fonksiyonu olarak değişimi

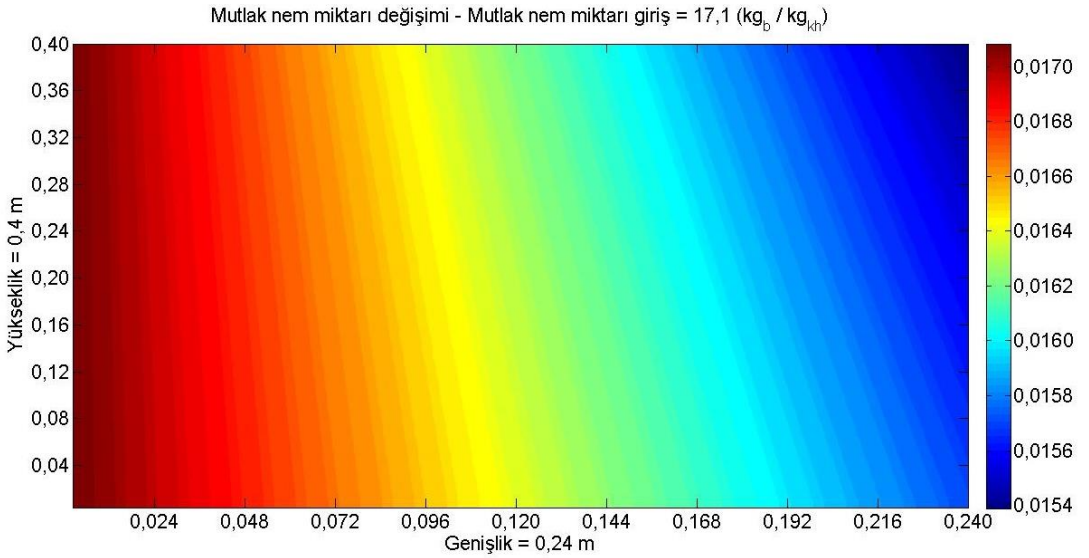
Şekil 7.65 – Şekil 7.73 kurutucuya giren mutak nem miktarının bir fonksiyonu olarak çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki değişimini göstermektedir.



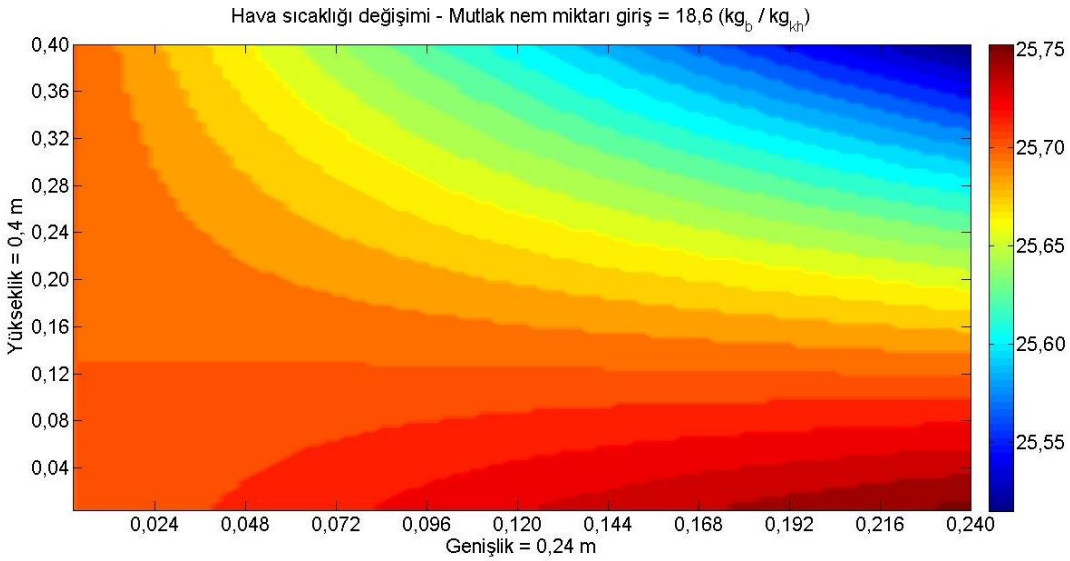
Şekil 7.65 17,1 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki hava sıcaklıkları değişimi



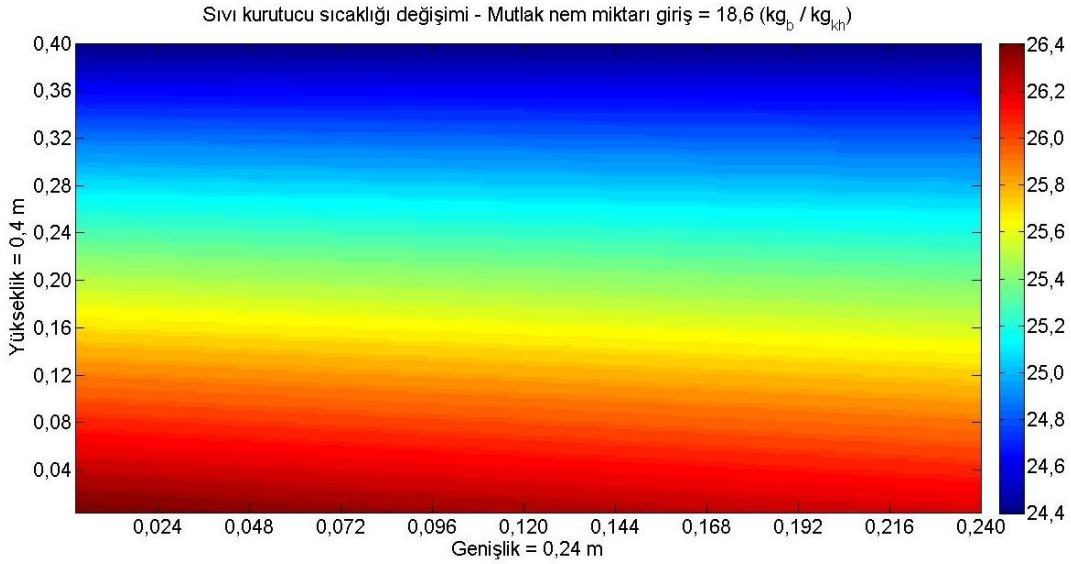
Şekil 7.66 17,1 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



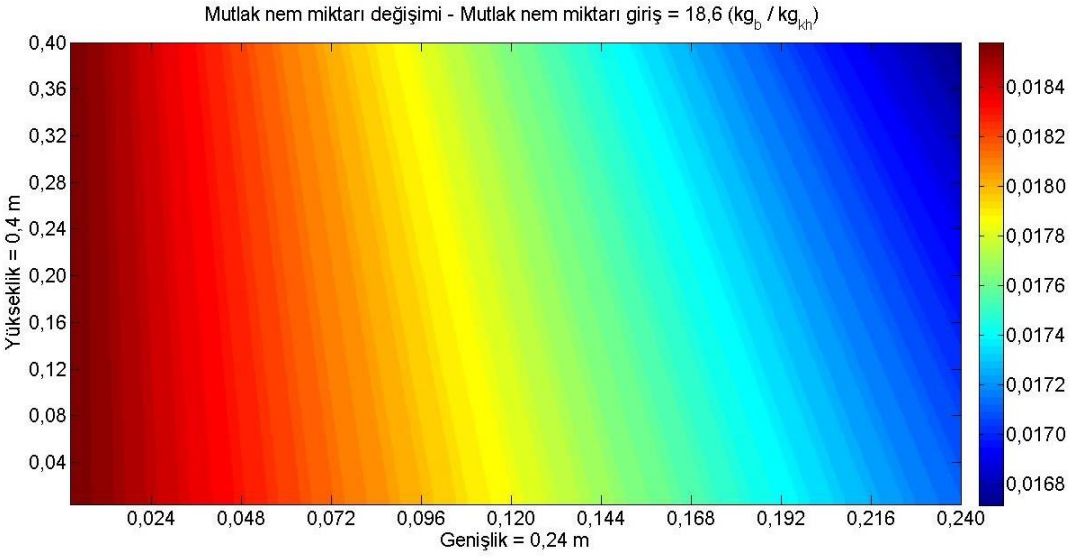
Şekil 7.67 17,1 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



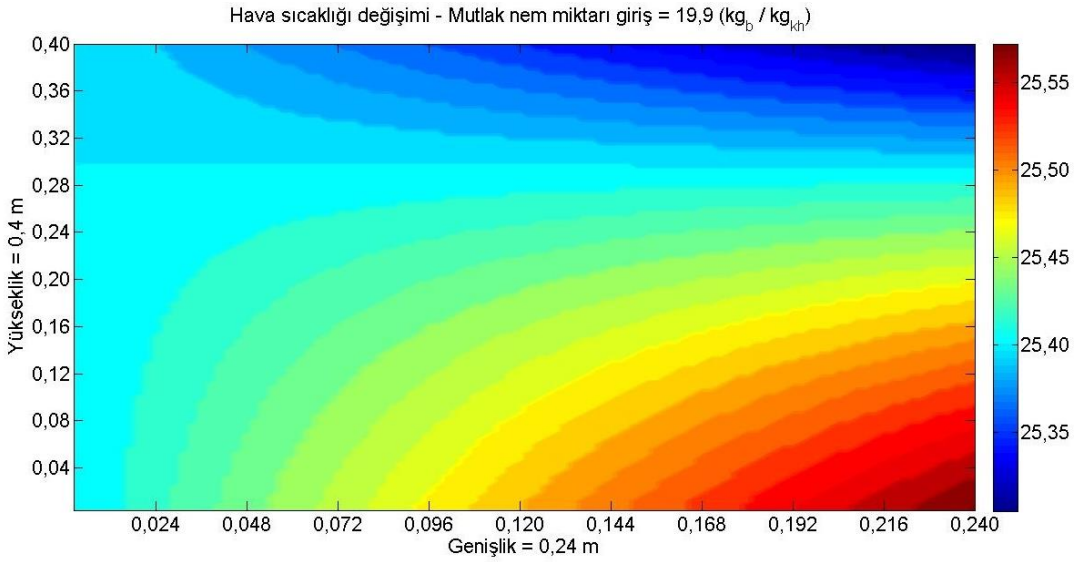
Şekil 7.68 18,6 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



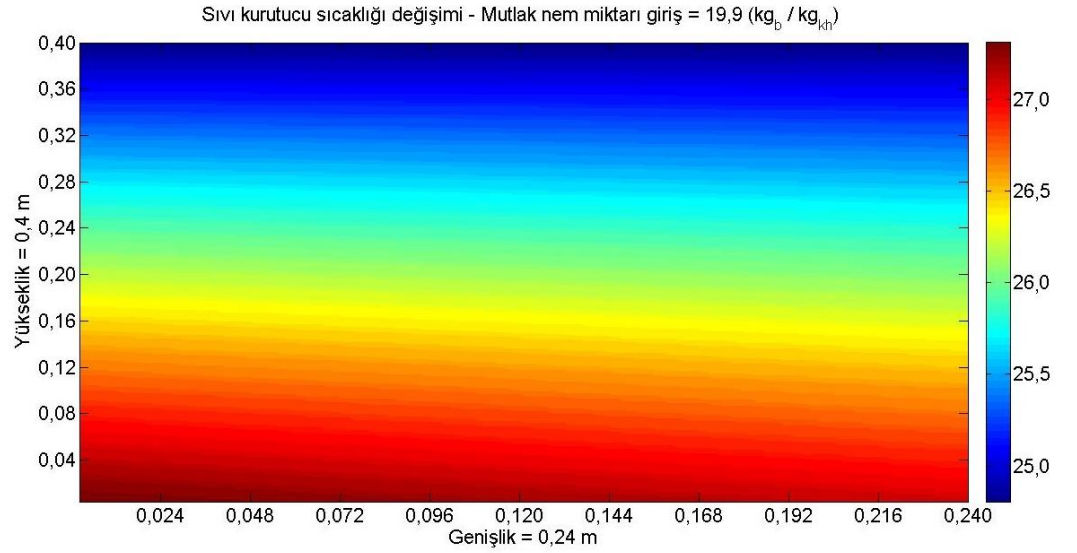
Şekil 7.69 18,6 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



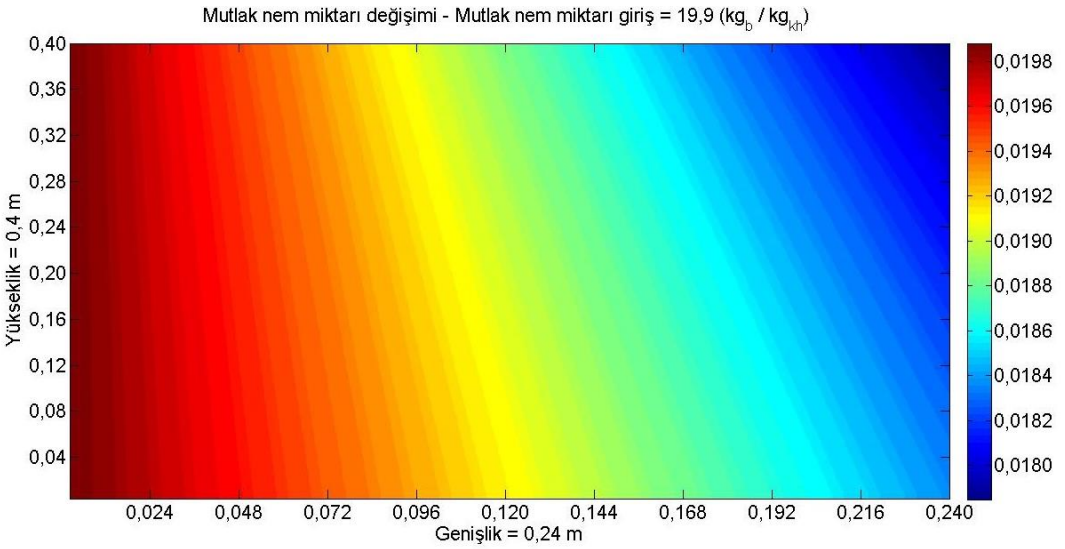
Şekil 7.70 18,6 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



Şekil 7.71 19,9 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



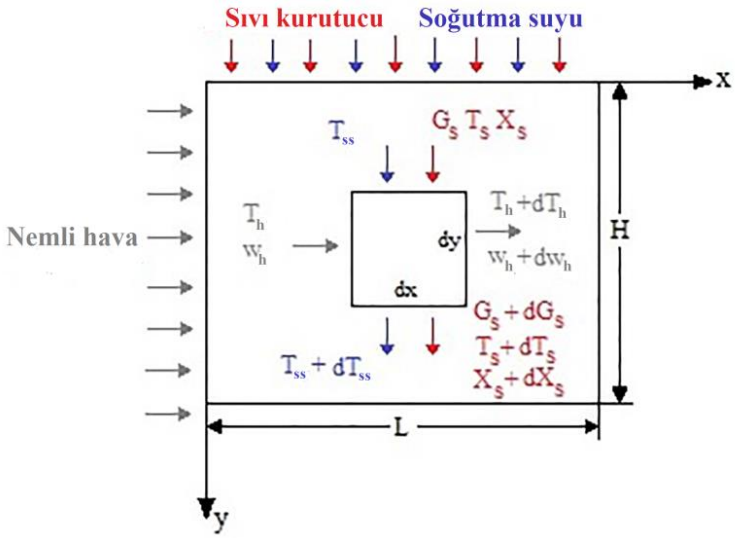
Şekil 7.72 19,9 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



Şekil 7.73 19,9 kg_b/kg_{kh} mutlak nem miktarına sahip havanın adyabatik kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi

8. İÇTEN SOĞUTMALI SIVI KURUTUCULU SİSTEMLER İÇİN ELDE EDİLEN DENEYSEL VERİLER VE SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu bölüm kapsamı altında içten soğutmalı sıvı kurutuculu sistemlerden elde edilen deneysel veriler ile kullanılan sayısal modelin nümerik çıktıları karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Sonlu farklar metodu ile çözülen sayısal model deneysel verilerin kesinliği hakkında bilgi vermek için kullanılacaktır. Soğutma suyundan çekilen ısının her kontrol hacminde eşit olduğu varsayılarak oluşturlan modelin grafiksel gösterimi Şekil 8.1'de gösterilmiştir.



Şekil 8.1 İçten soğutmalı kurutucu için tasarlanan matematiksel modelin şematik gösterimi

Şekil 8.1'den görüleceği üzere kurutucu içinden akan hava, soğutma suyu ve sıvı kurutucuya çapraz düzende hareket etmektedir. Isı ve kütle transferi modelini etkin ve doğru bir biçimde tanımlamak ve bu modeli belirli sınırlar içerisinde basitleştirmek için aşağıdaki kabuller göz önüne alınmıştır.

- Çevre ile olan ısı ve kütle transferi ihmal edilmiştir.
- Kararlı hale erişmiş ısı transferi olduğu öngörülmüştür.
- Kontrol hacmi içerisindeki termofiziksel özelliklerin sabit kabul edilmiştir.

- Isı ve kütle ısı transferi yüzey alanlarının aynı olduğu kabul edilmiştir.

- Nemli hava ile sıvı kurutucu arasında herhangi bir kimyasal reaksiyonun olmadığı öngörülmüştür.

Yukarıdaki kabulleri ele alarak, kararlı haldeki ısı ve kütle transferi yönetici denklemleri aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\frac{\dot{m}_h}{H}\frac{\partial h_h}{\partial x}+\frac{1}{L}\frac{\partial\left(\dot{m}_s h_s\right)}{\partial y}+C_{p,ss}\frac{\dot{m}_{ss}}{L}\frac{\partial T_{ss}}{\partial x}=0 \tag{8.1}$$

$$\frac{\dot{m}_h}{H}\frac{\partial \omega_h}{\partial x}+\frac{1}{L}\frac{\partial \dot{m}_s}{\partial y}=0 \tag{8.2}$$

$$\frac{\partial\left(\dot{m}_s X\right)}{\partial y}=0 \tag{8.3}$$

Şekil 8.1'de belirtilen doğrultuda meydana gelen entalpi, mutlak nem ve soğutma suyu değişimi aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial T_{ss}}{\partial y}=\frac{NTU_{ısı}}{L}\left(T_{ss}-T_s\right) \tag{8.4}$$

$$\frac{\partial h_h}{\partial x}=\frac{NTU_{küt}\cdot Le}{L}\left[\left(h_e-h_h\right)+h_{fg}\left(\frac{1}{Le}-1\right)\left(\omega_e-\omega_h\right)\right] \tag{8.5}$$

$$\frac{\partial \omega_h}{\partial x}=\frac{NTU_{küt}}{L}\left(\omega_e-\omega_h\right) \tag{8.6}$$

$$NTU_{ısı}=\frac{\alpha_{c,ss-s}A}{C_{p,ss}\dot{m}_s},\quad NTU_{küt}=\frac{\alpha_{d,h-s}A}{\dot{m}_h},\quad Le=\frac{\alpha_{c,h-s}}{\alpha_{d,h-s}C_{p,a}} \tag{8.7}$$

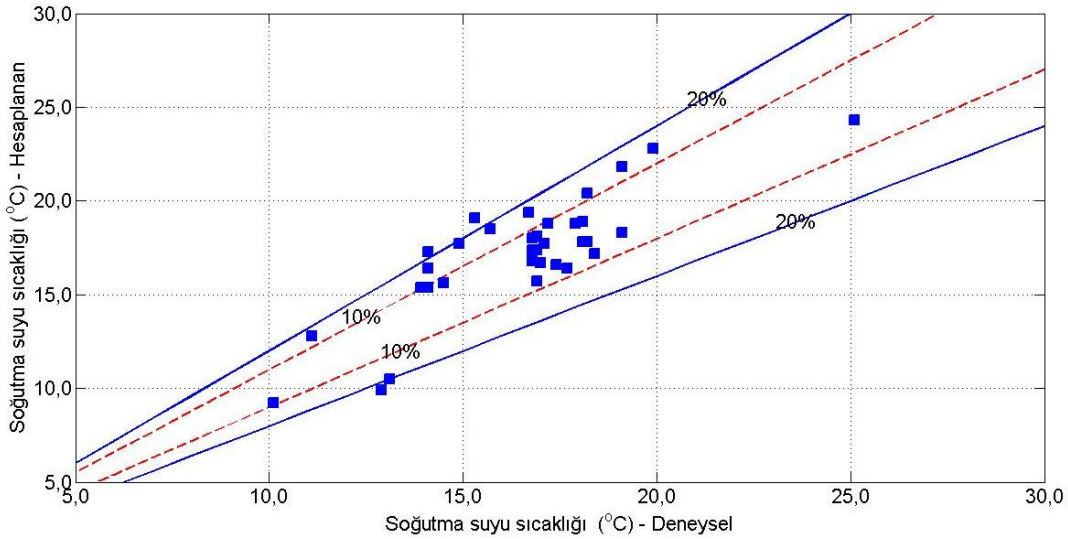
Sıvı kurutucu, nemli hava ve soğutma suyunun giriş koşulları ise aşağıdaki denklemlerde tanımlandığı gibidir.

$$x=0,\quad T_h=T_{h,i},\quad \dot{m}_h=\dot{m}_{h,i},\quad \omega_h=\omega_{h,i} \tag{8.8}$$

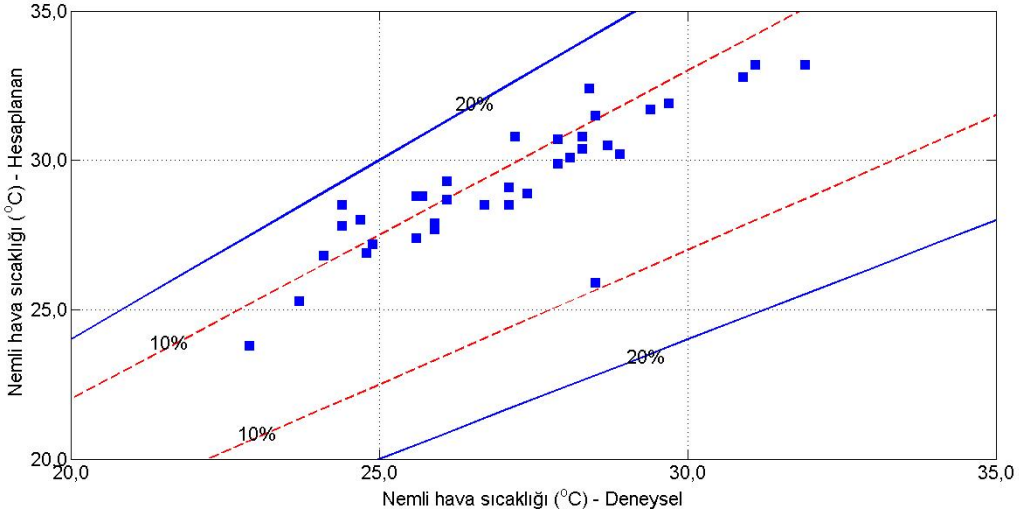
$$y=0,\quad T_s=T_{s,i},\quad \dot{m}_s=\dot{m}_{s,i},\quad X_s=X_{s,i} \tag{8.9}$$

Yukarıdaki yönetici denklemler ışığında içten soğutmalı kurutucuda meydana gelen iç içe geçmiş ısı ve kütle transferine etkiyen çalışma parametreleri bir sonraki bölümde detaylı bir şekilde incelencektir. Değişik çalışma şartları için kurutma sistemi etkinliği ve toplam nem alma miktarı gibi iki adet performans parametresi önerilerek toplam sistem performansı üzerine karşılaştırmalı analizler yapılacaktır.

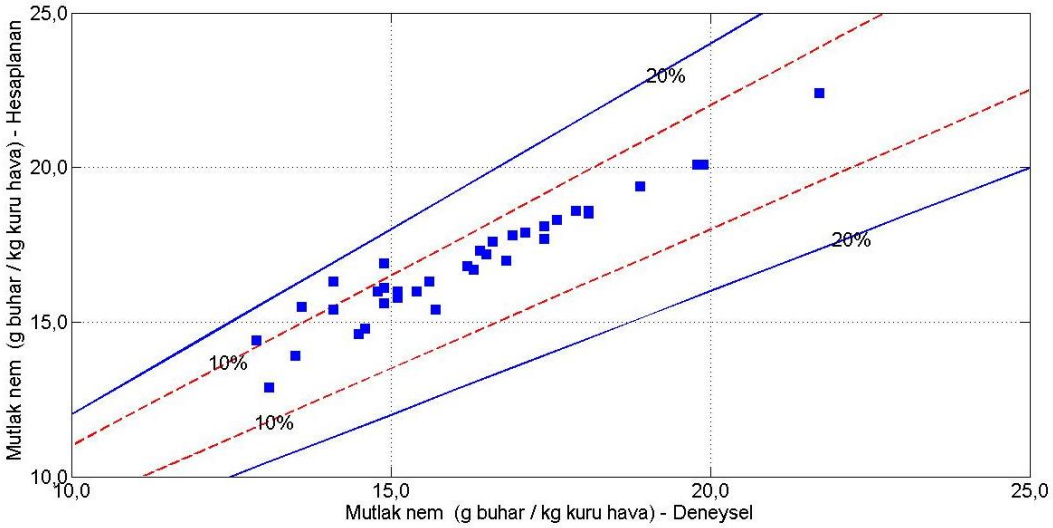
Sıvı kurutucu olarak lityum klorür sıvı çözeltisi seçilen deneysel çalışmaların sonuçları yukarıda tanımlanan iki boutlu sayısal model çıktıları ile karşılaştırılacaktır. Şekil 8.2 – Şekil 8.5'te nemli hava çıkış sıcaklığı, havadaki nem miktarı ve sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı için deneysel veriler ile sayısal model çıktı değerlerinin karşılaştırmalı bir gösterimi verilmektedir.



Şekil 8.2 Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları için deneysel verilerle sayısal çıktıların karşılaştırılması



Şekil 8.3 Nemli hava çıkış sıcaklıkları için deneysel verilerle sayısal çıktıların karşılaştırılması



Şekil 8.4 Mutlak nem değerleri için deneysel verilerle sayısal çıktıların karşılaştırılması

Şekillerde görüldüğü gibi deneysel verilerle sayısal çıktıların her çalışma parametresi için genel olarak ±20%'lik hata bölgesi içerisinde kümelendiği görülmektedir. Yukarıdaki karşılaştırmalardan elde edilen sonuçlara göre deneysel verileri doğrulamak için önerilen sayısal modelin güvenilir bir araç olduğu görülmektedir. Sistem parametrelerinin değişik çalışma şartları halindeki etkilerini değerlendirmek için nem çekme değeri ve kurutma etkinliği gibi performans kritlerleri tanımlanmıştır.

$$\dot{m}_{nç} = \dot{m}_h \left(\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık} \right) \tag{8.10}$$

$$\eta = \frac{\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık}}{\omega_{h,gir} - \omega_e} \tag{8.11}$$

Çizelge 8.1'de çalışma prametrelerinin sınırları belirtilmektedir. Çizelge 8.2'de ise belirli çalışma şartları altında elde edilmiş bazı deneysel sonuçlar sunulmaktadır.

Çizelge 8.1 Çalışma parametrelerinin sınır değerleri

Çalışma parametresi	Sembol	Birim	Çalışma sınırları
Nemli hava debisi	m_h	kg/s	0,17 – 0,74
Havanın giriş mutlak nem miktarı	$\omega_{h,gir}$	kg_b/kg_{kh}	0,0214 – 0,0158
Nemli havanın giriş sıcaklığı	$T_{h,gir}$	°C	24,1 – 32,6
Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı	$T_{s,gir}$	°C	19,7 – 29,6
Sıvı kurutucu debisi	m_s	kg/s	0,22 – 0,67
Soğutma suyu giriş sıcaklığı	$T_{ss,gir}$	°C	5,6 - 18,1
Soğutma suyu debisi	m_{ss}	kg/s	0,21 – 0,72

Çizelge 8.2 Kurutma işlemi için bazı deneysel sonuçlar

$T_{h,gir}$ (°C)	$T_{h,çık}$ (°C)	$\omega_{h,gir}$ (g/kg)	$\omega_{h,çık}$ (g/kg)	$T_{s,gir}$ (°C)	$T_{s,çık}$ (°C)	$T_{ss,gir}$ (°C)	$T_{ss,çık}$ (°C)	m_s (kg/s)	m_{ss} (kg/s)	m_h (kg/s)
26,6	23,7	16,7	13,5	21,1	19,1	14,3	16,9	0,28	0,28	0,35
25,4	22,9	16,1	13,1	24,3	20,3	12,1	15,7	0,24	0,24	0,33
28,7	25,6	17,1	14,5	28,1	25,2	14,1	18,2	0,34	0,41	0,35
29,7	25,7	17,4	15,7	29,4	26,2	17,9	19,9	0,36	0,38	0,44
31,7	29,4	19,6	17,1	28,3	26,5	14,6	17,1	0,46	0,46	0,32
32,8	29,7	21,4	18,9	27,7	24,2	13,7	16,8	0,43	0,41	0,33
29,8	27,4	19,4	16,5	28,1	25,1	16,1	19,1	0,12	0,41	0,34
31,2	28,1	21,4	18,1	26,1	25,2	13,7	17,9	0,14	0,28	0,80
29,9	27,1	19,8	16,9	25,9	22,5	13,9	18,2	0,30	0,50	0,30
31,2	27,9	20,0	16,6	26,1	23,8	14,2	17,7	0,21	0,54	0,36
30,2	26,1	18,7	14,9	28,3	25,9	20,1	24,3	0,27	0,32	0,38
35,0	31,9	23,1	19,8	26,2	23,8	10,9	14,1	0,26	0,31	0,46
31,7	27,9	19,1	16,4	27,3	24,1	13,2	16,8	0,27	0,28	0,21
30,7	24,1	18,5	12,9	28,1	20,1	5,6	14,1	0,25	0,31	0,35
30,4	27,5	19,1	14,9	28,1	23,7	6,1	13,1	0,31	0,37	0,39
30,0	28,5	18,7	14,8	28,6	24,1	5,4	10,1	0,27	0,50	0,32

8.1 Soğutma Suyu Giriş Sıcaklıklarının Kurutma Performasnına Olan Etkisi

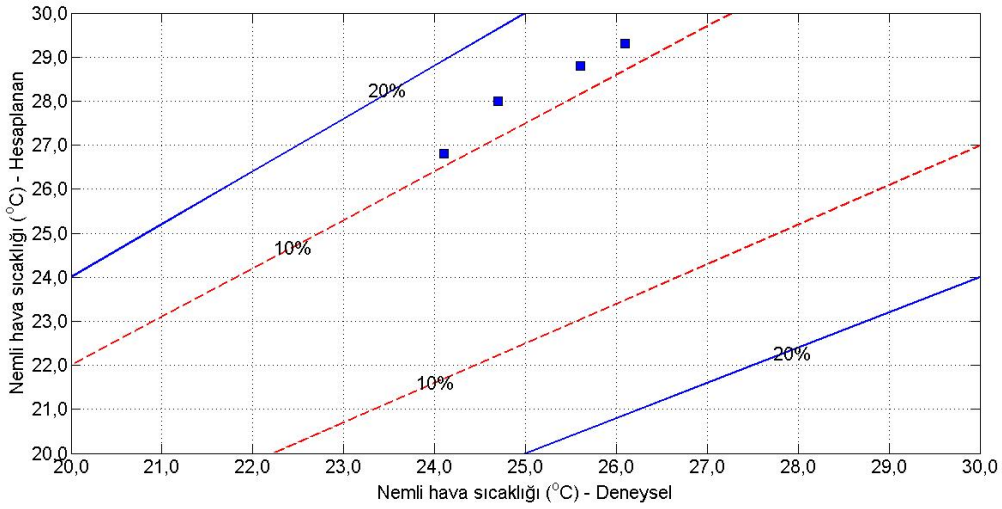
Bu kısımda soğutma suyu giriş sıcaklıklarının kurutma performansı ve etkinliği üzerinde etkileri irdelenecektir. Aşağıda gösterilen Çizelge 8.3'te, değişik çalışma koşulları altında elde edilen deneysel sonular ile bu koşullar altında tasarlanmış sayısal model çıktılarının karşılaştırılmalı analizi sunulmuştur. Çizelge 8.4'te ise Çizelge 8.3'te belirtilen çalışma şartları için işlem havasından çekilen toplam nem miktarı ve kurutma etkinlikleri verilmektedir. Şekil 8.5 – Şekil 8.8 'te de Çizelge 8.3'te belirtilen çalışma şartları için deneysel sonuçlar ile nümerik çıktılar arasındaki hata oranları belirtilmektedir.

Çizelge 8.3 Farklı soğutma suyu giriş şartları için deneysel veriler ile sayısal çıktıların karşılaştırılması

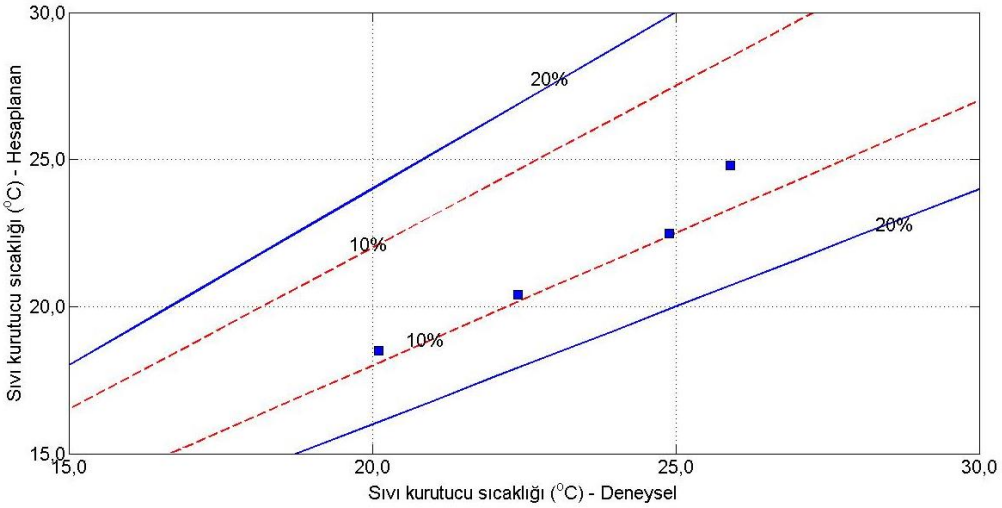
	$T_{ss,gir}$ = 20,1 (°C)	$T_{ss,gir}$ = 15,0 (°C)	$T_{ss,gir}$ = 10,5 (°C)	$T_{ss,gir}$ = 5,6 (°C)
$T_{h,gir}$ (°C)	30,2	29,8	29,6	30,7
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	26,1	25,6	24,7	24,1
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	29,3	28,8	28,0	26,8
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	18,7	18,6	18,7	18,5
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	14,9	14,1	13,6	12,9
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,9	16,3	15,5	14,4
$T_{s,gir}$ (°C)	28,3	28,6	28,9	28,1
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	25,9	24,9	22,4	20,1
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	24,8	22,5	20,4	18,5
$T_{ss,gir}$ (°C)	20,1	15,0	10,5	5,6
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	24,3	19,1	16,7	14,1
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	25,1	21,8	19,4	17,3
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,27	0,24	0,27	0,25
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,32	0,36	0,31	0,31
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,38	0,35	0,34	0,35

Çizelge 8.4 Değişen soğutma suyu giriş sıcaklıkları için çekilen nem miktarı ve kurutma etkinlikleri

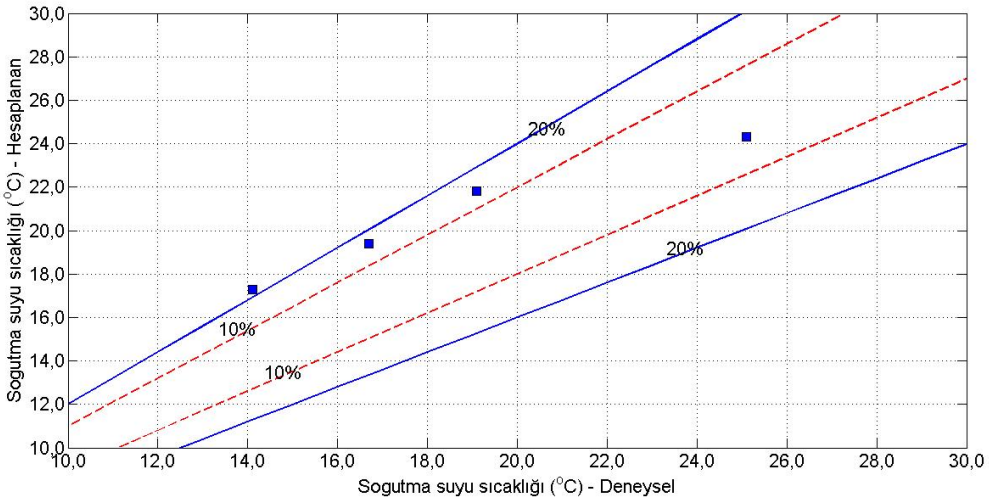
	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$T_{ss,gir}$ =20.1 (°C)	1.468	0.252
$T_{ss,gir}$ =15.0 (°C)	1.777	0.297
$T_{ss,gir}$ =10.5 (°C)	1.97	0.321
$T_{ss,gir}$ = 5.6 (°C)	2.24	0.358



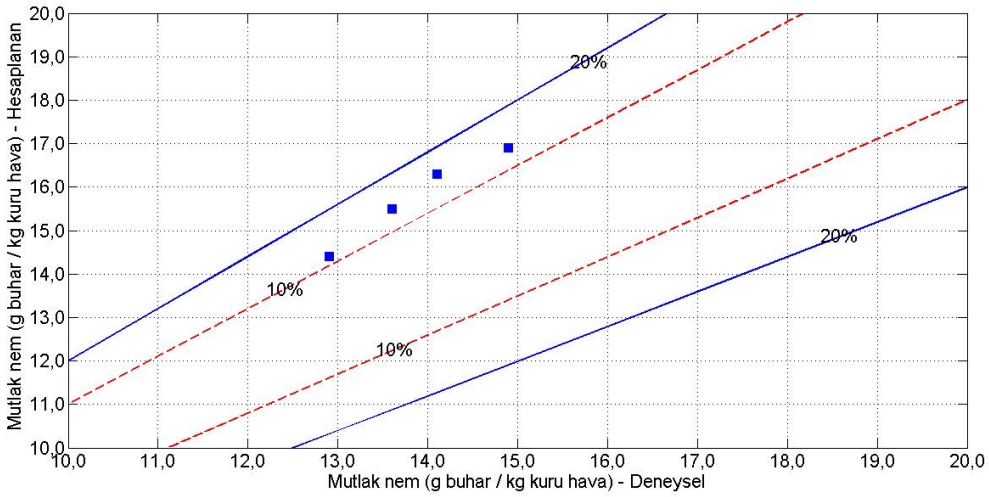
Şekil 8.5 Nemli hava çıkış sıcaklıkları için deneysel sonuçlar ile sayısal çıktıların karşılaştırılması



Şekil 8.6 Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları için deneysel sonuçlar ile sayısal çıktıların karşılaştırılması

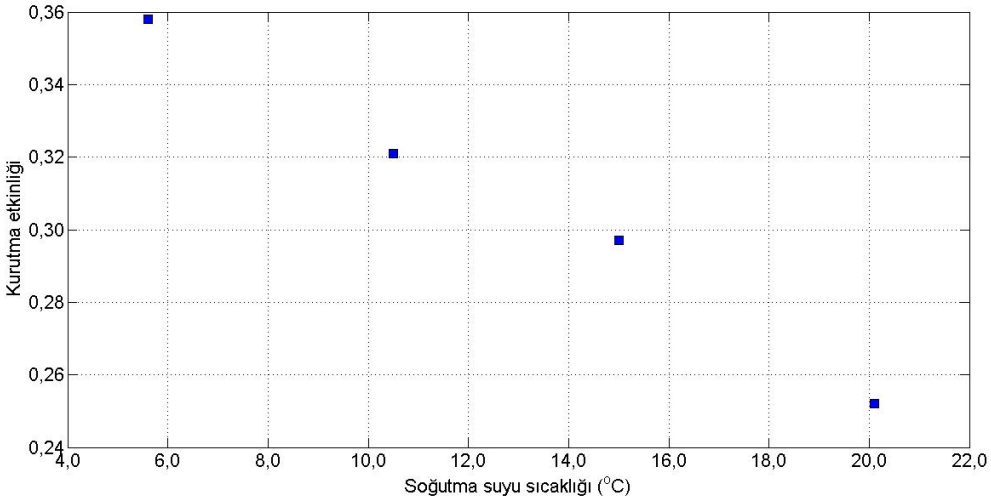


Şekil 8.7 Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları için deneysel sonuçlar ile sayısal çıktıların karşılaştırılması

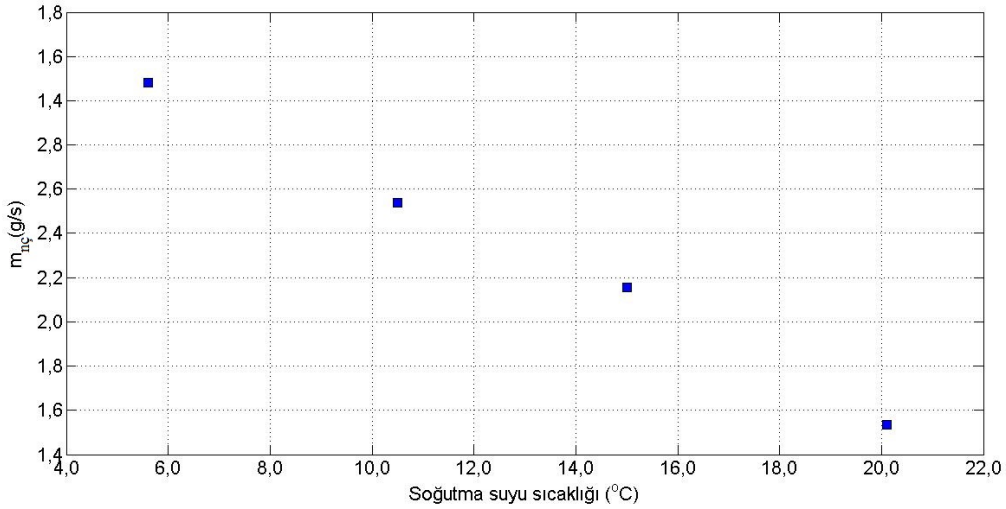


Şekil 8.8 Çıkış mutlak nem miktarları için deneysel sonuçlar ile sayısal çıktıların karşılaştırılması

Şekillerden görüldüğü üzere her çalışma koşulu için hata oranları ±20% 'lik dilim içinde toplanmıştır. Şekil 8.9 ve Şekil 8.10, Çizelge 8.4'te elde edilen sonuçların grafik üzerinde betimlenmesini göstermektedir.

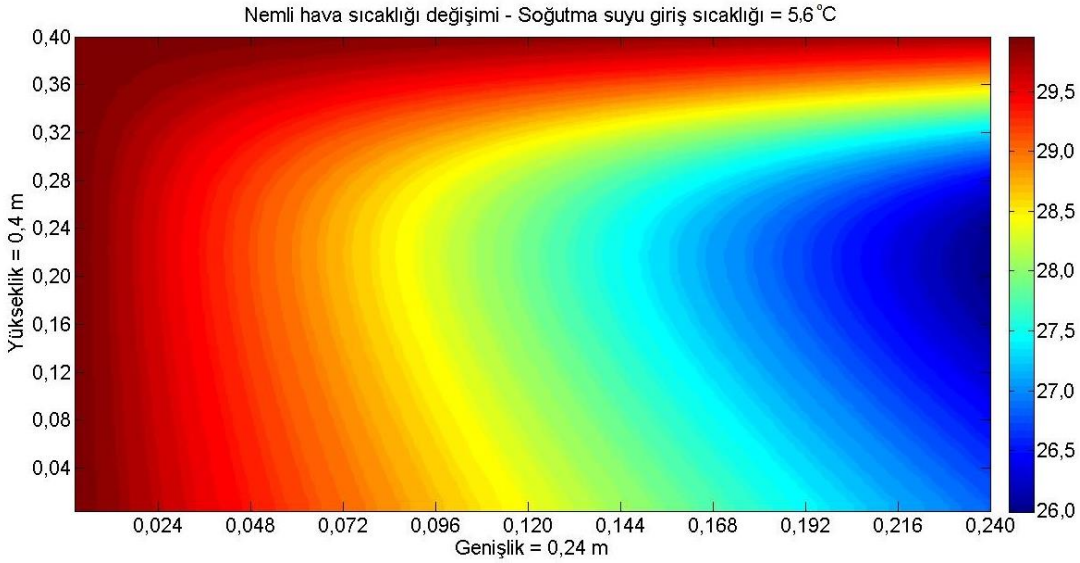


Şekil 8.9 Değişik giriş soğutma sıcaklıkları için kurutma etkinliklerinin değişimi

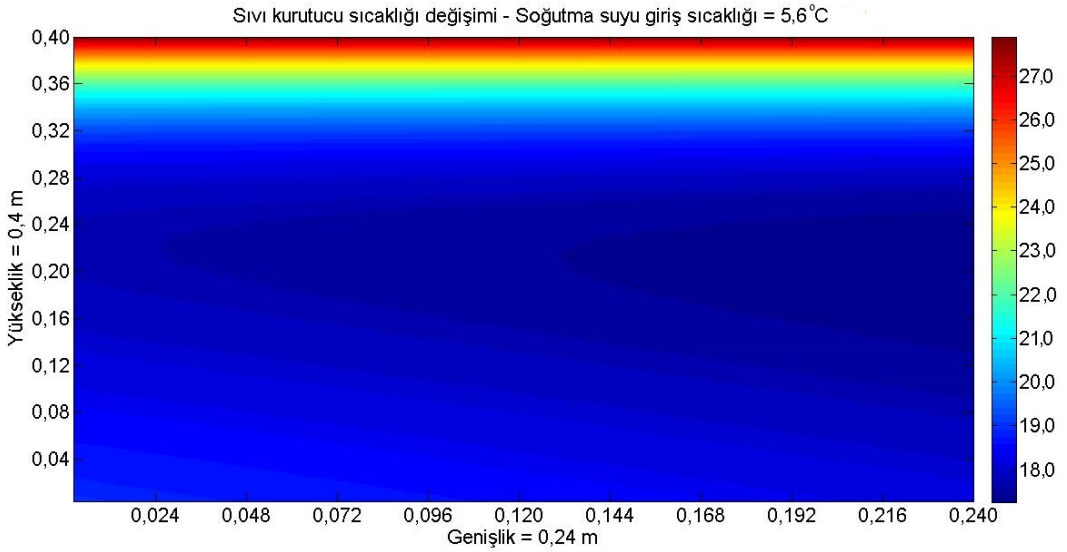


Şekil 8.10 Değişik giriş soğutma sıcaklıkları için çekilen nem miktarlarının değişimi

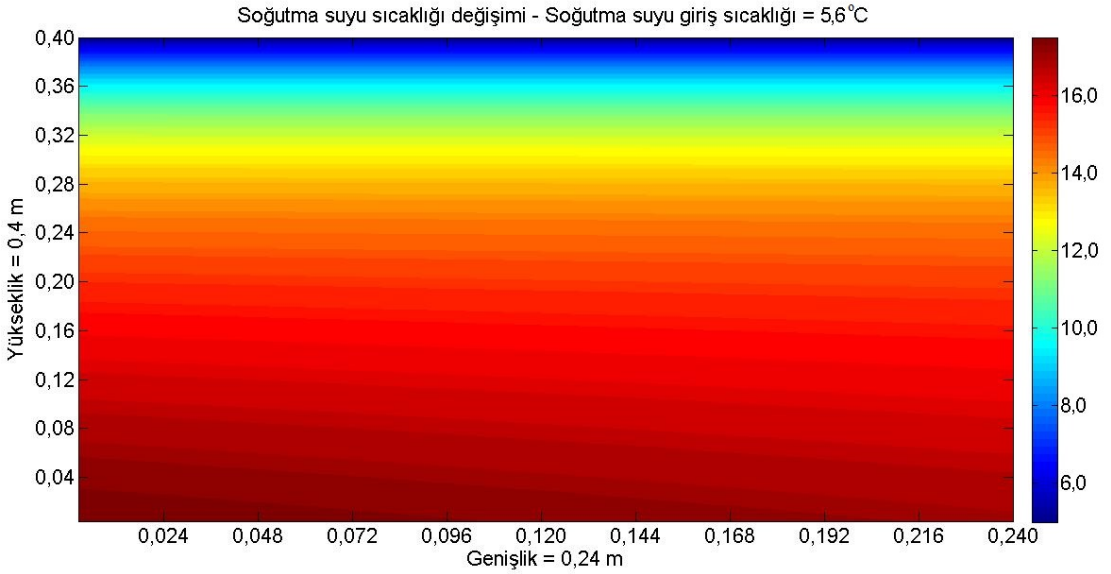
Şekil 8.9 ve Şekil 8.10'dan anlaşılacağı üzere, soğutma suyu sıcaklıkları arttıkça kurutma etkinliği değerlerinin azaldığı görülmektedir. Kurutucu içindeki borulardan akan soğutma suyu, plaka üzerinden akan sıvı kurutucudan ısı çekmektedir. Bu çekilen ısı, sıvı kurutucu sıcaklığını düşürerek sıvı buhar basıncı değerlerinde düşüşe neden olmaktadır. Ayrıca sıvı kurutucu ile nemli havanın etkileşimiyle ortaya çıkan buharlaşma ısısı salınımı sonucu meydana gelen sıcaklık artışı da bu soğutucu etkiyle hafifleşmektedirr. Sıvı kurutucu yüzeyindeki buhar basıncı miktarının azalması, denge halindeki mutlak nem miktarının da düşüşüne yol açacak ve sıvı kurutucunun birim hacimdeki nem çekebilme kapasitesini arttıracaktır. Şekil 8.11 – Şekil 8.26 yukarıda tanımlanan deneysel çalışma şartları altında oluşturulmuş iki boyutlu sayısal model çıktılarını göstermektedir.



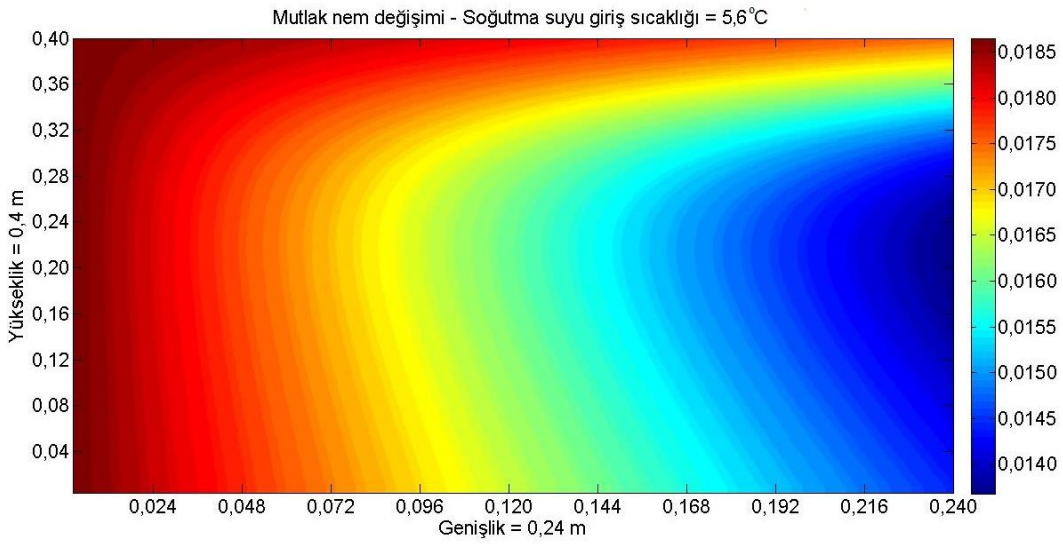
Şekil 8.11 5,6 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında nemli hava sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



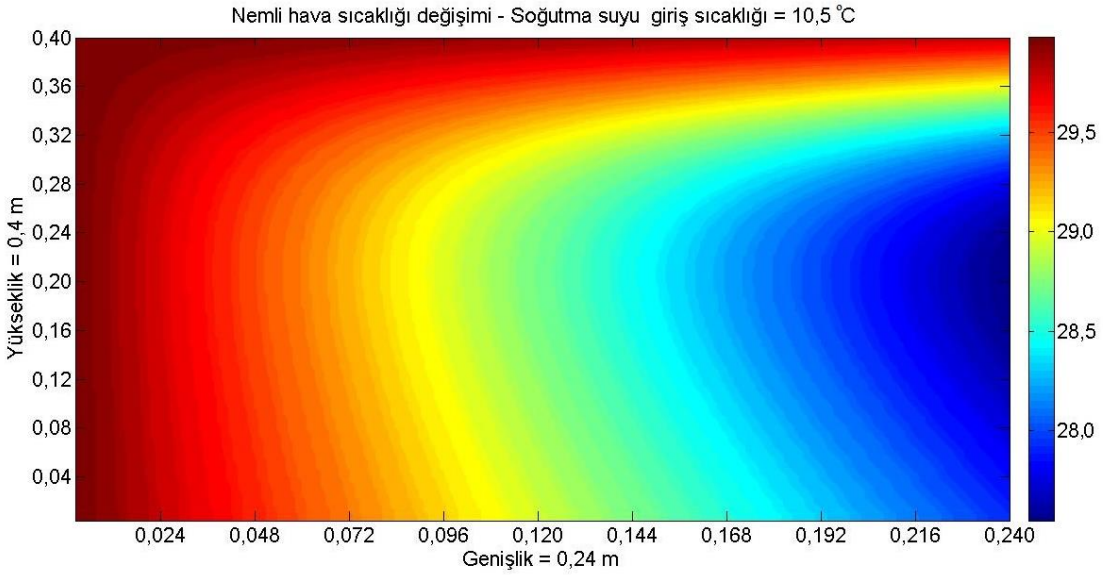
Şekil 8.12 5,6 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında sıvı kurutucu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



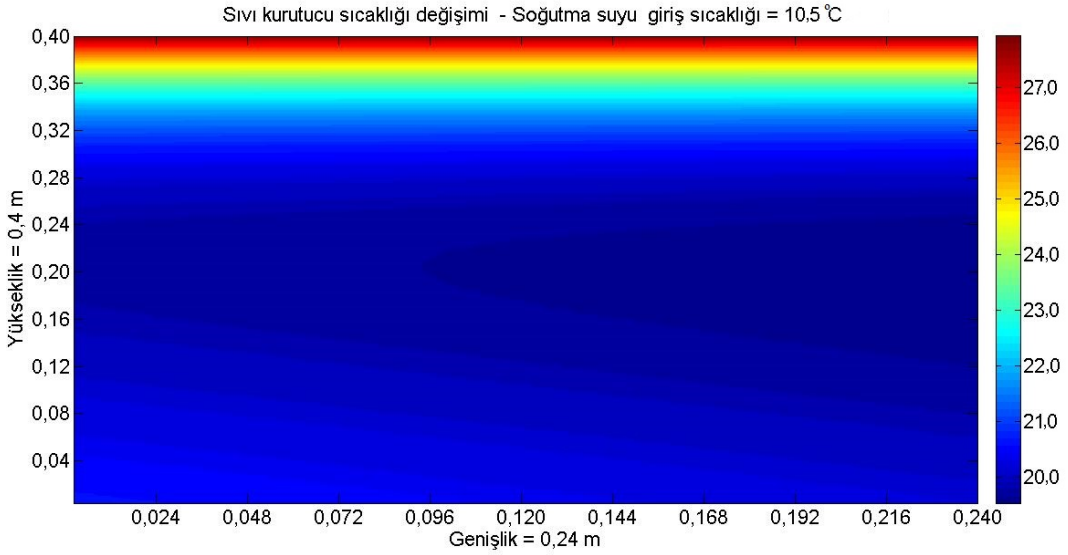
Şekil 8.13 5,6 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında soğutma suyu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



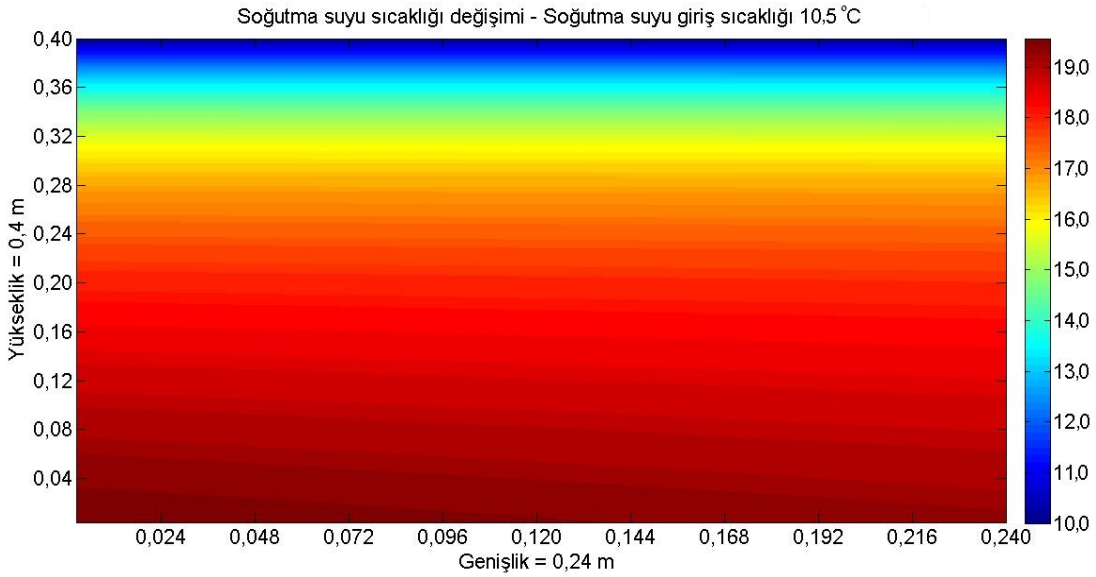
Şekil 8.14 5,6 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında mutlak nem miktarlarının kurutucu içindeki değişimi



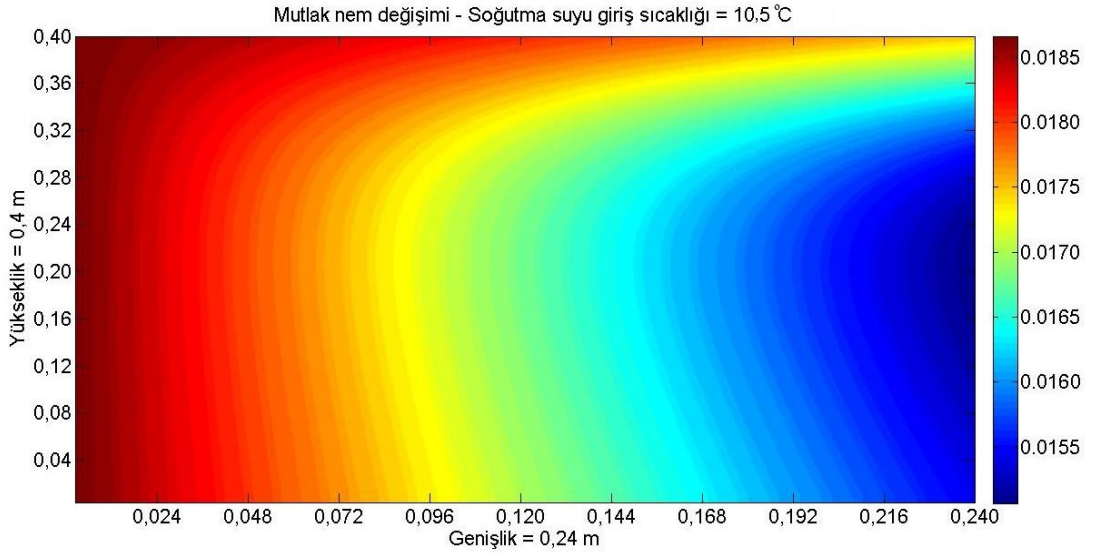
Şekil 8.15 10,5 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında nemli hava sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



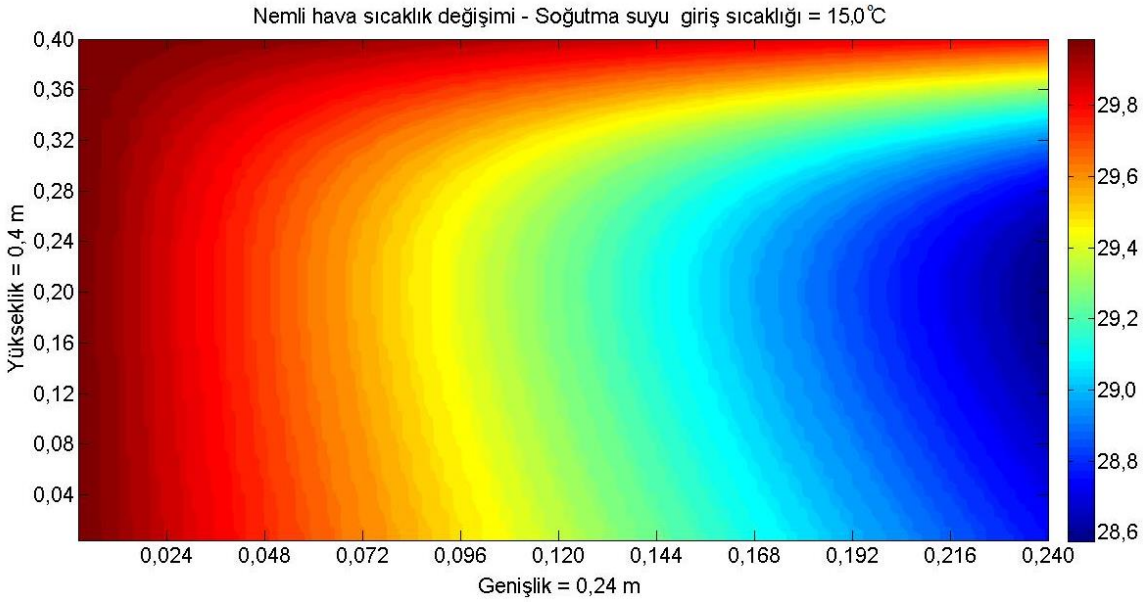
Şekil 8.16 10,5 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında sıvı kurutucu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



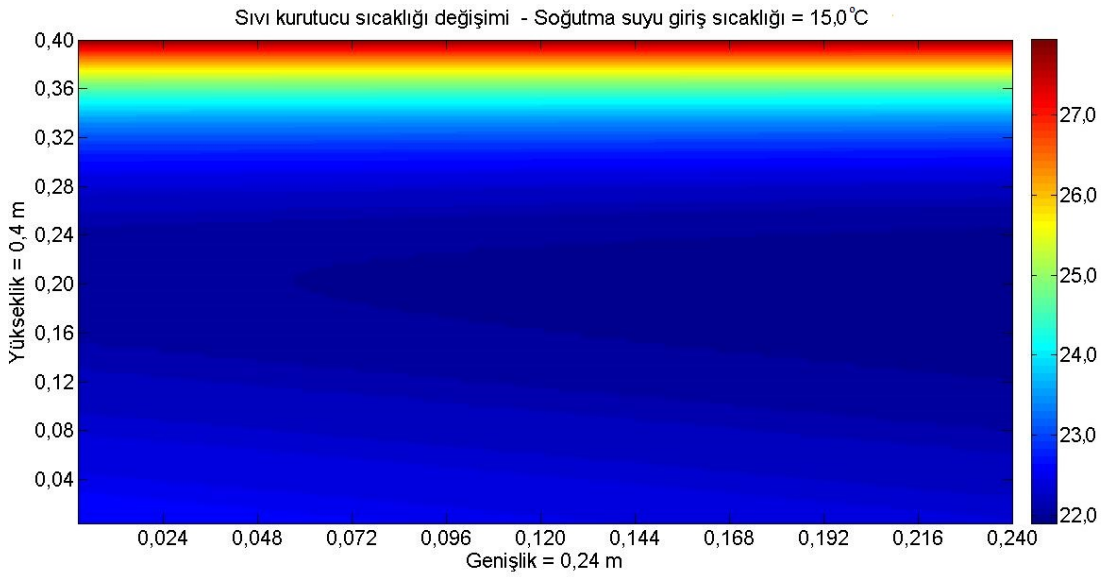
Şekil 8.17 10,5 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında soğutma suyu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



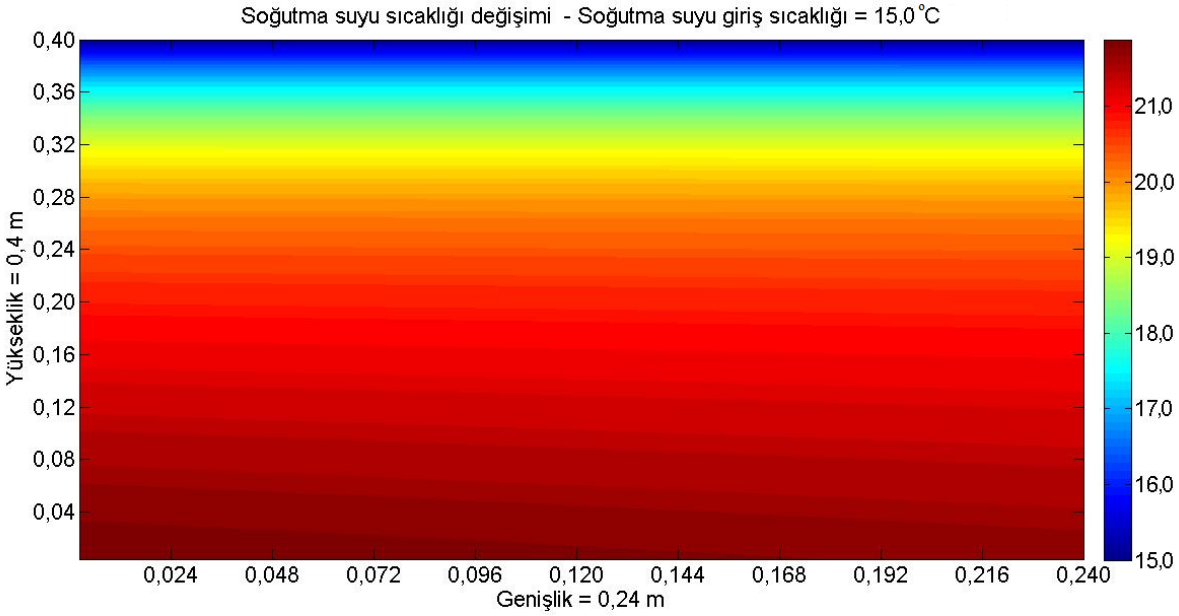
Şekil 8.18 10,5 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında mutlak nem miktarlarının kurutucu içindeki değişimi



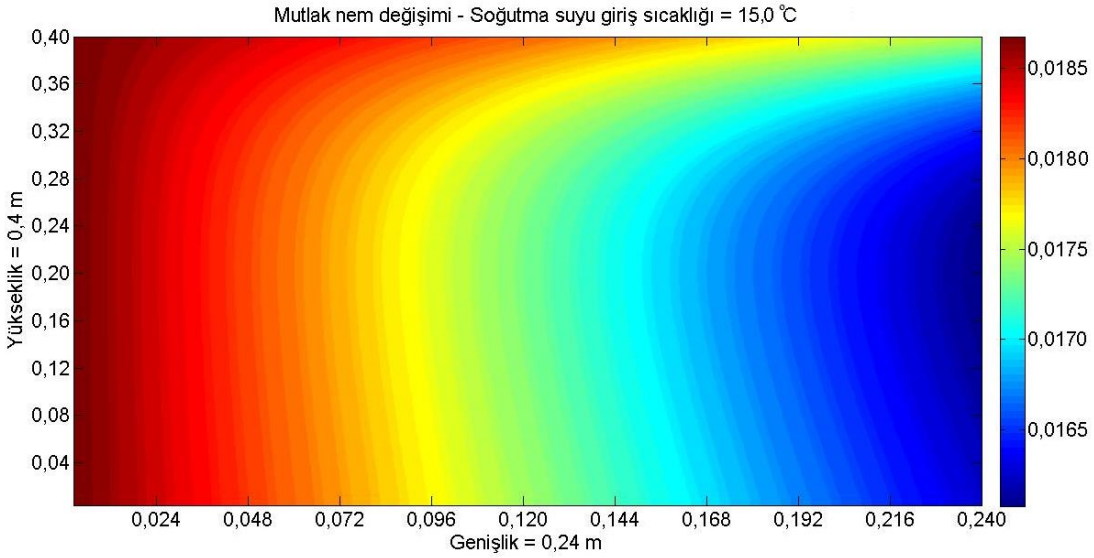
Şekil 8.19 15,0 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında nemli hava sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



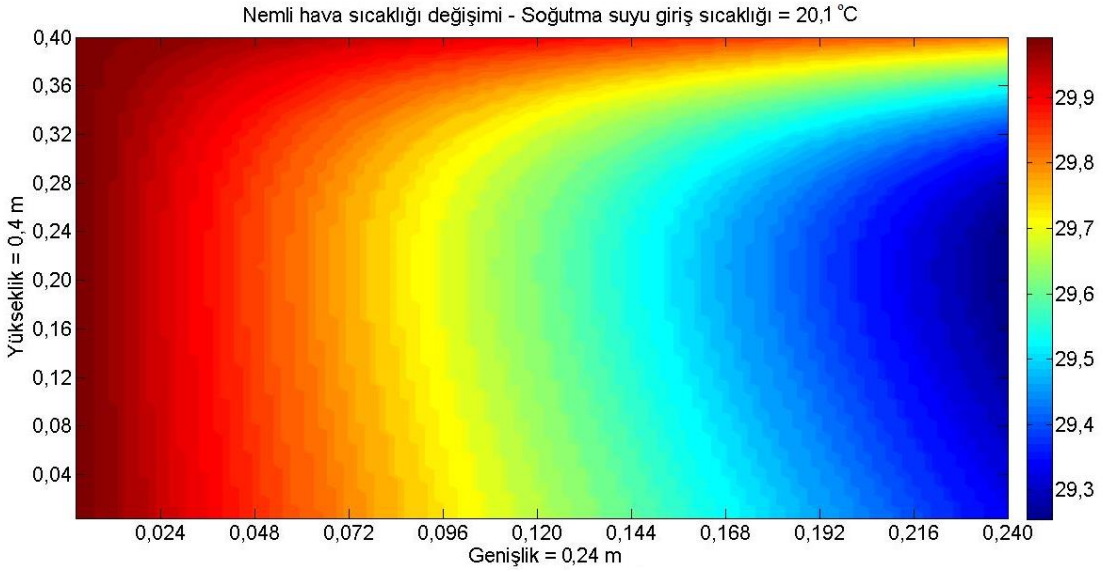
Şekil 8.20 15,0 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında sıvı kurutucu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



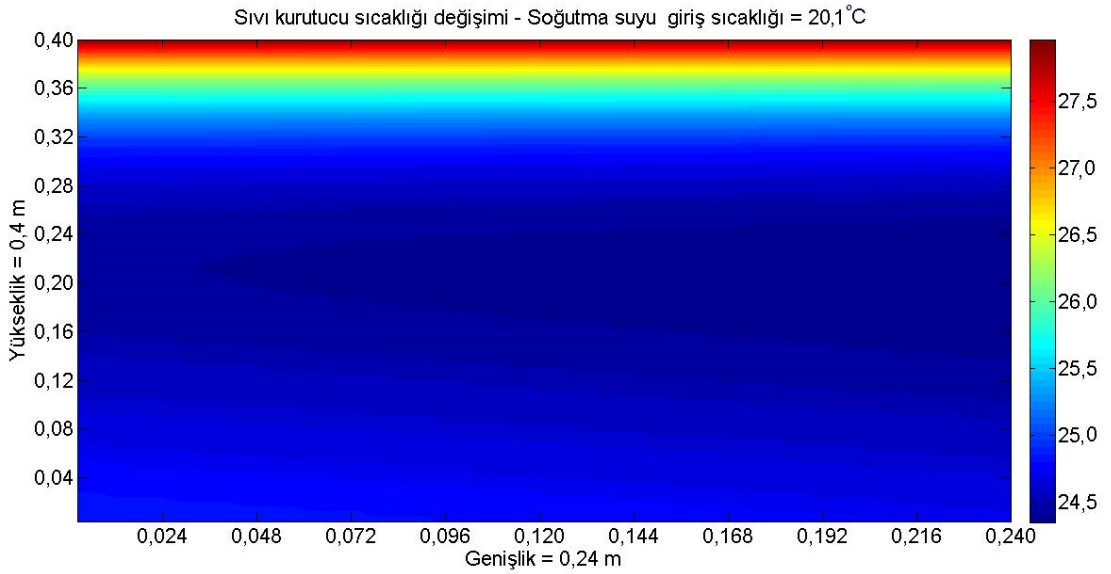
Şekil 8.21 15,0 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında soğutma suyu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



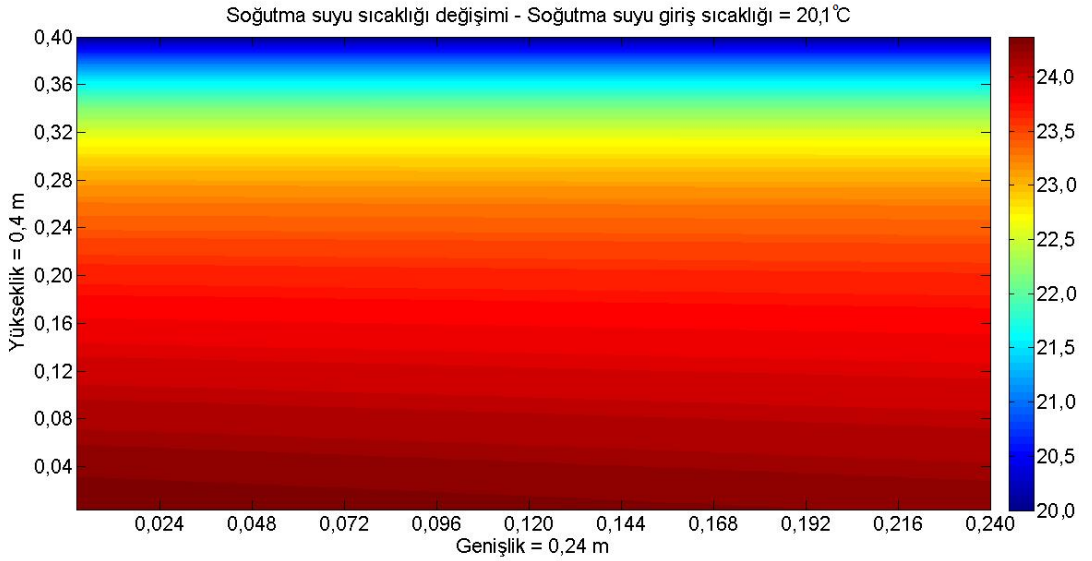
Şekil 8.22 15,0 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında mutlak nem miktarlarının kurutucu içindeki değişimi



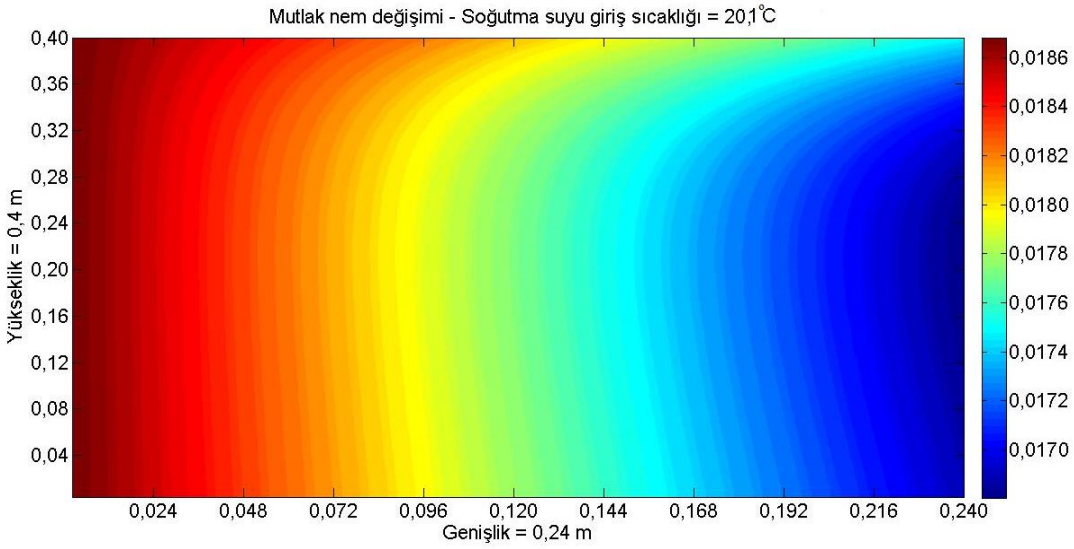
Şekil 8.23 20,1 °C giriş soğutma suyu sıcaklık nemli hava sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



Şekil 8.24 20,1 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında sıvı kurutucu sıcaklılarının kurutucu içindeki değişimi



Şekil 8.25 20,1 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında soğutma suyu sıcaklıklarının kurutucu içindeki değişimi



Şekil 8.26 20,1 °C giriş soğutma suyu sıcaklığında mutlak nem miktarlarının kurutucu içindeki değişimi

8.2. Sıvı Kurutucu Giriş Sıcaklıklarının Kurutma Performansı Üzerindeki Etkisi

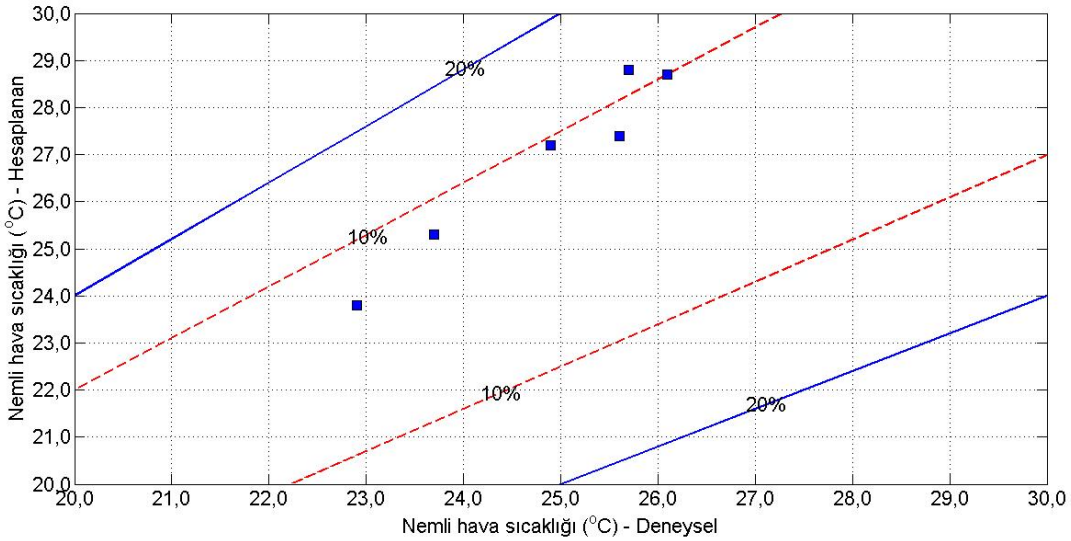
Sıvı kurutucu çözeltisi sıcaklıklarının kurutma etkinliği ve nem çekme performansı üzerindeki etkisi bu bölümde detaylı olarak incelenecektir. Çizelge 8.5'te değişen sıvı kurutucu giriş sıcaklıkların etkisi altındaki deneysel ve sayısal çıkış sıvı kurutucu çözelti sıcaklıklarının davranışları karşılaştırılmaktadır. Tablo 8.5'ten elde edilen verilere göre deneysel veriler ile sayısal çıktılar arasında kabul edilebilir bir sapma olduğu gözlemlenmektedir. Çizelge 8.6'da ise yine bu giriş parametreleri etkisi altında elde edilen nem alma miktarları ve buna karşılık gelen kurutma etkinliği değerleri verilmektedir. Çizelge 8.6'da görüldüğü üzere sıvı kurutucu çözeltileri sıcaklıklarının artışıyla nem alma miktarı ve kurutma etkinliği değerlerinin azaldığı görülmektedir. Şekil 8.27 - Şekil 8.30'da belirli giriş sıvı kurutucu çözelti sıcaklıkları etkisi altındaki operasyon parametrelerinin deneysel ve sayısal sonuçları arasındaki belirsizlikler verilmektedir. Verilerin genel olarak 10% 'luk hata diliminde toplandığı açıkça gözlemlenebilmektedir.

Çizelge 8.5 Değişen giriş sıvı kurutucu çözelti sıcaklıklarında çıkış operasyon parametreleri davranışları

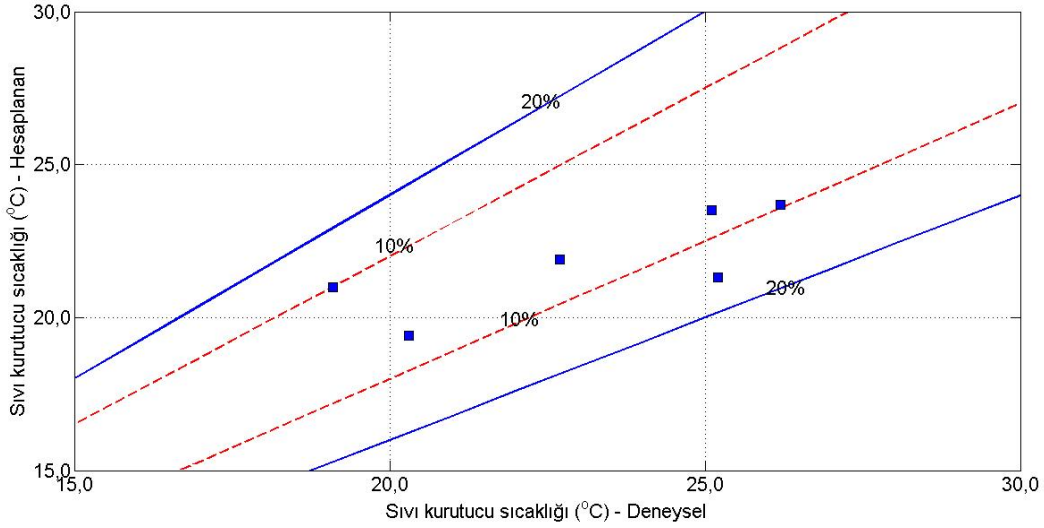
	$T_{s,gir}$ =21,1 (°C)	$T_{s,gir}$ =24,3 (°C)	$T_{s,gir}$ =25,6 (°C)	$T_{s,gir}$ =27,4 (°C)	$T_{s,gir}$ =28,1 (°C)	$T_{s,gir}$ =29,4 (°C)
$T_{h,gir}$ (°C)	26.6	25,4	28,1	29,4	28,7	29,7
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	23,7	22,9	24,9	26,1	25,6	25,7
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	25,3	23,8	27,2	28,7	27,4	28,8
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	16,7	16,1	17,1	17,6	17,1	17,4
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	13,5	13,1	14,6	15,1	14,5	15,7
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	13,9	12,9	14,8	15,8	14,6	15,4
$T_{s,gir}$ (°C)	21,1	24,3	25,6	27,4	28,1	29,4
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	19,1	20,3	22,7	25,1	25,2	26,2
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	21,0	19,4	21,9	23,5	21,3	23,7
$T_{ss,gir}$ (°C)	14,3	12,1	12,3	14,3	14,1	17,9
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	16,9	15,7	14,1	16,9	18,2	19,9
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	18,1	18,5	16,4	17,4	20,4	22,8
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,28	0,24	0,26	0,34	0,34	0,36
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,28	0,24	0,29	0,41	0,41	0,38
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,35	0,33	0,38	0,35	0,35	0,44

Çizelge 8.6 Belirli sıvı kurutucu çözelti sıcaklıkları şartları altında nem çekme miktarı ve kurutma etkinliği değerleri

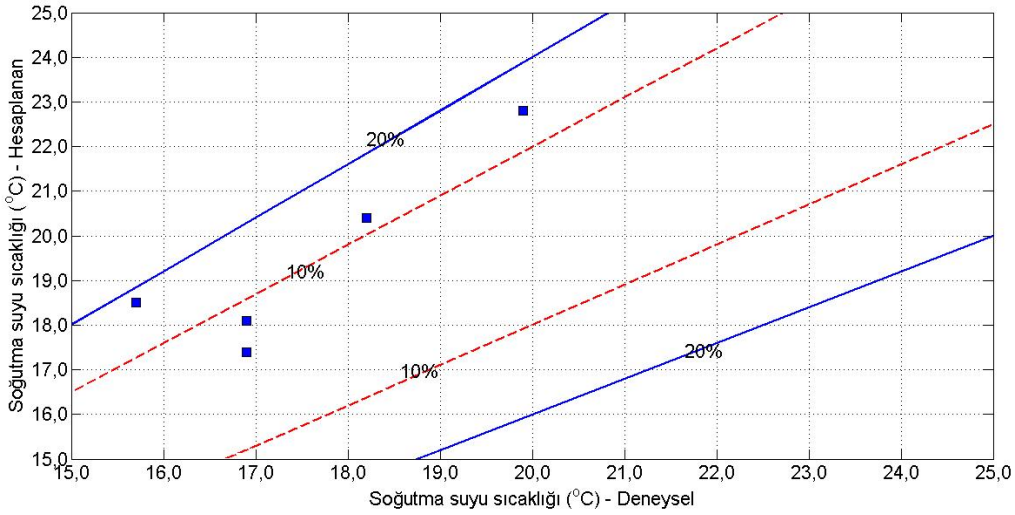
	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$T_{s,gir}$ =21,1 (°C)	1,142	0,231
$T_{s,gir}$ =24,3 (°C)	1,002	0,224
$T_{s,gir}$ =25,6 (°C)	0,979	0,186
$T_{s,gir}$ =27,4 (°C)	0,981	0,179
$T_{s,gir}$ =28,1 (°C)	0,927	0,181
$T_{s,gir}$ =29,4 (°C)	0,764	0,123



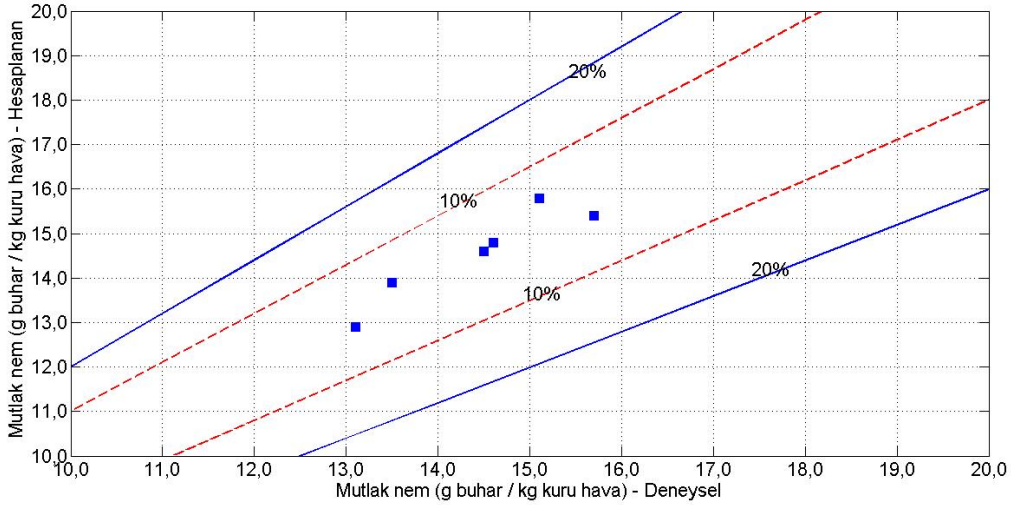
Şekil 8.27 Tanımlı sıvı kurutucu sıcaklıklarında nemli hava çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



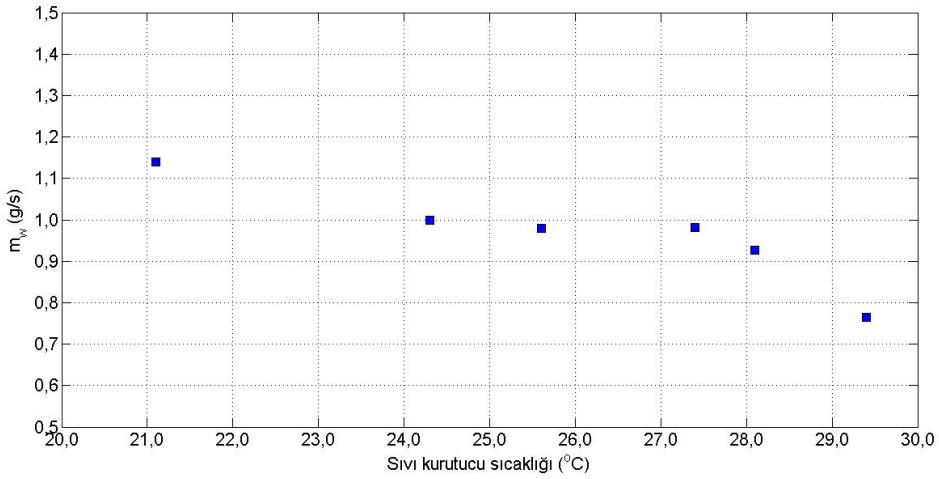
Şekil 8.28 Tanımlı giriş sıvı kurutucu sıcaklıklarında sıvı kurutucu çözelti çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



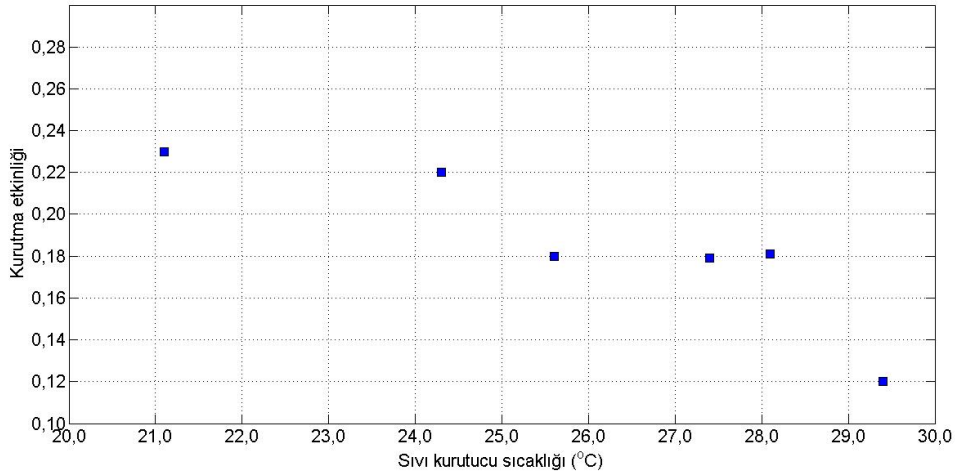
Şekil 8.29 Tanımlı giriş sıvı kurutucu sıcaklıklarında soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



Şekil 8.30 Tanımlı giriş sıvı kurutucu sıcaklıklarında çıkış mutlak nem miktarlarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

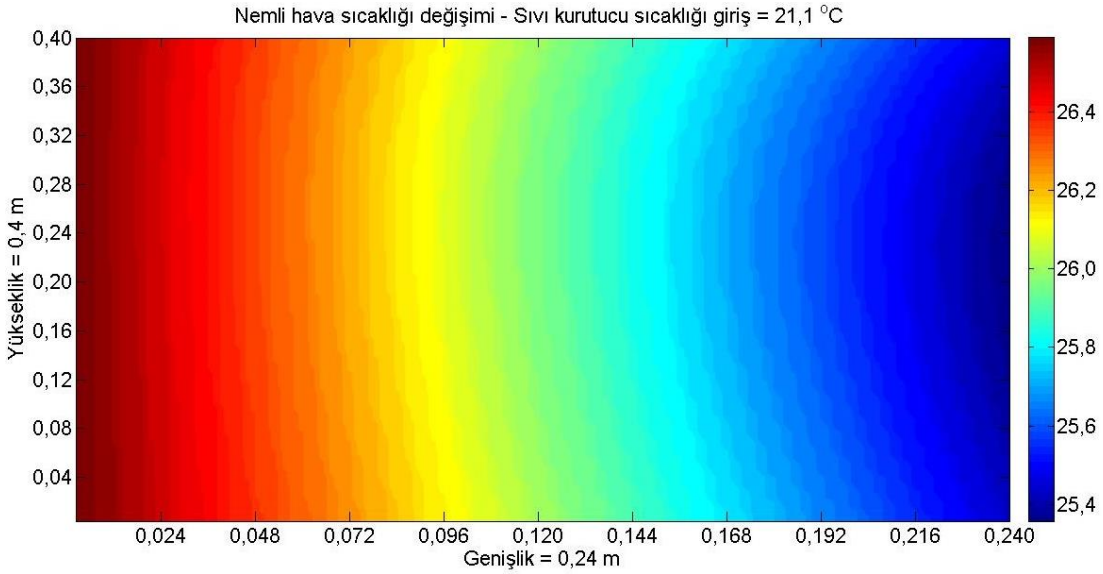


Şekil 8.31 Farklı sıvı kurutucu sıcaklıkları için çekilen nem miktarlarının değişimi

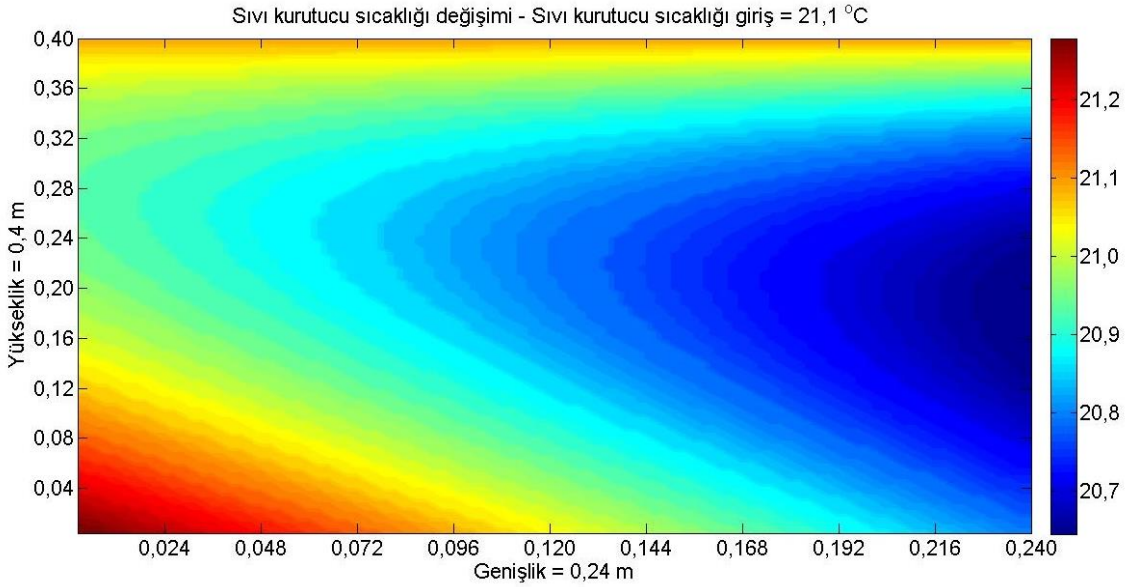


Şekil 8.32 Farklı sıvı kurutucu sıcaklıkları için kurutma etkinliği değerlerinin değişimi

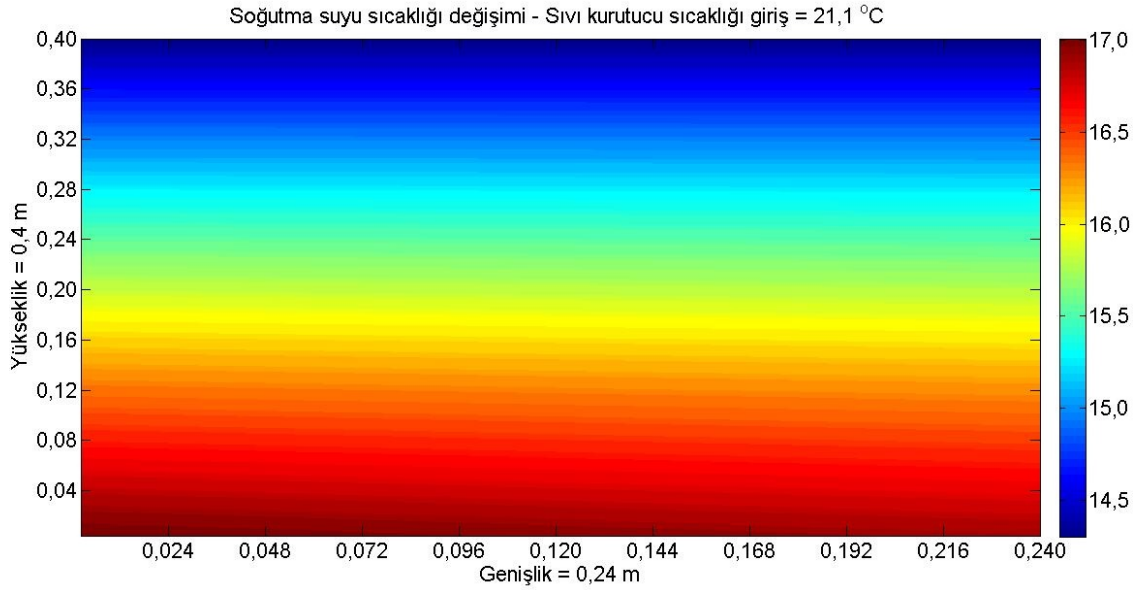
Şekil 8.31 ve Şekil 8.32'den görüleceği gibi sıvı kurutucu çözeltileri sıcaklıklarının artışıyla kurutma etkinliği ve nem çekme miktarı değerlerinin azaldığı görülmektedir. Tanımlanan çalışma koşulları altında, sıvı kurutucu sıcaklıklarının artışı, sıvı buhar basıncı değerlerinin eksponansiyel artışına neden olmaktadır. Bu artış miktarı, çalışma akışkanları (nemli hava ve sıvı kurutucu çözeltisi) arasındaki sıvı buhar basıncı farkını azaltarak potensiyel nem miktarı transferi olasılığını büyük miktarda düşürmektedir. Bunun yanısıra, nemli hava ve sıvı kurutucu çözeltisi arasındaki etkileşimden dolayı buharlaşma gizli ısısı değerlerinde büyük bir artış görülmektedir. Etkileşimden dolayı meydana gelen sistemdeki toplam sıcaklık artışı, sıvı kurutucu çözeltisinin nem alma performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Şekil 8.33 – Şekil 8.56, Çizelge 8.5'te tanımlanan deneysel çalışma şartları altında oluşturulmuş iki boyutlu sayısal model çıktılarını göstermektedir



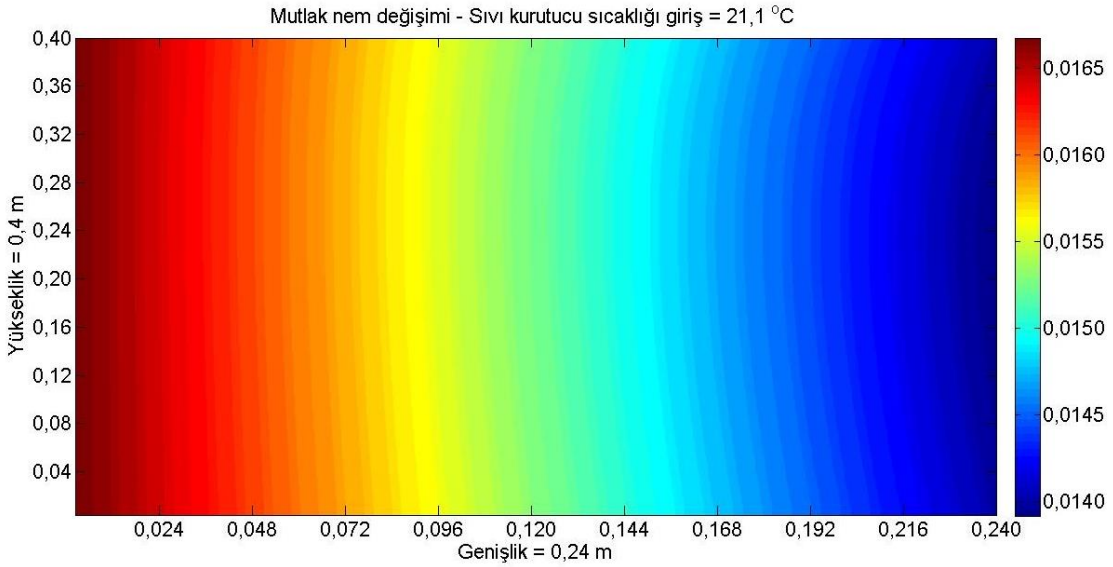
Şekil 8.33 21,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



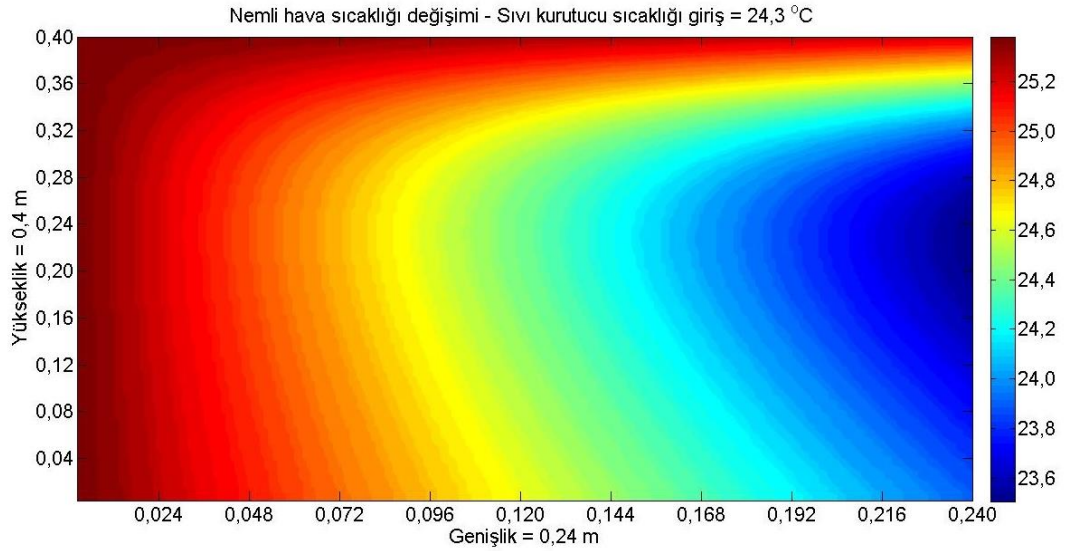
Şekil 8.34 21,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu çözeltisi sıcaklıklarının değişimi



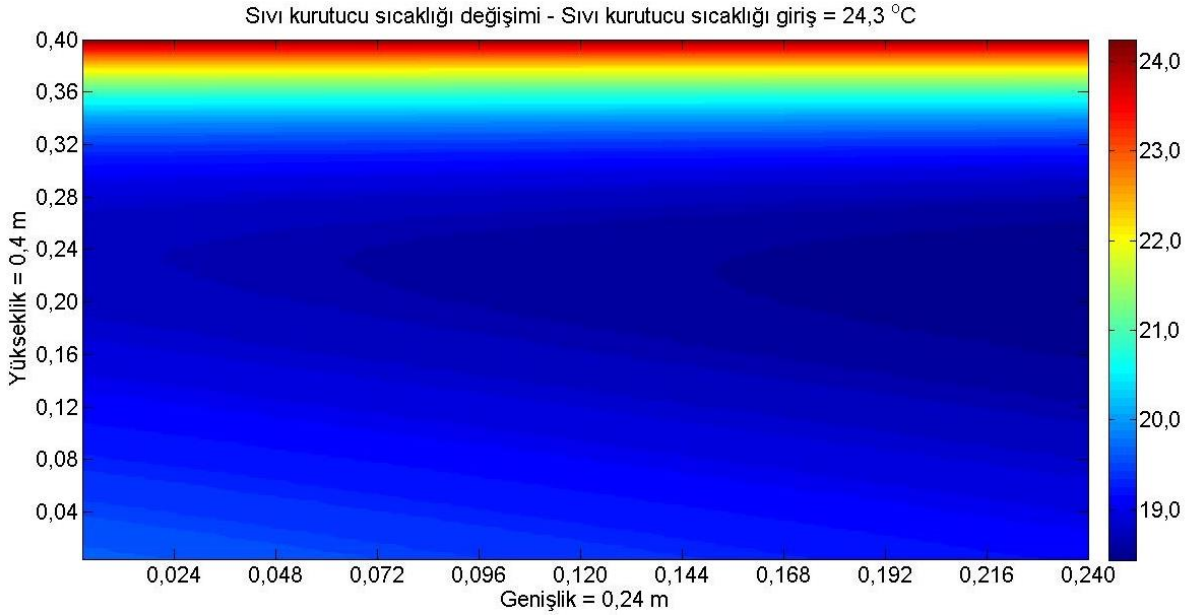
Şekil 8.35 21,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



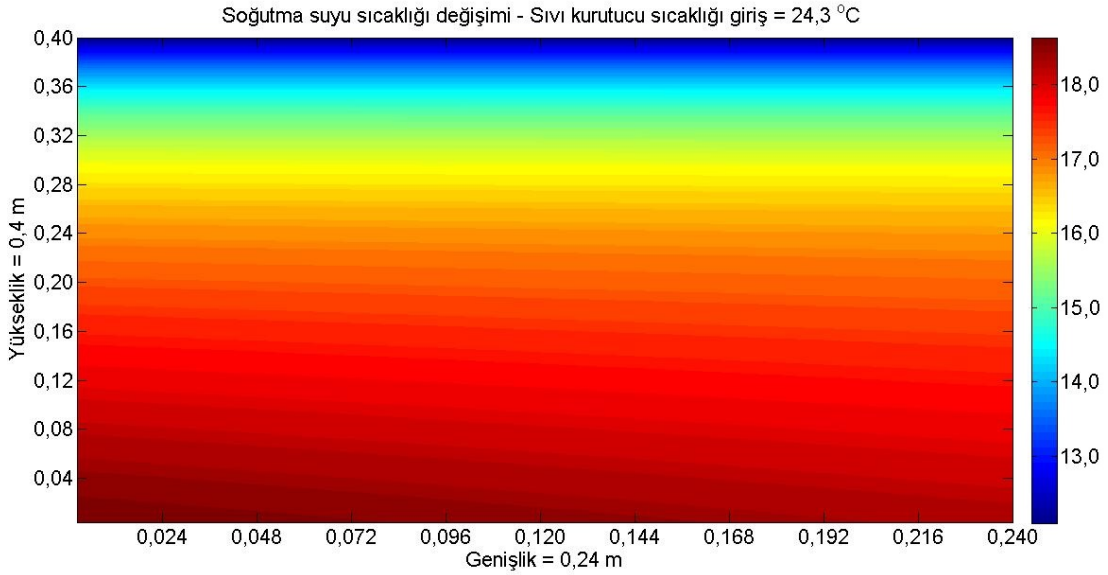
Şekil 8.36 21,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



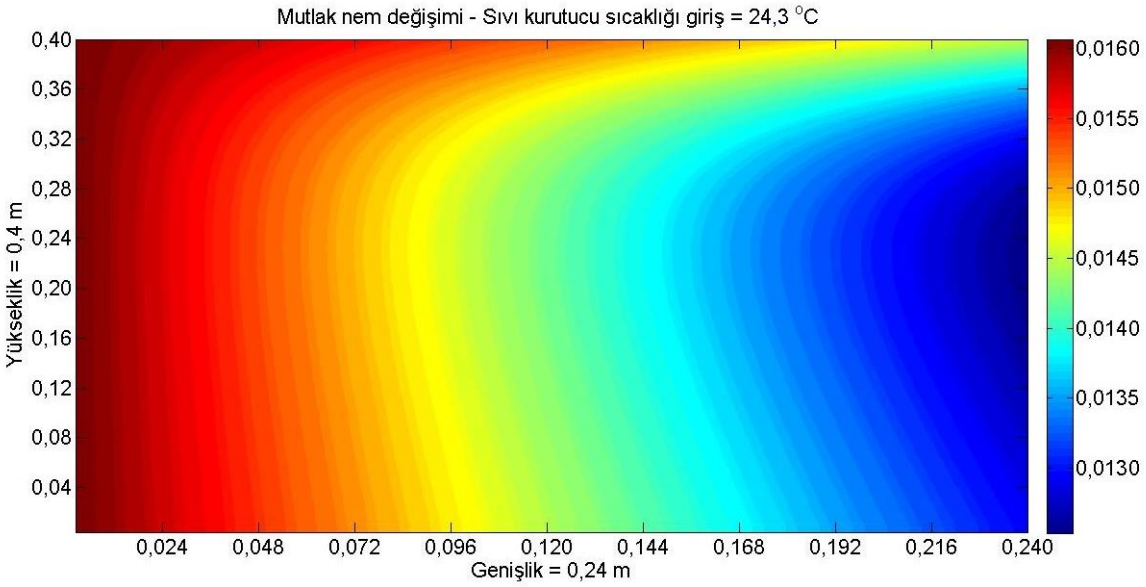
Şekil 8.37 24,3 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



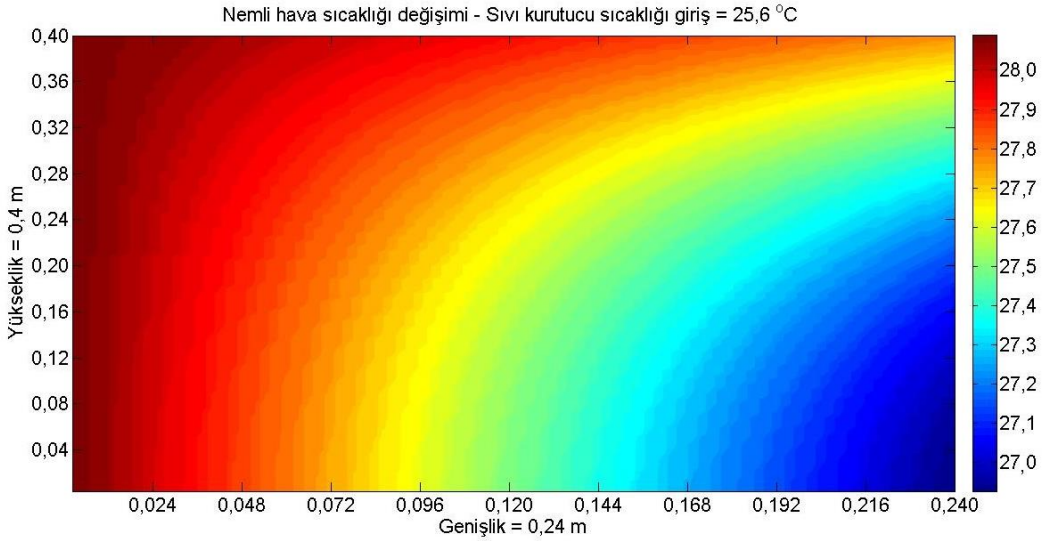
Şekil 8.38 24,3 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu çözeltisi sıcaklıklarının değişimi



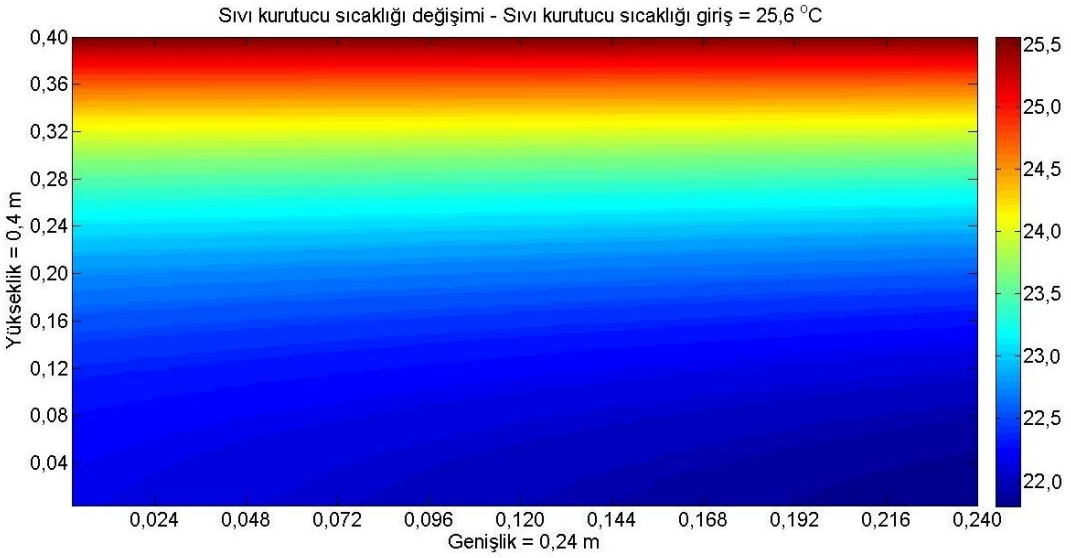
Şekil 8.39 24,3 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



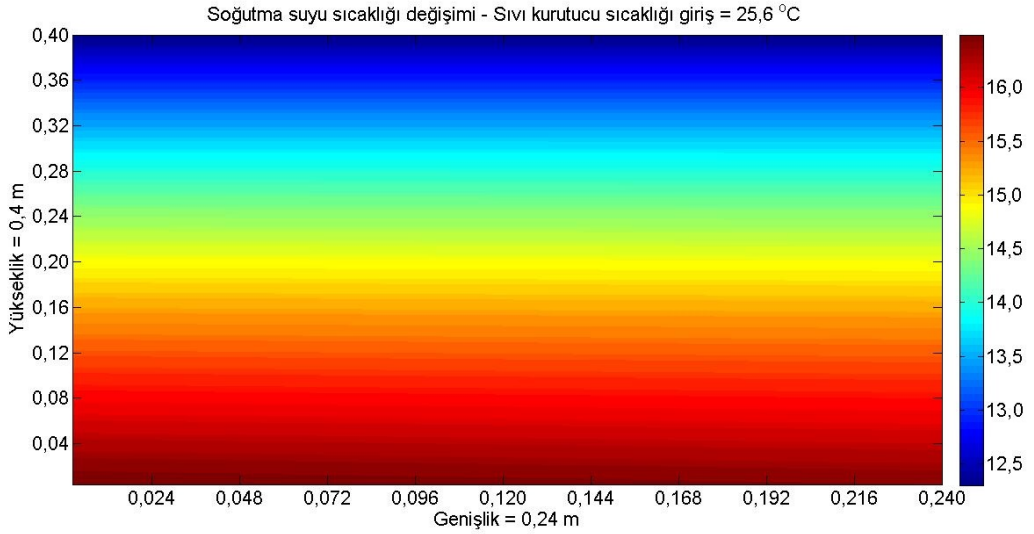
Şekil 8.40 24,3 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



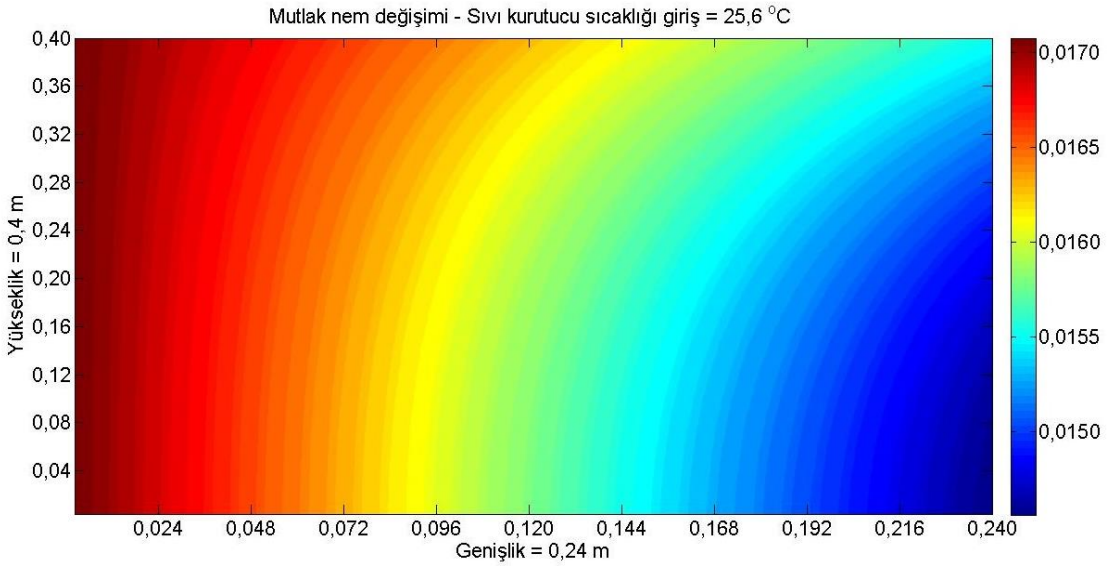
Şekil 8.41 25,6 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



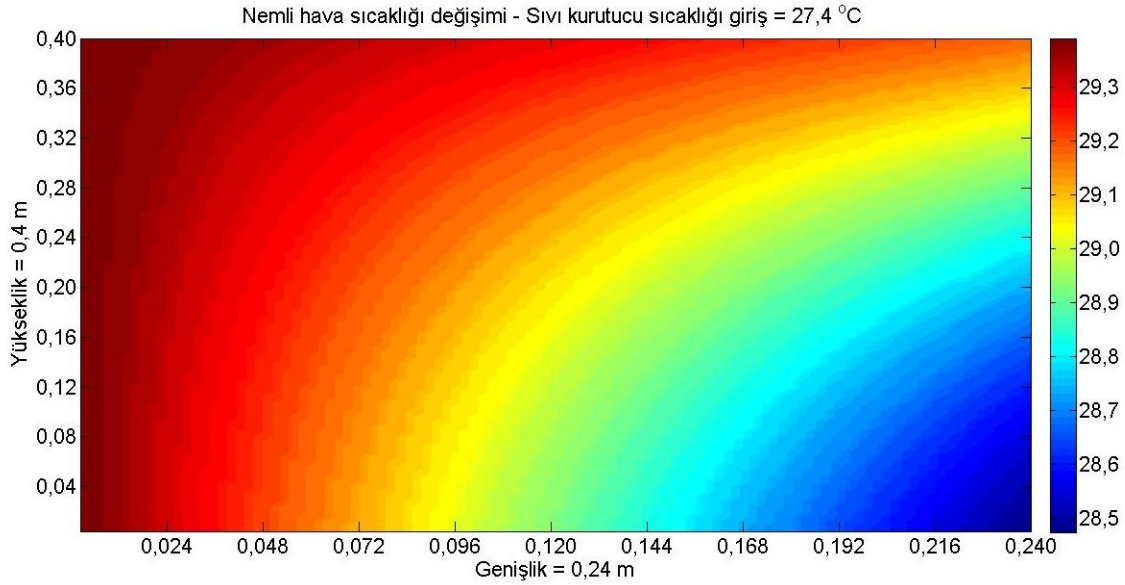
Şekil 8.42 25,6 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



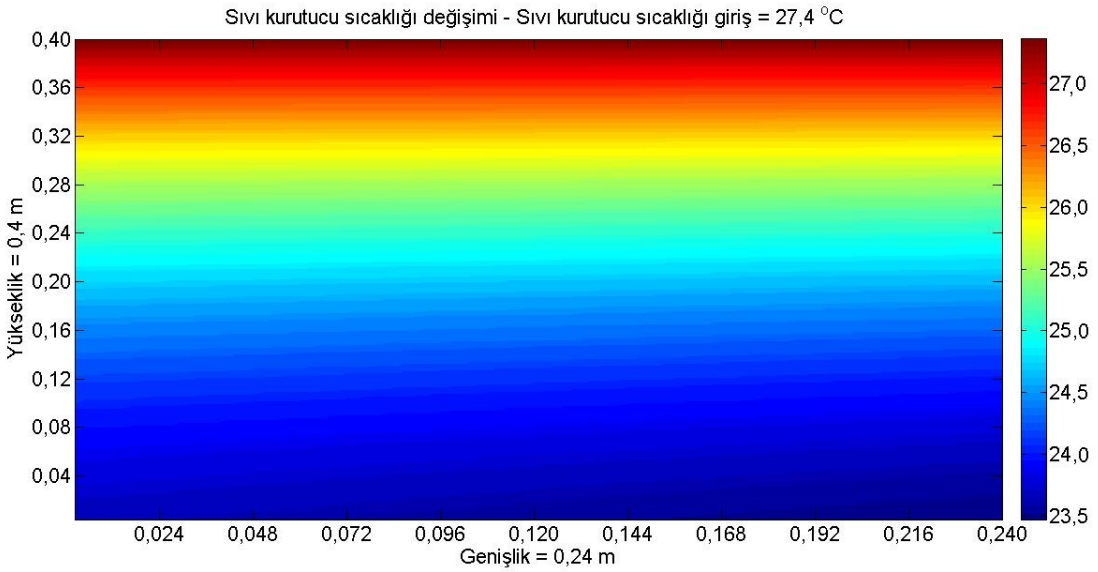
Şekil 8.43 25,6 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



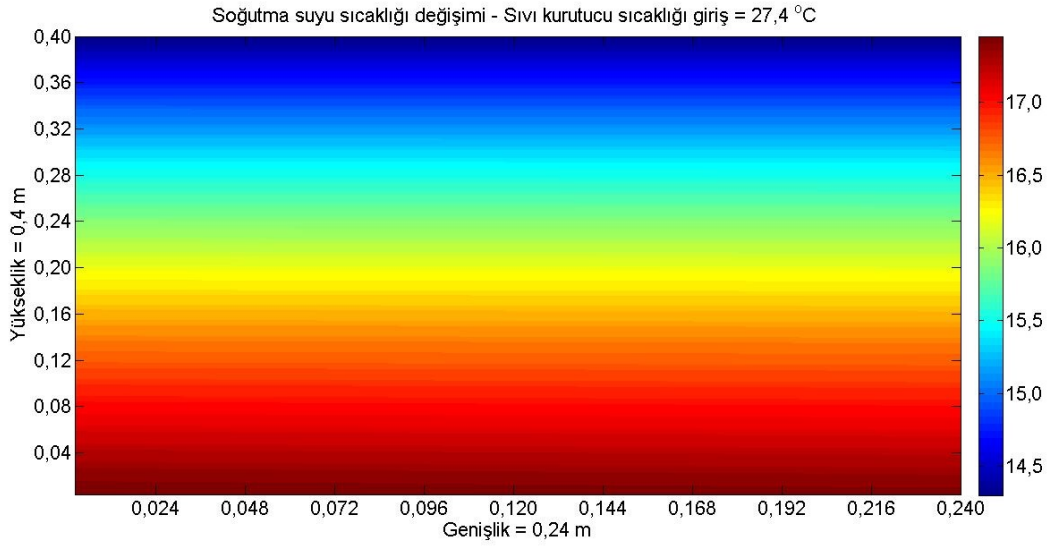
Şekil 8.44 25,6 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



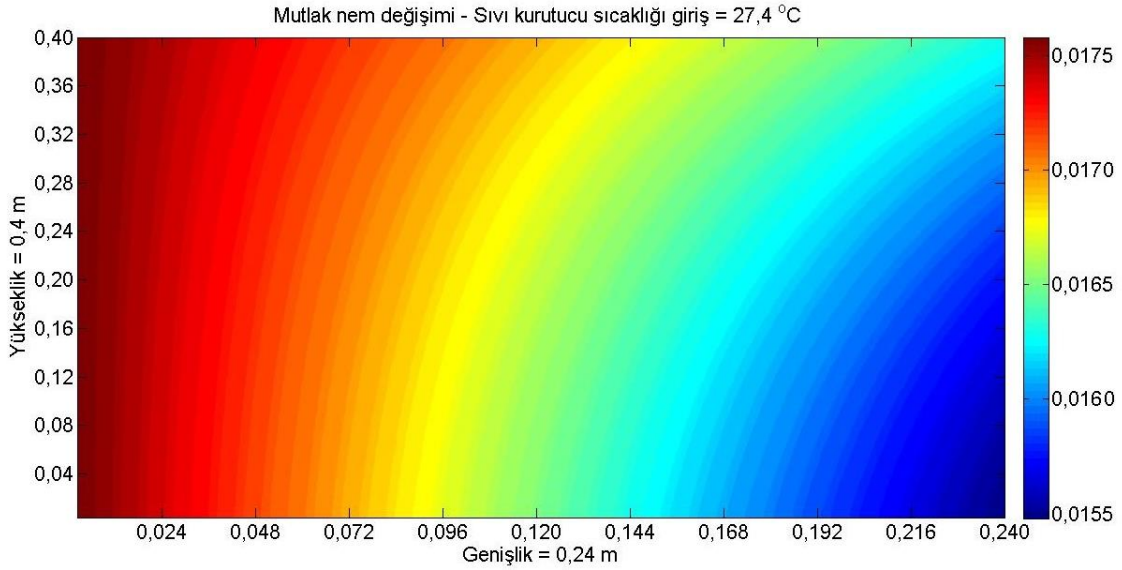
Şekil 8.45 27,4 °C giriş sıvı kurutucu çözeltisi sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



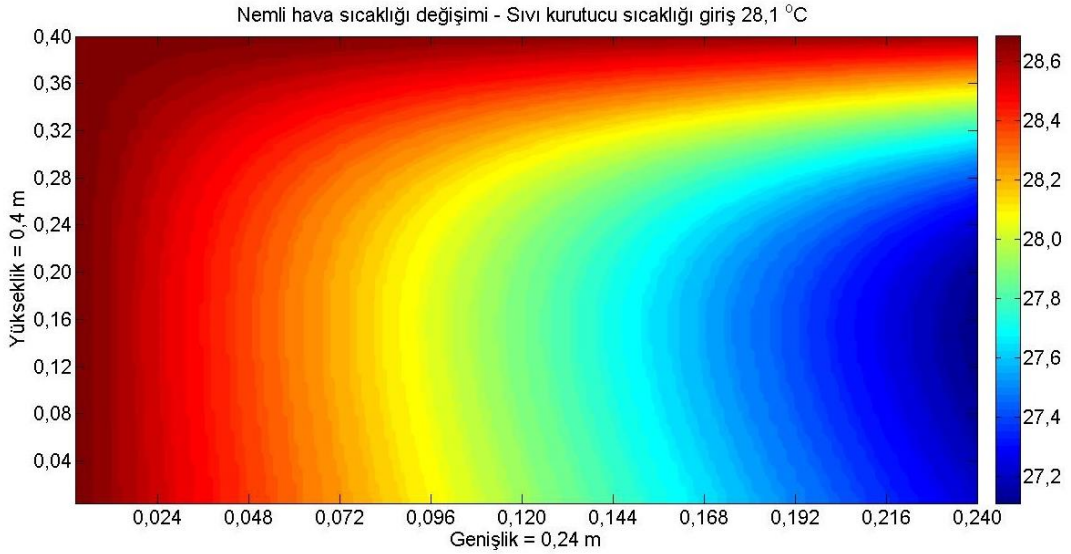
Şekil 8.46 27,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



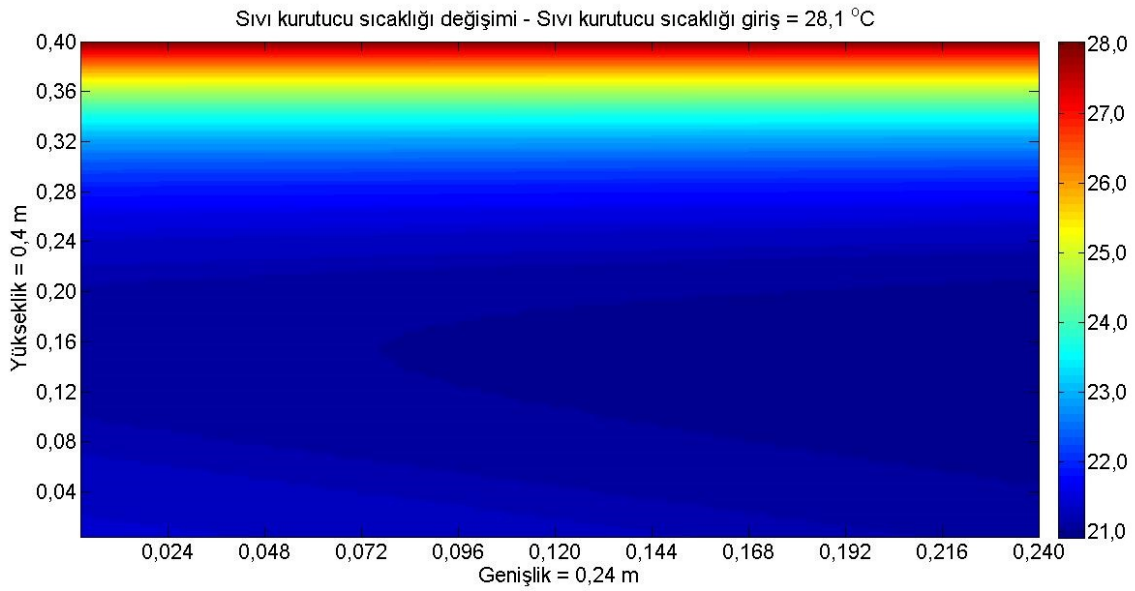
Şekil 8.47 27,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



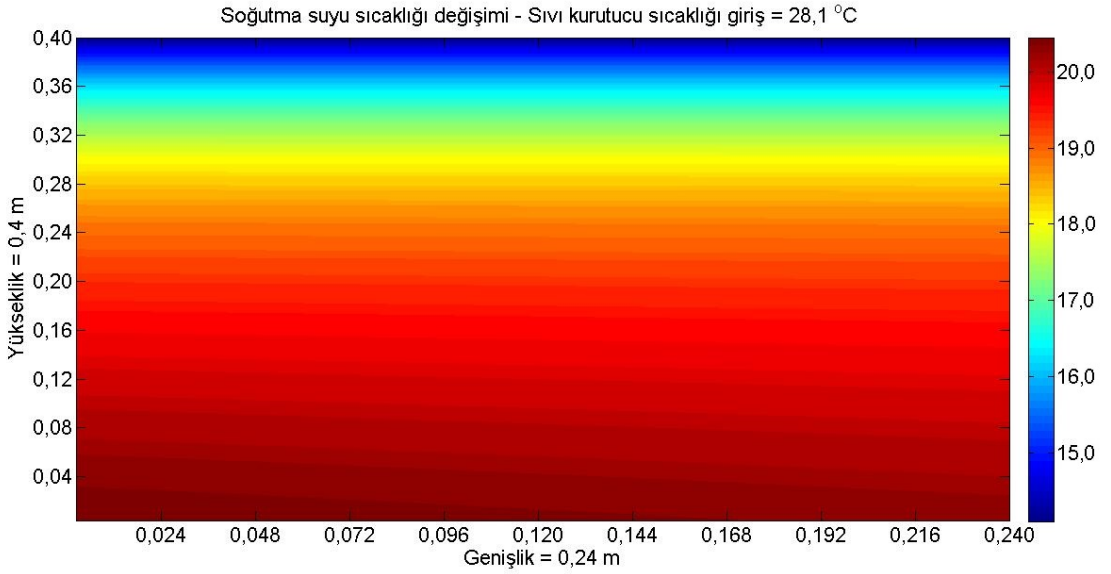
Şekil 8.48 27,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



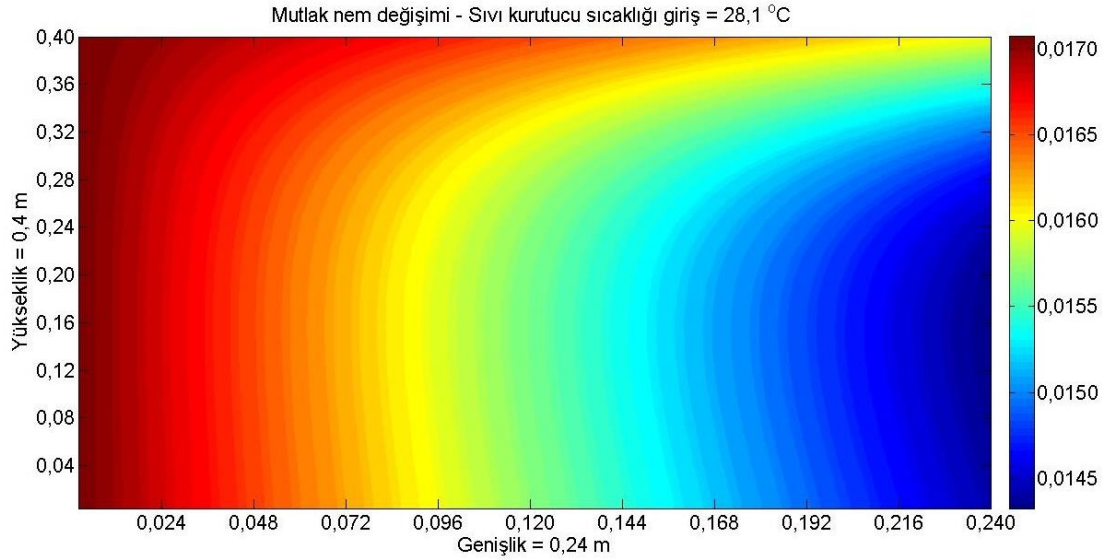
Şekil 8.49 28,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



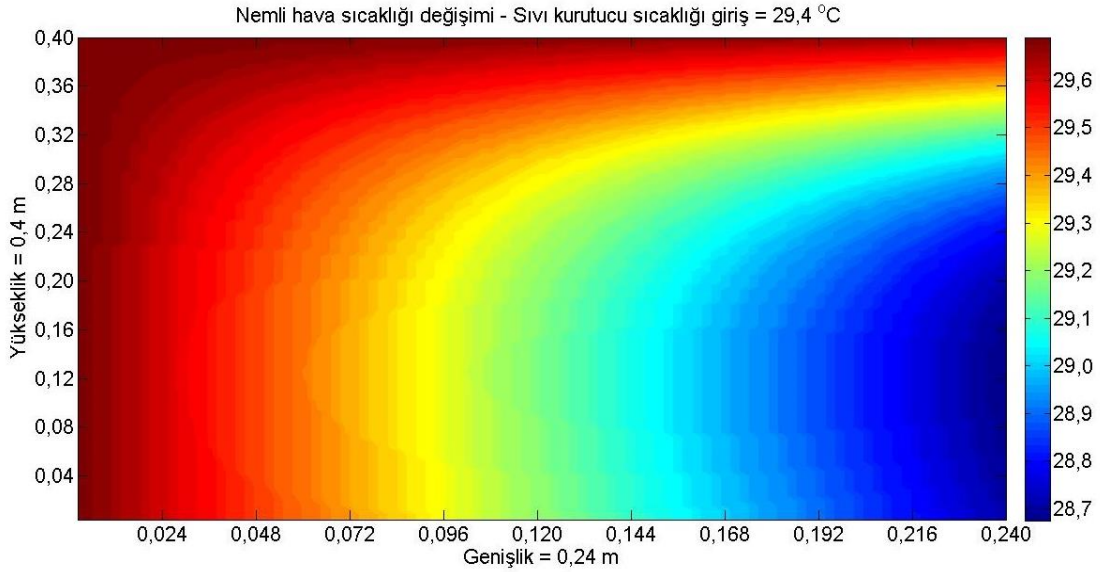
Şekil 8.50 28,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



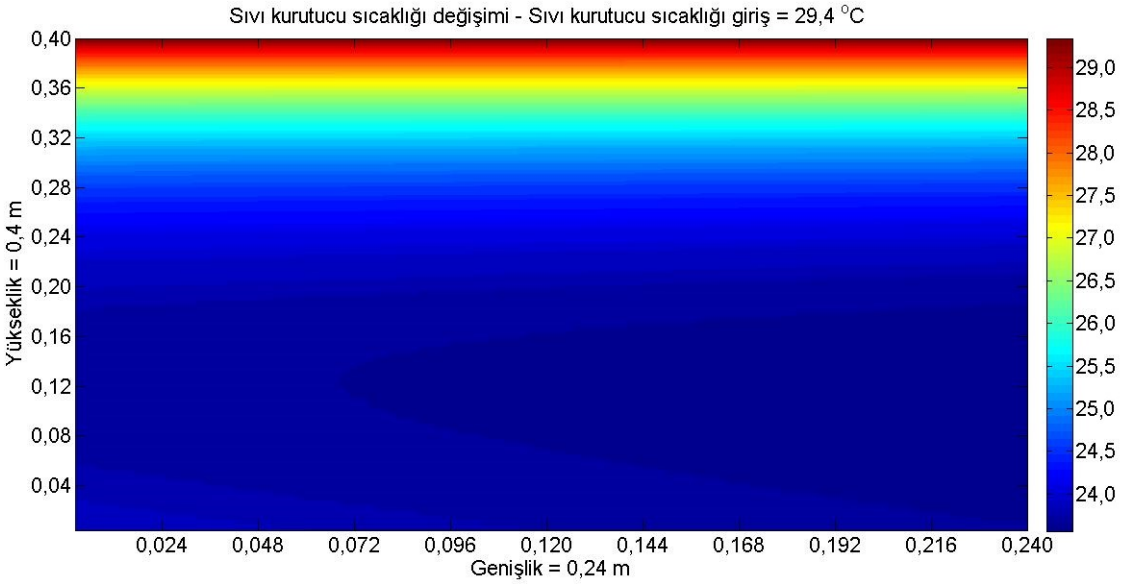
Şekil 8.51 28,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



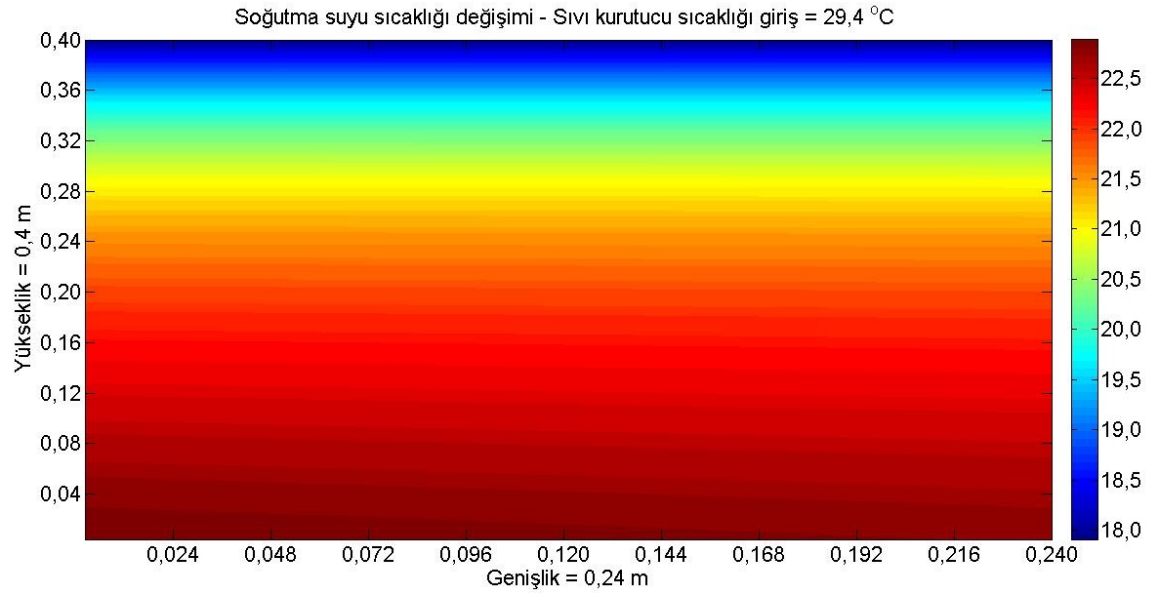
Şekil 8.52 28,1 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



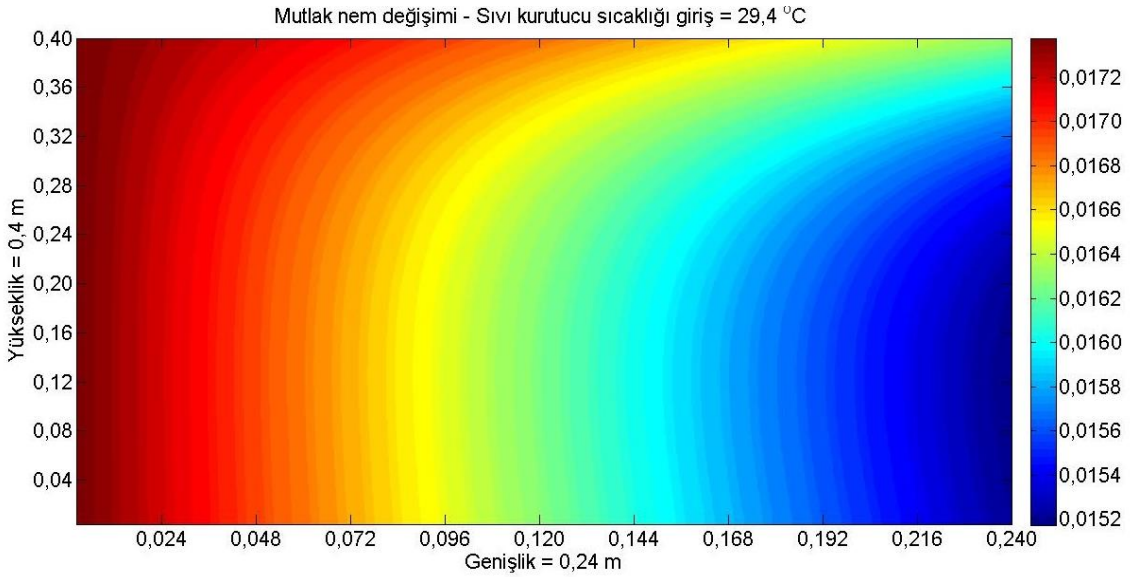
Şekil 8.53 29,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.54 29,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu çözeltisi sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.55 29,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.56 29,4 °C giriş sıvı kurutucu sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi

8.3 Giriş Mutlak Nem Miktarlarının Kurutma Performansına Etkisi

Bu bölümde kurutucuya giren nemli havadaki mutlak nem miktarının kurutma performansı üzerindeki etkisi irdelenecektir. Çizelge 8.7'de değişen giriş mutlak nem miktarları etkisi altında elde edilen deneysel ve sayısal çalışma parametrelerinin karşılaştırılması gerçekleştirilmiştir. Çizelge 8.8'de ise Çizelge 8.7'de tanımlı değişen giriş mutlak nem miktarlarının kurutma etkinliği ve nem alma perfornansı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Görüldüğü üzere giriş mutlak nem miktarlarının artmasıyla kurutucudaki nem alabilme kapasitesinin arttığı buna karşın kurutma etkinliği değerlerinin azaldığı görülmüştür.

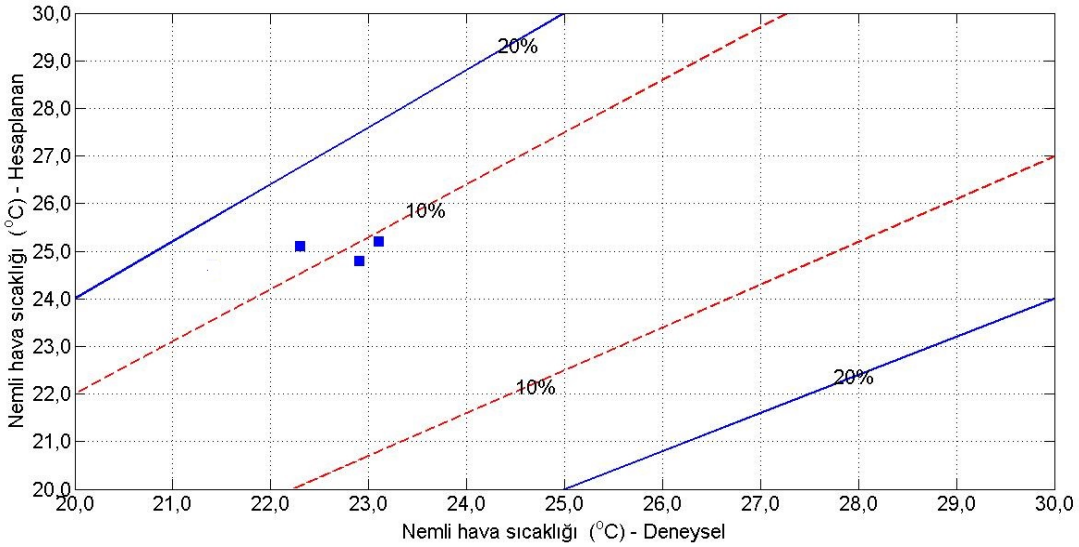
Çizelge 8.7 Belirli giriş mutlak nem miktarları altında çalışma parameterlerinin değişimi

	ω_{gir} =17,3	ω_{gir} =18,4	ω_{gir} =19,7
$T_{h,gir}$ (°C)	25,4	25,8	25,6
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	22,9	23,1	22,3
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	24,8	25,2	25,1
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	17,3	18,4	19,7
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	14,6	15,6	16,7
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	15,1	16,0	17,1
$T_{s,gir}$ (°C)	24,1	24,4	24,8
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	20,3	20,7	21,0
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	21,4	21,5	22,0
$T_{ss,gir}$ (°C)	14,1	13,9	13,8
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	17,9	18,1	17,4
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	16,5	16,4	16,2
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,31	0,28	0,28
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,41	0,41	0,46
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,31	0,32	0,36

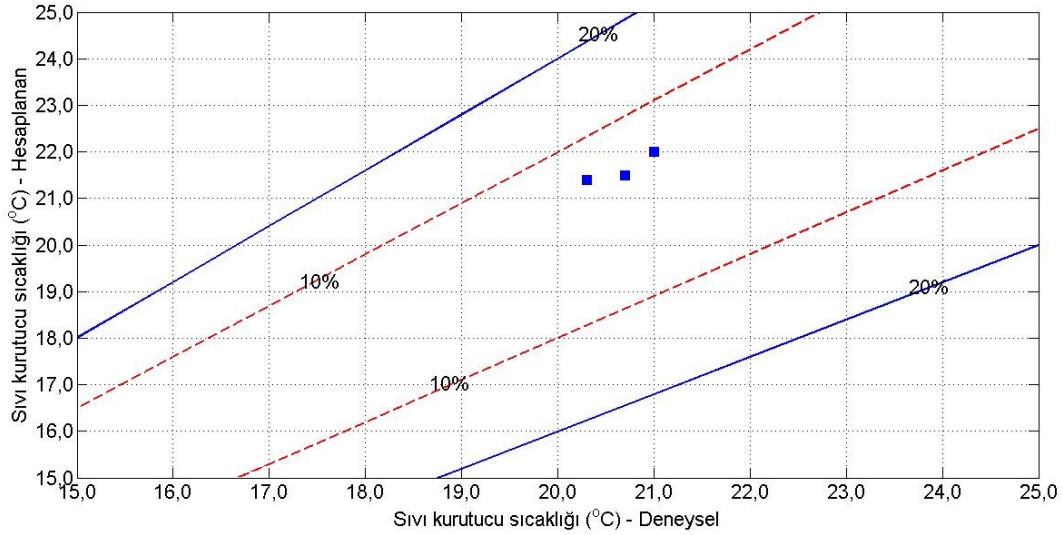
Çizelge 8.8 Tanımlı giriş mutlak nem miktarlarının kurutma etkinliği ve nem alma performansı üzerine etkisi

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
ω_{gir} =17,3 (g_b/kg_{kh})	0,853	0,325
ω_{gir} =18,4 (g_b/kg_{kh})	0,915	0,302
ω_{gir} =19,7 (g_b/kg_{kh})	1,085	0,297

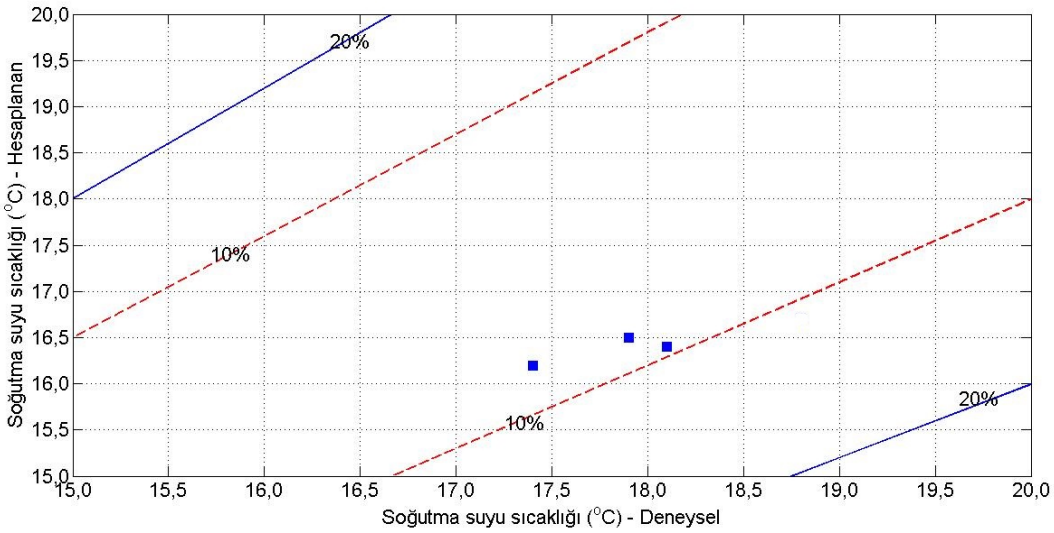
Şekil 8.57 – Şekil 8.60 yukarıda tanımlanan deneysel şartlar için çıkış çalışma parametrelerinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmasını ve içinde bulundukları hata dilimlerini göstermektedir.



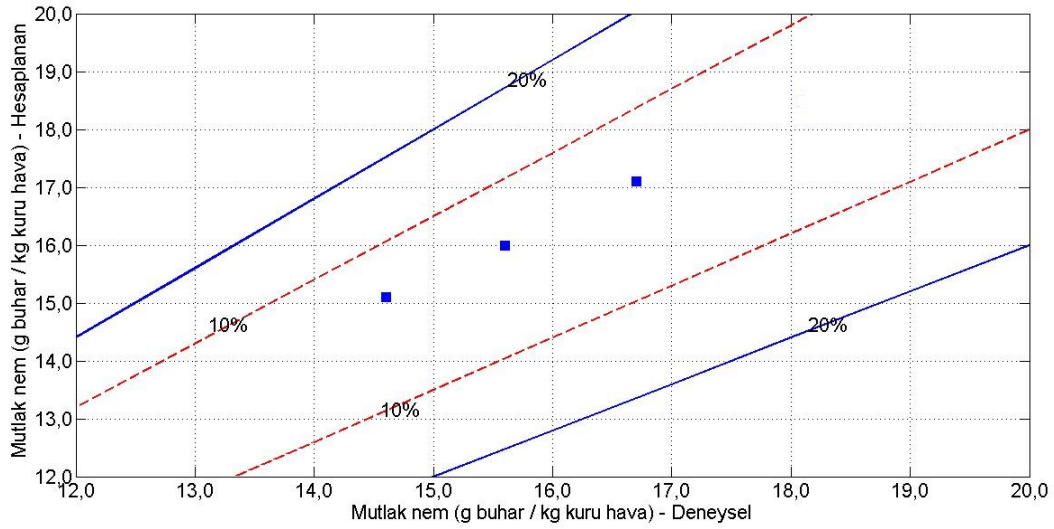
Şekil 8.57 Değişen giriş mutlak nem miktarı değerleri için çıkış nemli hava sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



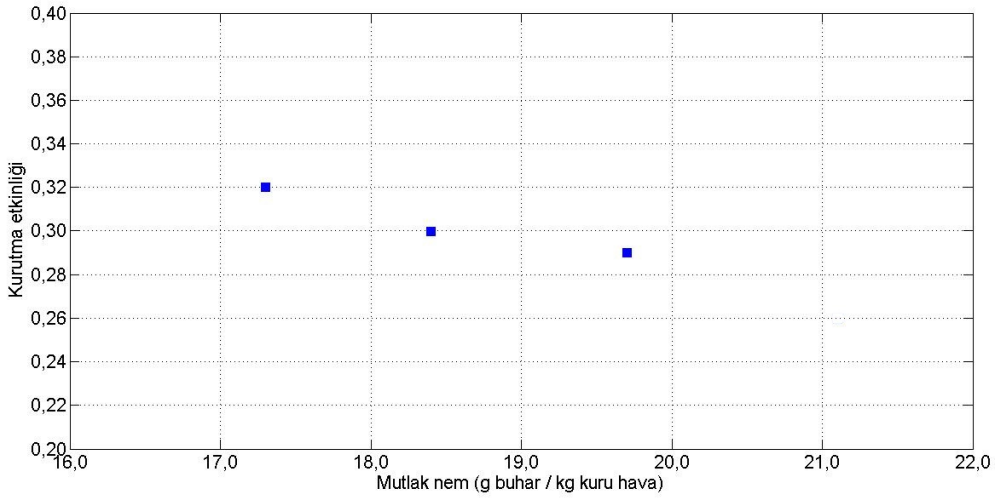
Şekil 8.58 Değişen giriş mutlak nem miktarı değerleri için çıkış sıvı kurutucu çözelti sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



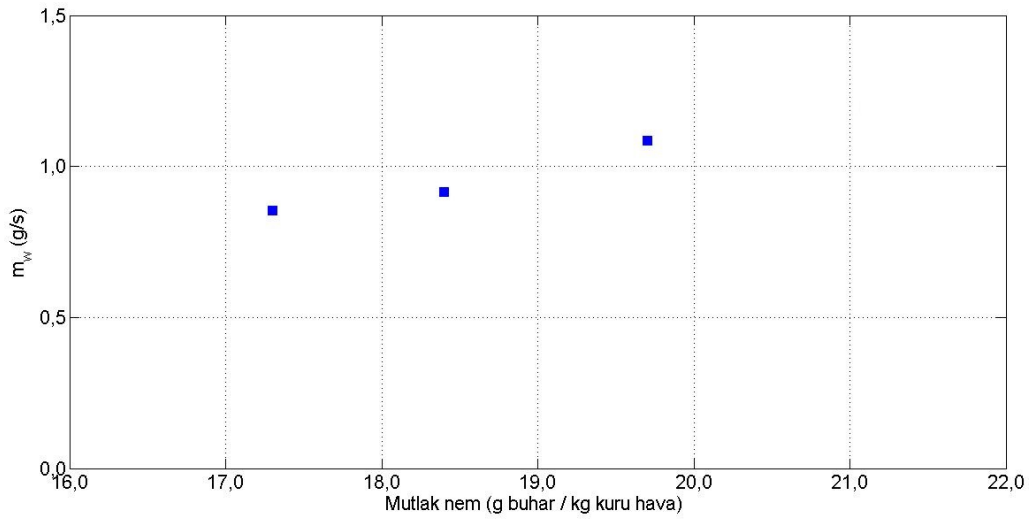
Şekil 8.59 Değişen giriş mutlak nem miktarı değerleri için soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



Şekil 8.60 Değişen giriş mutlak nem miktarı değerleri için çıkış mutlak nem miktarlarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



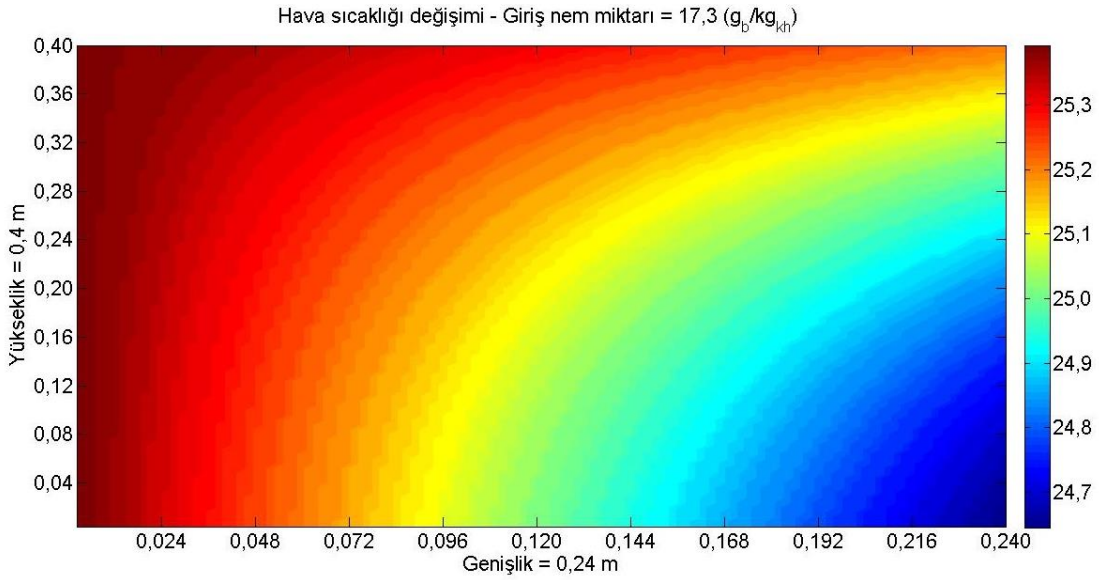
Şekil 8.61 Farklı giriş mutlak nem miktarları etkisindeki kurutma etkinliği değerlerinin değişimi



Şekil 8.62 Farklı giriş mutlak nem miktarları etkisindeki işlem havasından çekilen nem miktarlarının değişimi

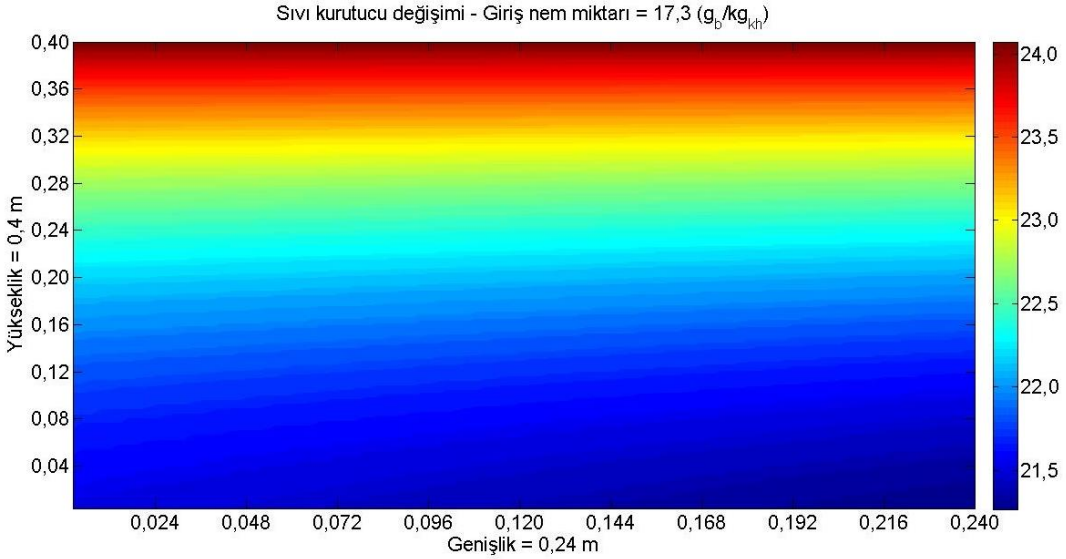
Şekil 8.61 ve Şekil 8.62 kurutucuya giren farklı mutlak nem miktarlarının kurutma performansı ve kurutma etkinliği üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 8.62'den anlaşılacağı üzere, mutlak nem değerlerinini artmasıyla, yoğuşan nem miktarının arttığı görülmektedir. Birim hava kütlesi içindeki nem miktarının artmasıyla yoğuşan nem miktarı arasında doğru orantılı bir ilişki bulunduğundan bu artış eğilimi kabul edilebilir bir davranıştır. Şekil 8.61'de ise kurutucuya giriş mutlak nem miktarlarının kurutma etkinliği değerleri üzerindeki etkisi

irdelenmiştir. Şekilden anlaşılacağı gibi artan giriş mutlak nem miktarı değerlerinin kurutma performansı üzerinde negatif bir etki yarattığı görülmektedir. Bunun sebebi kesin olarak açıklanamamakla birlikte Denkem (8.11)'deki $\omega_{h,gir} - \omega_{h,çık}$ değeri ile $\omega_{h,gir} - \omega_e$ değerinin değişik değerleri için kurutma etkinliği değerlerinin düzensiz olarak değiştiği görülmektedir. Şekil 8.63 – Şekil 8.74 farklı giriş mutlak nem miktarları için çalışma parametrelerinin kurutucu

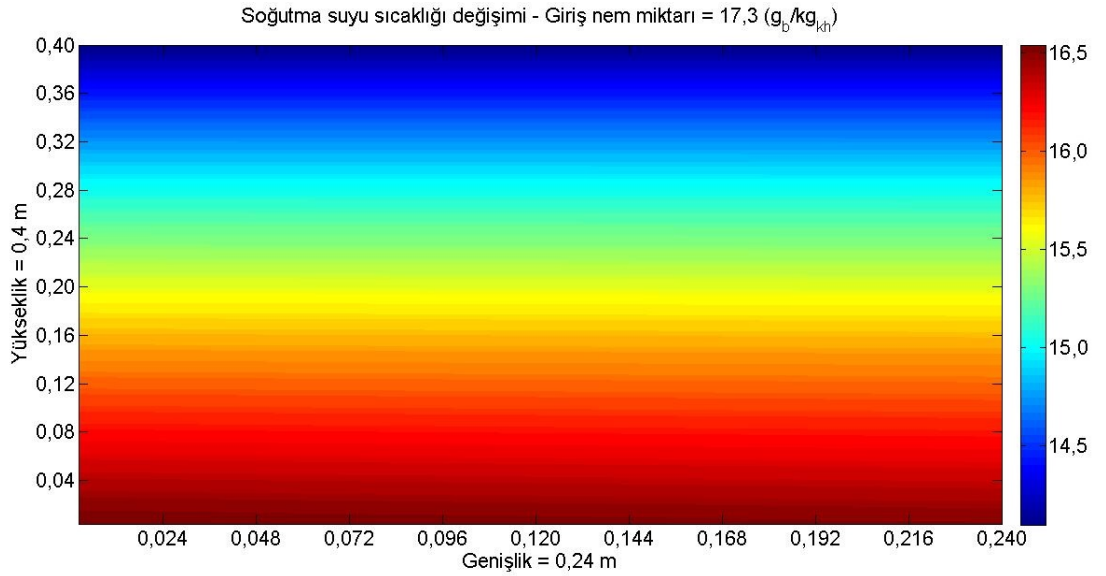


içerisindeki değişimini göstermektedir.

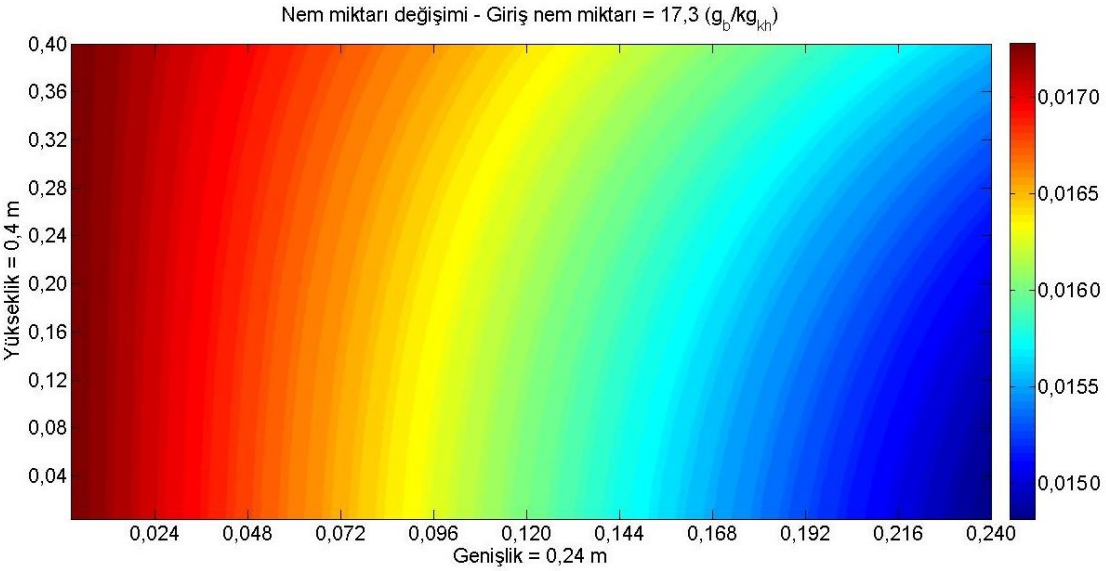
Şekil 8.63 17,3 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



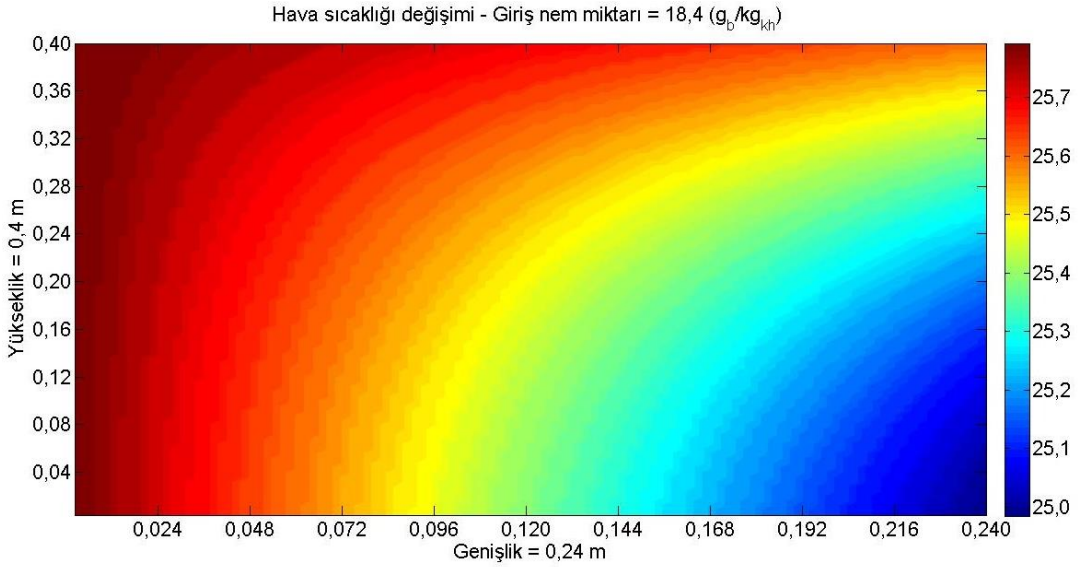
Şekil 8.64 17,3 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



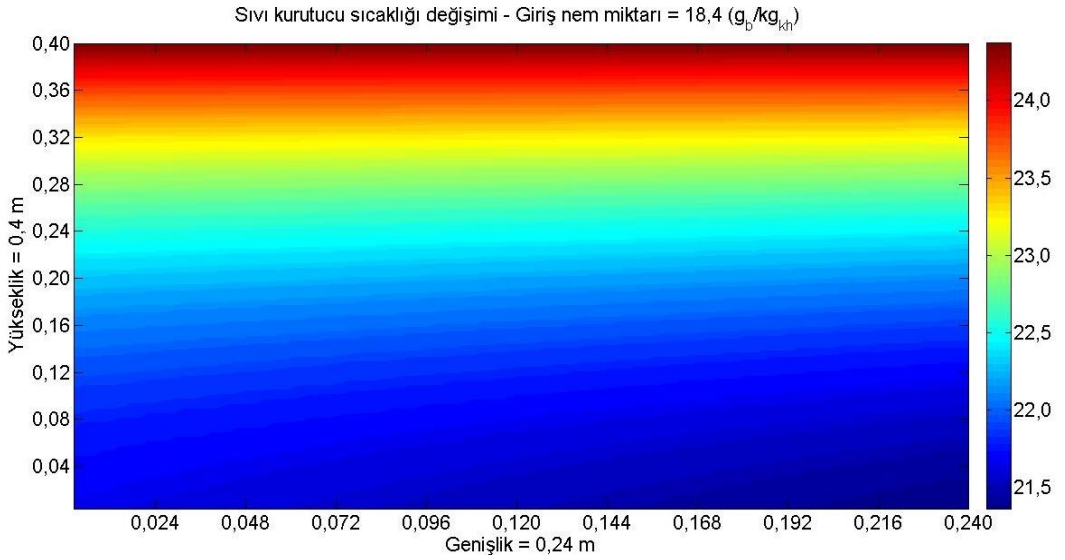
Şekil 8.65 17,3 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



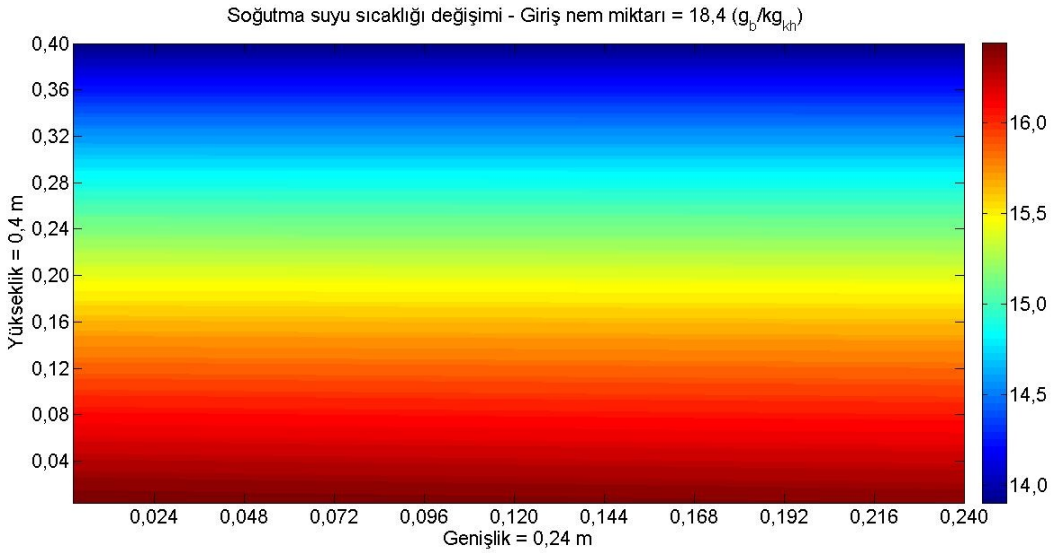
Şekil 8.66 17,3 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



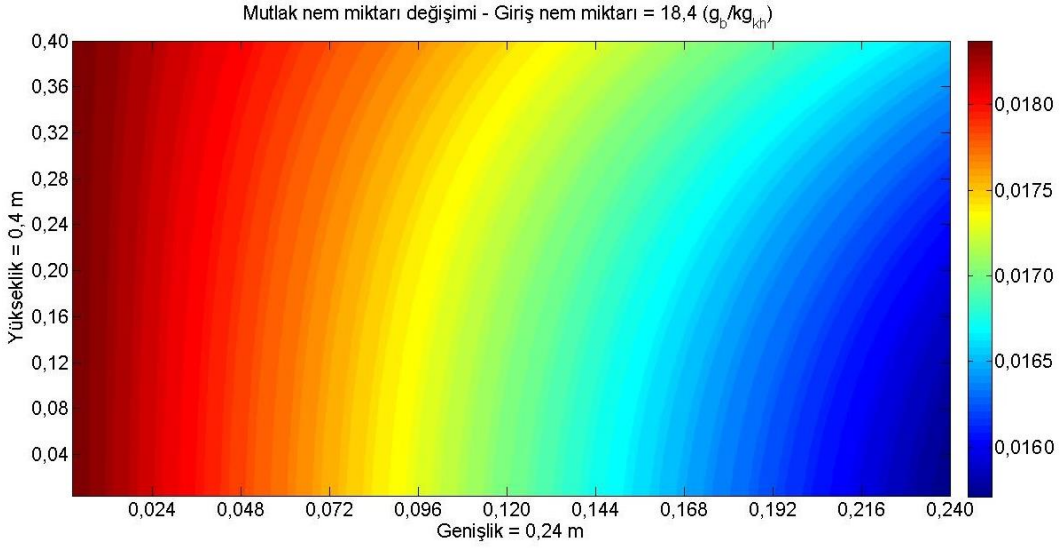
Şekil 8.67 18,4 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



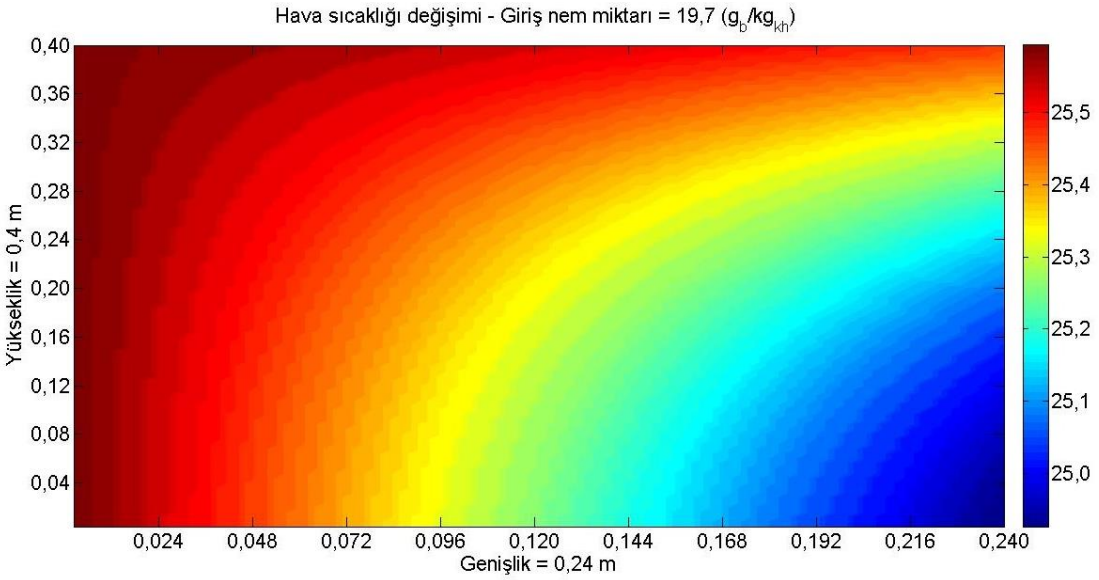
Şekil 8.68 18,4 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



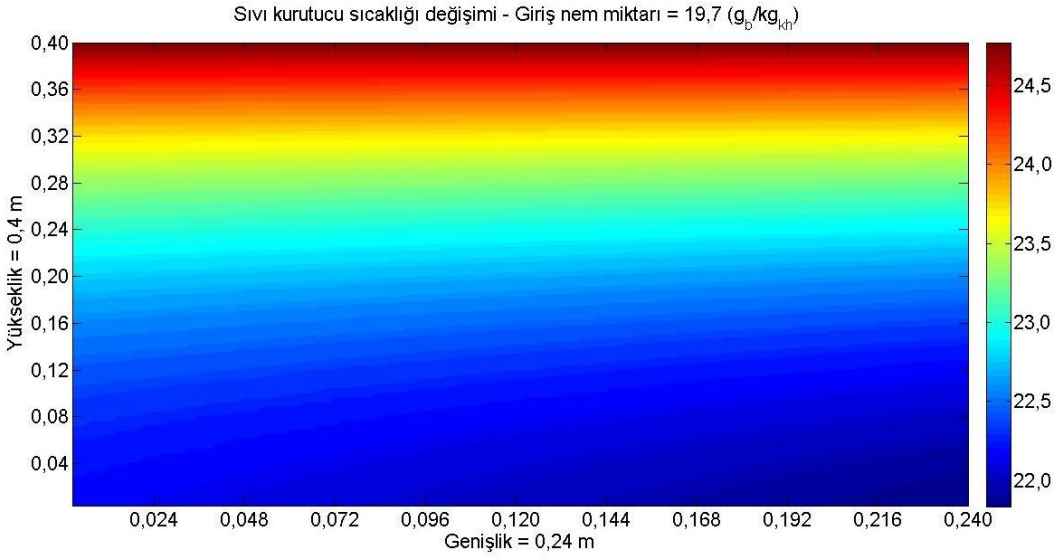
Şekil 8.69 18,4 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



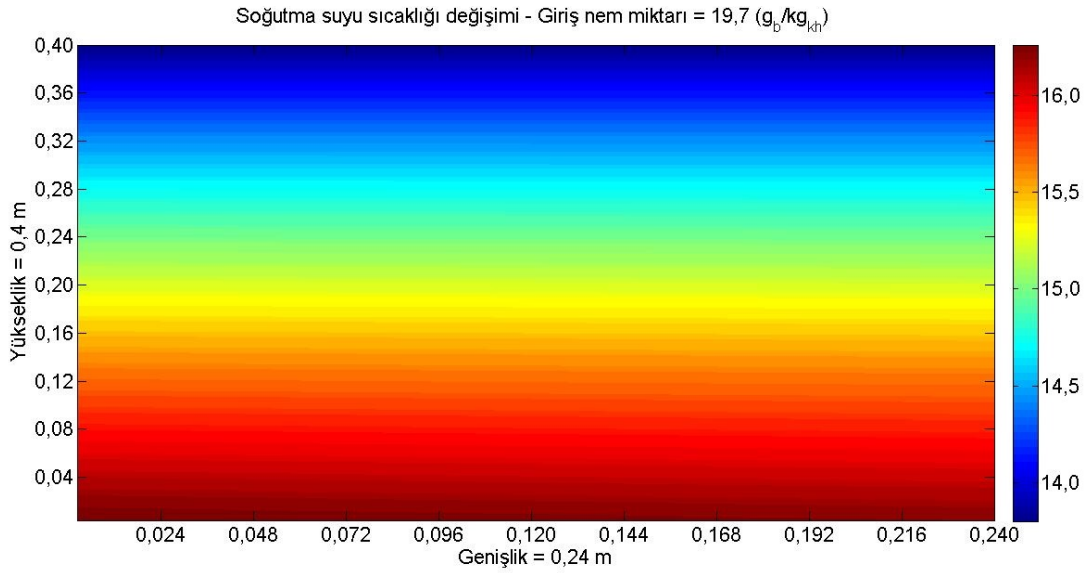
Şekil 8.70 18,4 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



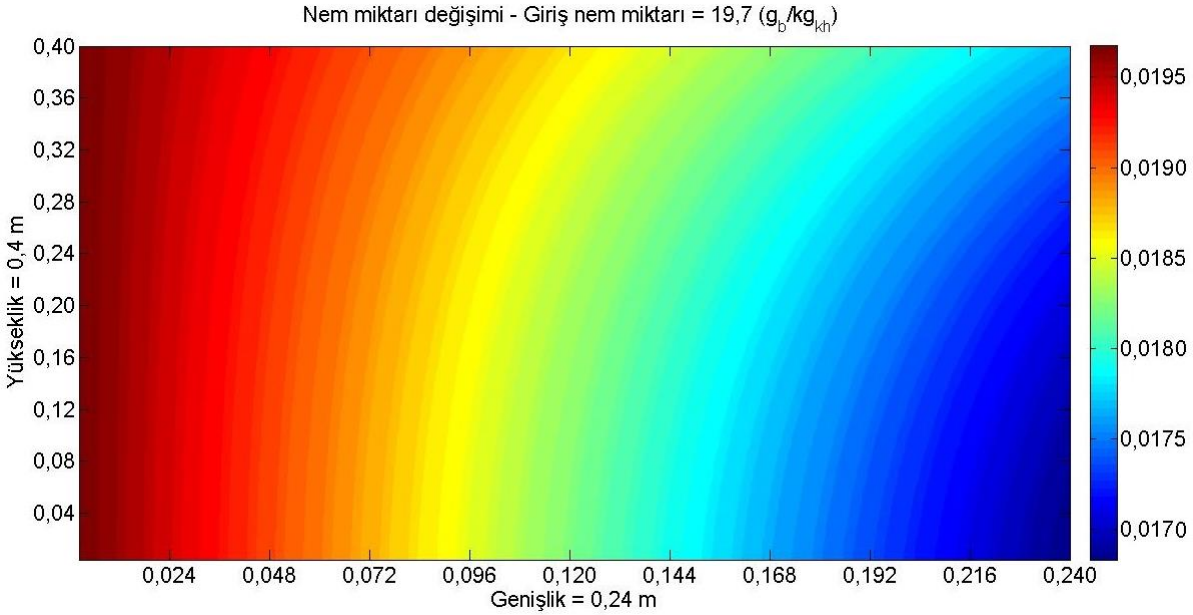
Şekil 8.71 19,7 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.72 19,7 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.73 19,7 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki sıvı soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.74 19,7 g_b / kg_{kh} giriş mutlak nem miktarında kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi

8.4 Giriş Soğutma Suyu Debisinin Kurutma Performansına Etkisi

Bu bölümde soğutma suyu debilerinin çalışma parametreleri ve kurutma etkinliği üzerindeki etkileri tartışılacaktır. Çizelge 8.9 değişen giriş soğutma suyu debilerinini operasyon parametreleri üzerindeki etkisini göstermekte ve elde edilen çıktıları deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmaktadır. Çizelge 8.10 ise yine farklı soğutma suyu debileri etkisi altında kurutma etkinliği ve nem alma miktarları değerlerinin değişimini göstermektedir. Tablolardan görüldüğü üzere kurutma etknliği ve kurutucudaki nem alma miktarı değerlerinin soğutma suyu debilerinin artmasıyla arttığı gözlemlenmiştir.

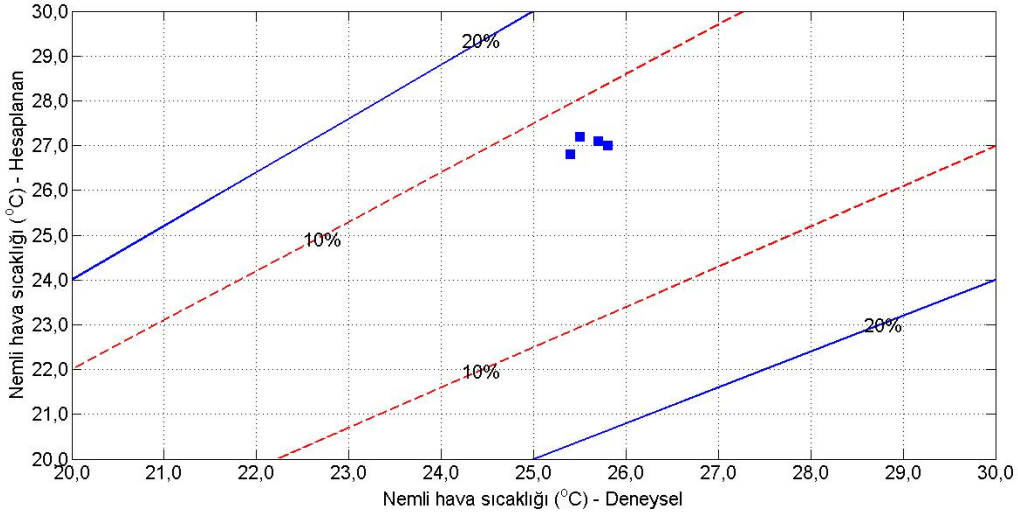
Çizelge 8.9 Farklı soğutma suyu debileri etkisi altında çıkış çalışma parametrelerinin değişimi

	$m_{ss,gir}$ = 0,20 (kg/s)	$m_{ss,gir}$ = 0,44 (kg/s)	$m_{ss,gir}$ = 0,60 (kg/s)	$m_{ss,gir}$ = 0,72 (kg/s)
$T_{h,gir}$ (°C)	27,8	28,0	27,6	28,1
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	25,8	25,7	25,4	25,5
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	27,0	27,1	26,8	27,2
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	19,6	19,5	19,4	19,6
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,6	16,4	16,1	16,3
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	17,1	16,9	16,7	16,9
$T_{s,gir}$ (°C)	24,3	24,1	24,2	24,3
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	22,0	21,0	20,6	20,3
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	22,7	22,0	22,2	22,2
$T_{ss,gir}$ (°C)	13,2	13,8	13,6	13,3
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	17,6	16,9	16,6	16,3
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	18,3	16,1	15,8	15,6
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,41	0,38	0,39	0,39
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,21	0,44	0,60	0,72
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,37	0,36	0,39	0,40

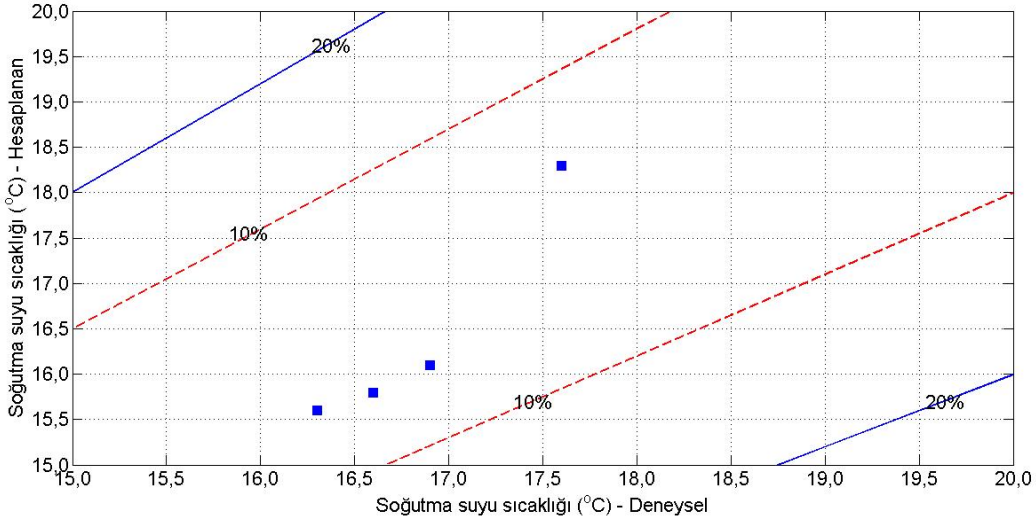
Çizelge 8.10 Farklı soğutma suyu debileri etkisi altındaki kurutma etkinliği ve nem alma miktarları değerlerinin değişimi

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$m_{ss,gir}$ = 0,20 (kg/s)	1,113	0,296
$m_{ss,gir}$ = 0,44 (kg/s)	1,121	0,302
$m_{ss,gir}$ = 0,60 (kg/s)	1,301	0,321
$m_{ss,gir}$ = 0,72 (kg/s)	1,347	0,331

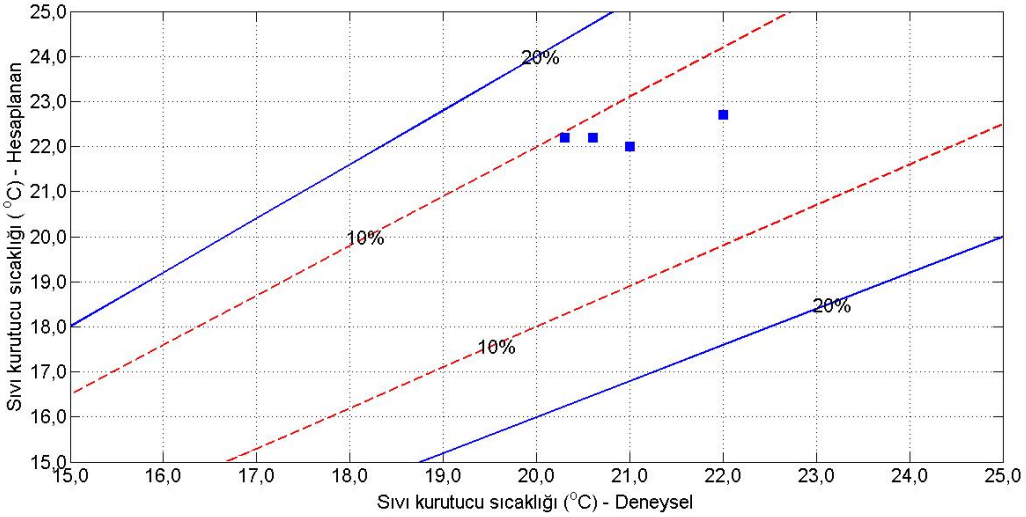
Şekil 8.75 – Şekil 8.78 yukarıda belirtilen soğutma suyu debileri giriş şartları altında tablolarda verilen operasyon parametrelerinin deneysel ve sayısal çıkış değerlerinin karşılaştırılmasını vermektedir. Şekillerden de görüleceği gibi deneysel verilerin büyük bir kısmı ±10%'luk hata dilimi içerisinde toplanmıştır.



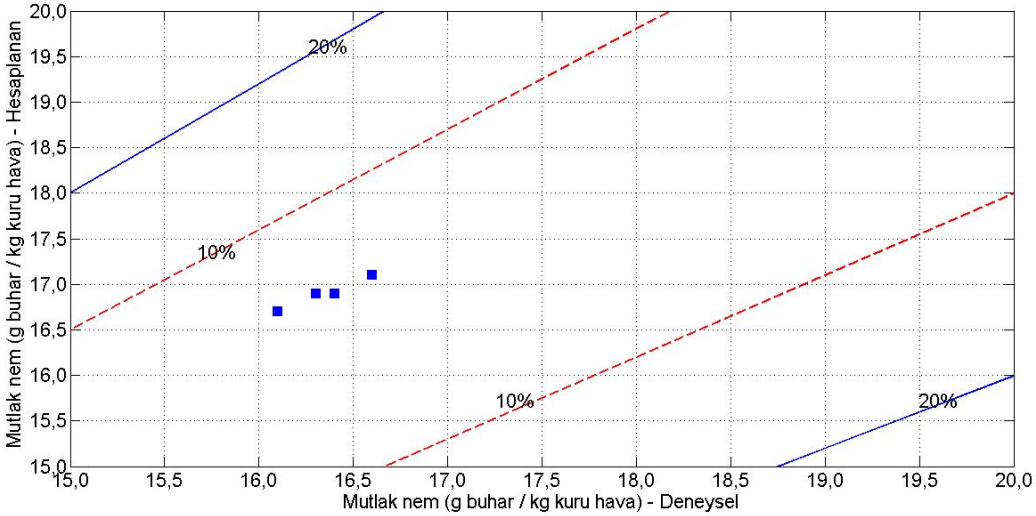
Şekil 8.75 Belirli soğutma suyu debileri etkisi altındaki nemli hava çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



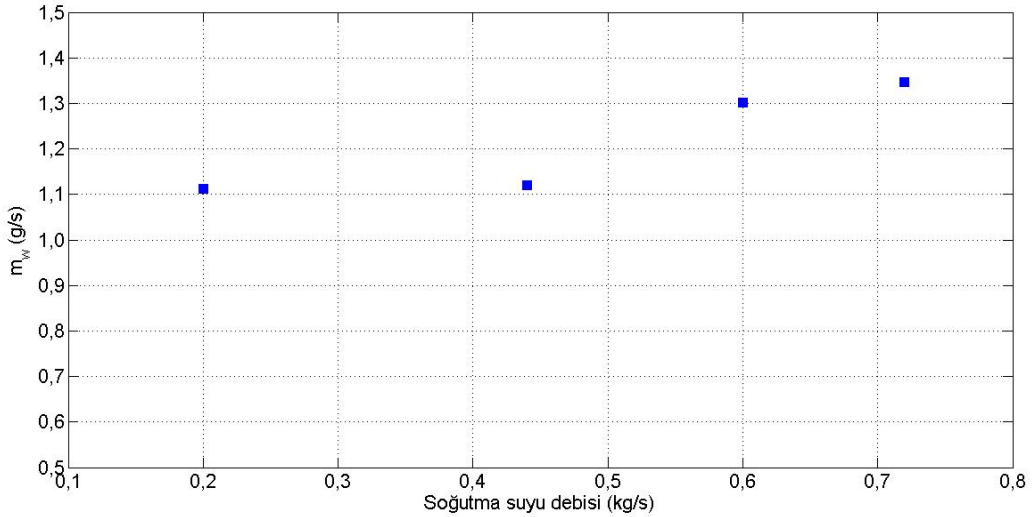
Şekil 8.76 Belirli soğutma suyu debileri etkisi altındaki soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



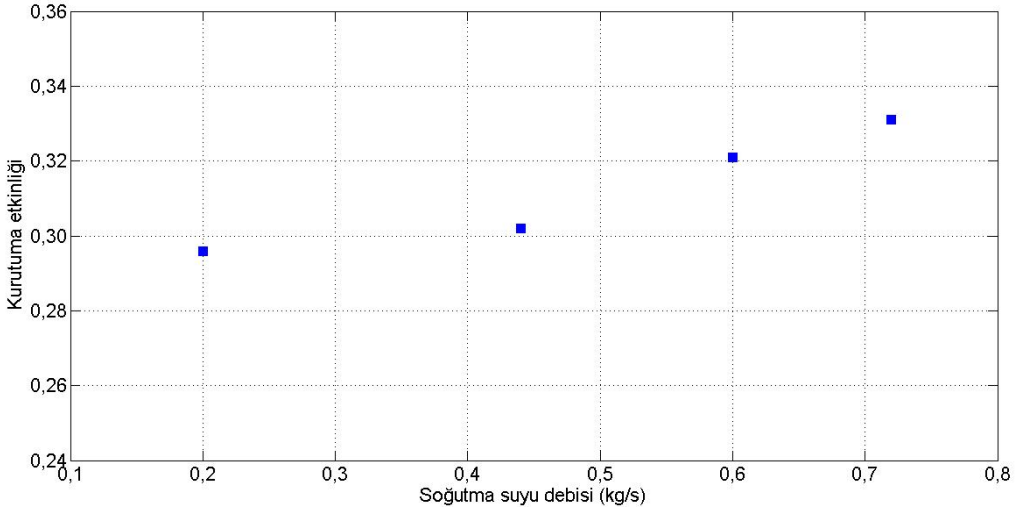
Şekil 8.77 Belirli soğutma suyu debileri etkisi altındaki sıvı kurutucu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



Şekil 8.78 Belirli soğutma suyu debileri etkisi altındaki çıkış mutlak nem miktarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



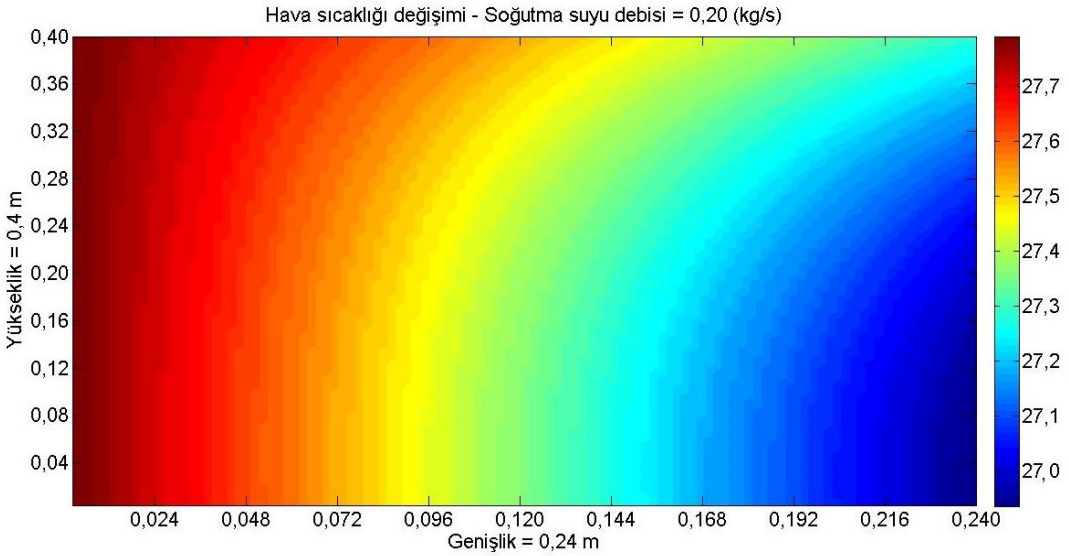
Şekil 8.79 Farklı soğutma suyu debileri etkisindeki yoğuşan nem miktarı değişimi



Şekil 8.80 Farklı soğutma suyu debileri etkisindeki kurutma etkinliği değerlerinin değişimi

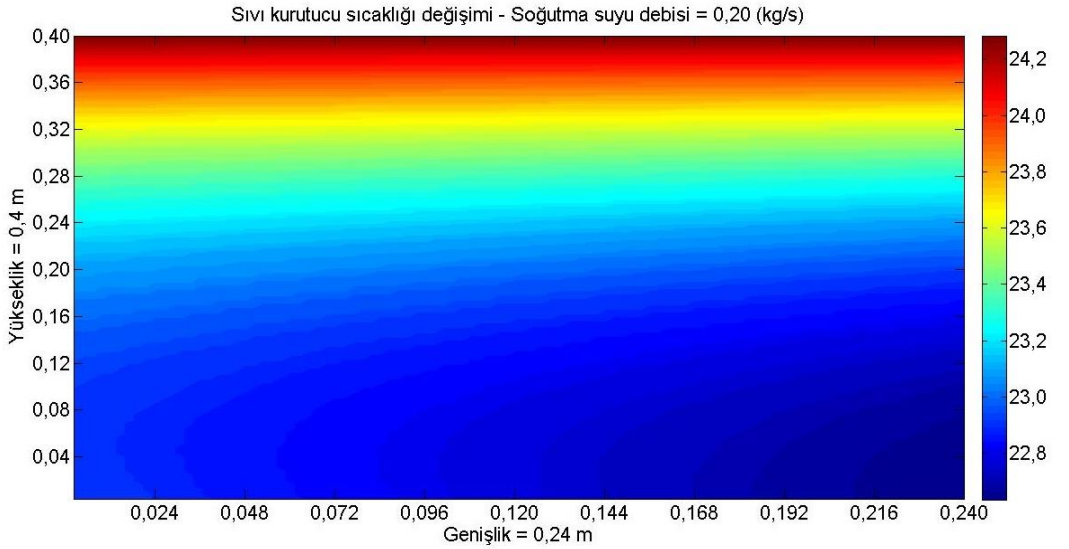
Şekil 8.79 ve Şekil 8.80 değişen soğutma suyu debileri etkisi altındaki kurutma etkinliği ve yoğuşan nem miktarlarının değişimini grafik halinde sunmaktadır. Şekillerden de anlaşılacağı gibi soğutma suyu debisi değerlerinin artmasıyla kurutma etkinliği ve yoğuşan nem miktarı büyüklüklerinin arttığı gözlemlenmiştir. Soğutma suyu debileri değerleri arttıkça sıvı kurutucudan

soğutma suyuna olan ısı transferi miktarları artacaktır. Bu davranış sıvı kurutucu sıcaklıklarını düşürecek, bunun sonucu olarak sıvı kurutucu arayüzeyindeki denge buhar basıncı değerleri düşecek ve en sonunda nemli hava ile sıvı kurutucu arasındaki kütle transferi potansiyeli belli bir miktarda artacaktır. Şekil 8.80 – Şekil 8.96 farklı giriş soğutma suyu debileri için çalışma parametrelerinin

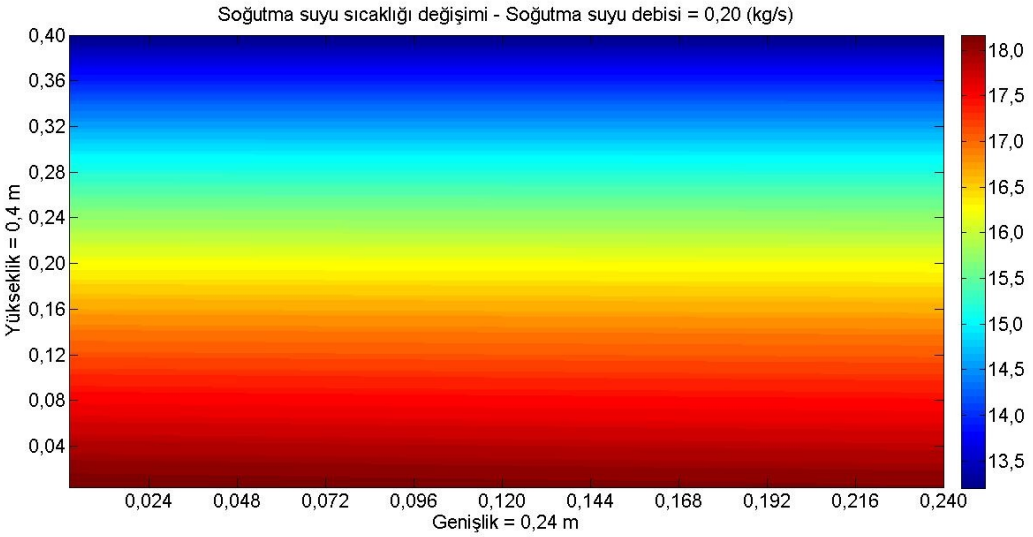


kurutucu içerisindeki değişimini göstermektedir.

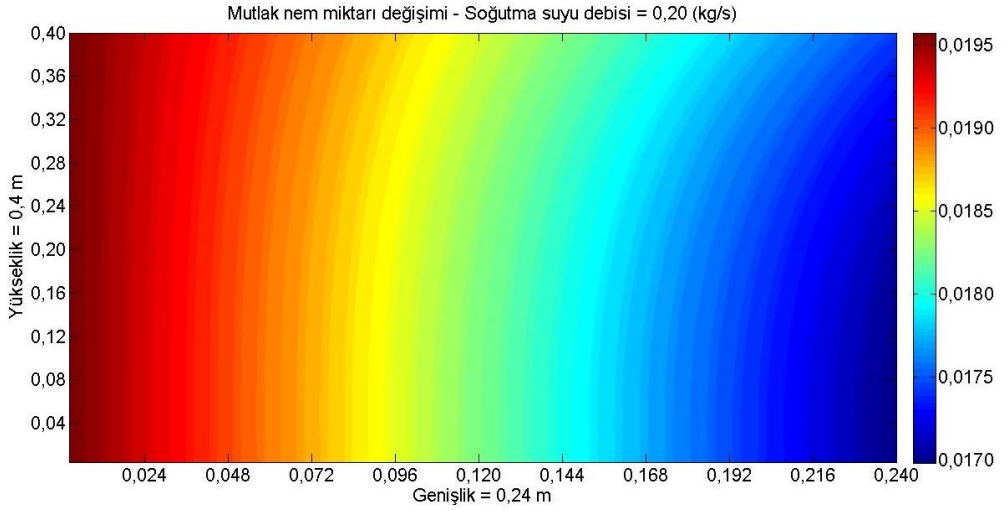
Şekil 8.81 0,20 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



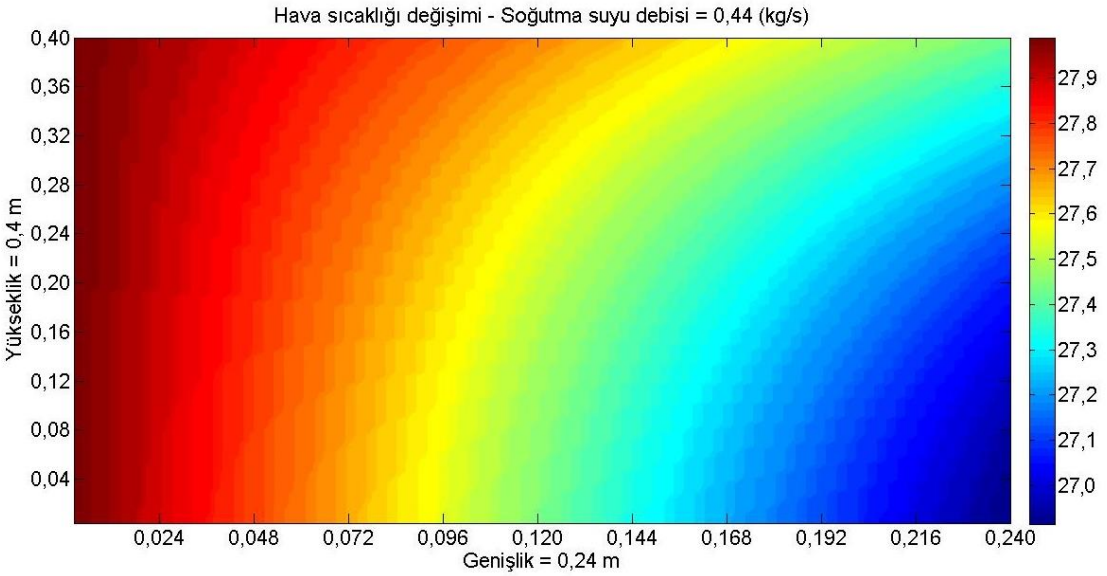
Şekil 8.82 0,20 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



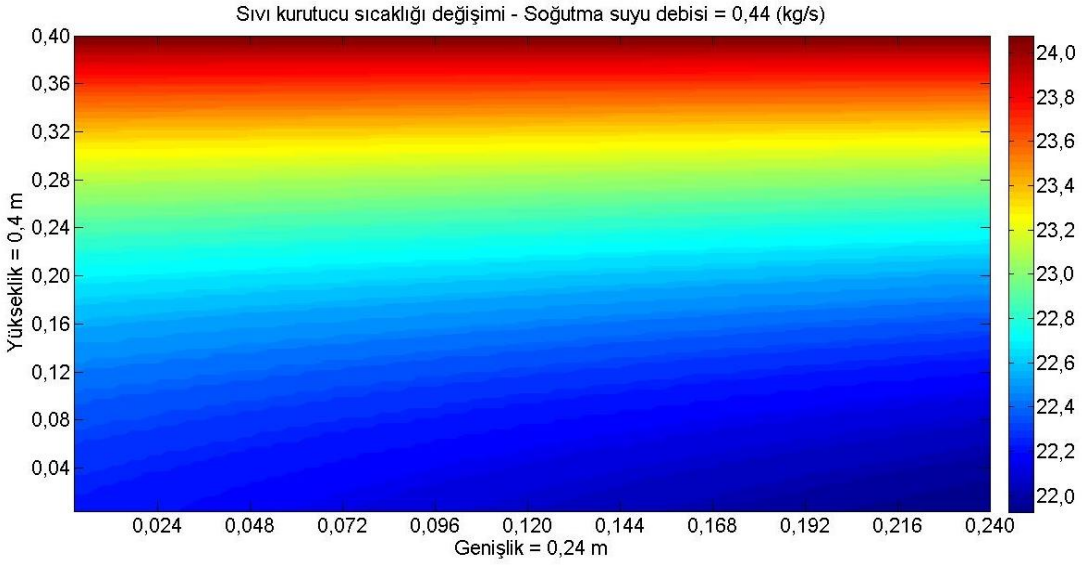
Şekil 8.83 0,20 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



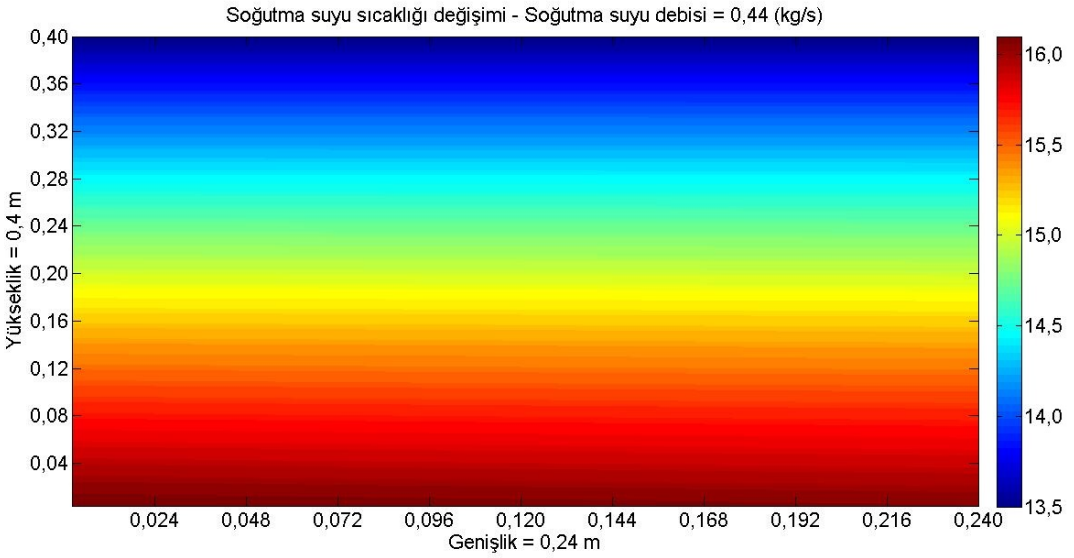
Şekil 8.84 0,20 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



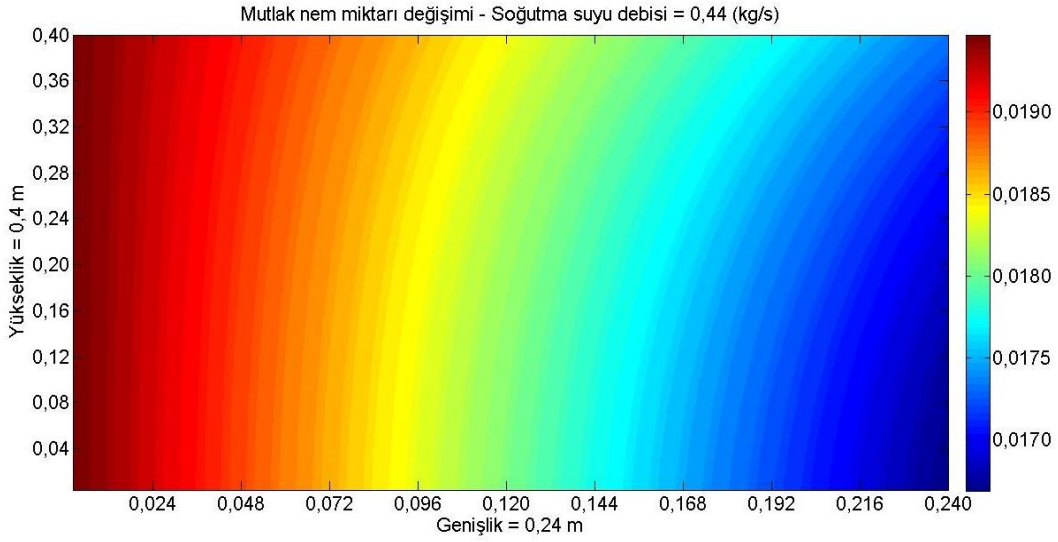
Şekil 8.85 0,44 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



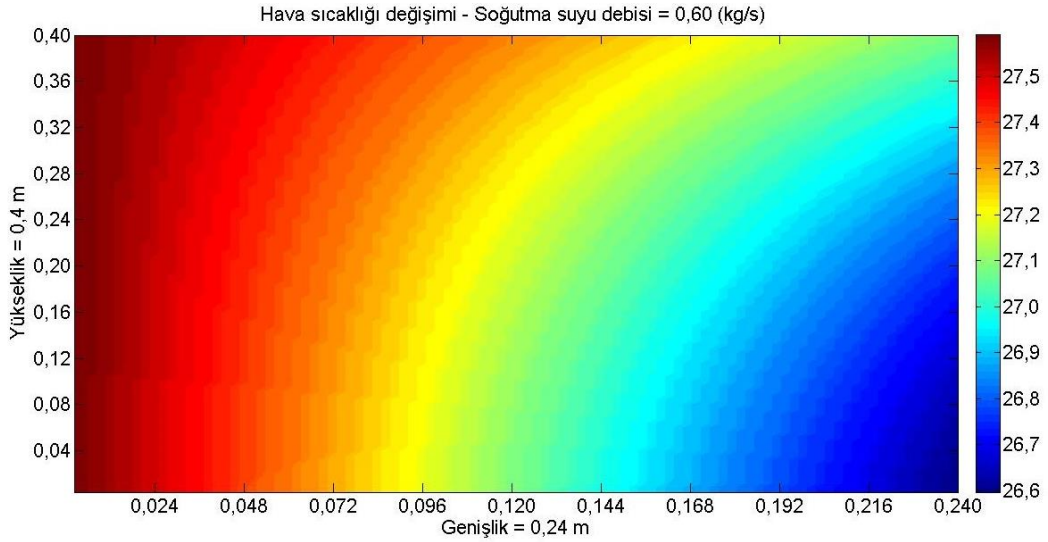
Şekil 8.86 0,44 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



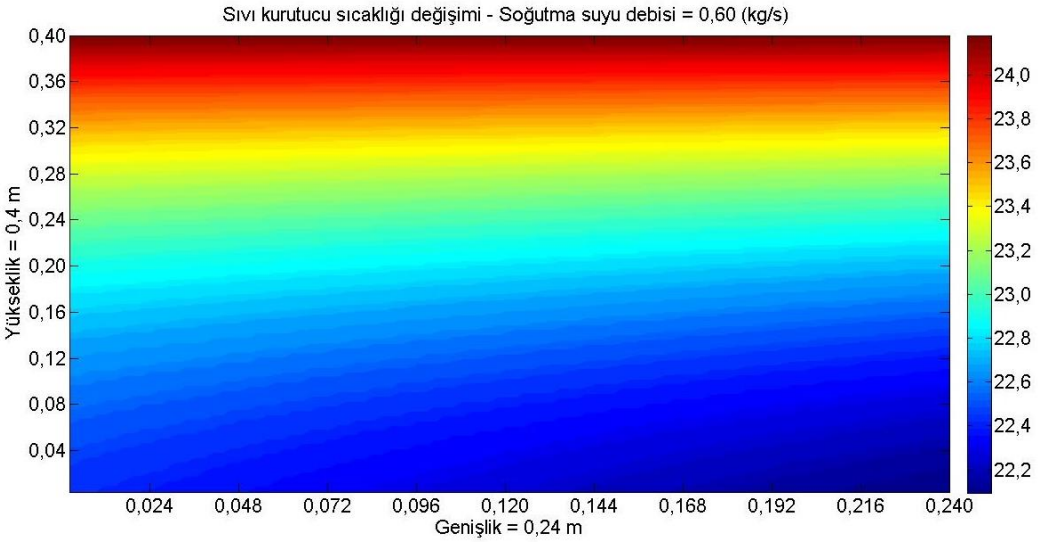
Şekil 8.87 0,44 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



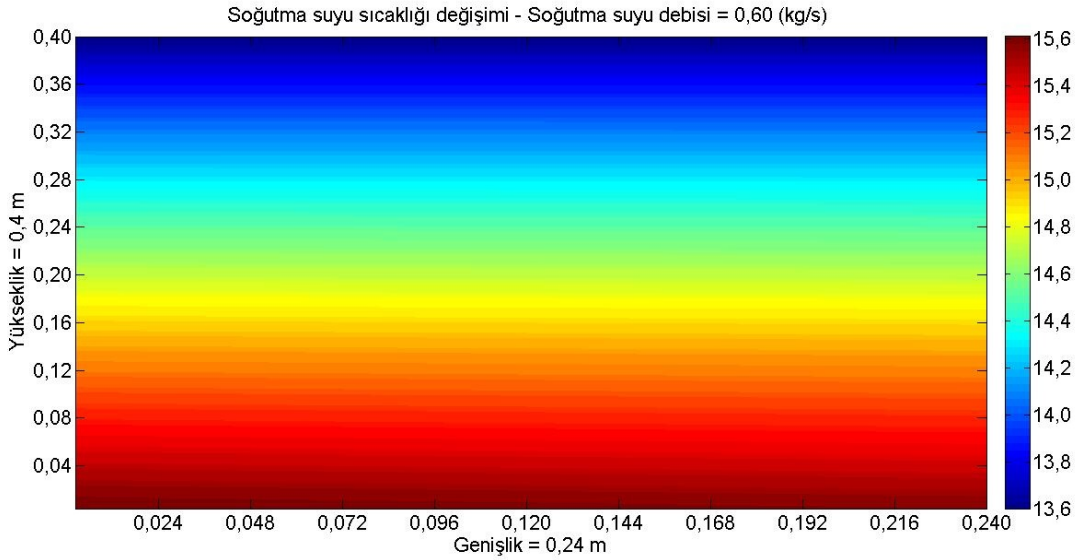
Şekil 8.88 0,44 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



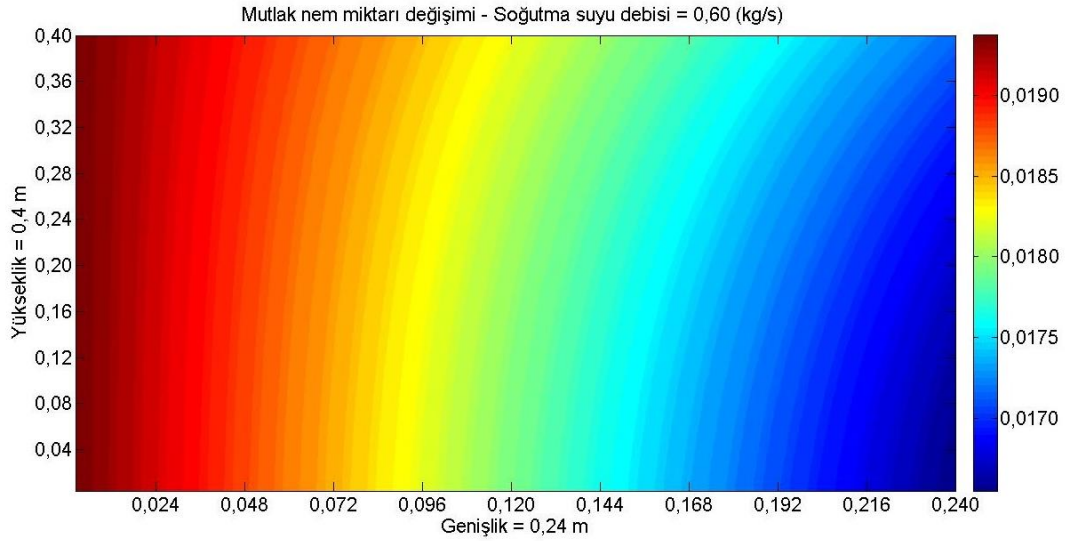
Şekil 8.89 0,60 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



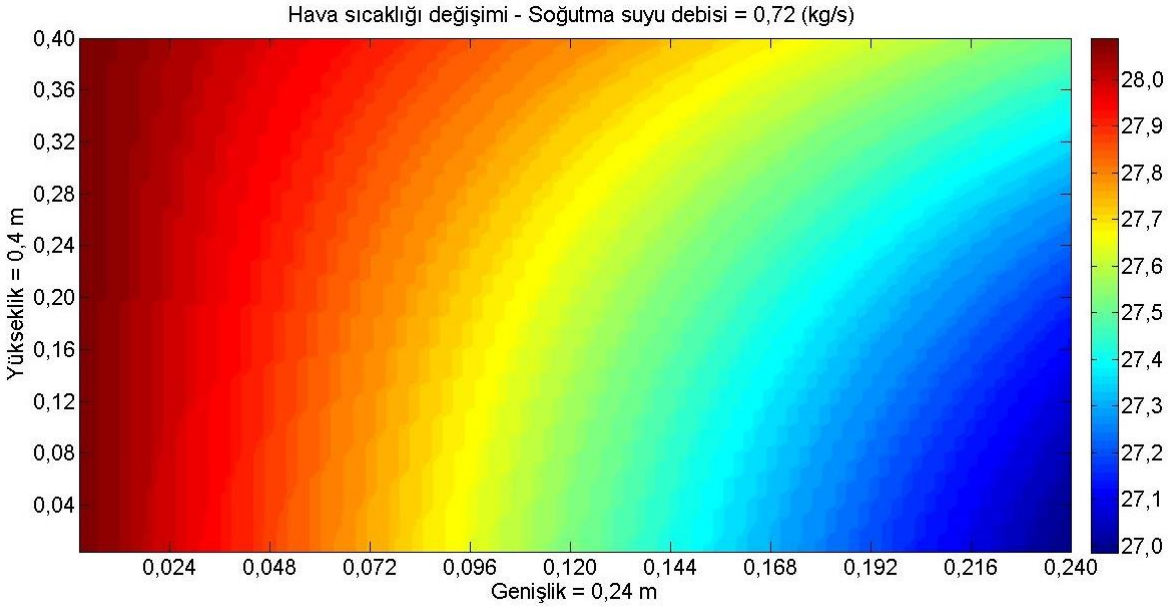
Şekil 8.90 0,60 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



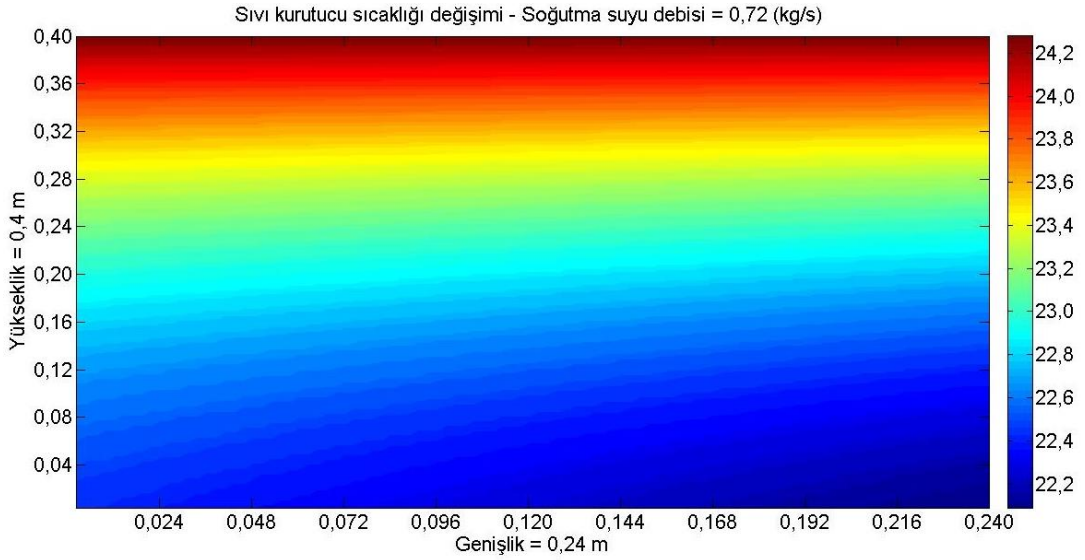
Şekil 8.91 0,60 kg/s soğutma suyu debilsinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



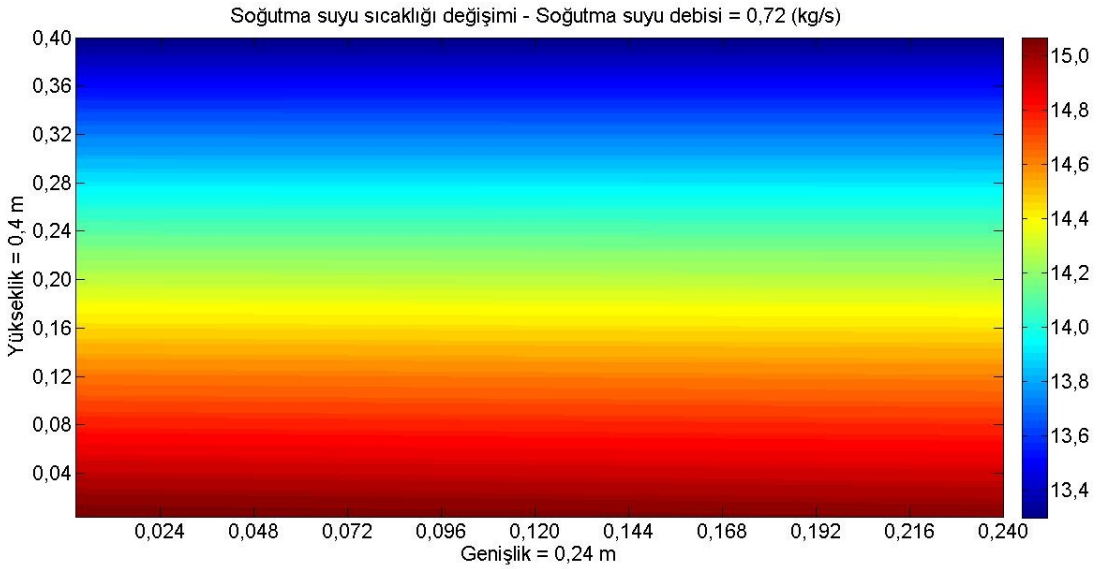
Şekil 8.92 0,60 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



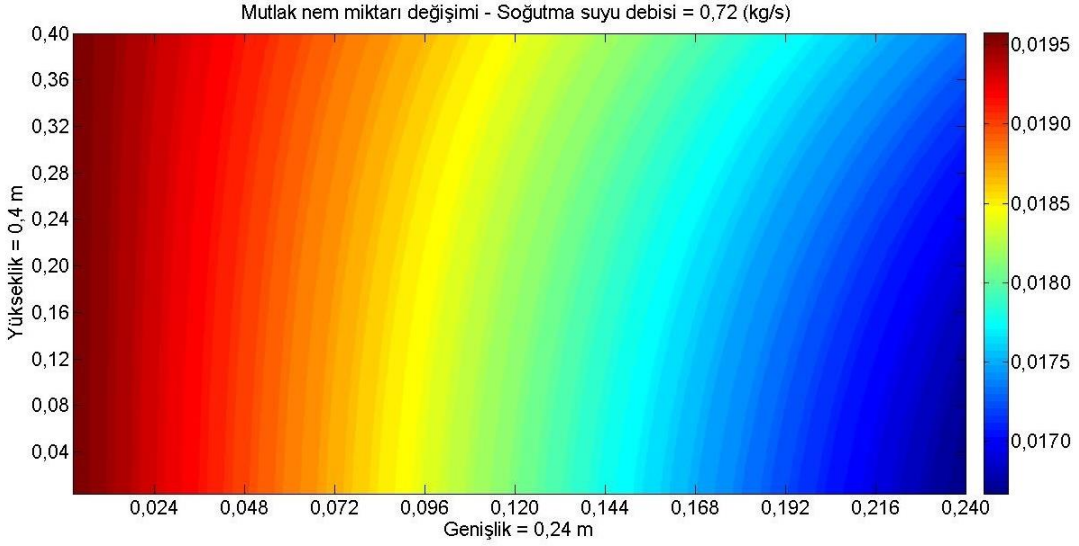
Şekil 8.93 0,72 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.94 0,72 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.95 0,72 (kg/s) soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.96 0,72 kg/s soğutma suyu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişim

8.5 Sıvı Kurutucu Debisinin Kurutma Performansına Etkisi

Sıvı kurutucu çözeltileri debilerinin kurutma etkinliğine olan etkisinin detaylı analizi bu kısımda gerçekleştirilecektir. Çizelge 8.11 farklı sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki çalışma parametrelerinin değişimini göstermektedir. Ayrıca Çizelge 8.11'de deneysel verileriden elde edilen sonuçlar nümerik modelden elde edilmiş sayısal çıktılar ile karşılaştırılmaktadır. Çizelge 8.12'de ise değişen sıvı kurutucu debileri etkisindeki kurutma etkinlikleri ve yoğuşan nem miktarı değişimleri verilmektedir.

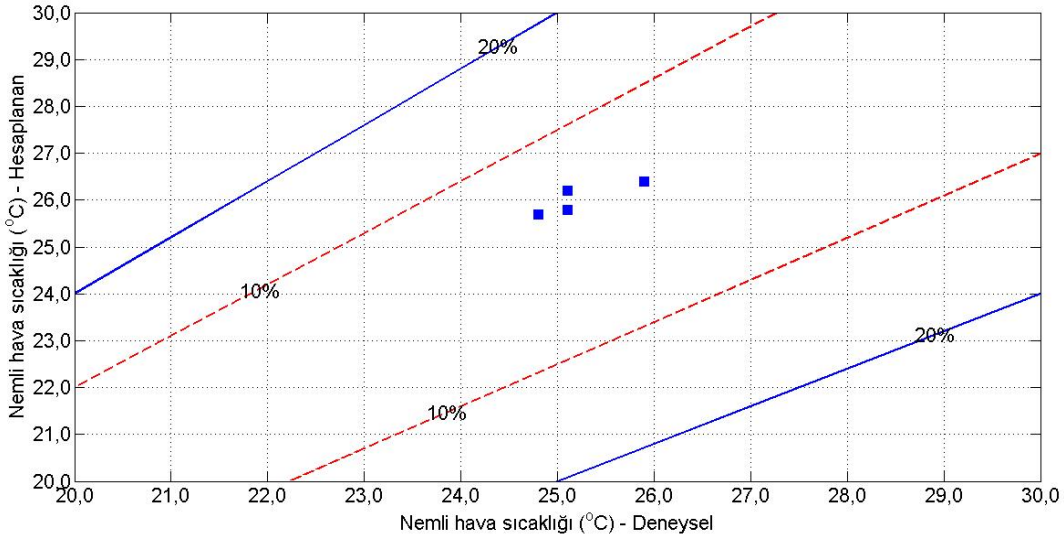
Çizelge 8.11 Farklı sıvı kurutucu debileri etkisindeki çalışma parametrelerinin değişimi

	$m_{s,gir}$ = 0,20 (kg/s)	$m_{s,gir}$ = 0,32 (kg/s)	$m_{s,gir}$ = 0,44 (kg/s)	$m_{s,gir}$ = 0,61 (kg/s)
$T_{h,gir}$ (°C)	26,5	26,7	26,1	26,7
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	25,1	25,1	24,8	25,9
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	25,8	26,2	25,7	26,4
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	19,1	19,3	18,9	18,9
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,3	16,5	16,1	16,1
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	16,5	16,9	16,5	16,4
$T_{s,gir}$ (°C)	25,1	25,7	25,3	25,8
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	22,5	22,1	22,4	22,9
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	21,9	23,0	23,2	23,8
$T_{ss,gir}$ (°C)	13,6	13,8	13,4	13,6
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	17,1	17,7	18,3	16,4
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	16,5	17,3	17,0	17,2
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,20	0,32	0,44	0,61
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,37	0,33	0,34	0,36
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,38	0,40	0,43	0,42

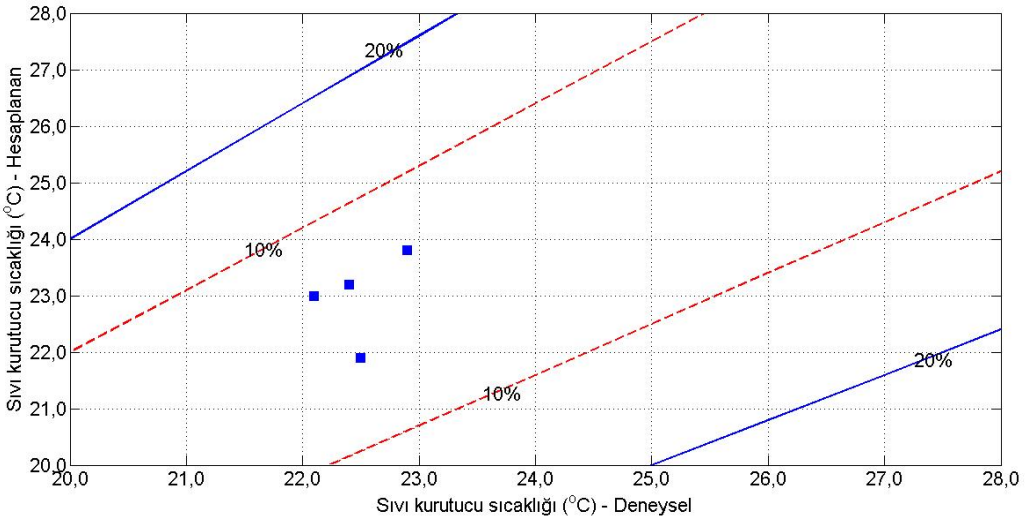
Çizelge 8.12 Değişen sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki kurutma etkinlikleri ve yoğuşan nem miktarları değişimi

	m_{nc} (g/s)	η_{etk}
$m_{s,gir}$ = 0,20 (kg/s)	1,075	0,286
$m_{s,gir}$ = 0,32 (kg/s)	1,141	0,297
$m_{s,gir}$ = 0,44(kg/s)	1,208	0,315
$m_{s,gir}$ = 0,61 (kg/s)	1,131	0,323

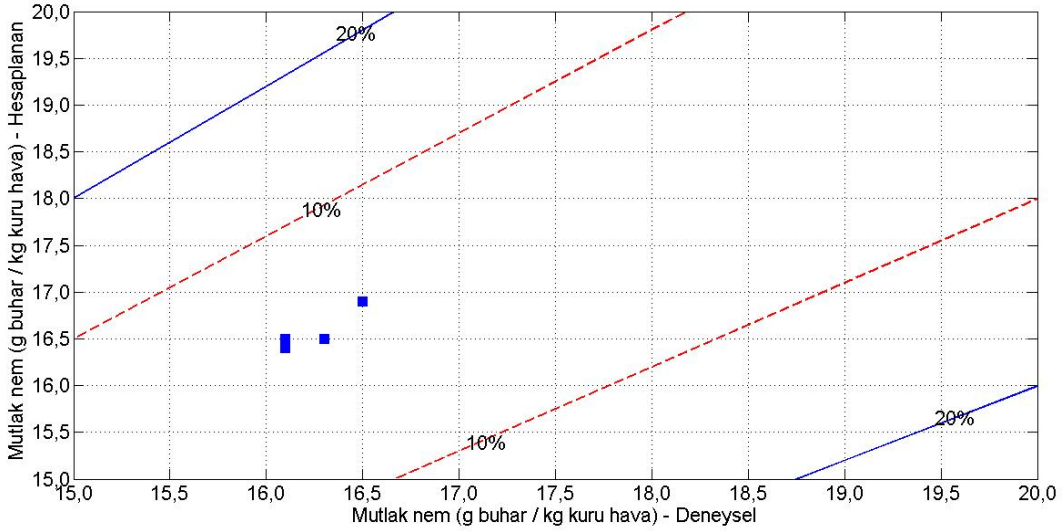
Şekil 8.97 – Şekil 8.100 yukarıdaki tablolarda tanımlanan çalışma aralıklarındaki giriş sıvı kurutucu debilerinin fonksiyonu olan çıkış parametrelerinin deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmasını göstermektedir. Görüldüğü üzere deneysel veriler ±10% 'lık hata dilimi içerisinde toplanmıştır.



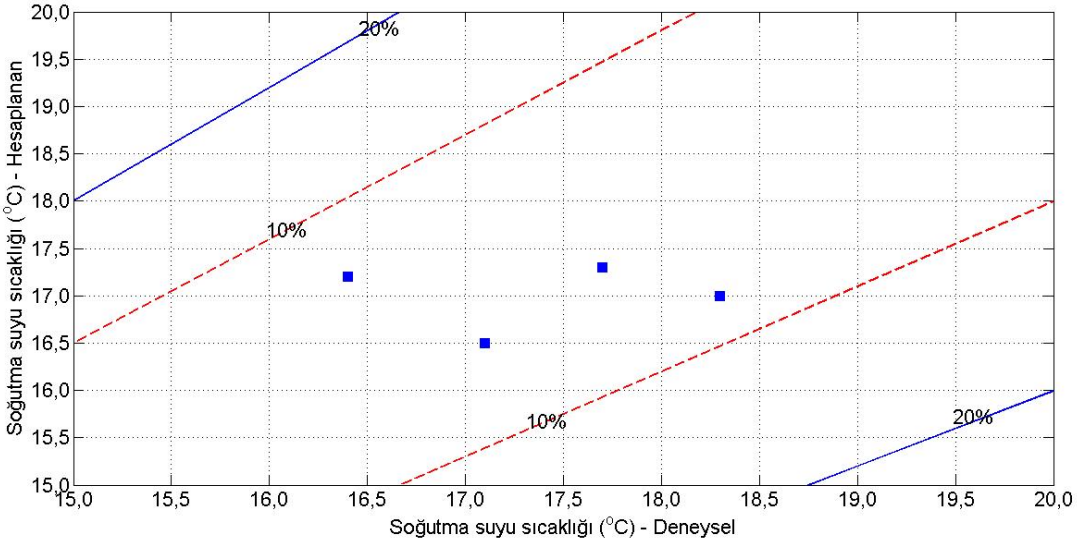
Şekil 8.97 Tanımlı sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki nemli hava çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



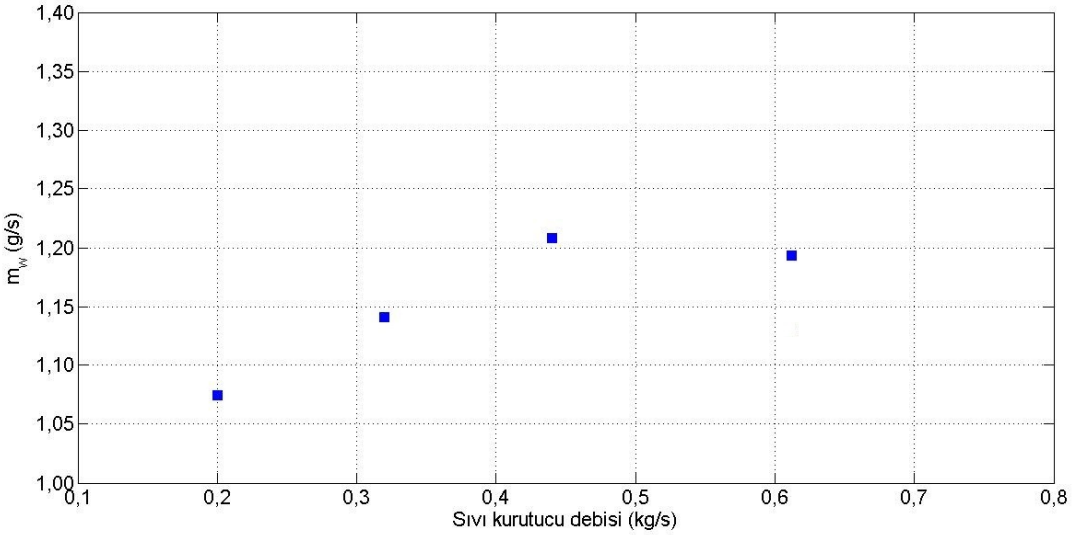
Şekil 8.98 Tanımlı sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki sıvı kurutucu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



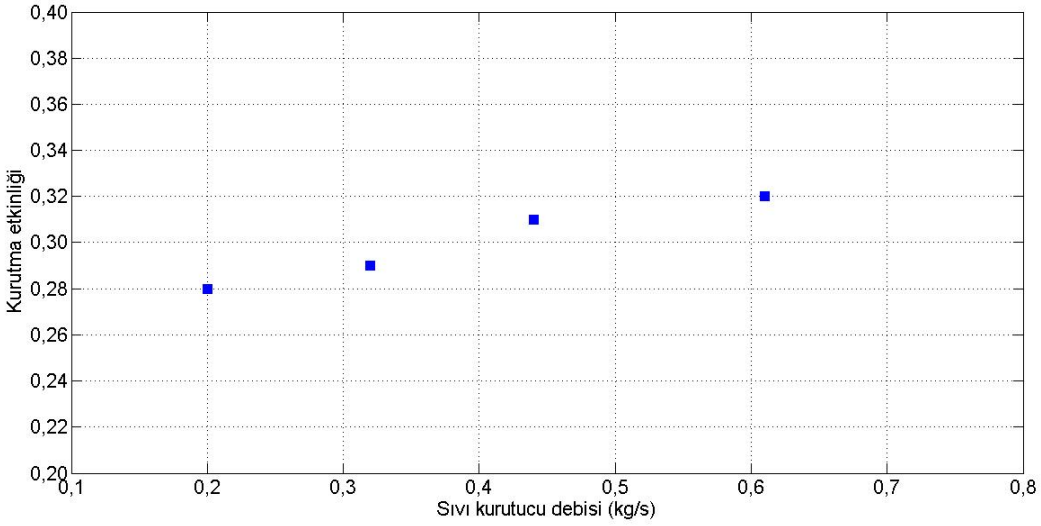
Şekil 8.99 Tanımlı sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki mutlak nem çıkış miktarlarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



Şekil 8.100 Tanımlı sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

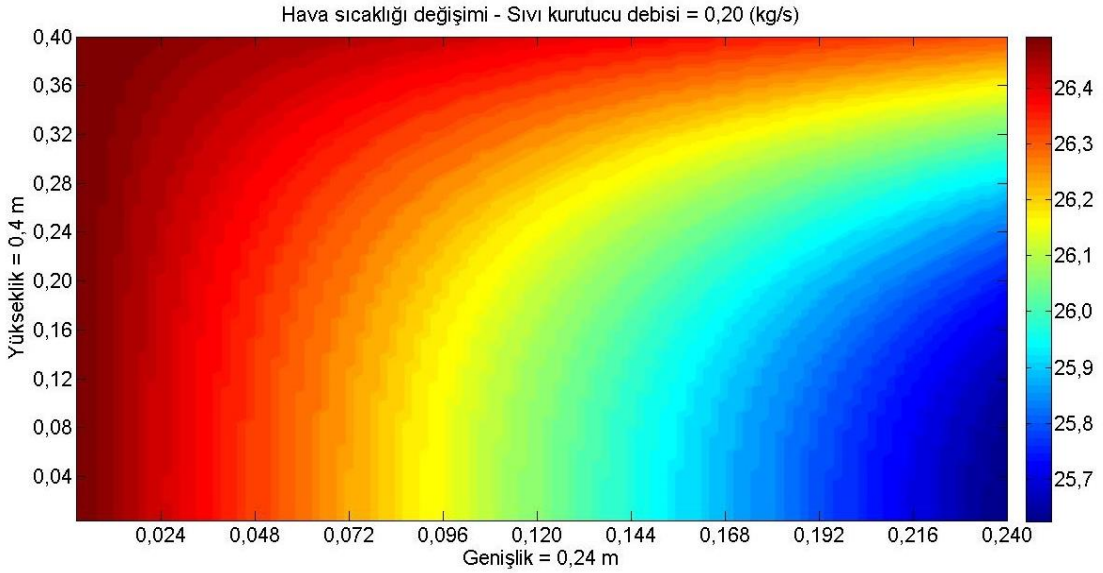


Şekil 8.101 Değişen sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki yoğuşan nem miktarları

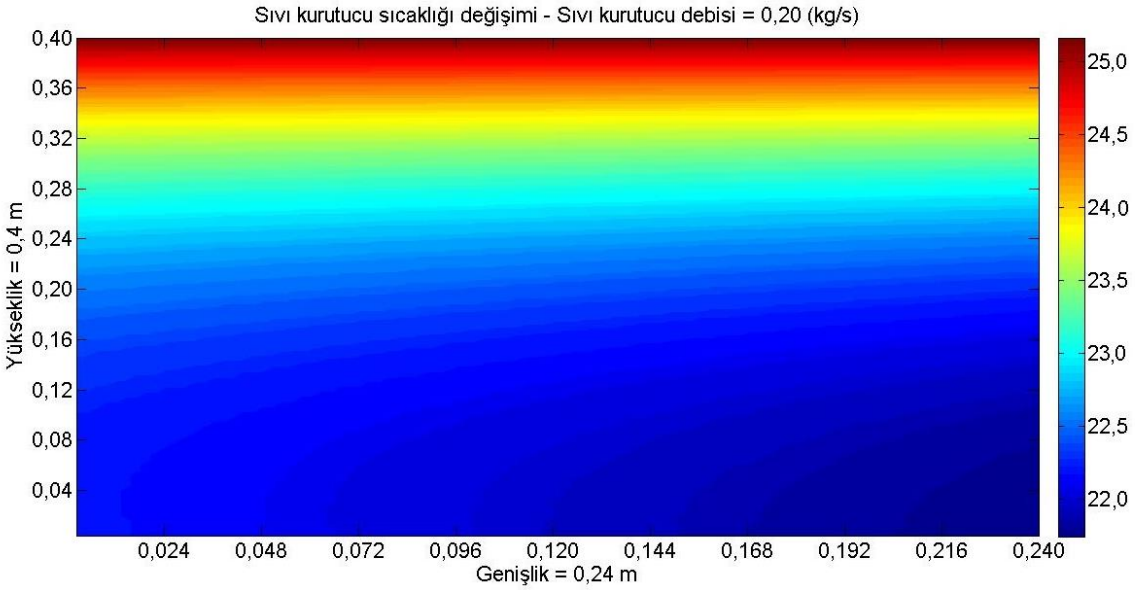


Şekil 8.102 Değişen sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki kurutma etkinlikleri değerlerinin değişimi

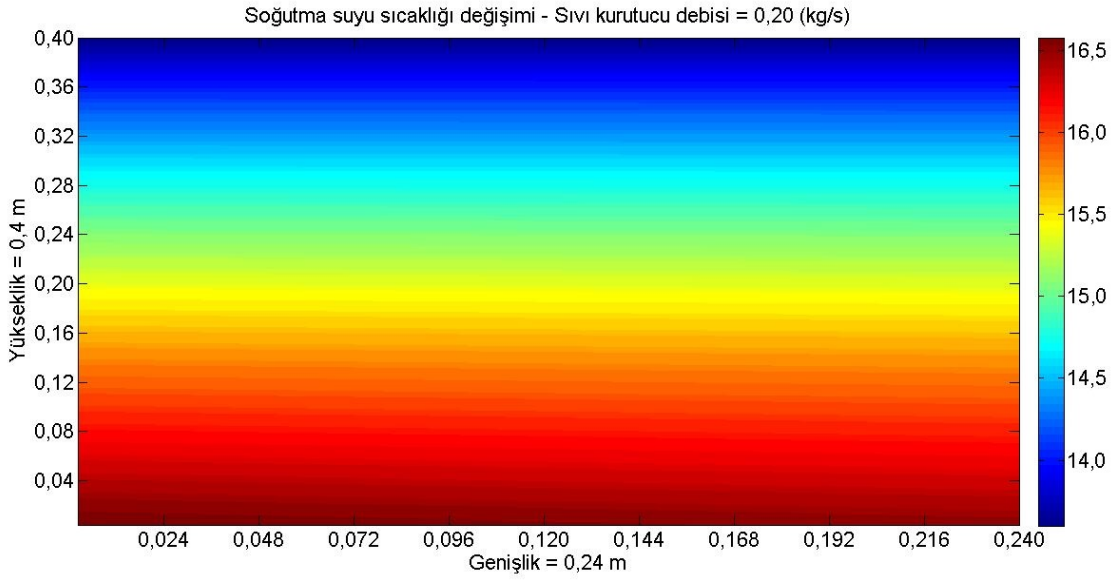
Şekil 8.101 ve Şekil 8.102 sıvı kurutucu debilerinin kurutma etkinlikleri ve kurutucuda yoğuşan nem miktarları üzerindeki etkilerini karşılaştırmaktadır. Şekillerden anlaşılacağı gibi sıvı kurutucu çözeltisi debileri miktar olarak arttıkça nem alma etkinlikleri ve kurutuda yoğuşan nem miktarları değerlerinde artış gözlemlenmektedir. Artan sıvı kurutucu çözelti debileri ısı sığası kapasitesi değerlerinin artmasına yol açacak bu da birim ısı transferi miktarında düşük sıcaklık gradyanlarına sebep olacaktır. Sıvı kurutucunun yüzey sıcaklıklarındaki bu düşük artış, nemli hava ve sıvı kurutucu arasındaki kütle transferi potansiyeline olumlu yönde etki edecektir. Ayrıca yüksek sıvı kurutucu kütlesel debileri, sıvı kurutucu ile nemli hava arasındaki toplam ıslaklık yüzeyini arttırarak kütle transferi değerlerinin yükselmesine yol açacaktır. Şekil 8.103 – Şekil 8.118 farklı giriş sıvı kurutucu debileri için çalışma parametrelerinin kurutucu içerisindeki değişimini göstermektedir



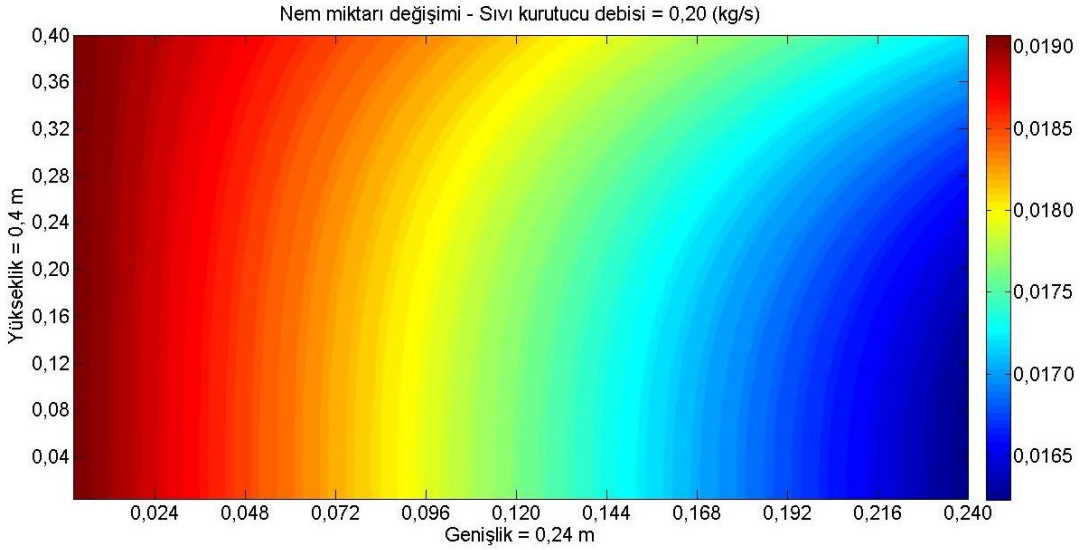
Şekil 8.103 0,20 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



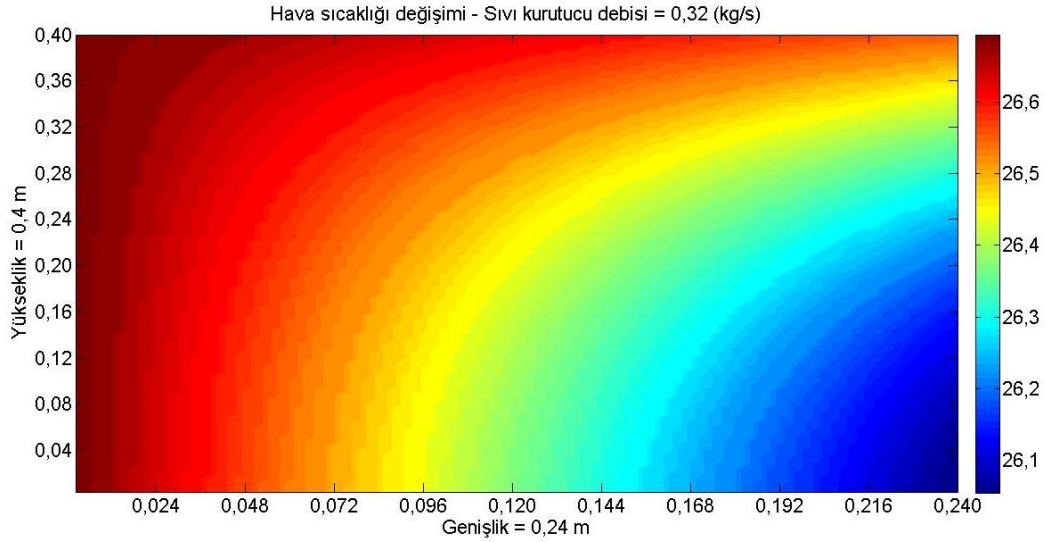
Şekil 8.104 0,20 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



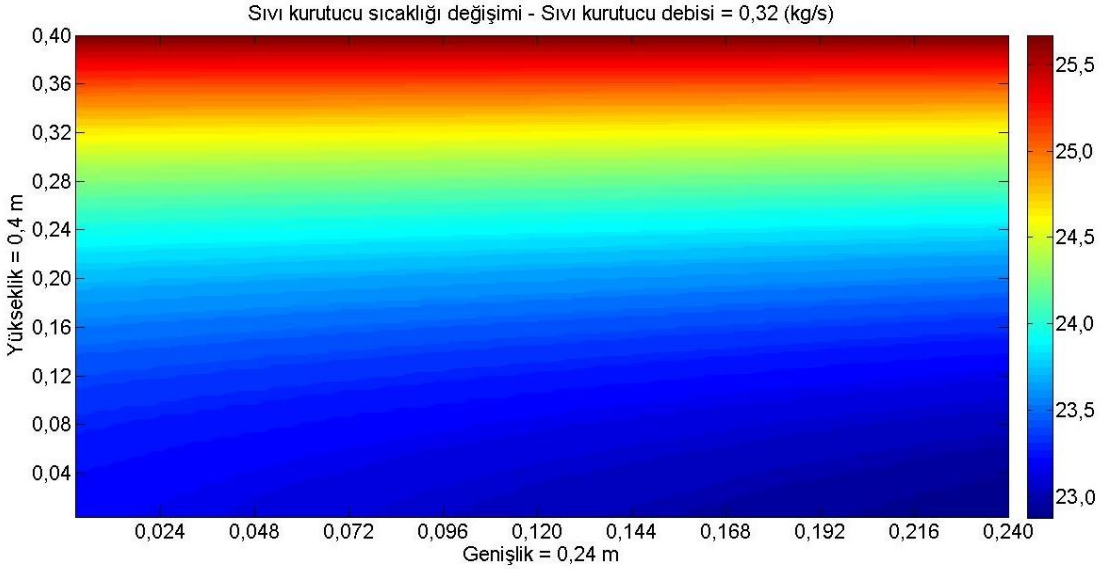
Şekil 8.105 0,20 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



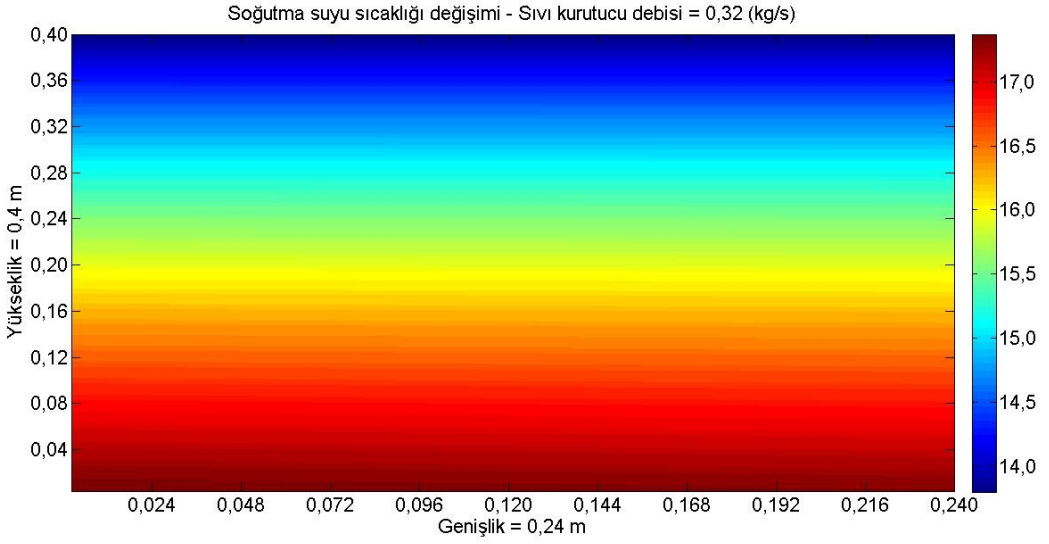
Şekil 8.106 0,20 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



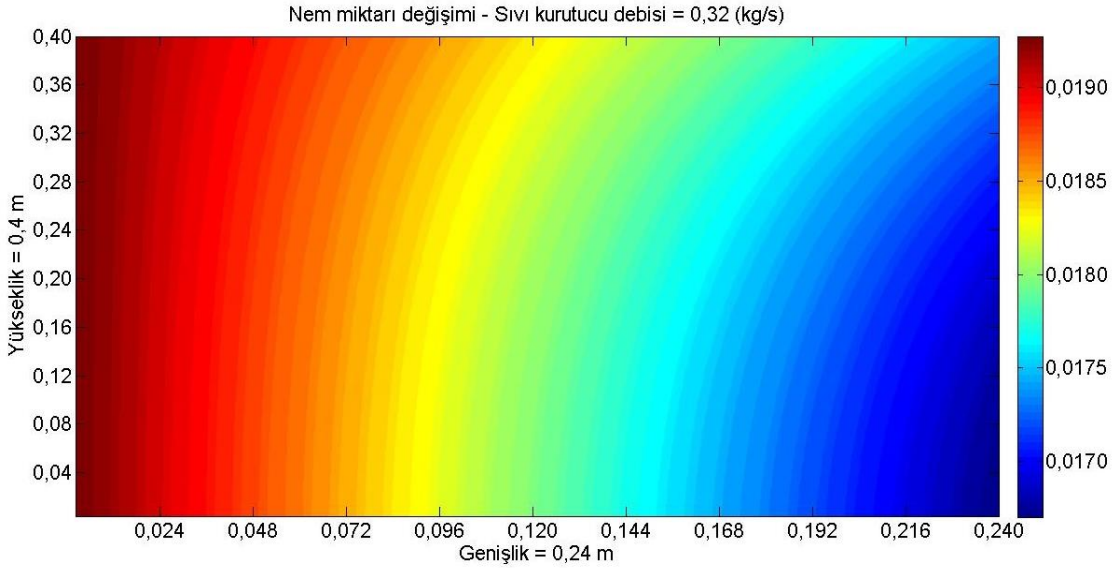
Şekil 8.107 0,32 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



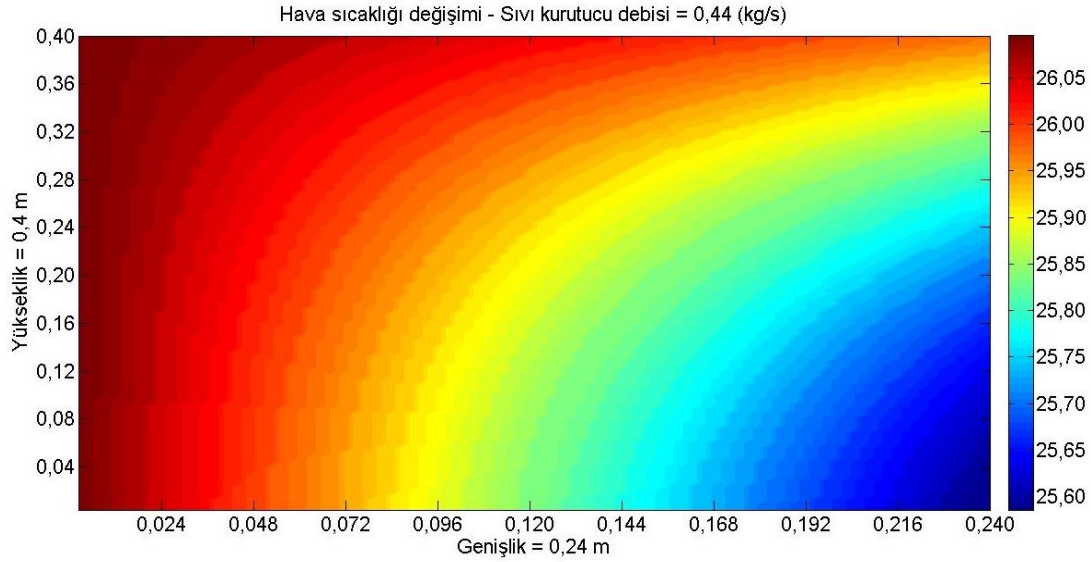
Şekil 8.108 0,32 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



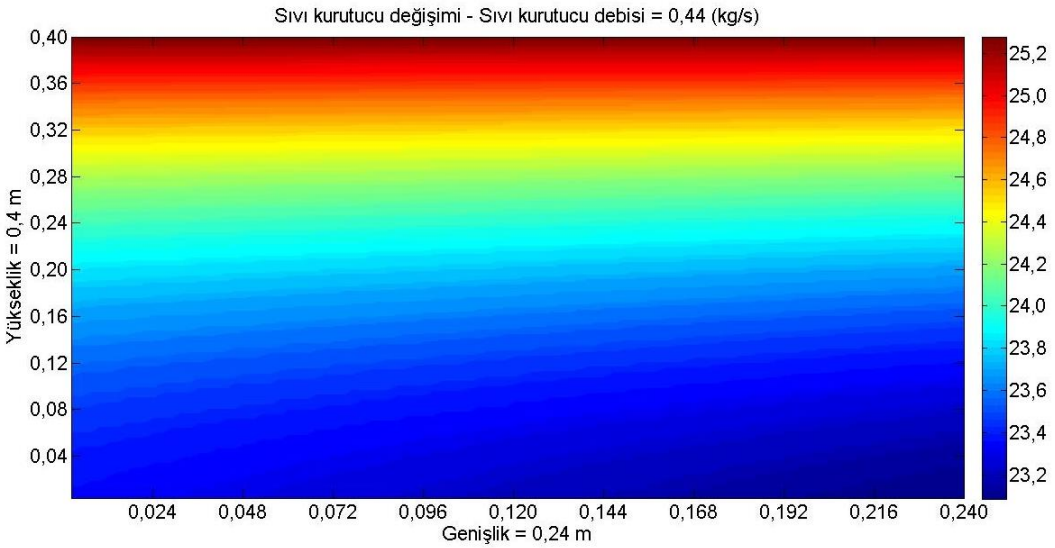
Şekil 8.109 0,32 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



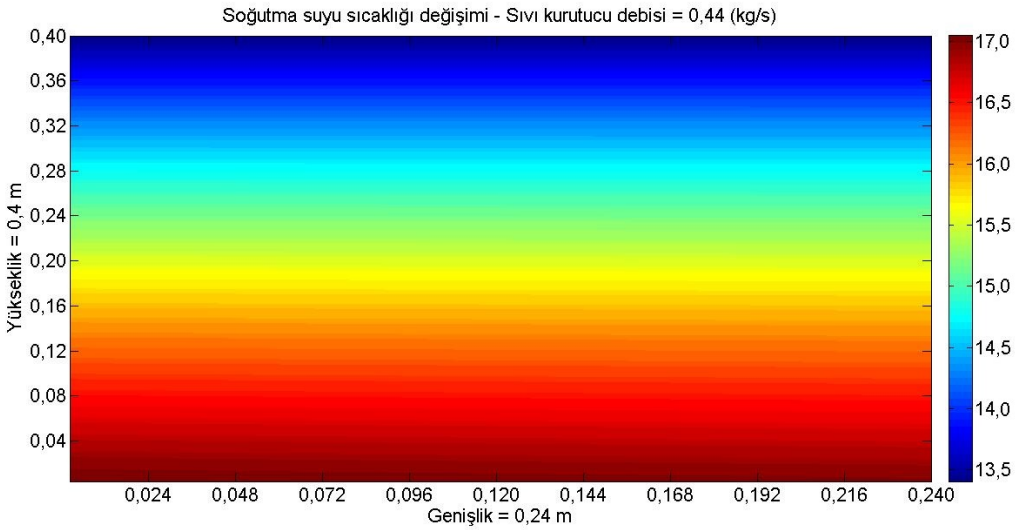
Şekil 8.110 0,32 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



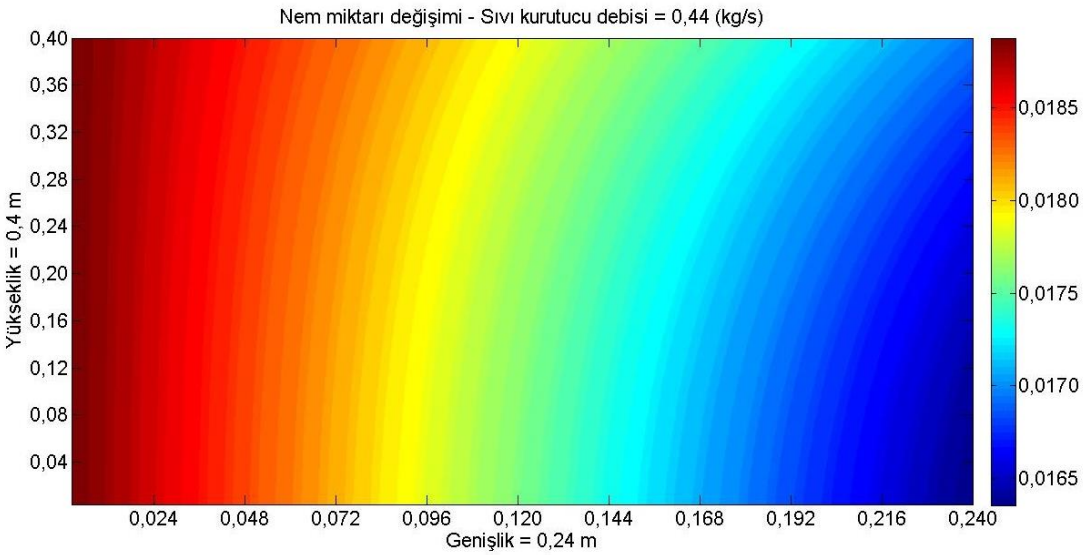
Şekil 8.111 0,44 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkları değişimi



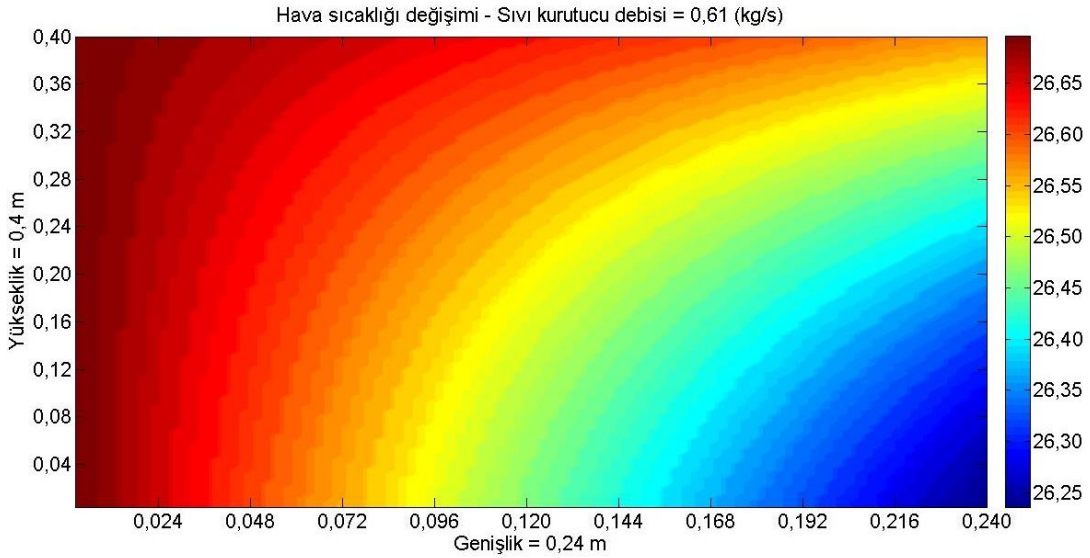
Şekil 8.112 0,44 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



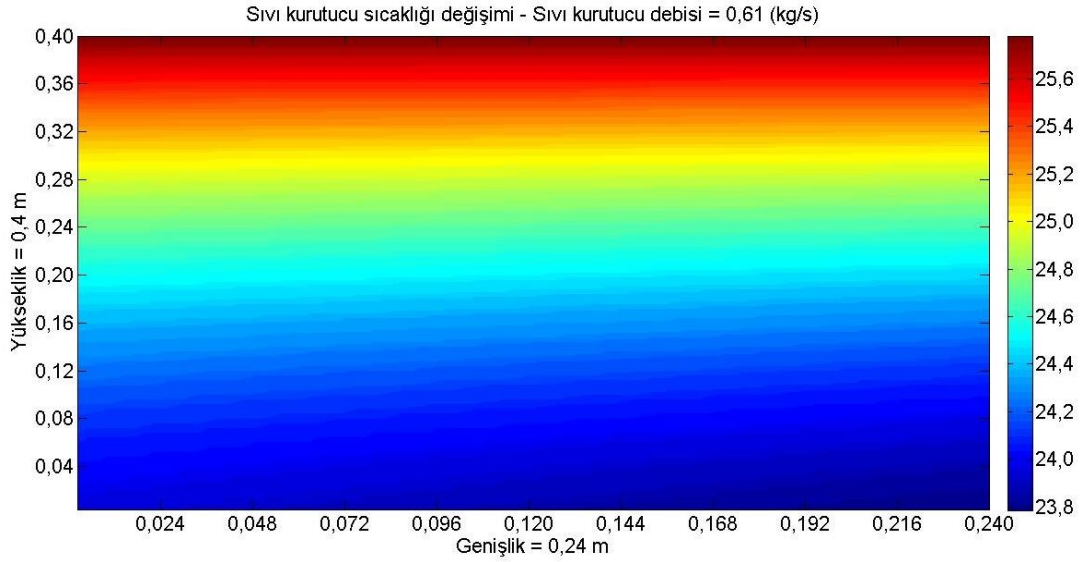
Şekil 8.113 0,44 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıkları değişimi



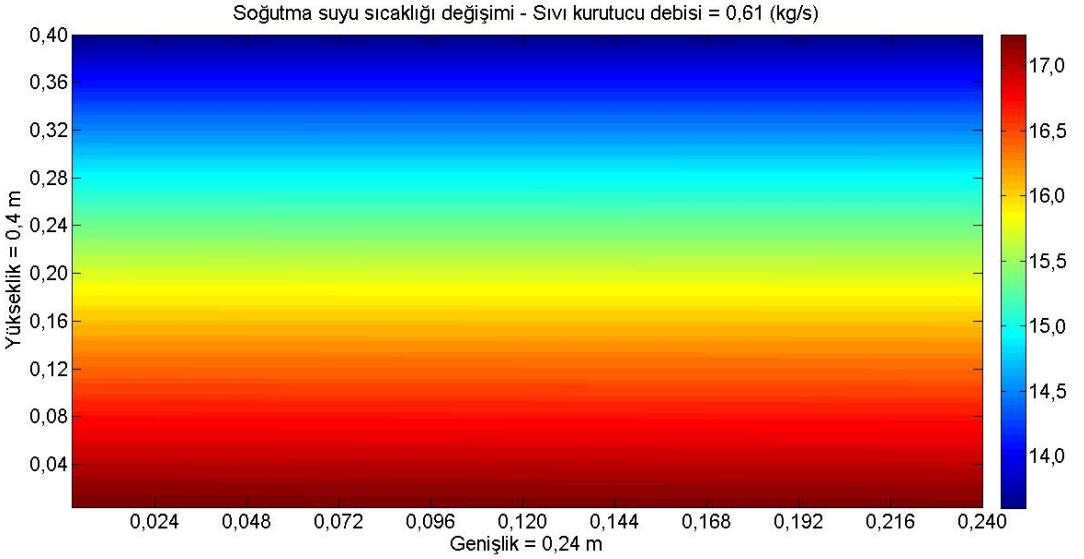
Şekil 8.114 0,44 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi



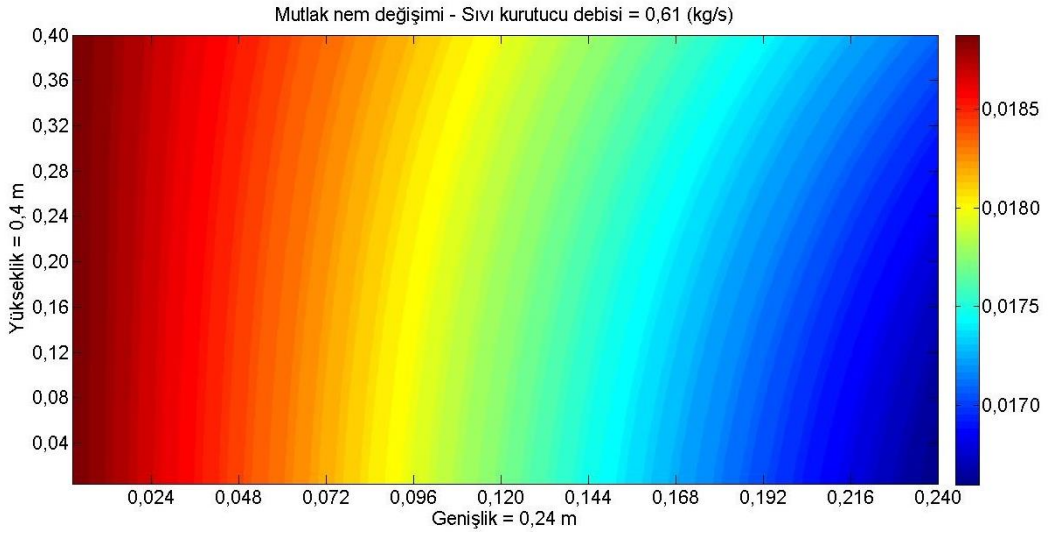
Şekil 8.115 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki hava sıcaklığı değişimi



Şekil 8.116 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıkları değişimi



Şekil 8.117 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.118 0,61 kg/s sıvı kurutucu debisinde kurutucu içindeki mutlak nem miktarları değişimi

8.6 Hava Giriş Sıcaklığının Kurutma Performansına Etkisi

Bu bölümde kurutucuya giren nemli hava sıcaklıklarının kurutma performansına olan etkileri karşılaştırılmalı olarak incelenecektir. Çizelge 8.13 'te değişen giriş nemli hava sıcaklıklarının sistem çalışma parametreleri üzerindeki etkileri gösterilmektedir. Çizelge 8.14' te değişen giriş nemli hava sıcaklıklarının fonksiyonu olarak sistem kurutma etkinlikleri ve kurutucuda yoğuşan nem miktarları listelenmiştir.

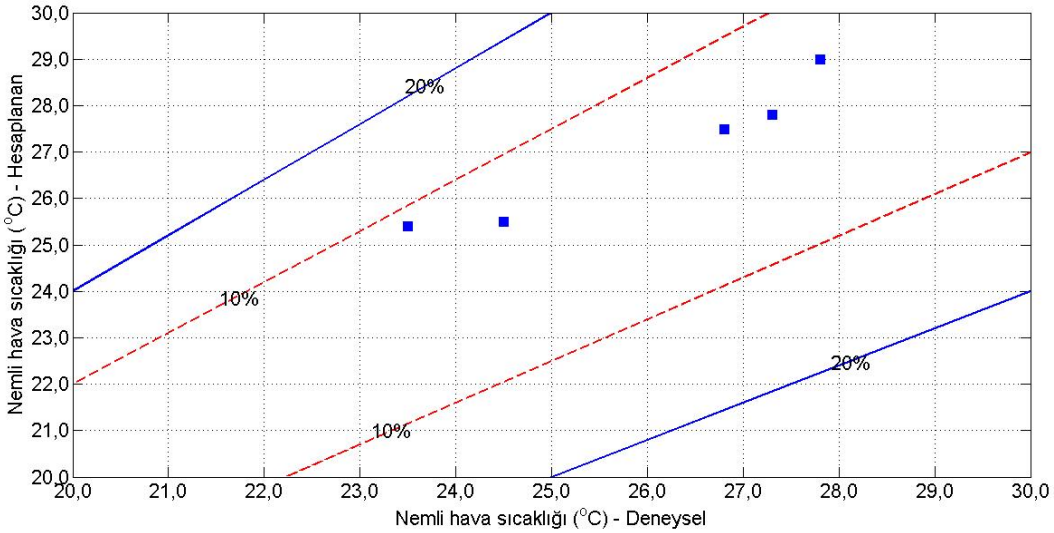
	$T_{h,gir}$ =25,6 (°C)	$T_{h,gir}$ =26,1 (°C)	$T_{h,gir}$ =28,4 (°C)	$T_{h,gir}$ =28,9 (°C)	$T_{h,gir}$ =30,3 (°C)
$T_{h,gir}$ (°C)	25,6	26,1	28,4	28,9	30,3
Deney - $T_{h,çık}$ (°C)	23,5	24,5	26,8	27,3	27,8
Hesap - $T_{h,çık}$ (°C)	25,4	25,5	27,5	27,8	29,0
ω_{gir} (g_b/kg_{kh})	18,6	19,0	18,7	19,1	18,8
Deney - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	15,4	15,9	15,8	16,3	16,0
Hesap - $\omega_{çık}$ (g_b/kg_{kh})	15,9	16,5	16,3	16,6	16,3
$T_{s,gir}$ (°C)	23,7	24,3	24,6	24,1	24,1
Deney - $T_{s,çık}$ (°C)	21,5	21,7	22,1	21,5	22,5
Hesap - $T_{s,çık}$ (°C)	22,0	22,2	22,4	22,0	22,7
$T_{ss,gir}$ (°C)	13,8	14,6	13,9	13,8	14,2
Deney - $T_{ss,çık}$ (°C)	16,5	18,2	17,7	16,7	17,3
Hesap - $T_{ss,çık}$ (°C)	16,8	17,2	17,1	16,5	17,9
$m_{s,gir}$ (kg/s)	0,36	0,32	0,34	0,36	0,36
$m_{ss,gir}$ (kg/s)	0,34	0,38	0,34	0,36	0,33
$m_{h,gir}$ (kg/s)	0,37	0,35	0,37	0,32	0,39

Çizelge 8.13 Farklı giriş nemli hava sıcaklıklarının çıkış çalışma parametrelerine olan etkisi

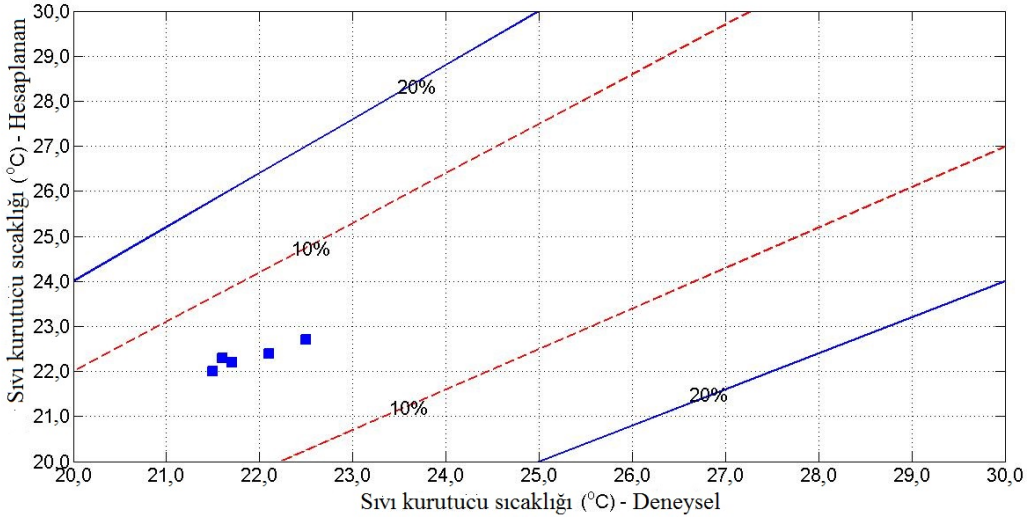
Çizelhe 8.14 Değişen giriş nemli hava sıcaklıklarının kurutma etkinlikleri ve yoğuşan nem miktarlarına olan etkileri

	$m_{nç}$ (g/s)	η_{etk}
$T_{h,gir}$ = 25,6 (°C)	1,170	0,331
$T_{h,gir}$ = 26,1 (°C)	1,084	0,322
$T_{h,gir}$ = 28,4 (°C)	1,074	0,318
$T_{h,gir}$ = 28,9 (°C)	0,975	0,295
$T_{h,gir}$ = 30,3 (°C)	1,095	0,294

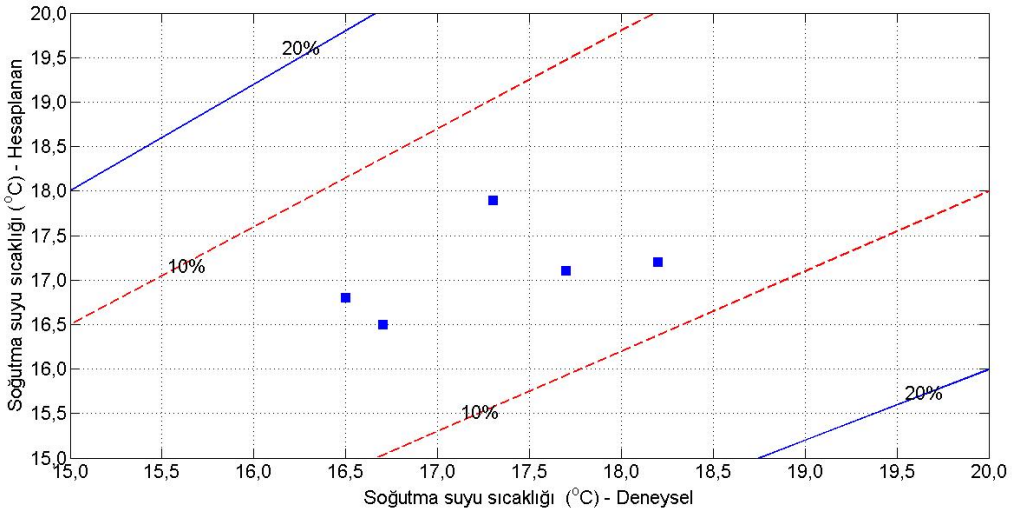
Şekil 8.119 – Şekil 8.122 yukarıdaki tablolarda tanımlı çalışma parametrelerinin farklı nemli hava giriş sıcaklıkları kontrolündeki çıkış şartlarını deneysel ve sayısal olarak karşılaştırmalı incelemektedir. Şekillerden görüldüğü gibi deneysel sonuçlar ile sayısal çıktılar benzer karekteristik göstermekte ve verilerin büyük bir çoğunluğu ±10%'luk hata dilimi içinde toplanmaktadır.



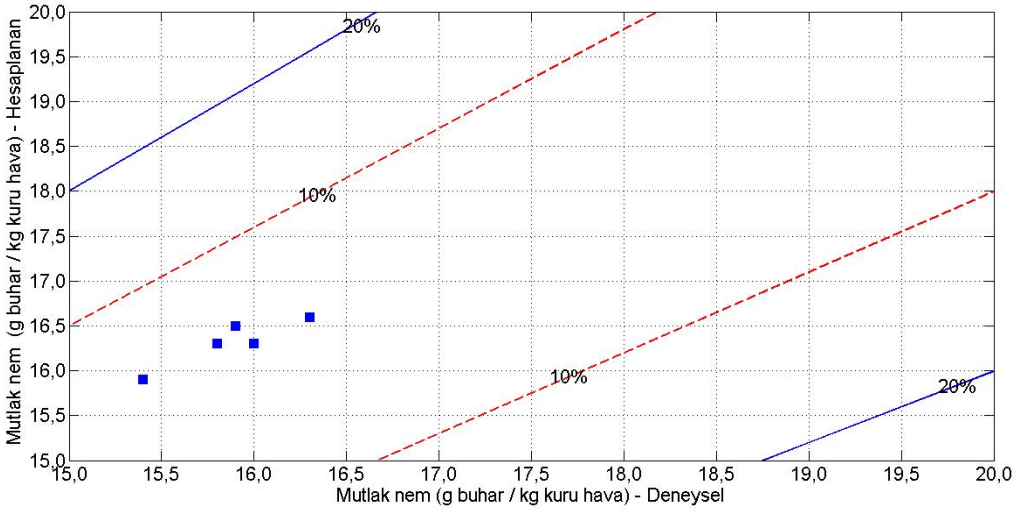
Şekil 8.119 Tanımlı nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki nemli hava çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



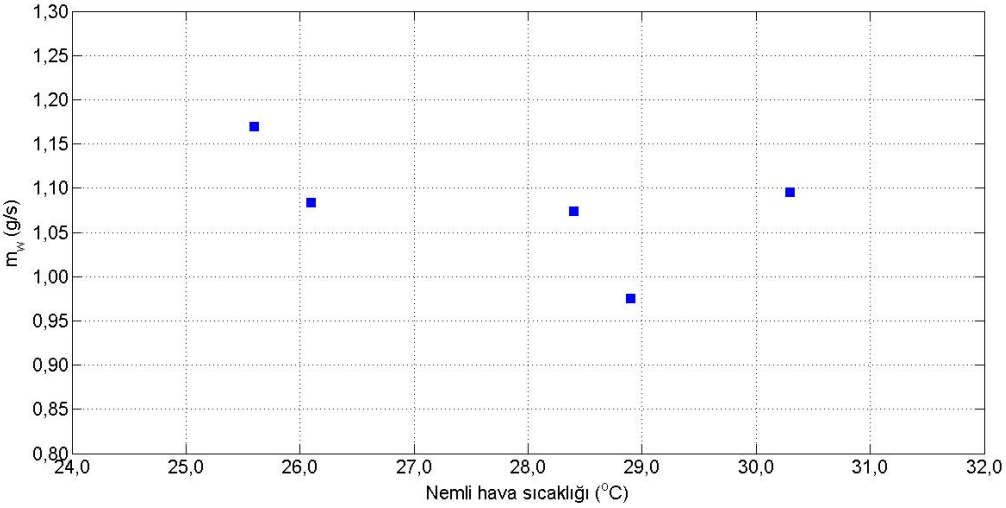
Şekil 8.120 Tanımlı nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki çıkış sıvı kurutucu sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



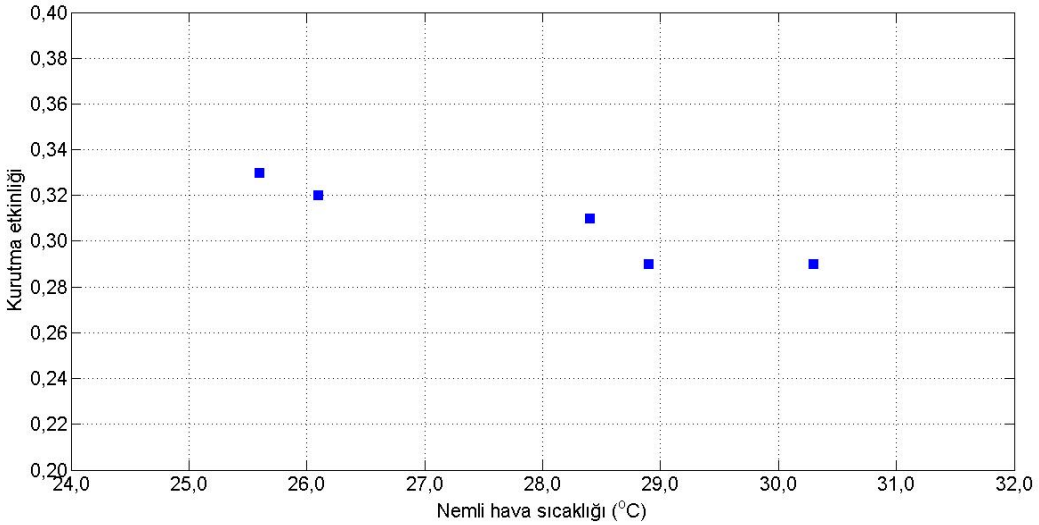
Şekil 8.121 Tanımlı nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki soğutma suyu çıkış sıcaklıklarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması



Şekil 8.122 Tanımlı nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki çıkış mutlak nem miktarlarının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması

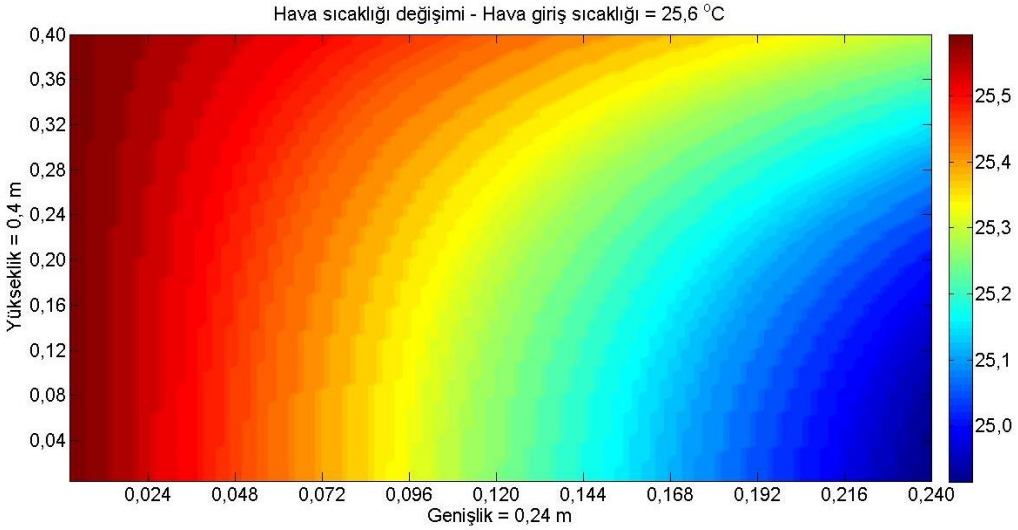


Şekil 8.123 Farklı nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki yoğuşan nem miktarı değişimleri

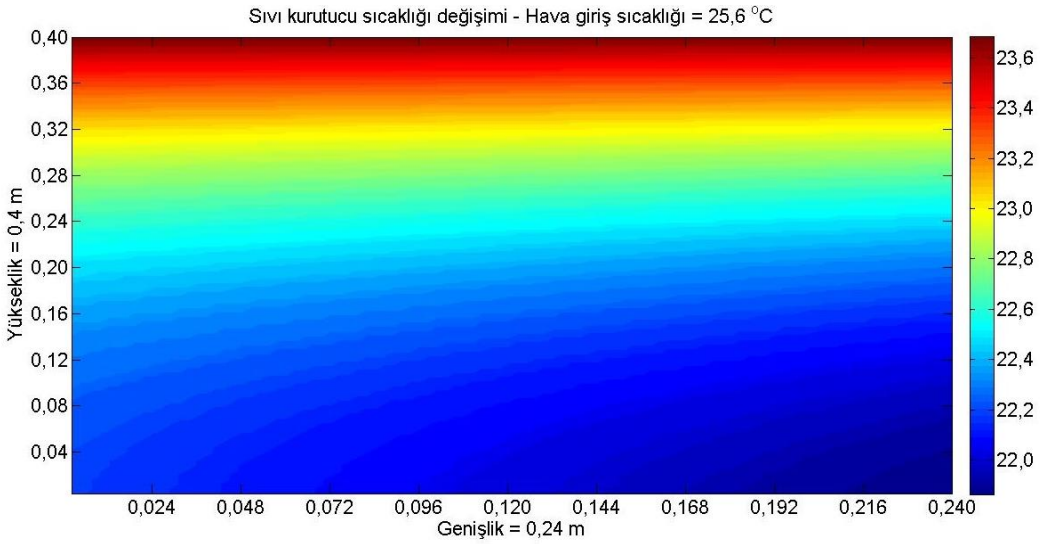


Şekil 8.124 Değişen nemli hava sıcaklıklarının kurutma etkinliği değerlerine olan etkileri

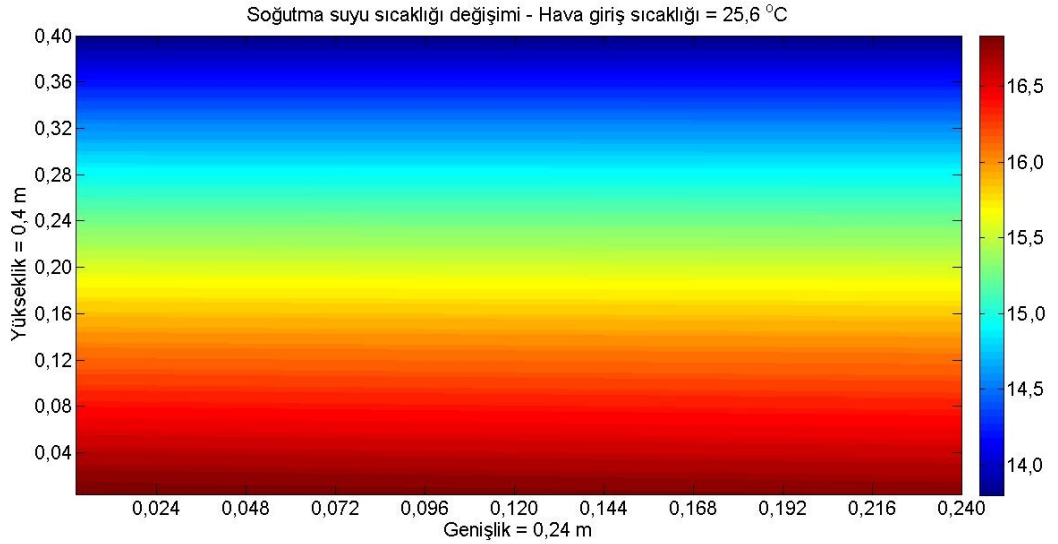
Şekil 8.123 ve Şekil 8.124 farklı nemli hava giriş sıcaklıklarının kurutma etkinliği ve yoğuşan nem miktarı değerlerine olan etkilerini göstermektedir. Şekillerden anlaşılacağı gibi, nemli hava giriş sıcaklıklarının artmasıyla kurutma etkinliği ve kurutucudaki yoğuşan su buhar miktarlarının azaldığı görülmektedir. Nemli havadan sıvı kurutucu yüzeyine doğru gerçekleşen duyulur ısı transferi, sıvı kurutucu sıcaklıklarını bir miktar artıracaktır. Artan sıvı kurutucu yüzey sıcaklıkları nemli havanın denge halindeki mutlak nem değerlerini arttıracak, bu da olası kütle transferi potansiyelini düşürecektir. Bu etkileşimin sonucu olarak kurutma etkinliği ve bunun bir fonkisyonu olan yoğuşan nem miktarları değerleri nemli hava sıcaklıklarının artmasıyla azacaktır. Şekil 8.125 – Şekil 8.144 farklı gnemli hava giriş sıcaklıları için çalışma parametrelerinin kurutucu içerisindeki değişimini göstermektedir



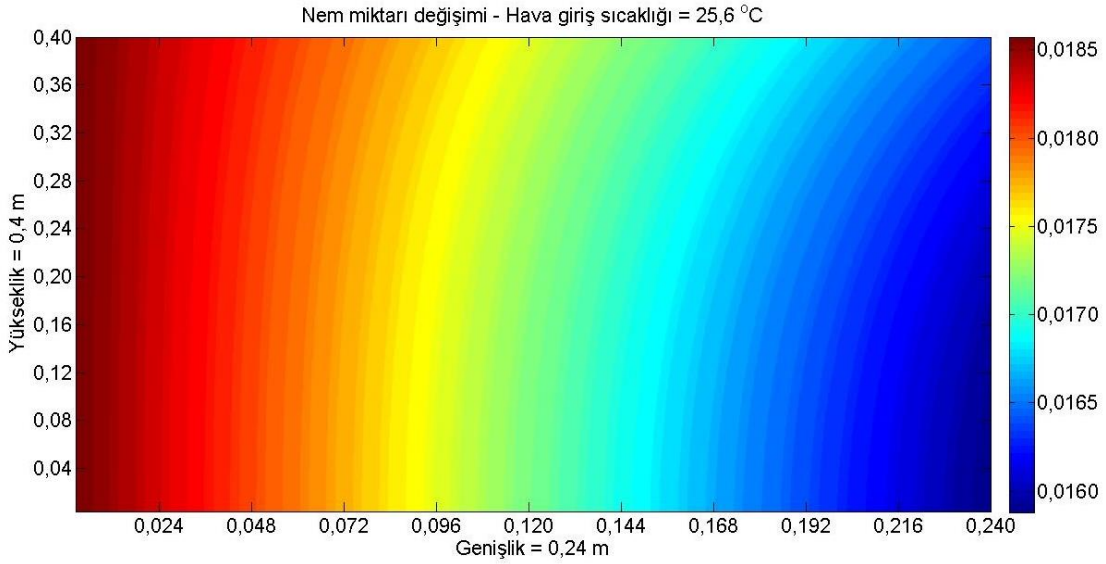
Şekil 8.125 25,6 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıkarının değişimi



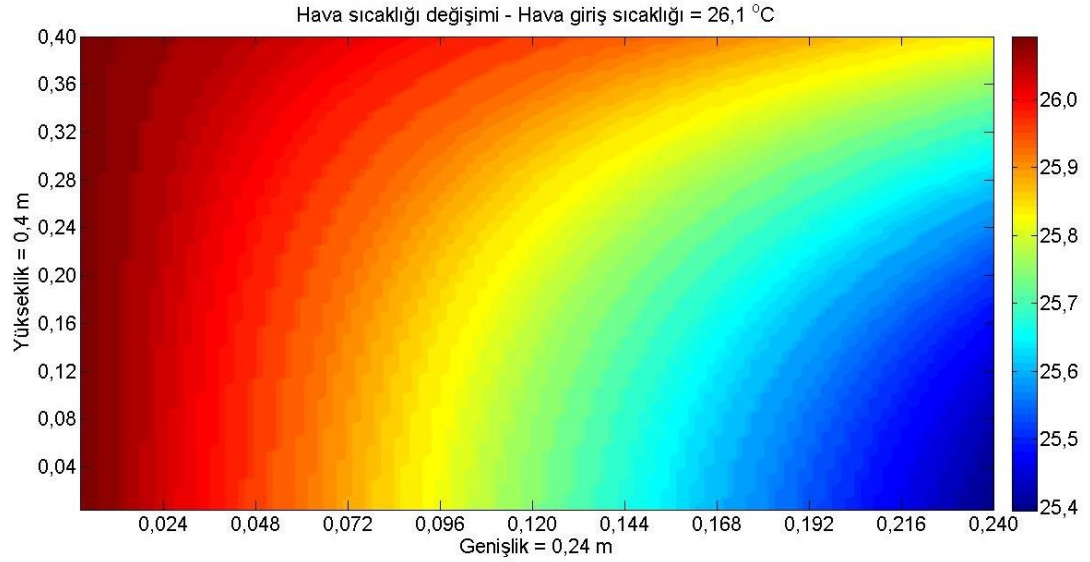
Şekil 8.126 25,6 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



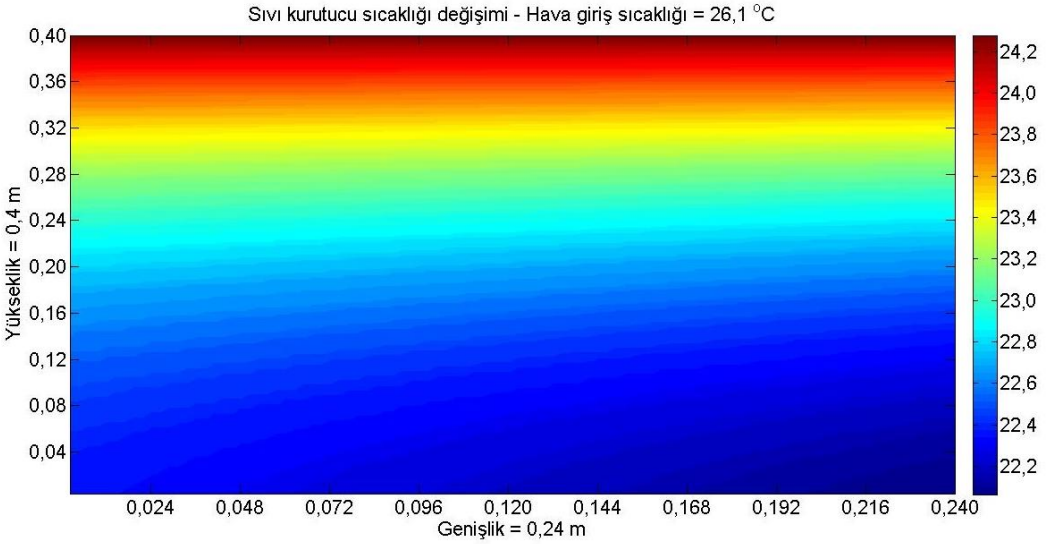
Şekil 8.127 25,6 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



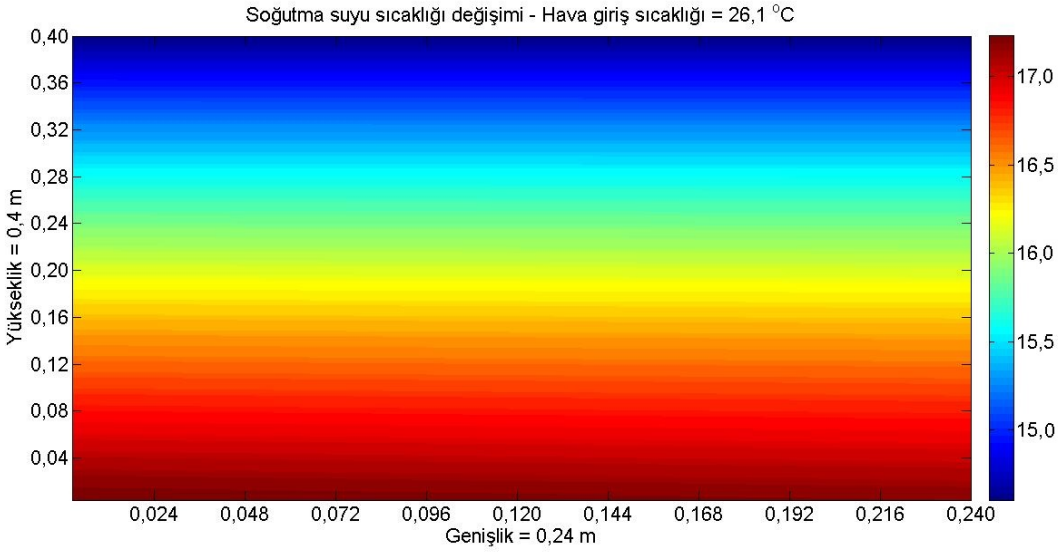
Şekil 8.128 25,6 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



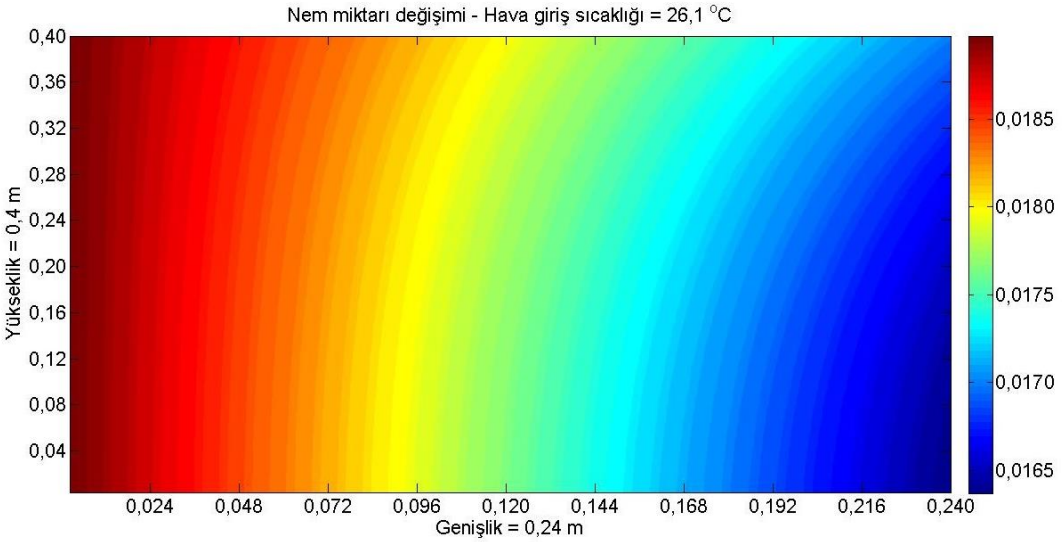
Şekil 8.129 26,1 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



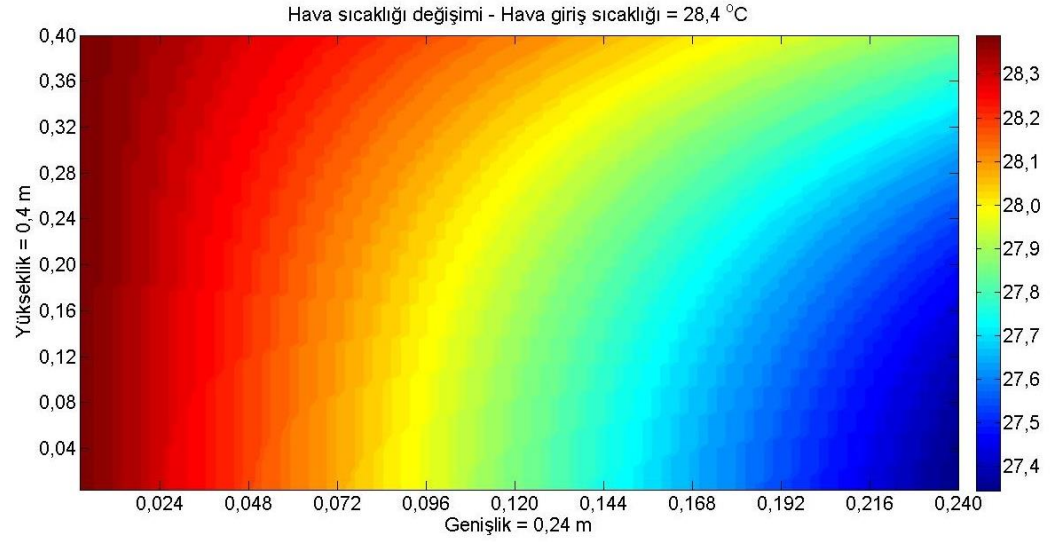
Şekil 8.130 26,1 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



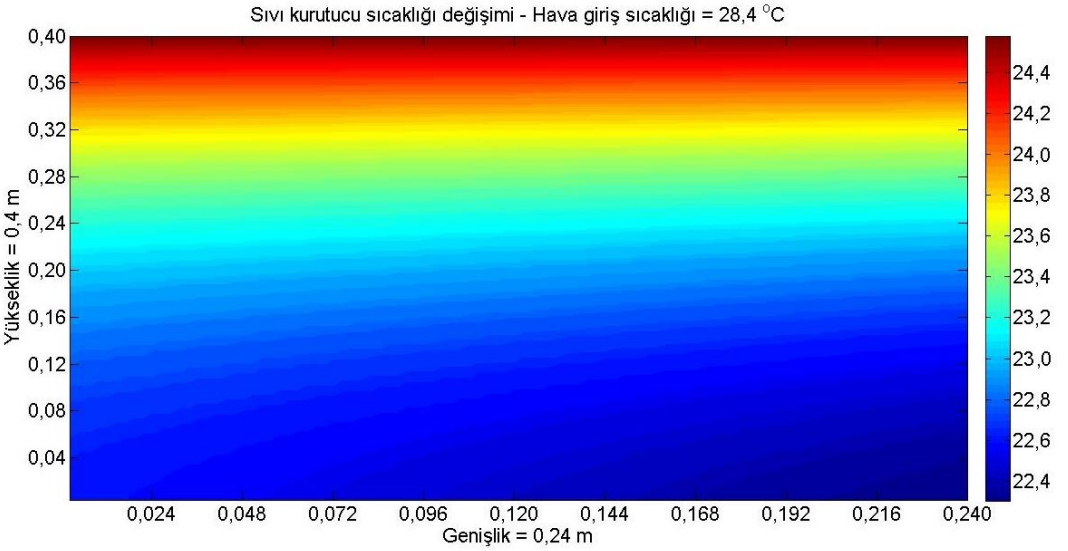
Şekil 8.131 26,1 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



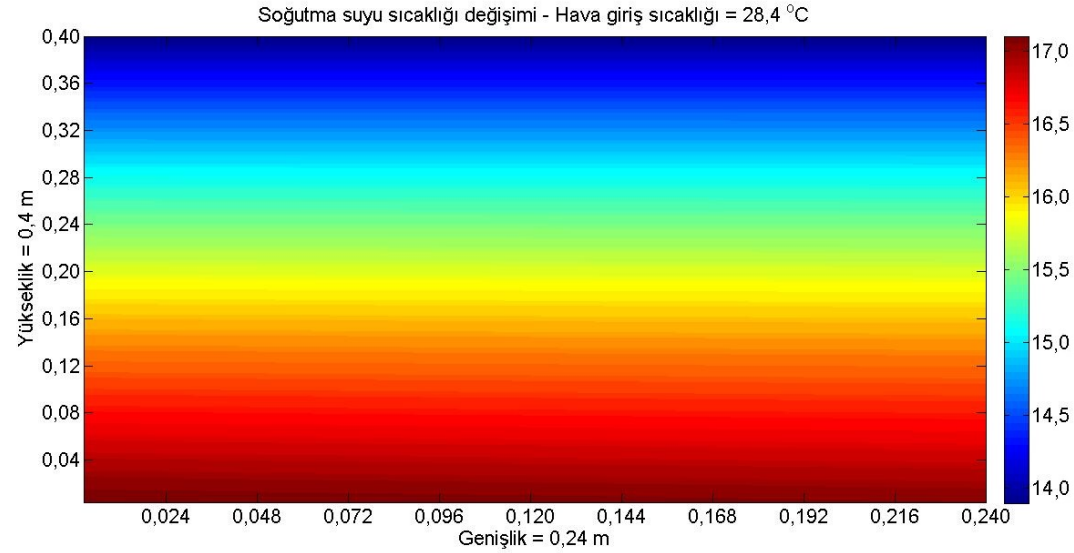
Şekil 8.132 26,1 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



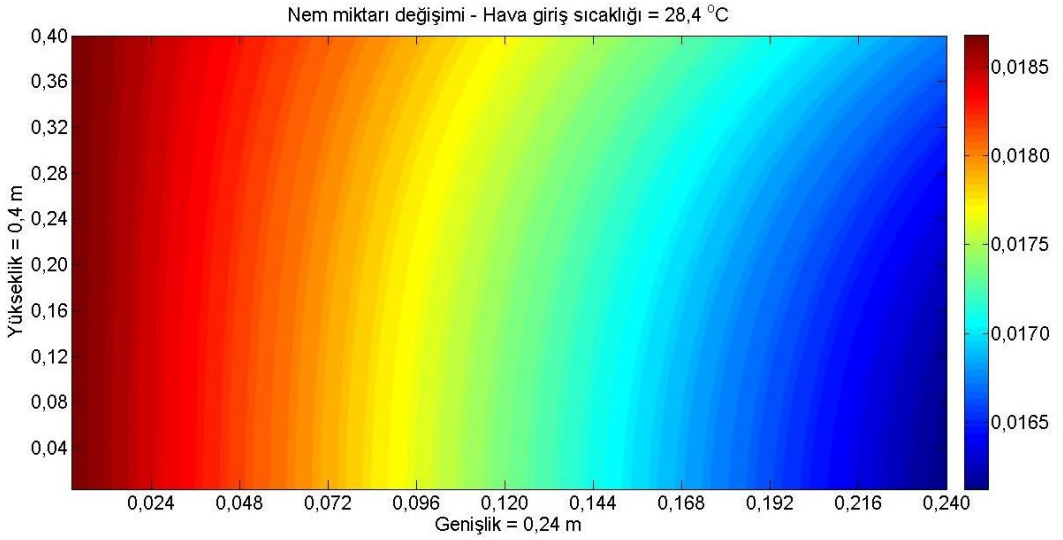
Şekil 8.133 28,4 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



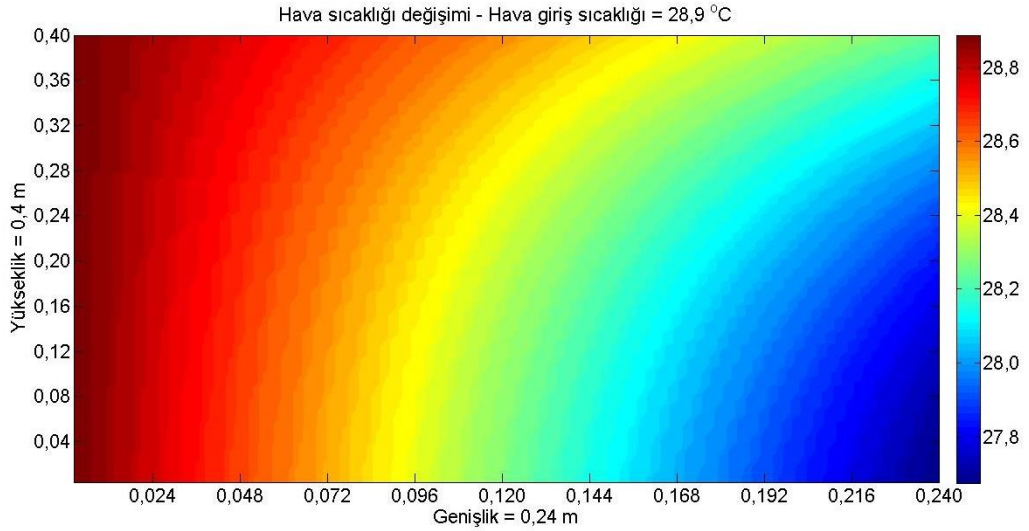
Şekil 8.134 28,4 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



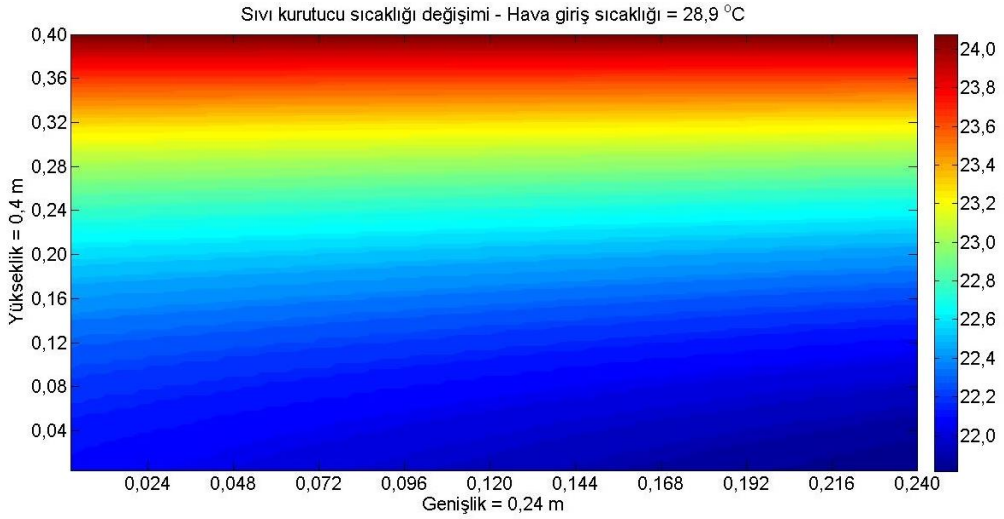
Şekil 8.135 28,4 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



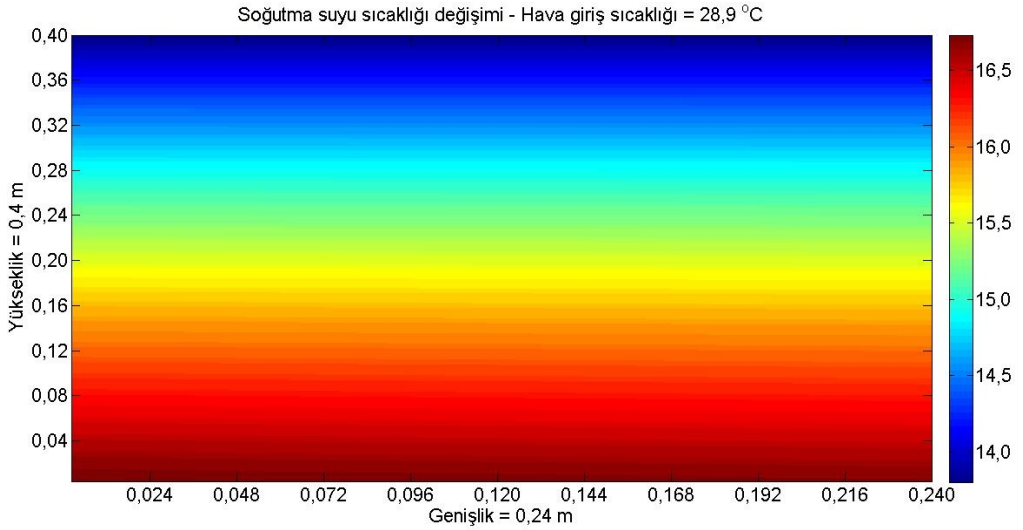
Şekil 8.136 28,4 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki mutlak nem miktarlarının değişimi



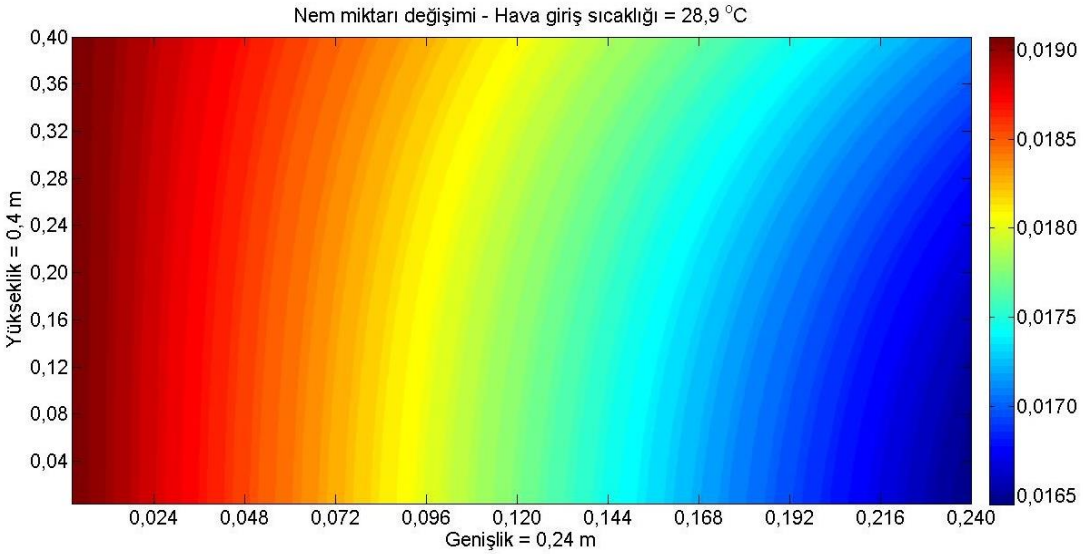
Şekil 8.137 28,9 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



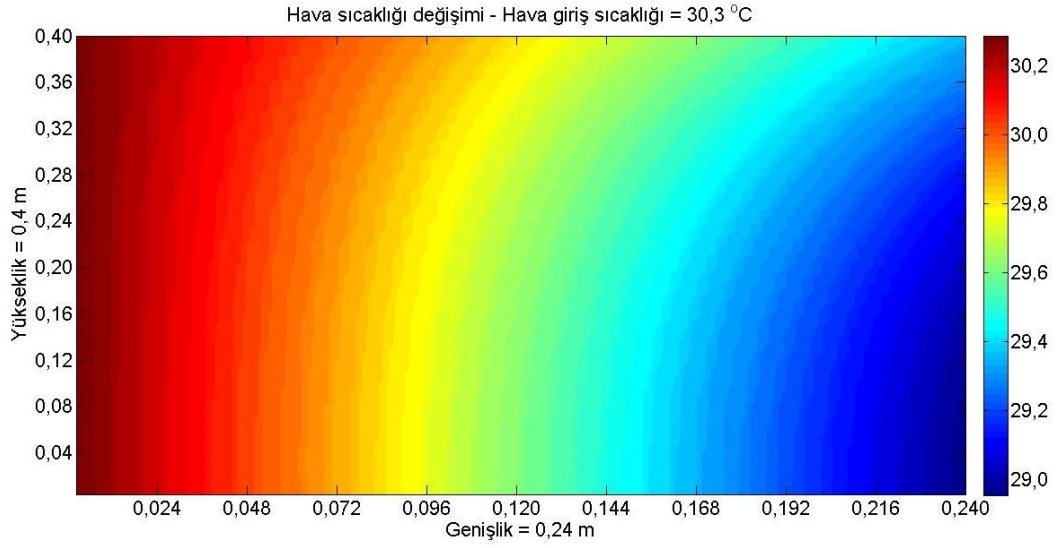
Şekil 8.138 28,9 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



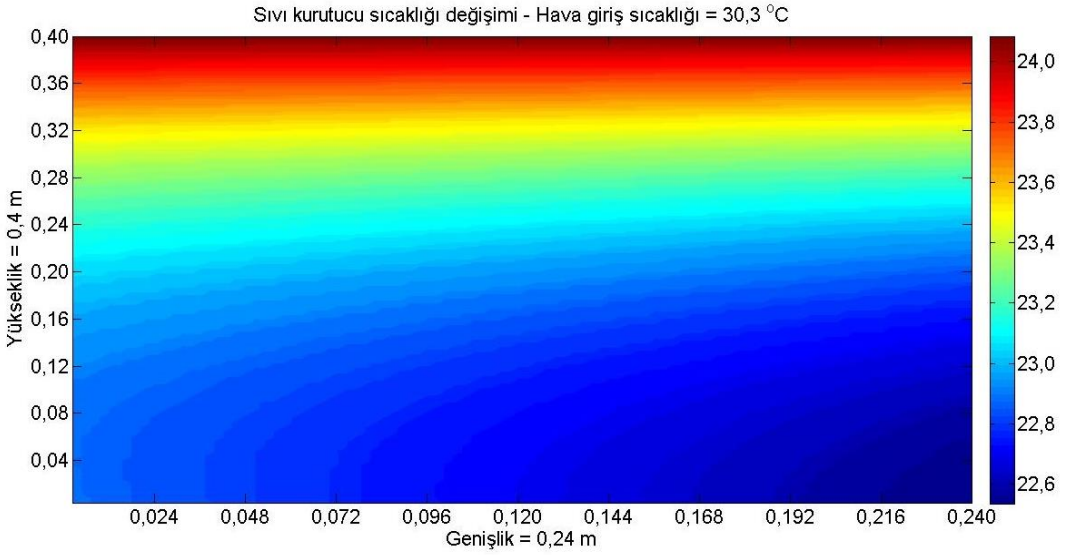
Şekil 8.139 28,9 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



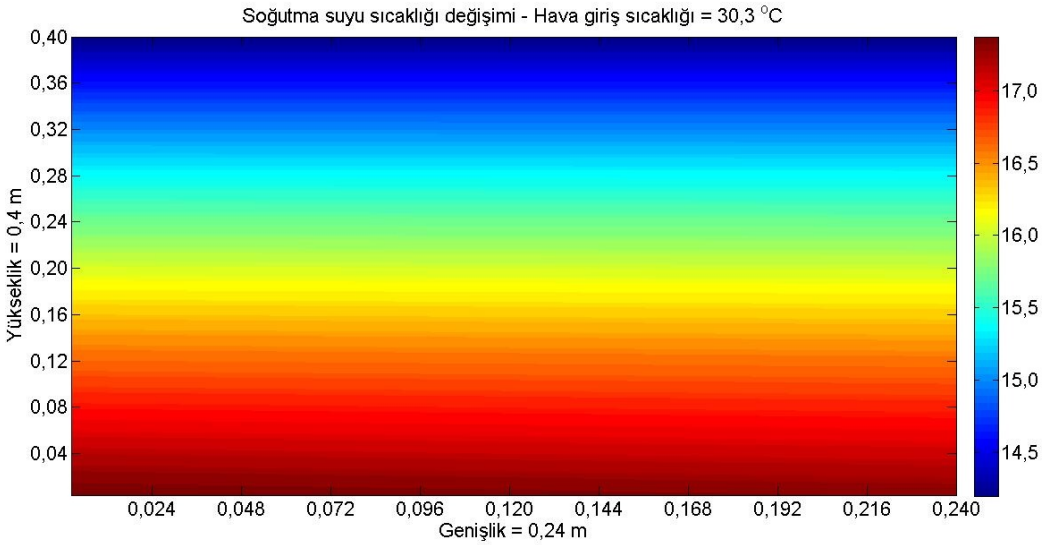
Şekil 8.140 28,9 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava miktarlarının değişimi



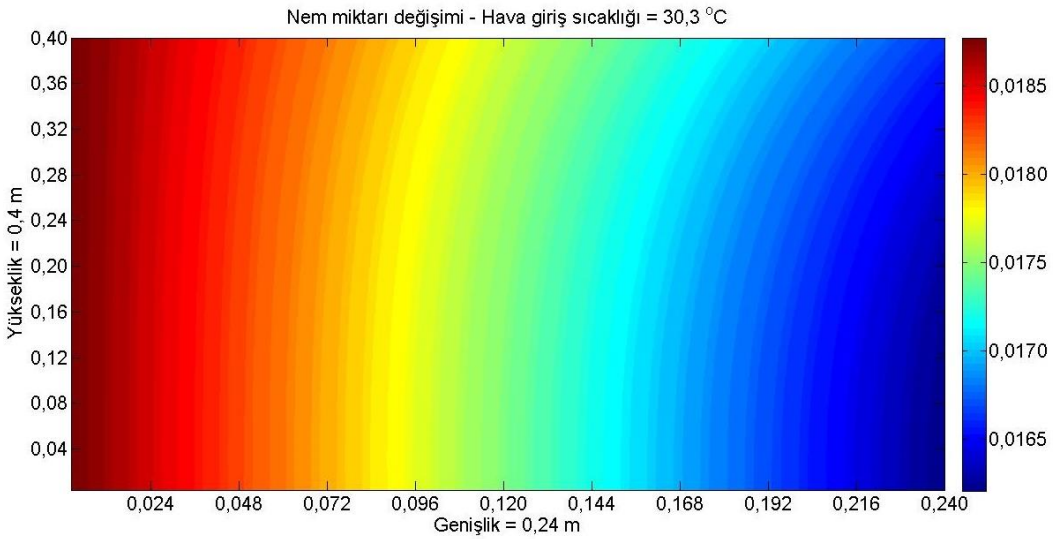
Şekil 8.141 30,3 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki nemli hava sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.142 30,3 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki sıvı kurutucu sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.143 30,3 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma suyu sıcaklıklarının değişimi



Şekil 8.144 30,3 °C nemli hava giriş sıcaklığında kurutucu içindeki soğutma mutlak nem miktarlarının değişimi

9. LİTYUM BROMÜR VE LİTYUM KLORÜR SIVI KURUTUCULU SİSTEMLERİN KURUTMA PERFORMANSLARININ KARŞILAŞTIRMALI İNCELENMESİ

Bu bölümde Lityum bromür ve Lityum klorür sulu çözeltilerinin nem alma performansları karşılaştımalı olarak incelencektir. Önceki bölümlerde istenen çözümü elde etmek için önerilen matematiksel modelin kesinliği ve etkinliği tartışılmış ardından elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştı. Karşılaştırmalar sonucunda deneysel verilen sayısal sonuçlar ile uyum içinde olduğu görülmüştü. Önerilen matematiksel modelin deneysel verilerle olan bu uyumu, modelin kesinliği hakkında olumlu bir referans olarak görülmüştür ve aynı matematiksel formulasyon kullanılarak Lityum Bromür ve Lityum Klorür çözeltilerinin nem alma karakteristkileri teorik olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel imkanların kısıtlı olmasından dolayı deneylerde sıvı kurutucu olarak sadece LiCl kullanılmıştır. Literatür çalışmalarından görüldüğü üzere LiBr 'ün kurutuma etkinliği bir araştırma konusudur ve bu bölümde bu iki sıvı kurutucu çözeltisinin nem alma kapasiteleri karşılaştırılacaktır. Çizelge 9.1'de verilen teorik çalışma parametreleri LiCl ve LiBr çözltilerini ayrı ayrı uygulanarak önceden tanımlanmış performans indekslerinin ışığında sonuçlar detaylı bir içimde tartışılacaktır. Çizelge 9.1'deki 2 numaralı sütun varsayılan çalışma parametreleri olarak öngörülmüştür. 1 ve 3 numaralı sütunlar ise bahsi geçen çalışma parametresinin değişik şartlardaki durumlarıdır. Örneğin nemli havanın sıcaklığının LiCl ve LiBr'nin kurutma performansı üzerindeki etkisi inceleceğinde Çizelge 9.1'de nemli hava satırındaki 1 ve 3 no'lu sütün elemanları ayrı ayrı uygulanacak iken diğer çalışma parametreleri için 2 numaralı sütun elemanları kullanacaktır. Detaylı ve doğru bir karşılaştırma için bu işlem bütün çalışma parametrelerine uygulanacak ve sonunda bu iki sıvı kurutucunun kurutma performansı hakkında daha sağlıklı bir yorum yapılabilinecektir.

Çizelge 9.1 LiBr vr LiCl sulu çözeltilerinin nem alma performanslarının karşılaştrırlmasında uygulanacak çalışma parametreleri

	1	2	3
Nemli hava sıcaklığı (°C)	26,0	30,0	34,0
Mutlak nem (kg_b / kg_{kh})	0,012	0,016	0,020
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	20,0	25,0	30,0
Sıvı kurutucu debisi (kg/s)	0,15	0,35	0,60
Sıvı kurutucu konsantrasyonu	30,0	38,0	45,0
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	5,0	15,0	25,0
Nemli hava debisi (m^3/s)	0,1	0,4	0,7
Soğutma suyu debisi (kg/s)	0,3	0,5	0,7

9.1 Nemli Hava Sıcaklığının LiBr ve LiCl Sulu Çözeltilerinin Kurutma Performansına Etkisi

9.1.1 Nemli hava giriş sıcaklığı 26,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

Çizelge 9.2'de LiCl ve LiBr sulu çözltilerinin 26,0 °C nemli hava giriş sıcaklığı etkisi altındaki çıkış çalışma parametrelerinin karşılaştırmalı analizi yapılmaktadır. Aynı deneysel şartlarda yapılan karşılaştırmalı analiz sonucunda LiBr çözeltisinin mutlak nem miktarındaki değişimin LiCl çözeltisine göre daha düşük bir değerde olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum LiCl ve LiBr'ün kimyasal karakteristiklerinin dışa vurumuyla oluşan bir sonuçtur. Çizelge 9.3'te LiCl ve LiBr'nin aynı sıcaklıkta fakat farklı konsantrasyonlardaki denge mutlak nem ve buhar basıncı değerleri sıralanmıştır. Görüldüğü üzere, eş konsantrasyon değerlerinde, LiBr denge buhar basıncı ve buna bağlı olarak denge mutlak nem miktarı değerlerinin LiCl çözeltilerine göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Bu karakteristik özelliği gösteren LiBr'nin aynı mutlak nem miktarlarında daha düşük değerde nem çekme kapasitesinin olduğu aşikardır. Denklem (9.1)' de eşitliğin sağ tarafında kalan $(\omega_e - \omega_h)$ terimi kütle transferi prosesinin esas mekanizmasıdır.

$$\frac{\partial \omega_h}{\partial x} = \frac{NTU_{küt}}{L}\left(\omega_e - \omega_h\right) \tag{9.11}$$

LiBr sulu çözeltilerinin bu denkleme uygulanmasıyla daha düşük seviyede mutlak nem gradyanı değerleri elde edilecek $(\partial \omega_h / \partial x)$ bu da sıvı kurutucu olarak LiBr sulu çözeltileri kullanan sistemlerin, LiCl kullanan sistemlere göre daha az nem transferi gerçekleştirmesine yol açacaktır. Sıvı kurutucu olarak LiBr sulu çözltileri kullanan sistemlerin nemli hava sıcaklıklarındaki değişim LiCl sıvı çözeltili sistemlerle neredeyse eşittir. Sıvı kurutucu sıcaklıkları LiBr'lü sistemlerde 12,7% düşüş gösterirken LiCl'li sistemlerde 9,2%'lik bir düşüş göstermektedir. Soğutma suyu sıcaklıklarında LiCl sistemlerin 15,7% seviyesinde bir artışı söz konusu iken, LiBr kullanan sistemlerde 13,0%'lük bir artış görülmektedir. Çizelge 9.2'de LiCl kullanan çözeltilerin kurutma etkinliklerinin,

LiBr kullanan çözeltilere göre daha düşük olduğu görülmektedir. Kurutma etkinliği daha önce de belirtildiği gibi

$$\eta = \frac{\omega_{gir} - \omega_{çık}}{\omega_{gir} - \omega_e} \tag{9.2}$$

denklemiyle ifade edilir. Bu denklemde denge halindeki mutlak nen miktarı ω_e'nin sayısal değerinin havanın çıkış şartlarındaki mutlak nem değerine ($\omega_{çık}$) karşı olan oransal ilişki kurutma etkinliği değerlerinin tayin edilmesinde kilit rol oynamaktadır. Denklem (9.2)'nin pay kısmı (ω_{gir} - $\omega_{çık}$) ile payda kısmı (ω_{gir} – ω_e) arasındaki oran LiBr sıvı çözeltili sistemler için daha yüksek değerde sonuçlar verdiğinden kurutma etkinliği sayısal değerleri LiBr sulu çözeltili düzenler için daha fazladır. Aynı oransal yaklaşım diğer karşılaştırmalar içinde

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	26,0	25,5	-1,2%
	$LiBr – H_2O$	26,0	25,4	-2,2%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	$LiCl – H_2O$	0,016	0,0142	-11,1%
	$LiBr – H_2O$	0,016	0,0149	-6,4%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	25,0	22,6	-9,2%
	$LiBr – H_2O$	25,0	21,8	-12,7%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	15,0	17,1	15,7%
	$LiBr – H_2O$	15,0	17,0	13,0%
			Çıktı değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	$LiCl – H_2O$		0,823	
	$LiBr – H_2O$		0,479	

geçerlidir.

Nem alma etkinliği	$LiCl - H_2O$	0,164
	$LiBr - H_2O$	0,177

Çizelge 9.2 26,0 °C nemli hava sıcaklığında LiCl ve LiBr sulu çözeltilerinin performans analizi

Çielge 9.3 LiCl ve LiBr çözeltilerinin termofiziksel özellikleri

		LiCl çözeltisi		LiBr çözeltisi	
$T_{çöz}$ (°C)	X (%)	ω_e (g_b/kg_{kh})	P_{doy} (kPa)	ω_e (g_b/kg_{kh})	P_{doy} (kPa)
20,0	30,0	6,046	0,975	10,672	1,709
20,0	31,0	5,638	0,910	10,441	1,672
20,0	32,0	5,239	0,846	10,197	1,634
20,0	33,0	4,853	0,784	9,940	1,593
20,0	34,0	4,481	0,724	9,670	1,551
20,0	35,0	4,125	0,667	9,385	1,506
20,0	36,0	3,787	0,613	9,084	1,458
20,0	37,0	3,467	0,561	8,768	1,408
20,0	38,0	2,885	0,513	8,437	1,356
20,0	39,0	2,624	0,467	8,090	1,301
20,0	40,0	2,381	0,425	7,728	1,243

9.1.2 Nemli hava giriş sıcaklığı 30,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

Nemli hava sıcaklığı 30,0 °C iken çıkış çalışma parametrelerinin gösterimi Çizelge 9.4'te verilmektedir. LiCl sulu çözeltisi kullanan düzenlerin nemli hava çıkış sıcaklıkları 3,5% azalırken LiBr sulu çözeltileri kullanan düzenlerin nemli hava sıcaklıkları 2,4% azalmıştır. Mutlak nem değerleri ise LiCl çözeltisinin 11.9% azlama göstermiş, LiBr çözeltisinde ise bu değer 3.7% civarında azalmıştır. LiCl'nin çıkış sıcaklığı 23,0 °C (-7,7%) seviyesinde iken, LiBr'ün çıkış sıcaklığı 23,2 °C (-6,9%) 'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları LiCl sulu çözeltili sistem için 17,2 °C (+14,9%) iken LiBr sıvı çözeltili sistem için bu değer 17,0 °C'dir (+8,1%). Nem alma etkinliği değeri ise LiCl çözeltili sistem için 0,160 iken LiBr'lü sistem için için bu değer 0,174'dir.

Çizelge 9.4 30,0 °C nemli hava sıcaklığında LiCl ve LiBr sulu çözeltili sistemlerin performans analizi

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,2	-3,5%
	LiBr – H_2O	30,0	28,7	-2,4%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0141	-11,9%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0150	-3,7%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	23,0	-7,7%
	LiBr – H_2O	25,0	23,2	-6,9%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,2	14,9%
	LiBr – H_2O	15,0	17,0	8,1%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,879	
	LiBr – H_2O		0,458	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,160	
	LiBr – H_2O		0,174	

9.1.3 Nemli hava giriş sıcaklığı 34,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

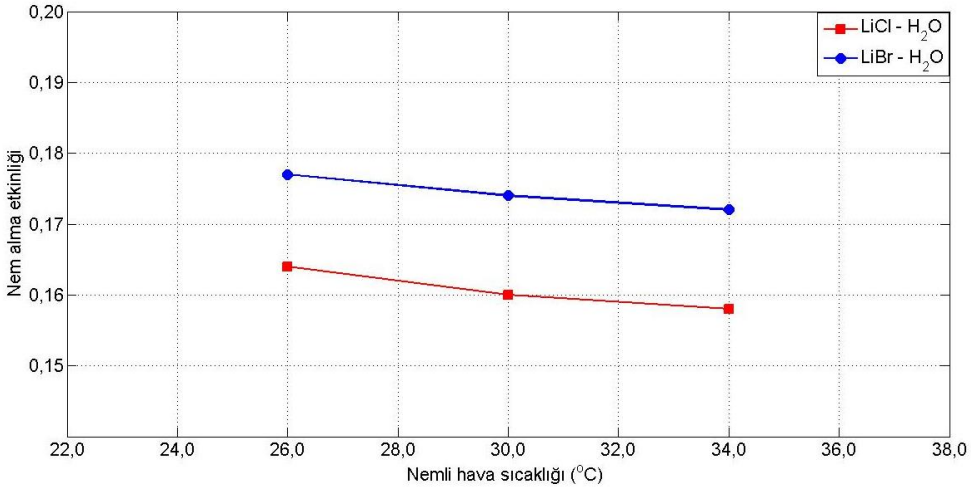
Nemli hava giriş sıcaklıkları 34,0 °C iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin gösterimi Çizelge 9.5'te verilmektedir. Sıvı kurutucu olarak LiCl

çözeltisi kullanan sistemlerin çıkış sıcaklıkları 32,3 °C (-4,9%) iken LiBr sulu çözeltisi kullanan düzende çıkış sıcaklığı 32,0 °C (-3,5%)'dir. LiCl çözeltisi kullanan düzenlerde mutlak nem çıkış değeri 0,0141 kg nem / kg kuru hava (-11,7%) iken LiBr çözeltili düzenlerde mutlak nem çıkış değeri 0,0150 kg nem / kg kuru hava (-3,6%) 'dır. LiCl çözeltisinin çıkış sıcaklığı 23,2 °C (-6,9%) iken LiBr çözeltisinin çıkış sıcaklığı 22,2 °C (-6,2%)'dir. LiCl çözeltili düzendeki çıkış soğutma sıcaklığı 17,2 °C (+14,7%) iken LiBr çözeltili düzendeki çıkış soğutma sıcaklığı 17,1 °C (+8,2%)'dir. LiCl çözeltili sistemin kurutma etkinliği 0,158 iken LiBr çözeltili sistem için bu değer 0,172'dir. Şekil 9.1'de artan nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki nem alma etkinliği değerlerininin LiCl ve LiBr çözeltileri için değişimi görülmektedir.

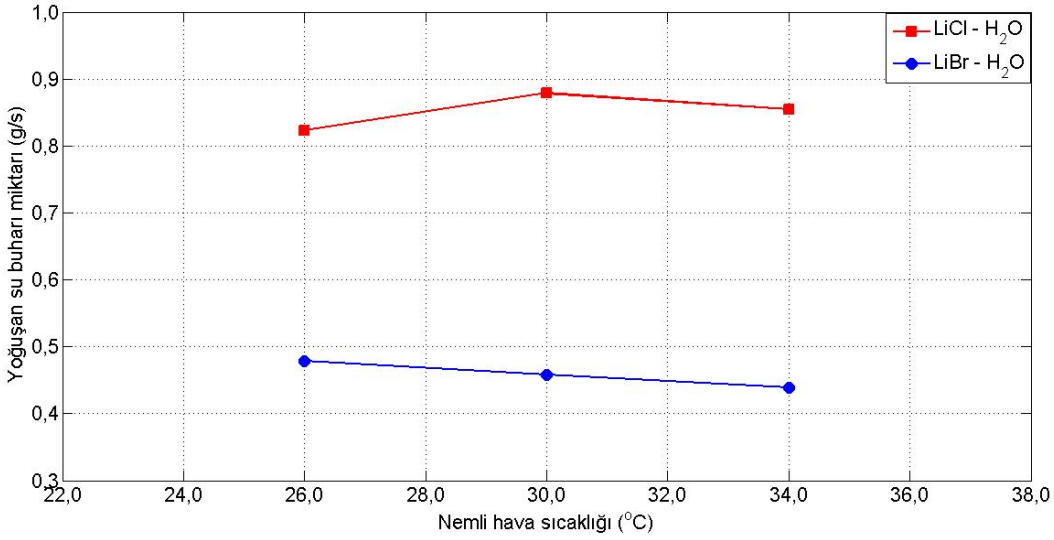
Çizelge 9.5 34,0 °C nemli hava giriş sıcaklığında LiCl ve LiBr sulu çözeltili sistemlerin performans analizi

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	34,0	32,3	-4,9%
	$LiBr - H_2O$	34,0	32,0	-3,5%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	$LiCl - H_2O$	0,0160	0,0141	-11,7%
	$LiBr - H_2O$	0,0160	0,0150	-3,6%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	25,0	23,2	-6,9%
	$LiBr - H_2O$	25,0	22,2	-6,2%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	15,0	17,2	14,7%
	$LiBr - H_2O$	15,0	17,1	8,2%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	$LiCl - H_2O$		0,855	
	$LiBr - H_2O$		0,439	
Nem alma etkinliği	$LiCl - H_2O$		0,158	
	$LiBr - H_2O$		0,172	

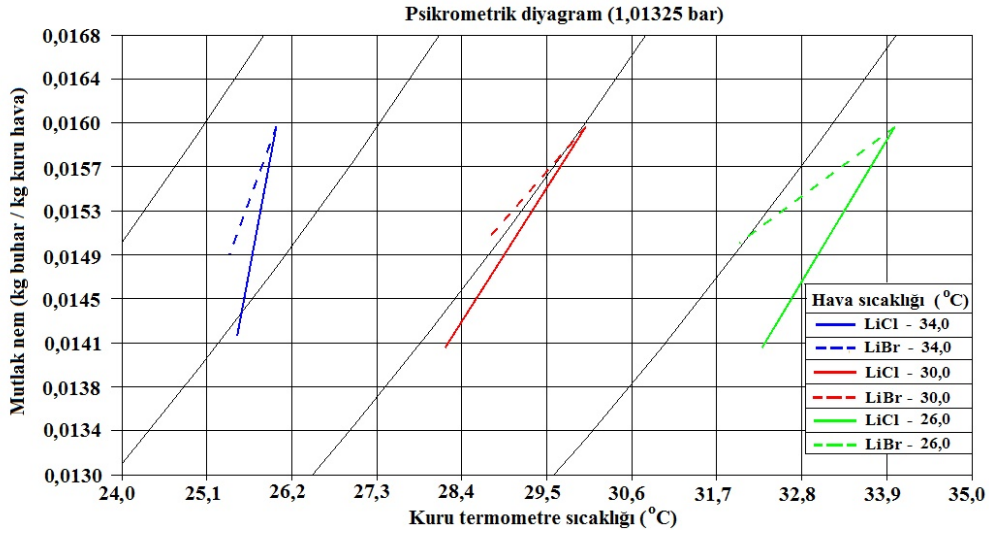
Şekil 9.2'de kurutucu içindeki yoğuşan nem miktarlarının nemli hava giriş sıcaklıklarının bir fonkisyonu olarak değişimi verilmektedir. Şekil 9.3'te ise LiCl ve LiBr çözeltileri'nin mutlak nem miktarlarındaki değişimlerinin psikrometrik diyagramdaki değişimi verilmektedir.



Şekil 9.1 Artan giriş nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki nem alma etkinlikleri değerleri



Şekil 9.2 Artan nemli hava sıcaklıkları etkisi altındaki yoğuşan nem miktarları



Şekil 9.3 Farklı nemli hava giriş sıcaklıkları etkisi altındaki çıkış mutlak nem miktarlarının psikrometrik diyagramda gösterimi

9.2 Giriş Mutlak Nem Miktarlarının LiCl ve LiBr Sulu Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performanslarına Olan Etkisi

9.2.1 Giriş mutlak nem değeri 0,012 kg nem / kg kuru hava iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

Çizelge 9.6'da giriş mutlak nem değeri 0,012 kg nem / kg kuru hava iken çalışma parametrelerinin değişimi karşılaştımalı olarak gösterilmektedir. LiCl çözeltili düzenlerin nemli hava çıkış sıcaklığı 28,3 °C (-3,8%) iken LiBr çözeltili düzenlerde bu değer 28,6 °C (-2,6%)'dir. LiCl çözeltisinin çıkış mutlak nem miktarı 0,0106 kg nem / kg kuru hava iken (-11,0%), LiBr çözeltili düzenlerde çıkış mutlak nem miktarı 0,0116 kg nem / kg kuru hava (-1,3%) değerlerinde kalmıştır. LiCl çözeltisinin çıkış sıcaklığı 22,5 °C (-9,9%) seviyesindeyken LiBr çözeltisinin çıkış sıcaklığı 21,5 °C (-8,8%)'dir. LiCl sıvı çözeltisi kullanan sistemlerin soğutma suyu çıkış sıcaklığı değeri 17,1 °C (+14,1%) iken LiBr kullanan düzenlerde bu değer 16,9 °C (+7,9%)'dir. LiCl çözeltili düzenler için elde edilen kurutma etkinliği değeri 0,166'dır. LiBr çözeltisi kullanan düzenekler için kurutma etkinliği değeri 0,187'dir.

Çizelge 9.6 Giriş mutlak nem değeri 0,012 kg nem / kg kuru hava durumundayken LiCl ve LiBr sulu çözeltili sistemlerin performans analizi

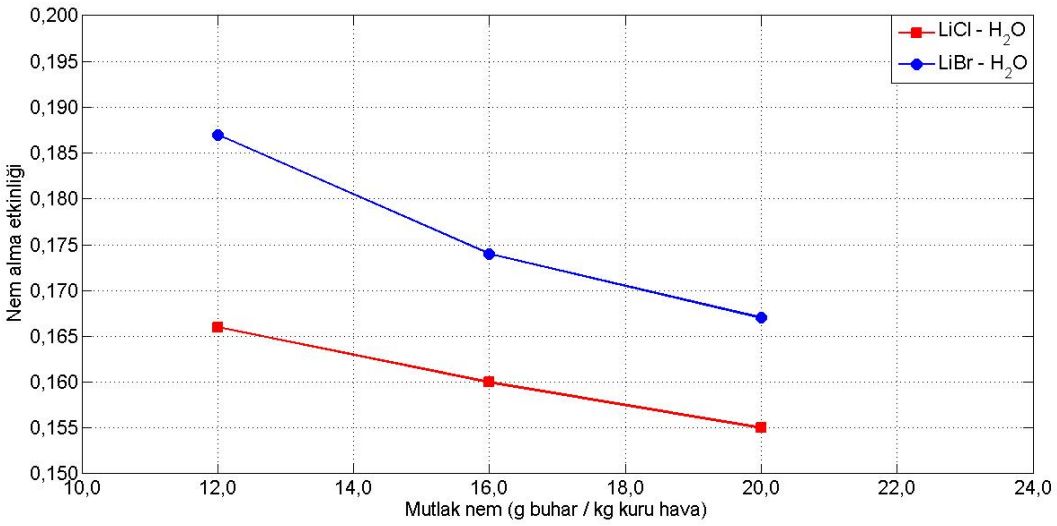
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,3	-3,8%
	LiBr – H_2O	30,0	28,6	-2,6%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,012	0,0106	-11,0%
	LiBr – H_2O	0,012	0,0116	-1,3%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	22,5	-9,9%
	LiBr – H_2O	25,0	21,5	-8,8%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,1	14,1%
	LiBr – H_2O	15,0	16,9	7,9%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,639	
	LiBr – H_2O		0,164	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,166	
	LiBr – H_2O		0,187	

9.2.2 Giriş mutlak nem değeri 0,020 kg nem / kg kuru hava iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

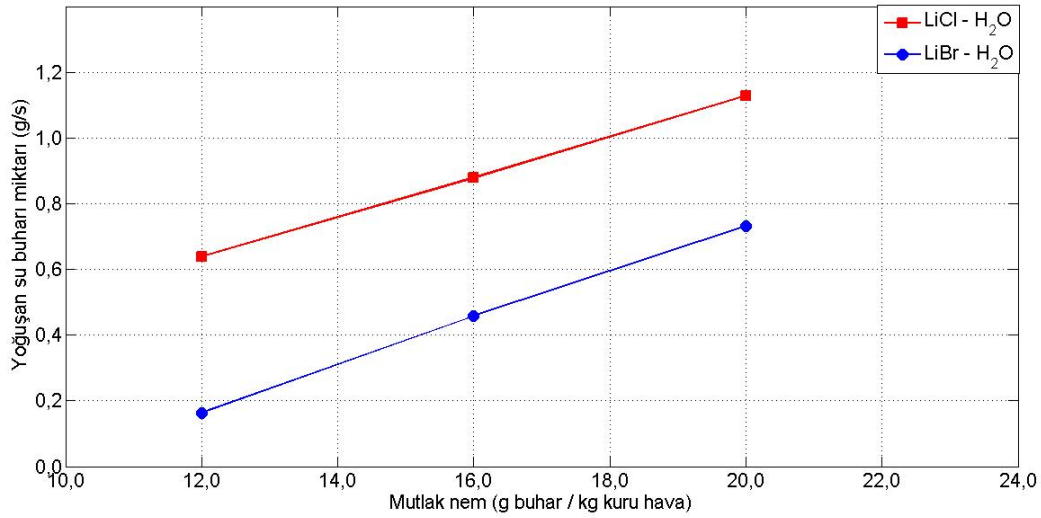
Çizelge 9.7'de işlem havasının giriş mutlak nem miktarı 0,020 kg nem / kg kuru hava iken çıkış çalışma parametrelerinin karşılaştırmalı analizi yapılmaktadır. LiCl çözeltili sistemler için nemli hava çıkış sıcaklığı 29,0 °C (-3,3%) seviyesindeyken LiBr sıvı çözeltili sistemlerde bu sıcaklık değeri 28,8 °C (-2,3%)'dir. LiCl çözeltili sistemlerin mutlak nem çıkış miktarı 0,0175 kg nem / kg kuru hava iken LiBr çözeltili sistemlerde bu değer 0,0184 kg nem / kg kuru hava (-5,0%)'dır. Sıvı kurutucu olarak LiCl çözeltisi kullanan sistemlerin soğutma suyu çıkış sıcaklığı 23,5 °C (-5,6%) seviyesindeyken LiBr çözeltisi kullanan düzenlerin soğutma suyu çıkış sıcaklığı 22,6 °C (-5,2%) seviyesindedir. LiCl çözeltili sistemlerde kurutma etkinliği değeri 0,155 iken bu değer LiBr sulu çözeltili düzenlerde 0,167'dir. Şekil 9.4'te farklı LiBr ve LiCl çözeltileri için değişen giriş mutlak nem miktarlarının fonksiyonu olarak çıkış mutlak nem miktarlarının değişimi verilmiştir. Şekil 9.5'te yine değişen giriş mutlak nem miktarlarının fonksiyonu olarak yoğuşan nem miktarları verilmektedir. Şekil 9.6'da ise LiBr ve LiCl çözeltilerinin mutlak nem miktarları değişimi psikrometrik diyagramda gösterilmektedir.

Çizelge 9.8 Giriş mutlak nem değeri 0,020 kg nem / kg kuru hava durumundayken LiCl ve LiBr sulu çözeltili sistemlerin performans analizi

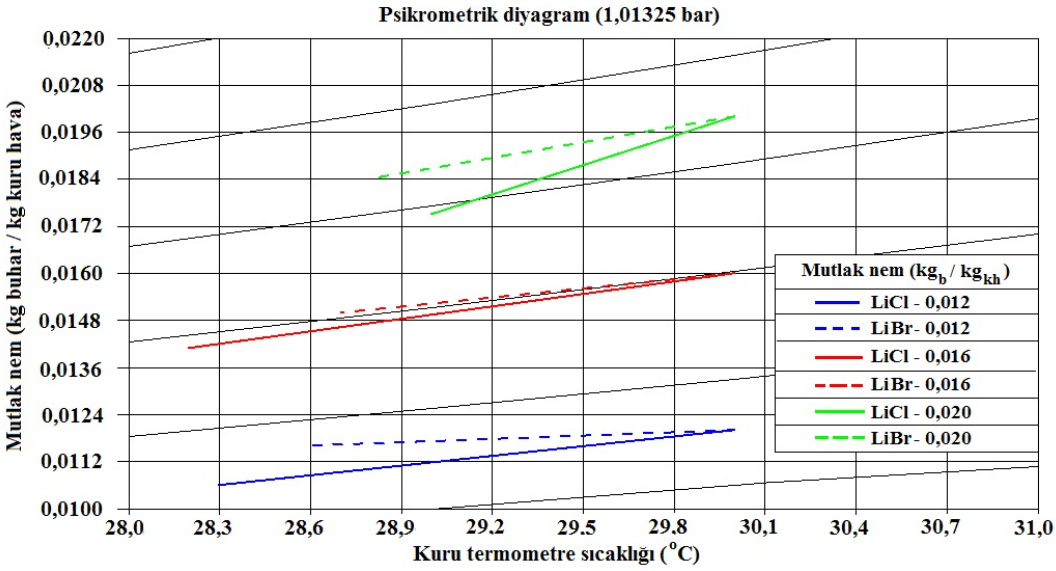
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	29,0	-3,3%
	LiBr – H_2O	30,0	28,8	-2,3%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,020	0,0175	-12,2%
	LiBr – H_2O	0,020	0,0184	-5,0%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	23,5	-5,6%
	LiBr – H_2O	25,0	22,6	-5,2%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,2	15,0%
	LiBr – H_2O	15,0	17,1	8,3%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		1,128	
	LiBr – H_2O		0,732	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,155	
	LiBr – H_2O		0,167	



Şekil 9.4 LiCl ve LiBr sıvı çözeltili sistemler için için nem alma etkinliği değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 9.5 LiCl ve LiBr çözeltili sistemler için kurutucuda yoğuşan nem miktarlarının karşılaştırılması



Şekil 9.6 LiCl ve LiBr çözeltili sistemler için mutlak nem miktarlarının değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

9.3 Sıvı Kurutucu Giriş Sıcaklıklarının LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.3.1 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 20,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

Çizelge 9.8'da LiBr ve LiCl sıvı çözeltileri giriş sıcaklıkları 20,0 °C iken çalışma parametrelerinin çıkış değerleri verilmektedir. LiCl sıvı kullanan sistemlerin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 27,8 °C (-7,3%) iken LiBr sıvı çözeltili sistemlerin çıkış sıcaklığı 27,4 °C (-6,1%) seviyesindedir. LiCl sıvı çözeltili sistemlerin çıkış mutlak nem miktarları 0,0131 kg nem / kg kuru hava (-17,8%) iken LiBr sıvı çözeltili düzenlerde çıkış mutlak nem değeri 0,0141 kg nem / kg kuru hava (-8,1%)'dir. Sıvı çıkış sıcaklıkları LiCl sıvı çözeltili sistemlerde 21,5 °C (7,7%) değerindeyken LiBr sıvı çözeltili düzenlerde bu değer 20,5 °C (4,4%)'dir. LiCl'lü düzenlerdeki soğutma suyu çıkış sıcaklığı 16,5 °C (9,9%) iken LiBr'lü sistemlerin soğutma suyu çıkış sıcaklık değerleri 16,3 °C (4,9%) 'dir. LiCl ve LiBr sıvı çözeltilerinin nem alma etkinliği değerleri 0,226 ve 0,245'tir.

Çizelge 9.9 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 20,0 °C iken çalışma parametreleri değişimi

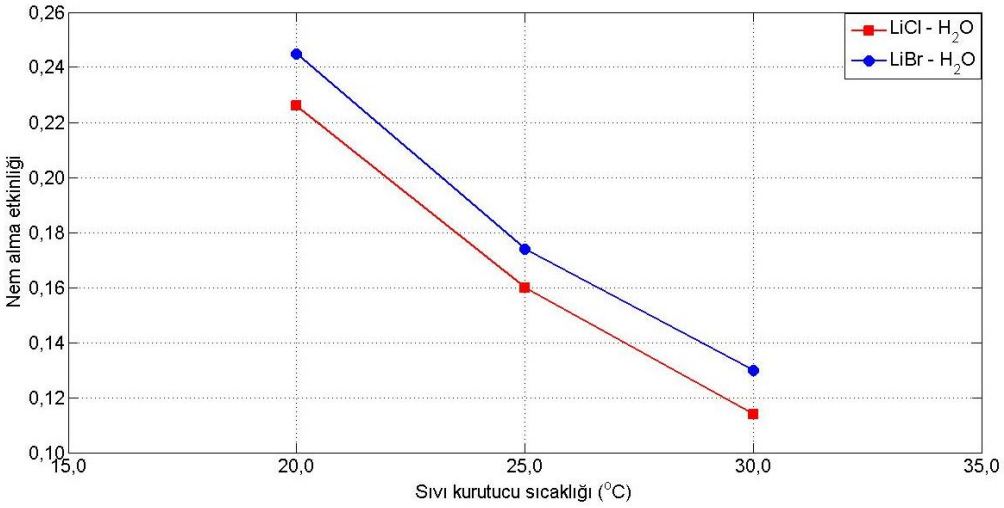
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	27,8	-7,3%
	LiBr – H_2O	30,0	27,4	-6,1%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,0160	0,0131	-17,8%
	LiBr – H_2O	0,0160	0,0141	-8,1%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	20,0	21,5	7,7%
	LiBr – H_2O	20,0	20,5	4,4%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	16,5	9,9%
	LiBr – H_2O	15,0	16,3	4,9%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		1,316	
	LiBr – H_2O		0,834	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,226	
	LiBr – H_2O		0,245	

9.3.2 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 30,0 °C iken kurutma performanslarının değerlendirilmesi

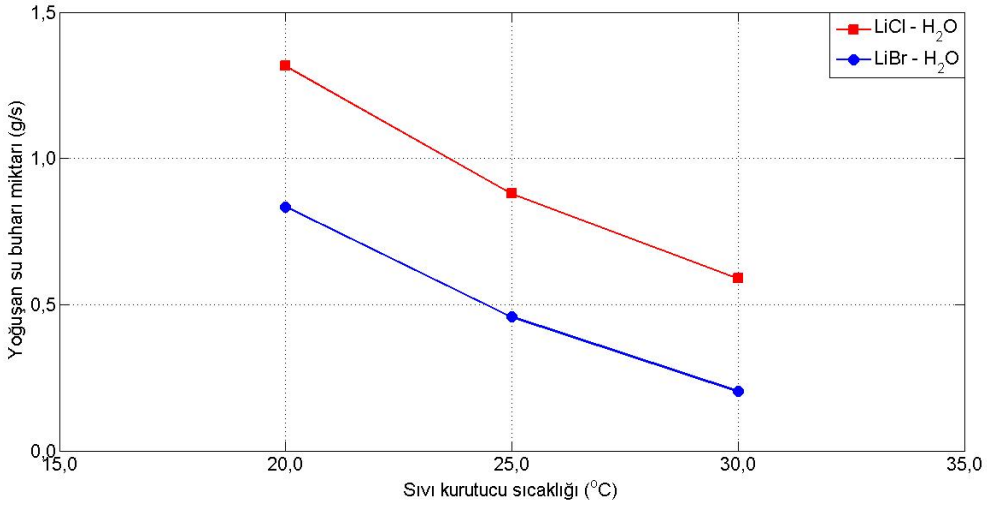
Çizelge 9.9'da LiBr ve LiCl sıvı çözeltileri giriş sıcaklıkları 30,0 °C iken çalışma parametrelerinin değişimi gösterilmektedir. LiCl sıvı çözeltili sistemin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 29,6 °C (-1,3%) seviyesindeyken LiBr sıvı çözeltili sistemin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 29,5 °C (-1,5%)'tir. LiCl'li sistemin çıkış mutlak nem miktarı 0,0147 kg nem / kg kuru hava (-7,8%) değerindeyken LiBr sıvı çözeltili sistemlerin mutlak nem çıkış miktarı 0,0155 kg nem / kg kuru hava (-1,1%) seviyesindedir. LiCl sıvı çözeltili sistemlerin çıkış sıvı kurutucu sıcaklığı 24,9 °C (-16,6%) iken LiBr sıvı çözeltili sistemlerin çıkış sıvı kurutucu sıcaklığı 24,0 °C (-12,7%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı LiCl sıvı çözeltili sistem için 18,0 °C (20,0%) değerindeyken LiBr sıvı çözeltili düzenler için bu değer 17,8 °C (11,7%)'dir. LiCl ve LiBr sulu çözeltileri için kurutma etkinliği değerleri sırasıyla 0,114 ve 0,130'dir. Şekil 9.7 LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin nem alma etkinlikleri karşılaştırılmıştır. Şekil 9.8 LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerde yoğuşan nem miktarlarını karşılaştırmalı olarak vermektedir. Şekil 9.9'da farklı sıvı kurutucu sıcaklıklarındki mutlak nem miktarları değişiminin karşılaştırmalı gösterimi psikrometrik diyagramda verilmiştir.

Çizelge 9.10 Sıvı kurutucu giriş sıcaklığı 30,0 °C iken çalışma parametreleri değişimi

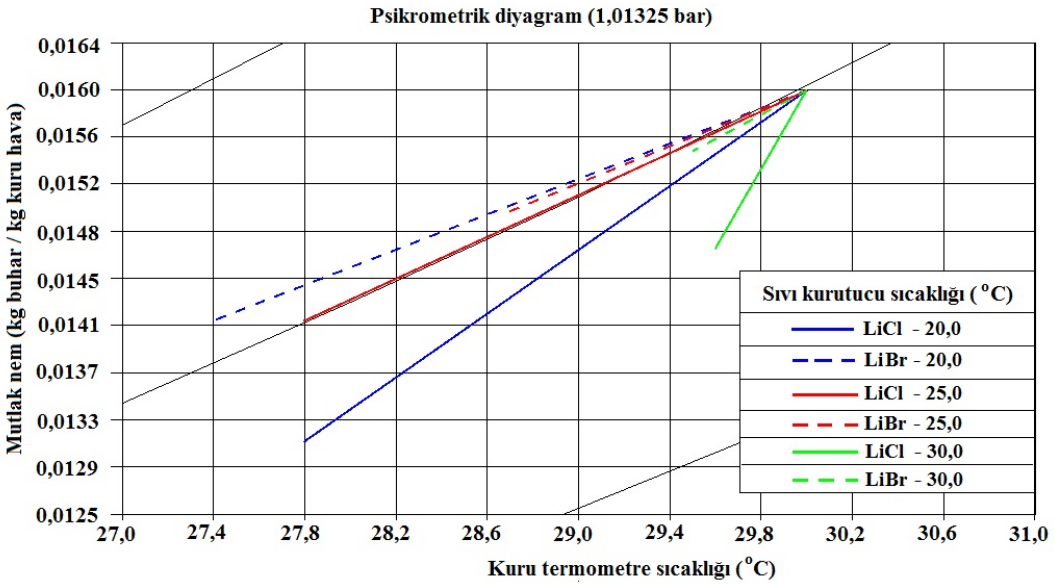
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	29,6	-1,3%
	LiBr – H_2O	30,0	29,5	-0,6%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0147	-7,8%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0155	-1,1%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	24,9	-16,6%
	LiBr – H_2O	30,0	24,0	-12,7%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	18,0	20,0%
	LiBr – H_2O	15,0	17,8	11,7%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,590	
	LiBr – H_2O		0,203	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,114	
	LiBr – H_2O		0,130	



Şekil 9.7 LiCl ve LiBr çözeltili sistemlerde nem alma etkinliklerinin sıvı kurutucu sıcaklıklaır etkisindeki değişim



Şekil 9.8 LiCl ve LiBr çözeltili sistemlerde yoğuşan su buharı mikarının sıvı kurutucu sıcaklıkları etkisindeki değişimi



Şekil 9.9 LiCl ve LiBr sıvı çözletili sistemlerdeki mutlak nem miktarı değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

9.4. Sıvı Kurutucu Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.4.1 Sıvı kurutucu debisinin 0,15 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin değişimi

Çizelge 9.10'da LiCl ve LiBr sıvı kurutucu çözeltileri debileri 0,15 kg/s iken çalışma parametrelerinin değişimini vernektedir. LiCl sıvı çözeltisi kullanan düzenlerde nemli hava çıkış sıcaklığı 28,7 °C (-4,3%) seviyesindeyken sıvı krutucu olarak LiBr sulu çözeltisi kulanan sistemde ise nemli hava çıkış sıcaklığı 28,2 °C (-3,1%)'dir. Mutlak nem çıkış miktarı LiCl'li sistemlerde 0,0138 kg nem / kg kuru hava (-13,1%), LiBr'li düzenlerde ise bu değer 0,0147 kg nem / kg kuru hava (-4,5%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları LiCl çözeltisi kullanan düzenlerde 22,5 °C (-10,0%) seviyesindeyken LiBr çözeltili sistemlerde bu değer 21,1 °C (-11,1%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları LiCl ve LiBr sıvı çözeltili sistemler için sırasıyla 17,0 °C (+13,3%) ve 16,7 °C (+7,4%)'dir. LiCl ve LiBr'lü sistemler için nem alma etkinlikleri değerleri sırasıyla 0,175 ve 0,202'dir.

Çizelge 9.11 Sıvı kurutucu debisi 0,15 kg/s iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin karşılaştırlması

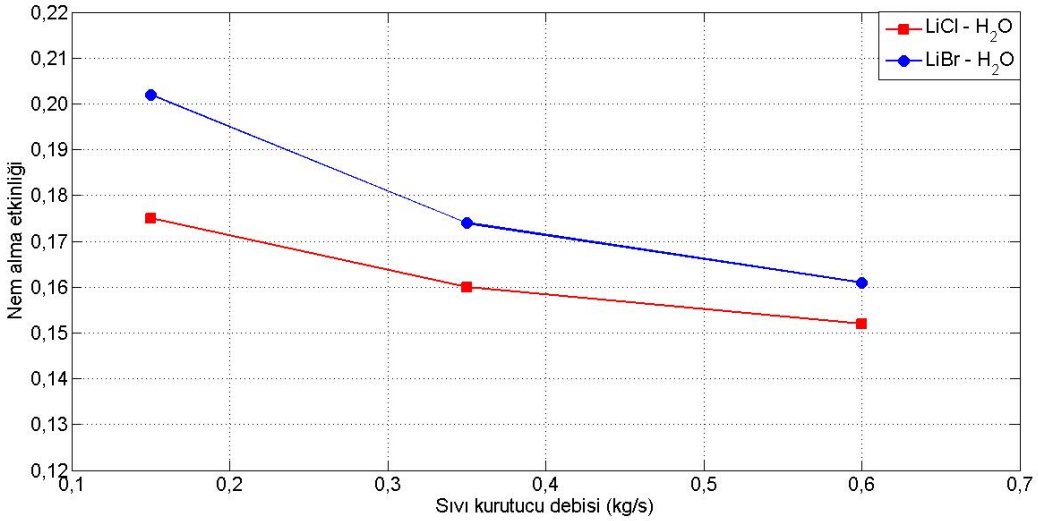
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,7	-4,3%
	LiBr – H_2O	30,0	28,2	-3,1%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0138	-13,1%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0147	-4,5%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	22,5	-10,0%
	LiBr – H_2O	25,0	21,1	-11,1%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,0	13,3%
	LiBr – H_2O	15,0	16,7	7,4%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,973	
	LiBr – H_2O		0,587	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,175	
	LiBr – H_2O		0,202	

9.4.2 Sıvı kurutucu debisinin 0,60 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin değişimi

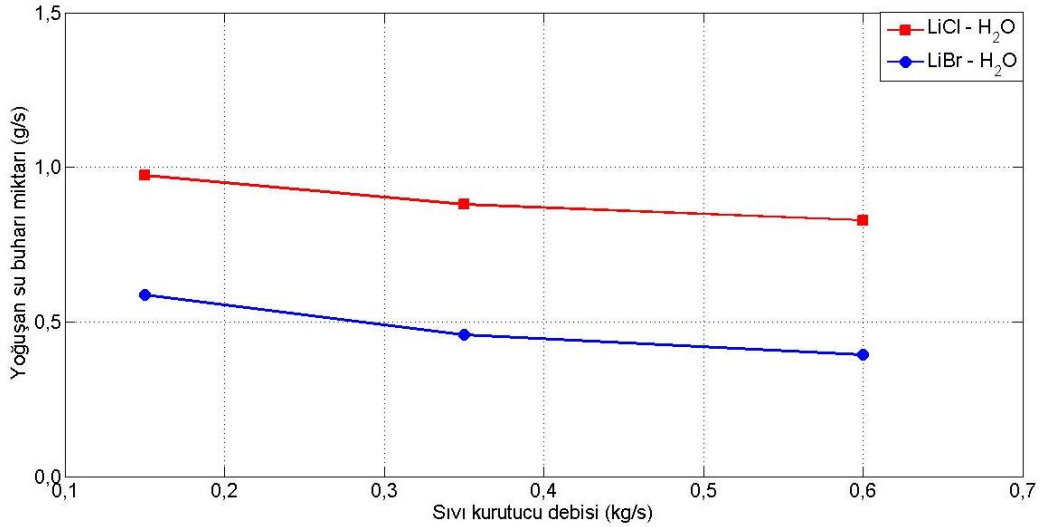
Çizelge 9.11'de LiCl ve LiBr sıvı çözeltili sistemlerin kütlesel debilerinin 0,60 kg/s olması durumunda çıkış parametrelerinin karşılaştırmalı analizini sunmaktadır. Çizelge 9.12'ye göre LiCl sıvı çözeltili sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 29,0 °C (-3,1%) seviyesindeyken LiBr sıvı çözeltili sistemlerde bu değerin karşılığı 28,9 °C (-2,2%)'dir. LiCl sıvı çözeltili düzenlerideki çıkış mutlak nem miktarı 0,0142 kg nem / kg kuru hava (-11,9%), sıvı kurutucu olarak LiBr sıvı çözeltisi kulanan düzende çıkış mutlak nem miktarı 0,0151 kg nem / kg kuru hava (-3,4%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları LiCl ve LiBr sulu çözeltili düzenler için sırasıyla 23,6 °C (-5,5%) ve 22,8 °C (-4,6%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları LiCl sıvı çözeltili sistemler için 17,3 °C (+15,4%) iken LiBr'lü sistemler için 17,2°C (+8,5%)'dir. LiCl ve LiBr'lü sistemlerin kurutma etkinlikleri değerleri sırasıyla 0,152 ve 0,161'dir. Şekil 9.10'da değişen sıvı kurutucu debileri etkisi altındaki nem alma etkinliği değerleri verilmektedir. Şekil 9.11'de yine farklı sıvı kurutucu debilerinin kontolündeki yoğuşan nem miktarı değerleri karşılaştımalı olarak sunulmuştur. Şekil 9.12'de ise LiCl ve LiBr'lü düzenler için kurutucuda çekilen nem miktarlarının karşılaştımalı bir gösterimi verilmektedir.

Çizelge 9.12 Sıvı kurutucu debisi 0,60 kg/s iken çalışma parametreleri çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi

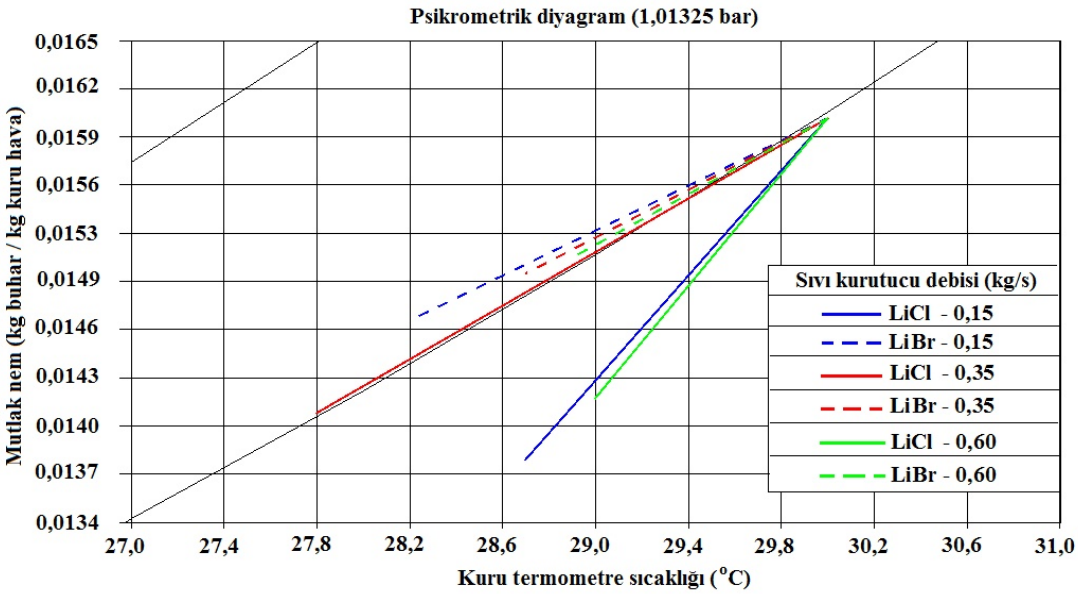
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	30,0	29,0	-3,1%
	$LiBr - H_2O$	30,0	28,9	-2,2%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	$LiCl - H_2O$	0,016	0,0142	-11,9%
	$LiBr - H_2O$	0,016	0,0151	-3,4%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	25,0	23,6	-5,5%
	$LiBr - H_2O$	25,0	22,8	-4,6%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	$LiCl - H_2O$	15,0	17,3	15,4%
	$LiBr - H_2O$	15,0	17,2	8,5%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	$LiCl - H_2O$		0,829	
	$LiBr - H_2O$		0,394	
Nem alma etkinliği	$LiCl - H_2O$		0,152	
	$LiBr - H_2O$		0,161	



Şekil 9.10 Nem alma etkinliklerinin sıvı kurutucu debilerinin etkisindeki değişimi



Şekil 9.11 Kurutucuda yoğuşan nem miktarlarının sıvı kurutucu debilerinin etkisi altındaki değişimi



Şekil 9.12 Farklı sıvı kurutucu debileri için LiCl ve LiBr'lü sistemlerin mutlak nem miktarındaki değişiminin psikrometrik diyagramdaki gösterimi

9.5 Sıvı Kurutucu Giriş Konsantrasyonunun LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performanslarına Olan Etkisi

9.5.1 Sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 30,0% iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin karşılaştırılması

Çizelge 9.12'de sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 30,0% iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi verilmektedir. Çizelge 9.12'deki verilere göre LiCl'lü sistemlerde nemli hava çıkış sıcaklığı 28,8 °C (-3,8%) iken LiBr'lü sistemlerde bu değer 28,7 °C (-2,5%)'dir. Mutlak nem çıkış miktarı LiCl sıvı kurutuculu sistemler için 0,0146 kg nem / kg kuru hava (-8,6%), LiBr sıvı kurutuculu düzenler için ise 0,0154 kg nem / kg kuru hava (-1,7%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı LiCl'lü düzen için 22,6 °C (-9,4%), LiBr'lü sistemler için ise çıkış sıcaklığı değer 21,9 °C (-7,5%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları LiBr sıvı kurutuculu sistemler için 17,0 (+8,1%), LiCl sıvı kurutuculu sistemler için ise 17,1 °C (+17,4%)'dir. Nem alma etkinlikleri LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemler için sırasıyla 0,165 ve 0,179'dur.

Çizelge 9.12 Sıvı kurutucu konsantrasyonu 30,0% iken çalışma parametreleri çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi

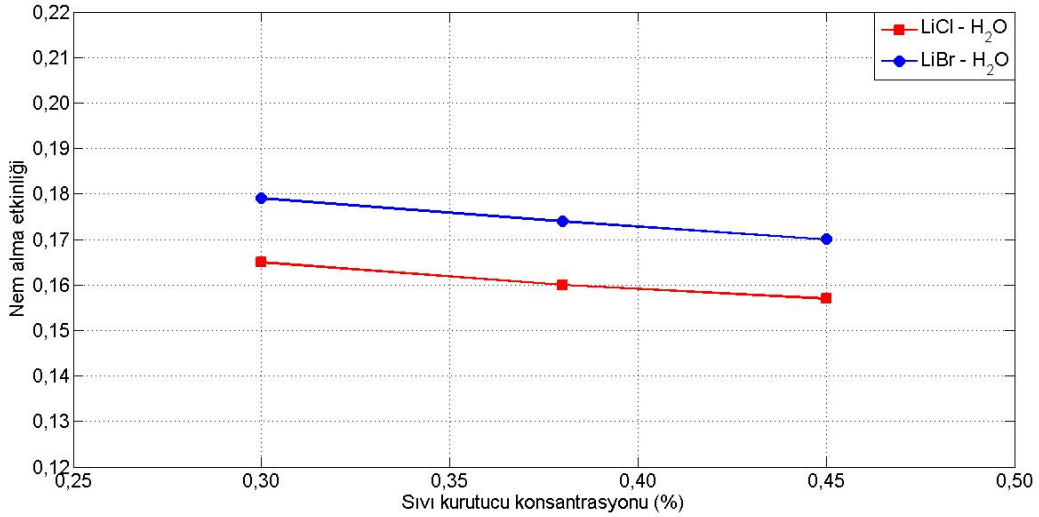
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,8	-3,8%
	LiBr – H_2O	30,0	28,7	-2,5%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0146	-8,6%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0154	-1,7%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	22,6	-9,4%
	LiBr – H_2O	25,0	21,9	-7,5%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,1	17,4%
	LiBr – H_2O	15,0	17,0	8,1%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,635	
	LiBr – H_2O		0,248	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,165	
	LiBr – H_2O		0,179	

9.5.2 Sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 45,0% iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin karşılaştırılması

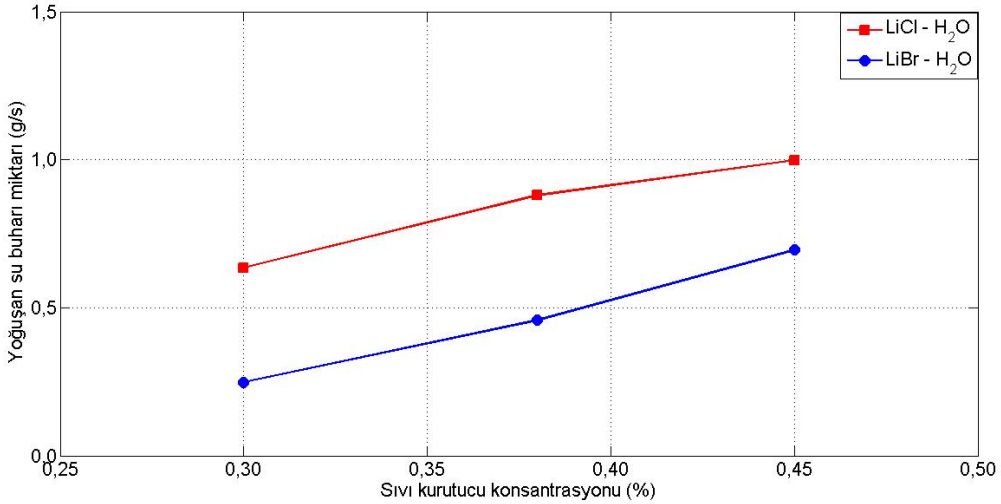
Çizelge 9.13'te sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu 45,0% seviyesindeyken çalışma parameterini çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi yapılmaktadır. Çizelge 9.13'teki verilere göre LiCl'lü sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 28,9 °C (-3,4%) iken LiBr'lü sistem için bu değer 28,7 °C (-2,3%)'dir. Sıvı kurutucu olarak LiCl kullanan sistemin mutlak nem çıkış miktarı 0,0138 kg nem / kg kuru hava (-11,9%) iken LiBr kullanan sistemin mutlak nem çıkış miktarı 0,0144 kg nem / kg kuru hava (-6,0%)'dır. LiCl sıvı kurutuculu sistemlerin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 23,3 °C (-6,6%) iken LiBr'lü sistemlerin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 22,3 °C (-5,7%) 'dır. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı LiCl sıvı kurutuculu sistem için 17,2 (+14,8%) iken LiBr sıvı kurutucu sistem için bu değer 17,1 °C (+8,3%)'dir. LiCl ve LiBr'lü sistemler için kurutma etkinlikleri değerleri sırasıyla 0,157 ve 0,170'dir. Şekil 9.13'te farklı sıvı kurutucu giriş konsantrasyonu değerlerinin kurutma performansına olan etkisi karşılaştımalı olarak incelenmiştir. Şekil 9.14 'te ise değişen sıvı kurutucu konsantrasyonlarının yoğuşan nem miktarları üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Şekil 9.15'te kurutucuda çekilen nem miktarları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Çizelge 9.13 Sıvı kurutucu konsantrasyonu 45,0% iken çalışma parametreleri çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi

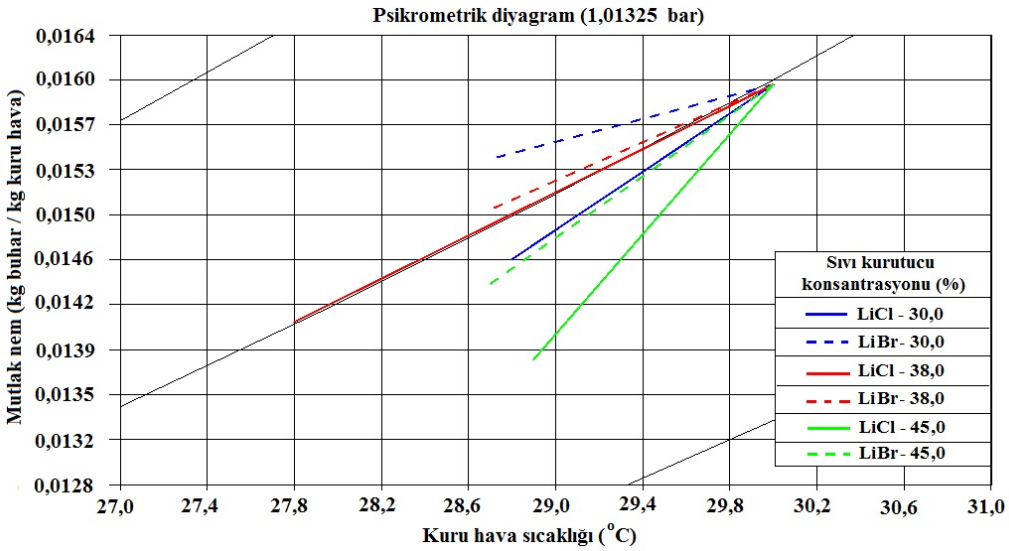
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,9	-3,4%
	LiBr – H_2O	30,0	28,7	-2,3%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0138	-11,9%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0144	-6,0%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	23,3	-6,6%
	LiBr – H_2O	25,0	22,3	-5,7%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,2	14,8%
	LiBr – H_2O	15,0	17,1	8,3%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,998	
	LiBr – H_2O		0,695	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,157	
	LiBr – H_2O		0,170	



Şekil 9.13 Değişen sıvı kurutucu konsantrasyonlarının nem alma etkinliği değerlerine etkileri



Şekil 9.14 Değişen sıvı kurutucu konsantrasyonlarının kontrolündeki yoğuşan su buharı miktarlarının değişimi



Şekil 9.15 LiCl ve LiBr sıvı çözeltili sistemler için kurutucudaki mutlak nem miktarı değişiminin psikrometrik diyagramdaki gösterimi

9.6 Soğutma Suyu Giriş Sıcaklıklarının LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.6.1 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 5,0 °C iken çalışma parametreleri çıkış değerlerinin karşılaştırılması

Çizelge 9.14'te soğutma suyu giriş sıcaklığının 5,0 °C olması durumunda çalışma parametrelerin çıkış değerlerinin karşılaştırmalı analizi verilmektedir. Çizelge 9.14'e göre LiCl sıvı kurutuculu sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 28,1°C (-6,2%), LiBr'lü sistemlerin nemli hava çıkış sıcaklığı 27,7 °C (-3,5%)' dir. Mutlak nem çıkış miktarları değerleri LiCl sıvı kurutuculu sistemler için 0,0134 kg nem / kg kuru hava (-16,1%), LiBr sıvı kurutuculu sistemler için ise 0,0143 kg nem / kg kuru hava (-5,1%) seviyesindedir. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları LiCl çözeltisi için 19,9 °C (-20,0%), LiBr çözeltisi için ise 18,8 °C (-15,8%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları LiCl sıvı çözeltili düzenler için 9,1°C (+82,3%), LiBr sıvı çözeltili düzenler için 8,9 °C (+46,9%)'dir. Nem alma etkinlikleri LiCl ve LiBr'lü sistemler için sırasıyla 0,207 ve 0,237'dir.

Çizelge 9.14 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 5,0 °C iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	28,1	-6,2%
	LiBr – H_2O	30,0	27,7	-3,5%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0134	-16,1%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0143	-5,1%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	19,9	-20,0%
	LiBr – H_2O	25,0	18,8	-15,8%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	5,0	9,1	82,3%
	LiBr – H_2O	5,0	8,9	46,9%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		1,180	
	LiBr – H_2O		0,752	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,207	
	LiBr – H_2O		0,237	

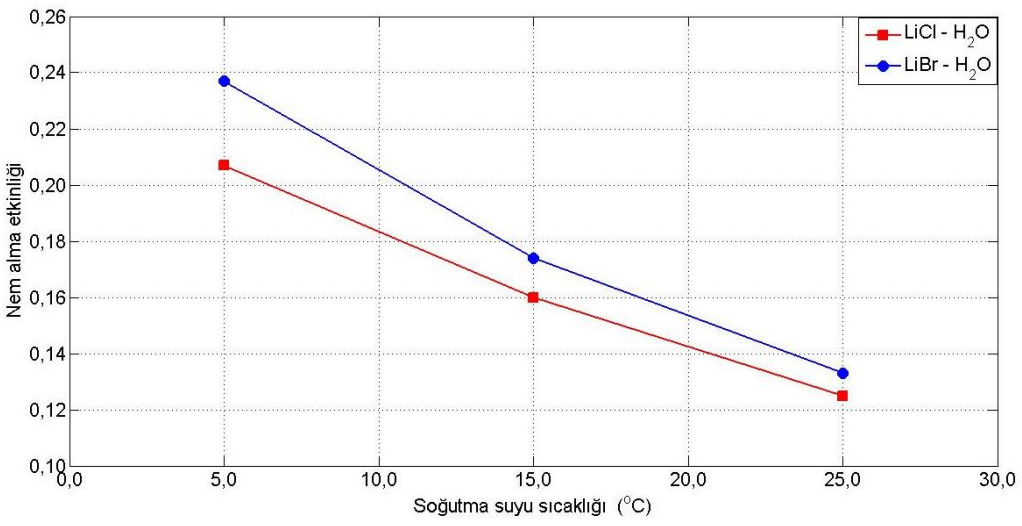
9.6.2 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 25,0 °C iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

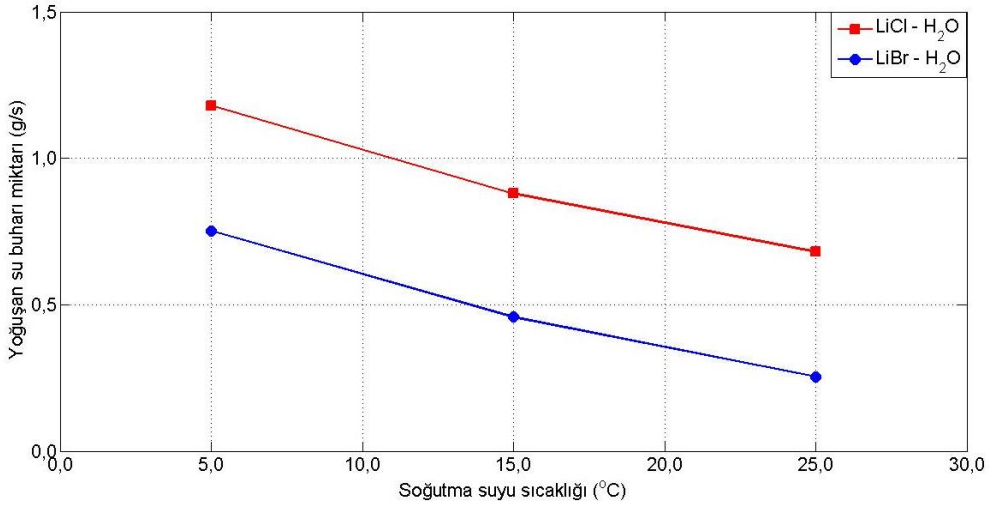
Çizelge 9.15'te LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin soğutma suyu giriş sıcaklığı 25,0 °C olması durumunda çalışma parametrelerinin değişimi verilmektedir. Çizelge 9.15'teki verilere göre LiCl sıvı çözeltili sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 29,4 °C (-1,8%), LiBr'lü sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 29,3 °C (-1,6%)'dir. Sıvı kurutucu olarak LiCl kullanan sistemin mutlak nem çıkış miktarı 0,0145 kg nem / kg kuru hava (-8,8%), LiBr kullanan sistemin mutlak nem çıkış miktarı 0,0154 kg nem / kg kuru hava (-2,6%)'dır. LiCl çözeltili sistemin sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 26,6 °C (+6,4%), aynı değer LiBr'lü sistemler için 25,7 °C (+2,7%)'dır. Soğutma suyu sıcaklıkları LiCl'lü düzenler için 25,2 °C (+0,9%), LiBr'lü düzenler için ise 25,1°C (+0,2%)'dir. LiCl ve LiBr sıvı kurutuclu sistemlerin nem alma etkinlikleri sırasıyla 0,125 ve 0,133'tür. Şekil 9.16 farklı soğutma giriş sıcaklıkları etkisi altındaki nem alma etkinliği değerlerinin LiCl ve LiBr çözeltileri için çizilmiş grafik gösterimini vermektedir. Şekil 9.17 değişen soğutma suyu giriş sıcaklıkları etkisi altındaki yoğuşan nem miktarlarını göstermektedir. Şekil 9.18'de LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin mutlak nem miktarı değişimi psikrometrik diyagramda gösterilmektedir.

Çizelge 9.15 Soğutma suyu giriş sıcaklığı 25,0 °C iken çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki değişimi

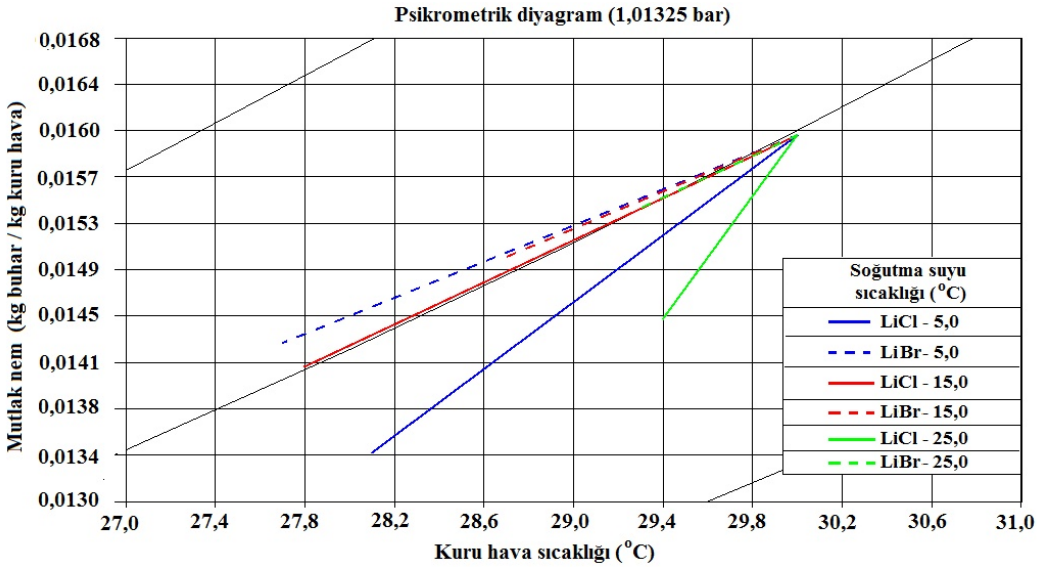
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	29,4	-1,8%
	LiBr – H_2O	30,0	29,3	-1,6%
Mutlak nem miktarı (g nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0145	-8,8%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0154	-2,6%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	26,6	6,4%
	LiBr – H_2O	25,0	25,7	2,7%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	25,2	0,9%
	LiBr – H_2O	25,0	25,1	0,2%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,681	
	LiBr – H_2O		0,254	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,125	
	LiBr – H_2O		0,133	

Şekil 9.16 Değişen soğutma suyu sıcaklıkları altındaki nem alma etkinlikleri değerleri





Şekil 9.17 Değişen soğutma suyu sıcaklıkları altındaki yoğuşan nem miktarı değerleri



Şekil 9.18 LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin değişen soğutma suyu giriş sıcaklığı kontrolündeki nem miktarı değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

9.7 Nemli Hava Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.7.1 Nemli hava debisi 0,1 m^3/s olması durumun çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

Çizelge 9.16'da 0,1 m^3/s nemli hava debili LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin çalışma parametrelerininin çıkış değerleri verilmiştir. Çizelge 9.16'den elde edilen bilgilere göre LiCl ve LiBr sulu çözeltili sistemleri nemli hava çıkış sıcaklığı 29,2 °C (-2,3%)'dir. LiCl sıvı kurutuculu düzenin çıkış mutlak nem miktarı 0,0149 kg nem / kg kuru hava (-6,7%) iken LiBr sıvı kurutuculu düzen için bu değer 0,0154 kg nem / kg kuru hava (-1,9%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı LiCl'lü sistem için 21,0 °C (-15,7%) iken LiBr'lü sistem için bu değer 20,7 °C (-10,4%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklıkları hem LiCl'lü hem de LiCl'lü sistemler için 16,9 °C (+12,8%) 'dir. Nem alma etkinliği değerleri LiCl'lü sıvı kurutucu düzenler için 0,088, LiBr'lü sistemler için ise 0,092'dir.

Çizelge 9.16 Nemli hava debisi 0,1 m^3/s olması durumunda çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	29,2	-2,3%
	LiBr – H_2O	30,0	29,2	-2,3%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0149	-6,7%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0154	-1,9%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	21,0	-15,7%
	LiBr – H_2O	25,0	20,7	-10,4%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	16,9	12,8%
	LiBr – H_2O	15,0	16,9	12,8%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		0,124	
	LiBr – H_2O		0,065	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,088	
	LiBr – H_2O		0,092	

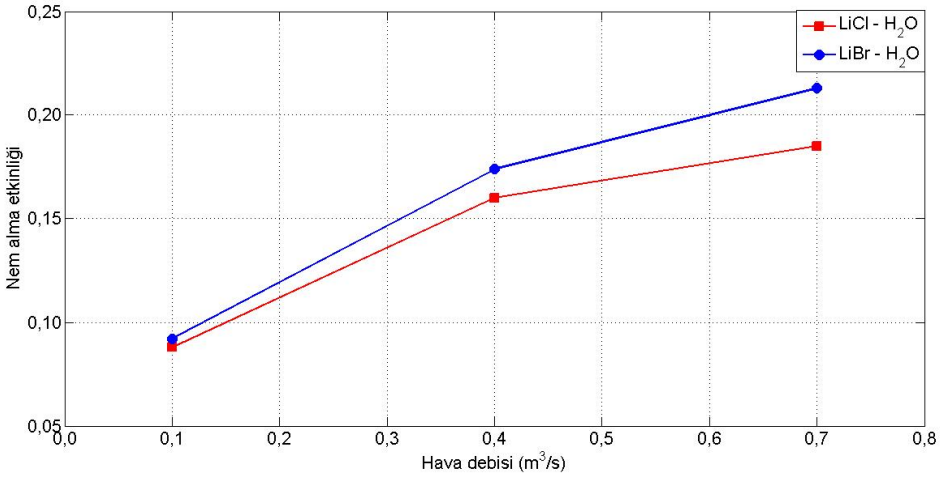
9.7.2 Nemli hava debisi 0,7 m^3/s olması durumunun çalışma parametreleri çıkış değerlerine olan etkisi

Çizelge 9.17'de nemli hava debisi 0,7 m^3/s iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerine olan etkisi incelenmiştir. Çizelge 9.17'e göre nemli hava çıkış sıcaklığı LiCl'lü sistemler için 29,0 °C (-2,8%), LiBr'lü sistemler için ise 28,6

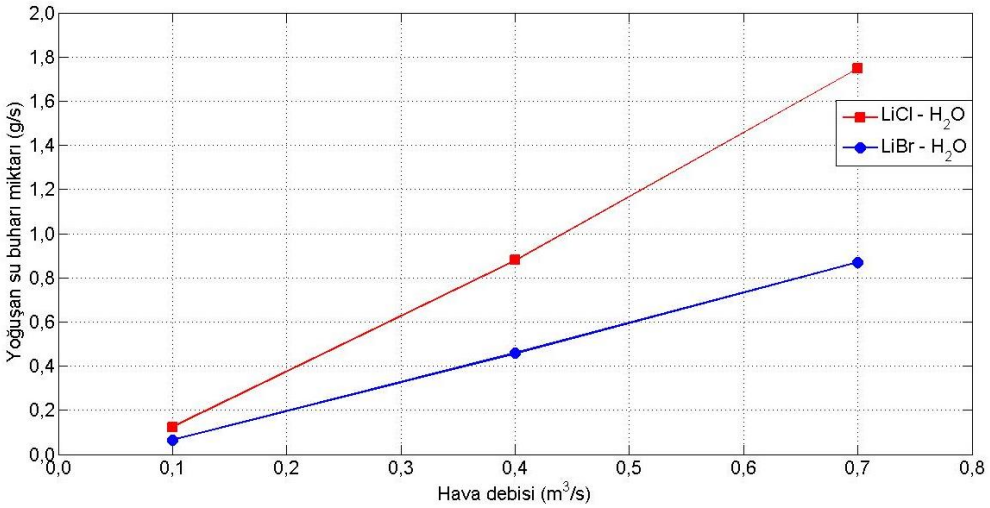
°C (-3,3%)'dir. Sıvı kurutucu çıkış mutlak nem miktarı LiCl'lü sistemler için 0,0138 kg nem / kg kuru hava (-13,3%), LiBr'lü sistemler için bu değer 0,0149 kg nem / kg kuru hava (-4,3%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları LiCl'lü düzenler için 25,1°C (+0,5%) iken LiBr'lü sistemler için sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı değeri 23,4 °C (-2,8%)'dir. LiCl'lü ve LiBr'lü sistemlerde soğutma suyu çıkış sıcaklığı 17,2 °C (+16,8%)'dir. LiCl'lü ve LiBr'lü sistemlerin nem alma etkinliği sırasıyla 0,185 ve 0,213'tür. Şekil 9.19 değişen nemli hava debileri etkisi altındaki nem alma etkinliği değerlerini grafik olarak vermektedir. Şekil 9.20 'de değişen nemli hava debileri kontrolündeki yoğuşan nem miktarları verilmektedir. Şekil 9.21'de kurutucu içinde değişen mutlak nem miktarları psikrometrik diyagramda sunulmuştur.

Çizelge 9.17 Nemli hava sıcaklığı 0,7 m^3/s iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

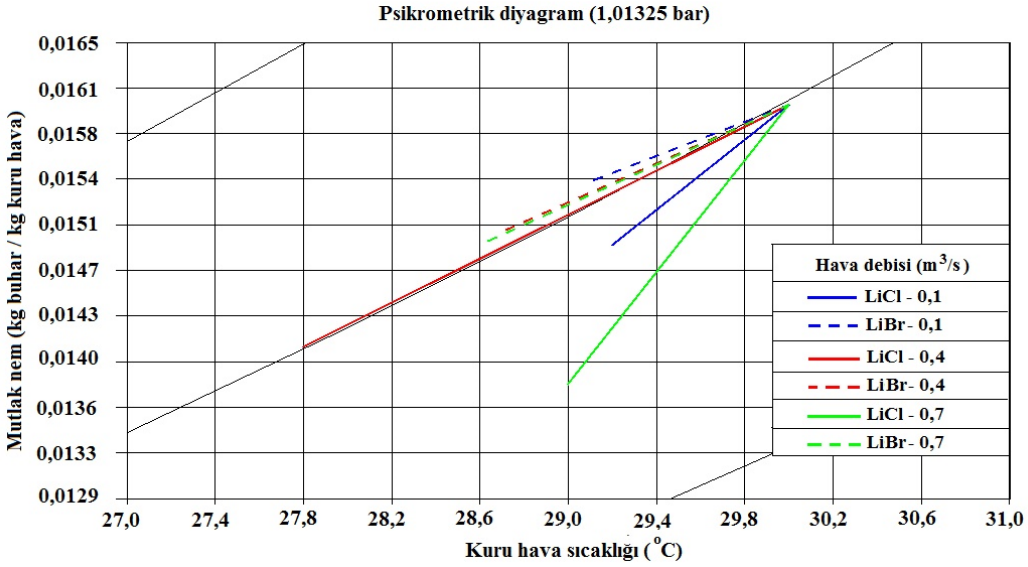
Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	30,0	29,0	-2,8%
	LiBr – H_2O	30,0	28,6	-3,3%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	LiCl – H_2O	0,016	0,0138	-13,3%
	LiBr – H_2O	0,016	0,0149	-4,3%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	25,0	25,1	0,5%
	LiBr – H_2O	25,0	23,4	-2,8%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	LiCl – H_2O	15,0	17,2	16,8%
	LiBr – H_2O	15,0	17,2	16,8%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	LiCl – H_2O		1,748	
	LiBr – H_2O		0,871	
Nem alma etkinliği	LiCl – H_2O		0,185	
	LiBr – H_2O		0,213	



Şekil 9.19 Değişen hava debileri etkisi altındaki nem alma etkinliği değerleri



Şekil 9.20 Değişen hava debileri etkisi altındaki yoğuşan su buharı miktarı değerleri



Şekil 9.21 Kurutucu içindeki mutlak nem miktarı değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

9.8 Soğutma Suyu Debilerinin LiCl ve LiBr Çözeltili Sistemlerin Kurutma Performansına Olan Etkisi

9.8.1 Soğutma suyu debisinin 0,3 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

Çizelge 9.18'de sıvı kurutucu debisi 0,3 kg/s iken çalışma parametrelerinin değişimi karşılaştırmalı olarak incelenmektedir. LiCl'lü sistemlerin nemli hava çıkış sıcaklıkları 28,9 °C (-3,4%) iken LiBr'lü sistemler için bu değer 28,7 °C (-2,4%)'dir. Mutlak nem çıkış miktarları sıvı kurutucu olarak LiCl kullanan sistemlerde 0,0141 kg nem / kg kuru hava (-11,7%) , LiBr kullanan sistemlerde ise 0,0150 kg nem / kg kuru hava (-3,6%)'dır. LiCl sıvı kurutuculu sistemlerde sıvı kurutucu çıkış sıcaklığı 23,3 °C (-6,4%), aynı değer LiBr'lü sistemler için 23,3 °C (-6,5%)'dir. Soğutma suyu çıkış sıcaklığı LiCl sıvı kurutuculu sistemler için 18,4 °C (+22,6%), LiBr'lü sistem için ise 18,1 °C (+13,0%)'dir. LiCl ve LiBr'lü sistemler için nem alma etkinliği değerleri sırasıyla 0,157 ve 0,171'dir.

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	30,0	28,9	-3,4%
	$LiBr – H_2O$	30,0	28,7	-2,4%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	$LiCl – H_2O$	0,016	0,0141	-11,7%
	$LiBr – H_2O$	0,016	0,0150	-3,6%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	25,0	23,3	-6,4%
	$LiBr – H_2O$	25,0	22,3	-6,5%

Çizelge 9.18 Soğutma suyu debisi 0,3 kg/s iken çalışma parametrelerinin değişimi

Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	15,0	18,4	22,6%
	$LiBr – H_2O$	15,0	18,1	13,0%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	$LiCl – H_2O$		0,863	
	$LiBr – H_2O$		0,444	
Nem alma etkinliği	$LiCl – H_2O$		0,157	
	$LiBr – H_2O$		0,171	

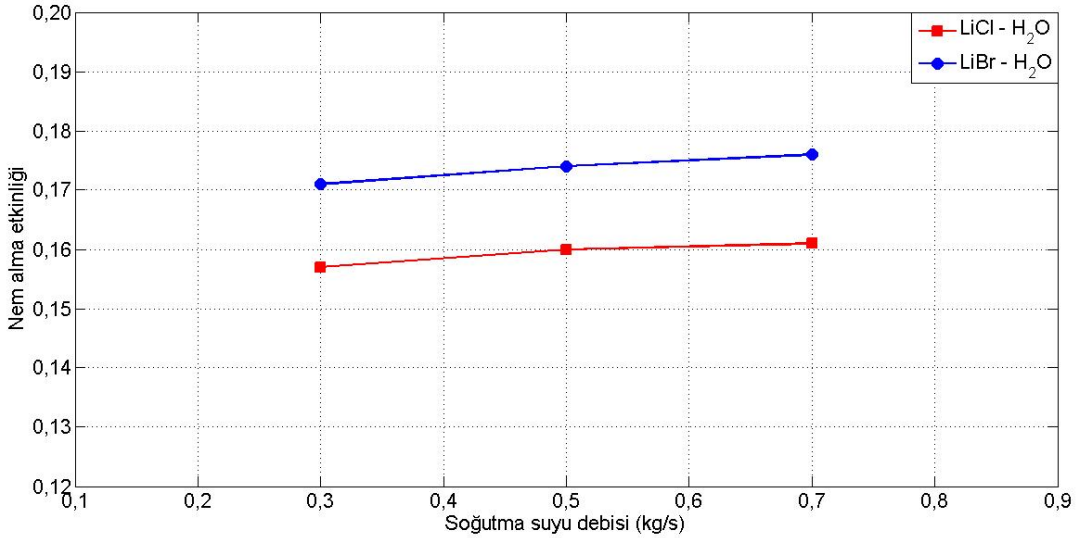
9.8.2 Soğutma suyu debisinin 0,7 kg/s olması durumunda çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi

Çizelge 9.19' da sıvı kurutucu debisi 0,7 kg/s iken çalışma parametrelerinin çıkış değerlerinin değişimi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Çizelge 9.19' a göre LiCl sıvı çözeltili sistemin nemli hava çıkış sıcaklığı 28,9 °C (-2,4%) iken LiBr'lü sistem için bu değer 28,7 °C (-3,6%)'dir. LiCl'lü düzenler için çıkış mutlak nem miktarı 0,0140 kg nem / kg kuru hava (-12,0%), LiBr'lü düzenler için ise 0,0150 kg nem / kg kuru hava (-3,7%)'dır. Sıvı kurutucu çıkış sıcaklıkları LiCl'lü sistemler için 22,9 °C (-8,2%), LiBr'lü sistemler için 21,9 °C (-9,1%)'dir. Sıvı kurutucu olarak LiCl kullanan sistemin soğutma suyu çıkış sıcaklığı 16,6 °C (10,8%), LiBr kullanan sistemin çıkış sıcaklığı ise 16,5 °C (+5,9%)'dir. LiCl ve LiBr sıvı kurutuculu sistemlerin nem alma etkinliği değerleri sırasıyla 0,161 ve 0,176'dır. Şekil 9.22'de soğutma suyu debi miktarlarının nem alma etkinliği değerlerine etkisi incelenmiştir. Şekil 9.23'te soğutma suyu debilerinin yoğuşan nem miktarları üzerindeki etkisi grafik halinde gösterilmiştir. Şekil 9.24'te mutlak nem miktarlarının kurutucu içindeki değişimi psikrometrik diyagramda karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

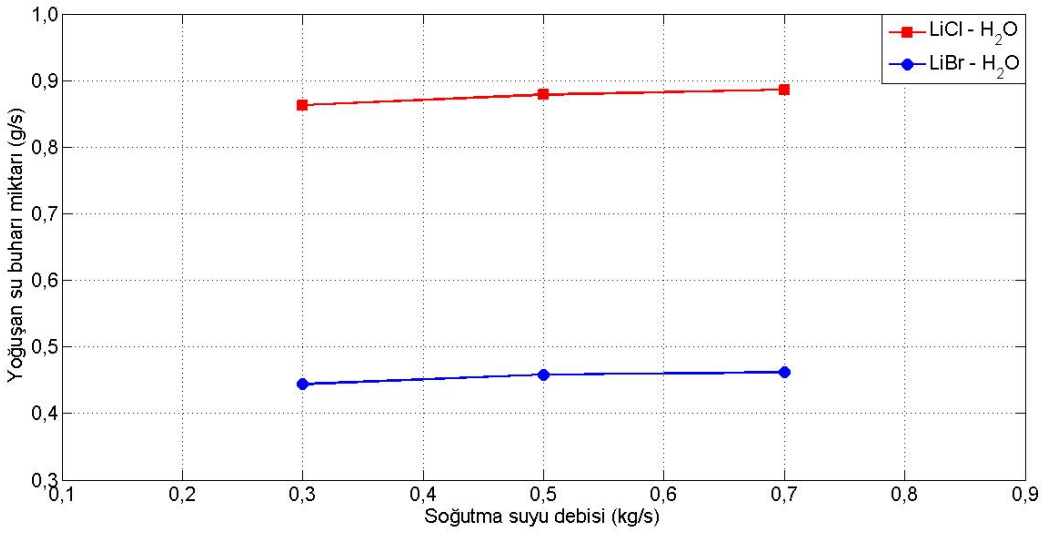
Çizelge 9.19 Soğutma suyu debisi 0,7 kg/s iken çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki değişimi

Çalışma Parametreleri	İşlem	Giriş	Çıkış	Değişim
Nemli hava sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	30,0	28,9	-2,4%
	$LiBr – H_2O$	30,0	28,7	-3,6%
Mutlak nem miktarı (kg nem / kg kuru hava)	$LiCl – H_2O$	0,016	0,0140	-12,0%
	$LiBr – H_2O$	0,016	0,0150	-3,7%
Sıvı kurutucu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	25,0	22,9	-8,2%
	$LiBr – H_2O$	25,0	21,9	-9,1%
Soğutma suyu sıcaklığı (°C)	$LiCl – H_2O$	15,0	16,6	10,8%
	$LiBr – H_2O$	15,0	16,5	5,9%
			Çıkış değerleri	
Yoğuşan su buharı miktarı (g/s)	$LiCl – H_2O$		0,886	

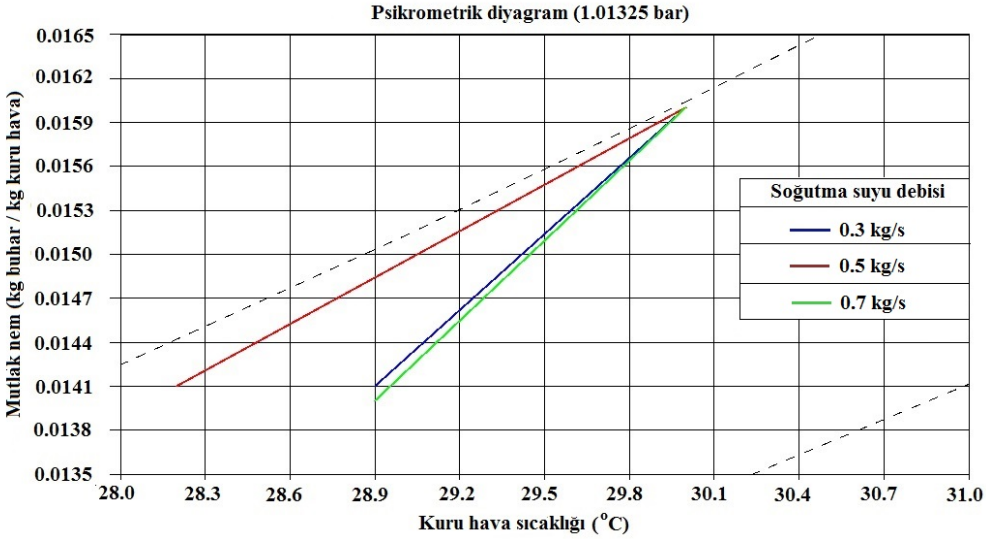
	$LiBr – H_2O$	0,462
Nem alma etkinliği	$LiCl – H_2O$	0,161
	$LiBr – H_2O$	0,176



Şekil 9.22 Soğutma suyu debilerinin nem alma etkinliği değerlerine etkisi



Şekil 9.23 Soğutma suyu debilerinin yoğuşan nem miktarları üzerindeki etkisi



Şekil 9.24 Mutlak nem miktarları değişiminin psikrometrik diyagramda gösterimi

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu tez kapsamında içten soğutmalı ve adyabatik kurutuculu sistemlerin kurutma performansı üzerine deneysel çalışmalar yapılmıştır. Literatür çalışmalarından elde edilen matematiksel modellerden faydalanarak kurutucu içindeki ısı ve kütle transferi fenomeni detaylı bir biçimde incelenmiştir. Kurutma kalitesini belirlemek için "kurutma etkinliği" ve "kurutucu da yoğuşan su buharı miktarı" şeklinde iki adet performans indeksi belirlenmiş ve bu indeks uygulanarak adyabatik ve içten soğutmalı kurutucuların kurutma perfomansları karşılaştırılmıştır. Kurutma kalitesine etki eden sistem parametreleri değişik çalışma şartlarında ayrı ayru uygulanarak en etkin kurutma prosesi elde edilmeye çalışılmıştır. Adyabatik kurutma için nümerik ve analitik model her çalışma koşulu için ayrı ayrı oluşturulmuş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar sonucunda analitik ve sayısal (sonlu farklar) modelden alınan sonuçların bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Tez çalışmasından elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Sonlu farklar modeli diğer karşılaştırlan modeller arasında en doğru ve en kesin model olarak göze çarpmaktadır. Fakat üstlendiği bilgisayar yükü nedeniyle basitleştirilmiş sayısal modellere göre istenen sonucu almak uzun sürmektedir.

- Çapraz ve ters akışlı düzenlerin, paralel akışlı düzenlere göre kurutma performansının daha iyi olduğu literatüre araştımalarından anlaşılmaktadır. Her ne kadar tez kapsamı içinde bu davranışların hepsi teknik yetersizlikler dolayısıyla incelenemediyse de gelecek çalışmalar için bu değerlendirme faydalı olabilir.

- Tezin ana araştırma konularından biri olan "korozyon problemi" plaka üzerine sürülen "epoksi kaplama" ile çözülmeye çalışılmıştır. Deneyler süresince epoksi kaplamanın LiCl sıvı çözeltisinin plakalar üzerinde yarattığı korozif etkiyi minimuma düşürdüğü görülmüştür.

- Yapılan teorik karşılaştırmalar sonucunda sıvı kurutucu olarak kullanılan LiCl sıvı çözeltilerinin LiBr sıvı çözeltilerine göre daha

iyi kurutma performansına sahip olduğu görülmüştür. Elde edilen bu sonuç literatür çalışmalarıyla paralellik göstermektedir.

- Çalışma parametrelerinin kurutucu içindeki davranışlarını sergileyebilmek için kullanılan sonlu farklar tabanlı sayısal modelden elde edilen çıktıların adyabatik ve içten soğutmalı sıvı kurutuculu sistemlerden elde edilen deneysel veriler ile uyum içinde olduğu görülmüştür. Deneysel verilerin büyük bir kısmı ±10%'luk hata dilimi içinde toplanmıştır.

- Teknik yetersizliklerden dolayı tez kapsamı içinde tam olarak incelenemese de sıvı kurutucunun plaka duvarlarını ıslatma oranı kurutma performansını doğrudan etkileyen en önemli faktörlerin başında gelmektedir. Daha kesin sonuçlar elde etmek için deneysel koşullar hazırlanırken bu etkiyi gözlemleyebilecek şartlar hazırlanmalıdır.

- Literatür çalışmaları ve deneysel çalışmalardan görüldüğü üzere, önerilen içten soğutmalı sıvı kurutuculu sistem sıcak ve nemli iklimler için fazlasıyla elverişlidir. Bunun sonucunda da sıvı kurutuculu sistemlerin sıcak ve nemli iklimler için oldukça verimli olduğu da söylenebilir.

- Deneysel sonuçlar ve teorik çalışmalar sonucunda içten soğutmalı sistemlerin adyabatik sistemlere göre daha etkin kurutma performansı sağladığı görülmüştür.

- Deneyler sonucunda nemli hava debilerinin kurutma performansı üzerinde net bir etki yaratmadığı görülmüştür. Fakat literatür çalışmalarından elde edilen bilgiler nemli hava debilerinin artmasıyla, kurutucu içinde nemli havanın yer aldığı sürenin azalmasına ve kurutma için yeterli ısı ve kütle transferi süresi olmamasına yol açtığını göstermektedir. Gelecek çalışmalarda bu konu hakkında daha detaylı bir inceleme yapılması gerekmektedir.

- Giriş nemli hava sıcaklıklarının artmasıyla kurutma etkinliğinin azaldığı görülmektedir. Bu davranış literatür çalışmalarıyla çelişmemektedir.

- İçten soğutmalı kurutucularda soğutma suyu sıcaklıklarının artmasıyla kurutma etkinliğinin azaldığı görülmüştür. Deneysel çalışmlar sırasında soğutma suyu sıcaklıklarının 11,0 - 15,0°C aralıklarında olduğu sırada kurutma etkinliği değerlerinin daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

- Sıvı kurutucu debilerinin artışıyla kurutma vermliliğinin arttığı görülmüştür. Fakat bazı literatür çalışmalarında bu durumun tam tersi davranışlar da görülebilmektedir. Gelecek araştırmalarda bu konu üzerine daha çok eğilinilmelidir.

- Sıvı kurutucu sıcaklıklarının artmasıyla kurutma performansının düştüğü gözlemlenmiştir. Sıvı kurutucunun fiziksel özelliklerinden kaynaklanan bu davranış literatür çalışmalarında da görülebilmektedir.

- Kurutucuya giren nemli havadaki mutlak nem miktarının artmasıyla kurutma etkinliğinin arttığı görülmektedir.

- Sıvı kurutucu konsantrasyonun kurutma performansı üzerindeki etkisi bu tez kapsamında maddi yetersizlikler sebebiyle incelenememiştir. Fakat hem teorik çalışmalar hem de literatür çalışmalarından elde edilen verilere göre, sıvı kurutucu konsantrasyonunun artmasıyla kurutma performansının arttığı gözlemlenmektedir.

- Bu çalışmada deney düzeneğinin yetersizliği, teknik imkansızlıklar ve bunun gibi birçok nedenden dolayı kıstıtlı şartlarda deneyler gerçekleştirilebilmiştir. Gelecek çalışmalarda deneysel çalışmalar daha geniş bir çalışma aralığını kapsamalıdır. Ayrıca yukarıda bahsedildiği gibi “sıvı kurutucunun plaka yüzeyini ıslatma” oranı da daha dikkatli bir şekilde ele alınabilmeli ve buna uygun

techizatlar kullanılmalıdır. Korozyon problemi bir şekilde bu deney düzeneği için aşılmıştır. Fakat daha etkili ve efektif sistemler için daha farklı ve yenilikçi korunma yöntemlerine yönelinmelidir. Plastik kaplamalar, bu tez kapsamında kullanılan epoksi kaplamalara iyi bir alternatif olarak göze çarpmaktadır.

EKLER

Ek 1 İçten soğutmalı sıvı kurutuculu sistemler için hazırlanan bilgisayar modeli

Ek 2 Adyabatik sıvı kurutuculu sistemler için tasarlanan bilgisayar simülasyonu

Ek 3 LiBr sıvı çözeltilerinin termodinamik sayısal modeli için uygulanan bilgisayar simülasyonu

Ek 4 LiCl sıvı çözeltilerinin termodinamik formulasyonunu uygulayan bilgisayar simulasyonu

Ek 5 Nemli havanın termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

Ek 6 Doymuş durumdaki suyun termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

Ek 7 Yaş havanın termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

Ek 1 : new_internally_cooled_dehumidifier.java

İçten soğutmalı sıvı kurutuculu sistemler için hazırlanan bilgisayar modeli

```
import java.io.*;

public class new_internally_cooled_dehumidifier
{
        double ms[][];// solution mass flow rate kg/s
double mw;// water mass flow rate kg/s
double X[][];// dessicant concentration
double hs[][];//dessicant enthalpy kj/kg
double ts[][];//solution temp C
double ta[][];//air temperature
double tw[][];//water temp (K)
double ha[][];// moist air entalphy kj/kg
double wa[][];// moist air abs humidity kg/kg
double cpw[][];// specific heat water j/kgK
double he[][];// equilibrium enthalpy kj/kg
double we[][];// equilibrium abs hum kg/kg
double hwfg[][];// vaporization ent j/kg
double Le[][];// Lewis number
double NTUm[][];//
double NTUt[][];//
double ktube;
double Ppascal;// air pressure in pascal
```

```
double Pairbar;// air pressure for moist air in bar
double ta_in;// inlet air temp C
double wa_in;// inlet abs hum kg/kg
double ts_in;// inlet sol temp K
double ms_in;// inlet sol mass flow rate kg/s
double X_in;// inlet sol concent;
double tw_in;// inlet water temp K
double Va;// inlet air volume flow rate m3/s;
double ma;
double L;// Length of dehum; m
double H;// Height of dehum; m
double W;// Width  of dehum; m
double thck;//thickness of dehumidifier m
double dx;
double dy;
double A;
double d_in;// diameter of pipe m
double d_out;
int M;// number of row;
int N;// number of column;
LiClprop licl;
moist_air moair;
water_sat ws;
yashava yh;
double g=9.81;
```

```
public new_internally_cooled_dehumidifier ( double imw, double iPpascal, double ita_in, double iwa_in, double its_in, double ims_in, double iX_in, double itw_in, double iVa, double iL, double iH, int iM, int iN, double ithck, double id_in, double id_out, double iW, double iktube)
        {
            mw=imw;
            Va=iVa;
            d_in=id_in;
            d_out=id_out;
            ktube=iktube;
            licl=new LiClprop();
            moair=new moist_air();
            ws=new water_sat();
            yh=new yashava();
            thck=ithck;
            Ppascal=iPpascal;
            Pairbar=Ppascal/100000.0;
            ta_in=ita_in;
            wa_in=iwa_in;
            ts_in=its_in;
            ms_in=ims_in;
            X_in=iX_in;
            tw_in=itw_in;
            ma=moair.ro_moistw(ta_in,wa_in)*Va;
            //System.out.println(ma);
            L=iL;
            H=iH;
```

```
        M=iM;
        N=iN;
        W=iW;
        ms=new double[M][N];
        X=new double[M][N];
        hs=new double[M][N];
        tw=new double[M][N];
        ha=new double[M][N];
        cpw=new double[M][N];
        wa=new double[M][N];
        he=new double[M][N];
        we=new double[M][N];
        hwfg=new double [M][N];
        Le=new double[M][N];
        NTUm=new double[M][N];
        NTUt=new double[M][N];
        ta=new double[M][N];
        ts=new double[M][N];
        dy=H/((double)M);
        dx=L/((double)N);
        A=L*H;
}

        //dehum
        public double p_eq_deh(double Ts,double XX)
        {
```

```
        double T=Ts+273.15;//in Kelvin
        return  licl.vapor_press(XX,T);
          // in kPa!!!
}



public double we_deh(double Ts,double XX)
{
double peq=p_eq_deh(Ts,XX);//equilibrium pressure kpa
double Pamb=Ppascal/1000.0;
return 0.622*peq/(Pamb-peq);
}

public double he_deh(double Ts,double XX)
  {
  double wee=we_deh(Ts,XX);
  //double t=Ts-273.15;
  return moair.enthalpy_moistw(Ts,wee)*1000.0;
   }

public double diff_coeff_water_air(double T)
  {
  double TK=T+273.15;
  double PPatm=Ppascal/101325;//in atm
  return 1.735e-9*Math.pow(TK,1.685)/PPatm;
```

```
    }


   double hd_deh(double Ts,double Ta,double wa)
   {
  double Deq=4*W*dy/(2*W+2*dy);
  double Ac=W*dy;
  double vissd[]=moair.vis_moistw(Ta,wa);
  double visss=vissd[2];
  double roair=moair.ro_moistw(Ta,wa);
  double Main=roair*Va;
  double Rea=(Main*Deq)/(Ac*visss*M);
  double kvis=visss/roair;
  double DAB=diff_coeff_water_air(Ta);
  double Sca=kvis/DAB;
  // dehum
  double k=76.456*Math.pow(Ts,-2.991);
  double Sha=4.513e-3*k*Math.pow(Rea,1.56)*Math.pow(Sca,0.33);
  // regen
  //double k=5.52*Math.pow(Ts,-3.36);
  //double Sha=4.6767*k*Math.pow(Rea,1.55)*Math.pow(Sca,0.33);
    return Sha*DAB/Deq;//m/s
}

double hc_deh(double Ts,double Ta,double wa)
  {
  double hd=hd_deh(Ts,Ta,wa);
```

```
 double vissd[]=moair.vis_moistw(Ta,wa);
 double visss=vissd[2];
 double roair=moair.ro_moistw(Ta,wa);
 double kair=moair.k_moistw(Ta,wa);
 double Cpa=moair.Cp_moistw(Ta,wa);
 double kvis=visss/roair;
 double alfa=kair/(roair*Cpa);
 double DAB=diff_coeff_water_air(Ta);
 double Sca=kvis/DAB;
 double Pra=visss*Cpa/kair;
 double Le=Sca/Pra;
 return hd*roair*Cpa*Math.pow(Le,0.666);//m/s
}

  double Goudar(double Re)
{
   double epsD=0.0004;
   double a=2.0/Math.log(10.0);
   double b=(epsD)/3.7;
   double d=Math.log(10)*Re/5.02;
   double s=b*d+Math.log(d);
   double q=Math.pow(s,(s/(s+1)));
   double g=b*d+Math.log(d/q);
   double z=Math.log(q/g);
   double dla=(g/(g+1))*z;
   double dcfa=dla*(1.0+((z/2.0)/((g+1)*(g+1)+(z/3.0)*(2.0*g-1.0))));
```

```
    double CC=a*(Math.log(d/q)+dcfa);
     return (1.0/CC)*(1.0/CC);
}

  double hc_wat_des(double Tw,double Ts,double XX,double mss)
  {
    double Tss=Ts+273.15;
    double Tww=Tw+273.15;
    double dvis=licl.d_vis_sol(XX,Tss);
    double ks=licl.k_sol(XX,Tss);
    double Res=4.0*mss/(L*dvis*N);
    double Prss=licl.Prs(XX,Tss);
    double ros=licl.sol_density(XX,Tss);
    double kvis=dvis/ros;
    double Lc_tube=Math.pow((kvis*kvis/g),0.333);
    double kktt=Math.pow((9.81*d_out*d_out*d_out/(kvis*kvis)),-0.12);
    double h_teta=0.39*Math.pow(Res,0.21)*Math.pow(Prss,0.36)*kktt*ks/Lc_tube;
    double hc=0.0;
    double visc=ws.visf(Tww);
    double Red=4.0*mw/(3.1415*d_in*visc*N);
    double kc=ws.kf(Tww);
    double Prc=ws.Prf(Tww);
    double f=0.0;
    double NuD=0.0;
       if(Red<2300.0)
     {NuD=4.36;}
```

```
                else
                {
                    f=Goudar(Red);    //Gnielinski
NuD = ((f/8.0)* (Red-1000.0)*Prc) / (1.0+(12.7*Math.sqrt(f/8)) * (Math.pow(Prc,0.666)-1.0));
                }
                  hc=NuD*kc/d_in;
        double U = 1.0 / ((1.0/h_teta) + (1.0/hc) + (Math.log(d_out/d_in) /
(2.0*3.1415*ktube*W)));
                   return U;
                }

                double Le1(double Ts,double Ta,double wa)
                  {
                   double cpmoair=moair.Cp_moistw(Ta,wa);
                   double hcc=hc_deh(Ts,Ta,wa);
                   double hdd=hd_deh(Ts,Ta,wa);
                   return hcc/(cpmoair*hdd);
                }

                 double NTUt(double Tw,double Ts,double XX,double mss,double wa,double
Ta)
                 {
                    double ALW=L*W;
                    double cpw=ws.cpf(Tw+273.15);
                    double hw=hc_wat_des(Tw,Ts,XX,mss);
                    return hw*ALW/(cpw*mw/N);
```

```
  }

 double NTUm(double Ts,double Ta,double wa)
{
   double hdd=hd_deh(Ts,Ta,wa);
   double AHW=H*W;
   return hdd*AHW/(ma/M);
}

void initialize()
{
       for(int i=0;i<M;i++)
       {wa[i][0]=wa_in;}
       for(int i=0;i<M;i++)
       {ta[i][0]=ta_in;}
       for(int i=0;i<M;i++)
       {ha[i][0]=moair.enthalpy_moistw(ta[i][0],wa[i][0])*1000.0;}//j/kg
       for(int i=0;i<N;i++)
       {ts[0][i]=ts_in;}
       for(int i=0;i<N;i++)
       {X[0][i]=X_in;}
       for(int i=0;i<N;i++)
       {tw[0][i]=tw_in;}
        for(int i=0;i<N;i++)
       {ms[0][i]=ms_in;}
```

```
                for(int i=0;i<N;i++)
                {hs[0][i]=licl.h_kj_kgw(ts_in+273.15,Ppascal,X_in);}
            }


            void solution()
            {
               initialize();
                 for(int i=0;i<M-1;i++)
               {
                  for(int j=0;j<N-1;j++)
                      {
wa[i][j+1] = (((NTUm(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j])/L) * (we_deh(ts[i][j],X[i][j])-wa[i][j]))*dx)
+wa[i][j];
 if(i==M-2){wa[i+1][j+1]=wa[i][j+1];}
                     ms[i+1][j]=-1.0*(((ma/H)*((wa[i][j+1]-wa[i][j])/dx)*L*dy)-ms[i][j]);
                      if(j==N-2){ms[i+1][j+1]=ms[i+1][j];}
                   X[i+1][j]=ms[i][j]*X[i][j]/ms[i+1][j];if(j==N-2){X[i+1][j+1]=X[i+1][j];}
tw[i+1][j] = (((NTUt(tw[i][j],ts[i][j],X[i][j],ms[i][j],wa[i][j],ta[i][j])/L)*(ts[i][j]-
tw[i][j]))*dy)+tw[i][j];
                   if(j==N-2){tw[i+1][j+1]=tw[i+1][j];}
ha[i][j+1]=(((NTUm(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j])*Le1(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j])/L)*
((he_deh(ts[i][j],X[i][j])-ha[i][j])+(ws.hfg(ts[i][j]+273.15) * ((1.0/Le1(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j]))-
1.0) *(we_deh(ts[i][j],X[i][j])-wa[i][j])))*dx)+ha[i][j];
if(i==M-2){ha[i+1][j+1]=ha[i][j+1];}
hs[i+1][j]=((((ma*((ha[i][j+1]-ha[i][j])/dx)/H) + ((ws.cpf(tw[i][j]+273.15)*mw/L) *((tw[i+1][j]-
tw[i][j])/dy)))*dy*L)-ms[i][j]*hs[i][j]) / (-ms[i+1][j]);
```

```
if(j==N-2){hs[i+1][j+1]=hs[i+1][j];}
                    ts[i+1][j]=licl.Ts(hs[i+1][j]/1000.0,X[i+1][j],Ppascal)-273.15;
                        if(j==N-2){ts[i+1][j+1]=ts[i+1][j];}
                    ta[i][j+1]=moair.Ta(ha[i][j+1]/1000.0,wa[i][j+1]);if(i==M-
2){ta[i+1][j+1]=ta[i][j+1];}
                    }
                }
            }
}
```

Ek 2: new_adiabatic_dehumidifier1.java

Adyabatik sıvı kurutuculu sistemler için tasarlanan bilgisayar simülasyonu

```
import java.io.*;

public class new_adiabatic_dehumidifier1
{
double ms[][];// solution mass flow rate kg/s
double mw;// water mass flow rate kg/s
double X[][];// dessicant concentration
double hs[][];//dessicant enthalpy kj/kg
double ts[][];//solution temp C
double ta[][];//air temperature
double tw[][];//water temp (K)
double ha[][];// moist air entalphy kj/kg
double wa[][];// moist air abs humidity kg/kg
double cpw[][];// specific heat water j/kgK
double he[][];// equilibrium enthalpy kj/kg
double we[][];// equilibrium abs hum kg/kg
double hwfg[][];// vaporization ent j/kg
double Le[][];// Lewis number
double NTUm[][];//
double NTUt[][];//
double ktube;
double Ppascal;// air pressure in pascal
double Pairbar;// air pressure for moist air in bar
double ta_in;// inlet air temp C
double wa_in;// inlet abs hum kg/kg
double ts_in;// inlet sol temp K
double ms_in;// inlet sol mass flow rate kg/s
double X_in;// inlet sol concent;

double Va;// inlet air volume flow rate m3/s;
```

```
double mainn;
double L;// Length of dehum; m
double H;// Height of dehum; m
double W;// Width  of dehum; m

double dx;
double dy;
double A;

int M;// number of row;
int N;// number of column;
LiClprop licl;
CaCl2 cacl;
LiBrprop libr;
moist_air moair;
water_sat ws;
yashava yh;
double g=9.81;

public new_adiabatic_dehumidifier1(double iPpascal,double ita_in,double iwa_in,double its_in,double ims_in,double iX_in,double iVa,double iL,double iH,int iM,int iN,double iW)
        {

            Va=iVa;
            libr=new LiBrprop();
            licl=new LiClprop();
            cacl=new CaCl2();
            moair=new moist_air();
            ws=new water_sat();
            yh=new yashava();
            Ppascal=iPpascal;
            Pairbar=Ppascal/100000.0;
            ta_in=ita_in;
```

```
        wa_in=iwa_in;
        ts_in=its_in;
        ms_in=ims_in;
        X_in=iX_in;

        mainn=moair.ro_moistw(ta_in,wa_in)*Va;
        //System.out.println(ma);
        L=iL;
        H=iH;
        M=iM;
        N=iN;
        W=iW;
        ms=new double[M][N];
        X=new double[M][N];
        hs=new double[M][N];

        ha=new double[M][N];

        wa=new double[M][N];
        he=new double[M][N];
        we=new double[M][N];
       NTUm=new double[M][N];
        ta=new double[M][N];
        ts=new double[M][N];
        dy=H/((double)M);
        dx=L/((double)N);
        A=L*H;
         }

 public double p_eq_deh(double Ts,double XX)
{
    double T=Ts+273.15;//in Kelvin
    return  licl.vapor_press(XX,T);
```

```
        // in kPa!!!
 }

 public double we_deh(double Ts,double XX)
{
     double peq=p_eq_deh(Ts,XX);//equilibrium pressure kpa
   double Pamb=Ppascal/1000.0;
    return 0.622*peq/(Pamb-peq);
 }

 public double he_deh(double Ts,double XX)
{
    double wee=we_deh(Ts,XX);
    return moair.enthalpy_moistw(Ts,wee)*1000.0;
 }

 public double diff_coeff_water_air(double T)
    {
    ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     //DAB=water air mixture ordinary diffusion coefficient ////////////////////////////////////////////////
     ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     // Pradip Majumdar, Heat and mass transfer in composite desiccant pure structures for
     //  dehumidication, Solar Energy, Vol 62, No.1,pp.1-10,1998//////////////////////
     ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     // P in atm!!!/////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     // T in Kelvin !!! ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
     double TK=T+273.15;
     double PPatm=Ppascal/101325;//in atm
     return 1.735e-9*Math.pow(TK,1.685)/PPatm;
   }

   double hd_deh(double Ts,double Ta,double wa)
```

```
  {
      double Deq=4*W*dy/(2*W+2*dy);
      double Ac=W*dy;
      double vissd[]=moair.vis_moistw(Ta,wa);
      double visss=vissd[2];
      double roair=moair.ro_moistw(Ta,wa);
      double Main=roair*Va;
      double Rea=(Main*Deq)/(Ac*visss*M);
      double kvis=visss/roair;
      double DAB=diff_coeff_water_air(Ta);
      double Sca=kvis/DAB;
      double k=76.456*Math.pow(Ts,-2.991);
      double Sha=4.513e-3*k*Math.pow(Rea,1.56)*Math.pow(Sca,0.33);
      return Sha*DAB/Deq;//m/s
  }

double hc_deh(double Ts,double Ta,double wa)
  {
      double hd=hd_deh(Ts,Ta,wa);

      double vissd[]=moair.vis_moistw(Ta,wa);
      double visss=vissd[2];
      double roair=moair.ro_moistw(Ta,wa);
      double kair=moair.k_moistw(Ta,wa);
      double Cpa=moair.Cp_moistw(Ta,wa);
      double kvis=visss/roair;
      double alfa=kair/(roair*Cpa);
      double DAB=diff_coeff_water_air(Ta);
      double Sca=kvis/DAB;
      double Pra=visss*Cpa/kair;
      double Le=Sca/Pra;
      return roair*hd*Cpa*Math.pow(Le,0.666);//m/s
 }
```

```
      double Le1(double Ts,double Ta,double wa)
   {
       double cpmoair=moair.Cp_moistw(Ta,wa);
       double hcc=hc_deh(Ts,Ta,wa);
       double hdd=hd_deh(Ts,Ta,wa);
       return hcc/(cpmoair*hdd);
    }

double NTUm(double Ts,double Ta,double wa)
{
   double hdd=hd_deh(Ts,Ta,wa);
   double AHW=H*W;
    return hdd*AHW/(mainn/M);
}

 void initialize()
 {
    for(int i=0;i<M;i++)
   {wa[i][0]=wa_in;}
    for(int i=0;i<M;i++)
    {ta[i][0]=ta_in;}
     for(int i=0;i<M;i++)
     {ha[i][0]=moair.enthalpy_moistw(ta[i][0],wa[i][0])*1000.0;}//j/kg
      for(int i=0;i<N;i++)
      {ts[0][i]=ts_in;}
       for(int i=0;i<N;i++)
     {X[0][i]=X_in;}

     for(int i=0;i<N;i++)
    {ms[0][i]=ms_in;}

    for(int i=0;i<N;i++)
```

```
    {hs[0][i]=licl.h_kj_kgw(ts_in+273.15,Ppascal,X_in);}
}



    void solution()
    {
    initialize();
    for(int i=0;i<M-1;i++)
    {
        for(int j=0;j<N-1;j++)
        {
   wa[i][j+1] = (((NTUm(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j])/L) *(we_deh(ts[i][j],X[i][j])
              wa[i][j]))*dx) + wa[i][j];
              if(i==M-2){wa[i+1][j+1]=wa[i][j+1];}
    ms[i+1][j]=(((-L*dy*mainn)/(H*dx))*(wa[i][j+1]-wa[i][j]))+ms[i][j];
              if(j==N-2){ms[i+1][j+1]=ms[i+1][j];}
   X[i+1][j]=ms[i][j]*X[i][j]/ms[i+1][j];
             if(j==N-2){X[i+1][j+1]=X[i+1][j];}

         ha[i][j+1] = (((NTUm(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j]) *Le1(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j])/L) *
           ((he_deh(ts[i][j],X[i][j])-ha[i][j]) +  (ws.hfg(ts[i][j]+273.15)*
           ((1.0/Le1(ts[i][j],ta[i][j],wa[i][j]))-1.0)* (we_deh(ts[i][j],X[i][j])-
           wa[i][j])))))*dx)+ha[i][j];
           if(i==M-2){ha[i+1][j+1]=ha[i][j+1];}
        hs[i+1][j]=((((-L*dy*mainn)/(H*dx))*(ha[i][j+1]- ha[i][j]))+ms[i][j]*hs[i][j])
           /ms[i+1][j];
            if(j==N-2){hs[i+1][j+1]=hs[i+1][j];}
         ts[i+1][j]=licl.Ts(hs[i+1][j]/1000.0,X[i+1][j],Ppascal)-273.15;
            if(j==N-2){ts[i+1][j+1]=ts[i+1][j];}
   ta[i][j+1]=moair.Ta(ha[i][j+1]/1000.0,wa[i][j+1]);
            if(i==M-2){ta[i+1][j+1]=ta[i][j+1];}
        }
```

```
        }
}
    void yazdırX()
   {
    solution();
     try {
            BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("Xfileadya_ts_27_9.txt"));
            for(int i=0;i<X.length;i++)
            {
            for (int j = 0; j<X[0].length; j++)
            {out.write(X[i][j]+" ");}
            out.newLine();
            }
            out.close();
            } catch (IOException e) {}
   }

 void yazdırms()
{
     solution();
     try {
            BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("msfileadya_ts_27_9.txt"));
            for(int i=0;i<ms.length;i++)
            {
            for (int j = 0; j<ms[0].length; j++)
            {out.write(ms[i][j]+" ");}
            out.newLine();
            }
            out.close();
            } catch (IOException e) {}
     }

void yazdırha()
```

```
{
    solution();
      try {
            BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("hafileadya_ts_27_9.txt"));
            for(int i=0;i<ha.length;i++)
            {
            for (int j = 0; j<ha[0].length; j++)
            {out.write(ha[i][j]+" ");}
            out.newLine();
            }
            out.close();
            } catch (IOException e) {}
}


 void yazdırhs()
{
    solution();
     try {
            BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("hsfileadya_ts_27_9.txt"));
            for(int i=0;i<hs.length;i++)
            {
            for (int j = 0; j<hs[0].length; j++)
            {out.write(hs[i][j]+" ");}
            out.newLine();
            }
            out.close();
            } catch (IOException e) {}
 }


  void yazdırwa()
 {
```

```
        solution();

    try {
                BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("wafileadya_ts_27_9.txt"));
                for(int i=0;i<wa.length;i++)
                {
                for (int j = 0; j<wa[0].length; j++)
                {out.write(wa[i][j]+" ");}
                out.newLine();
                }
                out.close();
                } catch (IOException e) {}
}


    void yazdırts()
{
        solution();
        try {
                BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("tsfileadya_ts_27_9.txt"));
                for(int i=0;i<ts.length;i++)
                {
                for (int j = 0; j<ts[0].length; j++)
                {out.write(ts[i][j]+" ");}
                out.newLine();
                }
                out.close();
                } catch (IOException e) {}
 }

 void yazdırta()
{
        solution();
```

```
      try {
            BufferedWriter out = new BufferedWriter(new FileWriter("tafileadya_ts_27_9.txt"));
            for(int i=0;i<ta.length;i++)
            {
            for (int j = 0; j<ta[0].length; j++)
            {out.write(ta[i][j]+" ");}
            out.newLine();
            }
            out.close();
            } catch (IOException e) {}
}



 public double[] gausswithpartialpivot(double a[][],double b[])
 { //Gauss elimination with partial pivoting
       int n=b.length;
      double x[]=new double[n];
      double carpan=0;
      double toplam=0;
      double buyuk;
      double dummy=0;
        //gauss elimination
          int i,j,k,p,ii,jj;
        for(k=0;k<(n-1);k++)
        { //partial pivoting
         p=k;
        buyuk=Math.abs(a[k][k]);
        for(ii=k+1;ii<n;ii++)
        { dummy=Math.abs(a[ii][k]);
         if(dummy > buyuk) {buyuk=dummy;p=ii;}
     }
       if(p!=k)
```

```
      { for(jj=k;jj<n;jj++)
      { dummy=a[p][jj];
        a[p][jj]=a[k][jj];
        a[k][jj]=dummy;
      }
        dummy=b[p];
         b[p]=b[k];
         b[k]=dummy;
      }
//
        for(i=k+1;i<n;i++)
       {  carpan=a[i][k]/a[k][k];
          a[i][k]=0;
          for(j=k+1;j<n;j++)
         {  a[i][j]-=carpan*a[k][j]; }
            b[i]   =b[i]   -carpan*b[k];
       }
       }
        //backward substitution
      x[n-1]=b[n-1]/a[n-1][n-1];
      for(i=n-2;i>=0;i--)
     {
        toplam=0;
       for(j=i+1;j<n;j++)
       {  toplam+=a[i][j]*x[j];}
        x[i]=(b[i]-toplam)/a[i][i];
     }
      return x;
}

      public  double[] PolynomialLSQ(double xi[],double yi[],int n)
     { //Polynomial least square
       int l=xi.length;
```

```
    int i,j,k;
    int np1=n+1;
    double A[][];
    A=new double[np1][np1];
    double B[];
    B=new double[np1];
    double X[];
    X=new double[np1];
    for(i=0;i<n+1;i++)
     {  for(j=0;j<n+1;j++)
        {if(i==0 && j==0) A[i][j]=1;
            else  for(k=0;k<l;k++) A[i][j] += Math.pow(xi[k],(i+j));
         }
      for(k=0;k<l;k++) { if(i==0)  B[i]+= yi[k];
        else    B[i] += Math.pow(xi[k],i)*yi[k];}
      }
     X=gausswithpartialpivot(A,B);
   double max=0;
   for(i=0;i<n+1;i++)
   if(Math.abs(X[i]) > max) max = Math.abs(X[i]);
  for(i=0;i<n+1;i++)
  if((Math.abs(X[i]/max) > 0) && (Math.abs(X[i]/max) < 1.0e-100)) X[i]=0;
  return X;
}

 public  double funcPolynomialLSQ(double e[],double x)
{
   // this function calculates the value of
    // least square curve fitting function
    int n=e.length;
    double ff;
    if(n!=0.0)
  { ff=e[n-1];
```

```
        for(int i=n-2;i>=0;i--)
       { ff=ff*x+e[i]; }
        }
       else
       ff=0;
       return ff;
     }

void dimen_air_ent( )
{
   double z= 0.19;   ///0.24
     double x= 0.2; //0.4
   double wanew[][]=Text.readDouble("wafileadyaliclnew1.txt");
   double tanew[][]=Text.readDouble("tafileadyaliclnew1.txt");
   double Xnew[][]=Text.readDouble("Xfileadyaliclnew1.txt");
   double tsnew[][]=Text.readDouble("tsfileadyaliclnew1.txt");
   double depx[]= new double[M];
   double depxx[]= new double[M];
   double depz[]= new double[N];
   double depzz[]= new double[N];
   double dx=0.4/((double)M);
   double dz=0.24/((double)N);
    for(int i=1;i<M+1;i++)
   {depx[i-1]=dx*(double)i;}
       for(int j=1;j<N+1;j++)
   {depz[j-1]=dz*(double)j;}
     for(int i=0;i<M;i++)
   {depxx[i] = i;}
     for(int i=0;i<N;i++)
   {depzz[i] = i;}
   double aa[]=(PolynomialLSQ(depz, depzz,20));
      int Nz=(int) Math.round(funcPolynomialLSQ(aa,z));
      double aa1[]=(PolynomialLSQ(depx, depxx,20));
```

```
 int Mx=(int) Math.round(funcPolynomialLSQ(aa1,x));

 double tnewK[]=new double[N];
 double MCP[]=new double[N];
  double Macp[]=new double[M];

  for(int i=0;i<N;i++)
  { tnewK[i]=tsnew[0][i]+273.15;
MCP[i]=ms_in*licl.Cp(Xnew[0][i],tnewK[i]);} // mcp desiccant

for(int i=0;i<M;i++)
{Macp[i]=mainn*moair.Cp_moistw(tanew[i][0],wanew[i][0]);}

   double mdot=mean(Macp)/mean( MCP); // mdot
   double NTU = NTUm(tsnew[Mx][Nz],tanew[Mx][Nz],wanew[Mx][Nz]);

   double p=NTU;
   double q=NTU*mdot;
   double e=z/0.24;
   double n=x/0.4;



      double phi[]=new double[20] ;
      phi[0]=Math.exp(-p*e);
      phi[1]=p*e*Math.exp(-p*e)*(1-Math.exp(-q*n));

  for(int i=2;i<20;i++)
 {phi[i]=(1.0/fakt(i)*Math.pow(p,(double)i)*Math.pow(e,(double)i)*Math.exp(-p*e)) *
     (1 - Math.exp(-q*n) - q*n*Math.exp(-q*n) - ( (1.0/(fakt(i-1)))*
     Math.pow(q,(i-1))*Math.pow(n,(i -1))*Math.exp(-q*n)));}

  double toppi=0.0;
```

```
for(int i=0;i<20;i++)
{toppi+=phi[i];}

double[] hanew = new double[M];
double[] henew = new double[M];

for(int i=0;i<M;i++)
{henew[i]=he_deh(tsnew[i][0],Xnew[i][0]);}
double heneww=mean(henew);

for(int i=0;i<M;i++)
{hanew[i]=moair.enthalpy_moistw(tanew[i][0],wanew[i][0]);}
 double haneww=mean(hanew)*1000;

 double haa=((haneww-heneww)*toppi)+heneww;

System.out.println("Hava entalpisi (analitik yöntem) = "+haa/1000+" kj/kg");
System.out.println("Hava entalpisi (sayısal yöntem) = " + moair.enthalpy_moistw
   (tanew[Mx][Nz],wanew[Mx][Nz])+" kj/kg");

 ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////
////////////////////  Entalphy efficiency ////////////////////////////////////////
 ////////////////////////////////////////////////////////////////////////////////



      double quake[]=new double[20];
quake[0]=Math.exp(-p);
quake[1]=p*quake[0]+(p/q)*Math.exp(-p)*( Math.exp(-q)-1.0 );
double topquake=0.0;
for(int i=2;i<20;i++)
    {quake[i]=((p/(double)i) * (2.0*quake[i-1] - ((p/( (double)i-1))*quake[i-2]))) +
      (Math.pow(p,(double)i)/fakt(i))*( Math.pow(q,(i-2))/fakt(i-1) ) *Math.exp(-(p+q));}
```

```
            for(int i=0;i<20;i++)
{topquake+=quake[i];}
 double eh=1.0-topquake;
         double taaa =Tss(haneww,Xnew[Mx][Nz]);
 double wam=we_deh(taaa,Xnew[Mx][Nz]);
 double[] wedep=new double[M];
 double[] wadep=new double[M];
 for(int i=0;i<M;i++)
 {wedep[i]=we_deh(tanew[i][0],Xnew[i][0]);}
 double wedeport=mean(wedep);
 for(int i=0;i<M;i++)
        {wadep[i]=wanew[i][0];}
 double  wadeport=mean(wadep);
 double kappa= (wadeport - wam)/(wadeport -wedeport);
 double em=eh+kappa*(1-eh-Math.exp(-p));
         double waout=-1.0*((wadeport-wedeport)*em-wadeport);
 System.out.println("Mutlak nem (analitik yöntem)  = "+waout+" kg buhar / kg kuru
            hava");
 System.out.println("Mutlak nem (sayısal yöntem)  = "+wanew[Mx][Nz]+" kg buhar /
            kg kuru hava");
  double hfgwat=ws.hfg(tanew[Mx][Nz]+273.15);
 double ta_an= ( (1000.0*moair.enthalpy_moistw(tanew[Mx][Nz],waout)) –
            (waout*hfgwat))/ (moair.Cp_moistw(tanew[Mx][Nz],waout) +
            waout*ws.cpf(tanew[Mx][Nz]+273.15));

       System.out.println("Nemli hava sıcaklığı (analitik yöntem)  = "+ta_an+" (C)");
         System.out.println("Nemli hava sıcaklığı (sayısal yöntem)  = "+tanew[Mx][Nz]+" (C)");

       double ts_an=  (he_deh(tanew[Mx][Nz],Xnew[Mx][Nz]) -
        (we_deh(tanew[Mx][Nz],Xnew[Mx][Nz]) * hfgwat) )/
       (moair.Cp_moistw(tanew[Mx][Nz],waout)
       +(we_deh(tanew[Mx][Nz],Xnew[Mx][Nz]) *ws.cpf(tanew[Mx][Nz]+273.15)));
```

```
    System.out.println("Sıvı kurutucu sıcaklığı  (analitik yöntem)  = "+ts_an+" (C)");
  System.out.println("Sıvı kurutucu sıcaklığı  (sayısal yöntem)  = "+tsnew[Mx][Nz]+" (C)");


 double Troot(double h1,double Ts,double XX)
 {
 double hh=he_deh(Ts,XX);
 return (hh)-h1;
 }

 public double[] rootsearch(double h1,double a,double b,double dx,double XX)
{
  double x1=a;
  double x2=a+dx;
  double f1=Troot(h1,x1,XX);
  double f2=Troot(h1,x2,XX);

  double[] x=new double[2];
  x[0]=x1;
  x[1]=x2;
  while(f1*f2>0)
  {
    if(x[0]>=b)
   {x[0]=0;x[1]=0;}
        x[0]=x[1];
       f1=f2;
       x[1]=x[0]+dx;
       f2=Troot(h1,x[1],XX);
  }
       return x;
}

public double Tss(double h1,double XX)
```

```
{//newton_secand_bisection

   double tol=0.1;
   double maxiter=3000;
   double h=0.01;
   double dxx=0.01;
   double aa=0.0;
   double bb=400.00;
   double[] xx=rootsearch(h1,aa,bb,dxx,XX);
   double x1=xx[0];
   double x2=xx[1];
   double f1=Troot(h1,x1,XX);
   double f2=Troot(h1,x2,XX);

   if(f1*f2>0)
   {System.out.println(" LB ts Tanımlanan aralıkta kök bulunmuyor");}

   double root=0;;
   if(f1==0)
   {root=x1;}

    if(f2==0)
   {root=x2;}
   double a;
   double b;
   if(f1<0)
  {a=x1;b=x2;}
  else
 {a=x1;b=x2;}
 double r=0.5*(x1+x2);
 double dxold=Math.abs(x2-x1);
 double dx=dxold;
 double fr=Troot(h1,r,XX);
```

```
  double dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,XX))+(8.0*Troot(h1,r+h,XX))-(8.0*Troot(h1,r-
  h,XX))+Troot(h1,r-2.0*h,XX))/(12*h);
  double temp;
  for(int j=1;j<maxiter;j++)
  {
  if(((((r-b)*dfr-fr)*((r-a)*dfr-fr))>0.0)||(Math.abs(2*fr)>Math.abs(dxold*dfr)))
  {
  dxold=dx;
  dx=0.5*(b-a);
  r=a+dx;
if(a==r)
{root=r;}
  else
  {
  dxold=dx;
  dx=fr/dfr;
  temp=r;
  r-=dx;
if(temp==r)
{root=r;}
  }
  }

  if(Math.abs(dx)<tol)
  {root=r;}
  fr=Troot(h1,r,XX);
  dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,XX))+(8.0*Troot(h1,r+h,XX))-(8.0*Troot(h1,r-h,XX))+Troot(h1,r-
  2.0*h,XX))/(12*h);
  if(fr<0.0)
  {a=r;}
  else
  {b=r;}
   }
```

```
  return root;
}
```

```
 double mean(double xx[])
 {
     double top1=0.0;
     double mm=(double)xx.length;
     for(int i=0;i<xx.length;i++)
    {top1+=xx[i];}
     return top1/mm;
 }

 double fakt(int n)
 {
double fkt=1.0;
        for(int i=1;i<=n;i++)
{fkt*=(double)i;}
 if(n==0||n==1)
{return 1;}
 else
{return fkt;}
 }


  public static void main(String args[])
 {
        double ktube=401.0;//aliminium tubes W/mK
```

```
double mw=0.354;//kg/s water mass flow rate
double Ppascal=101325.0;//pascal
double ta_in=29.1;// C;
double wa_in=17.3e-3;// kg/kg
double ts_in=27.1;//inlet sol temp C
double ms_in=0.31;//inlet mass flow rate kg/s
double Va=0.31;//air volume flow rate (m3/s)
double X_in=0.40;// mass fraction of sol
double tw_in=24.0;//water inlet temp C
double L=0.24; //m
double H=0.4; //m
        double W=0.4; //m
double thck=5.5e-3; //
double d_in=15.0e-3;//m pipe diameter
double d_out=17.0e-3;//
int M=100;
int N=100;
        new_adiabatic_dehumidifier1 ad=new  new_adiabatic_dehumidifier1
           (Ppascal,ta_in,wa_in,ts_in,ms_in,X_in,Va,L,H,M,N,W);

           ad.dimen_air_ent( );
         //ad.boundary_layer();
         //ad.yazdırtss();
         //ad.yazdırX();
         //ad.yazdırwa();
         //ad.yazdırts();
         //ad.yazdırta();
         // ad.yazdırms();
   }

}
```

Ek 3: LiBrprop.java

LiBr sıvı çözeltilerinin termodinamik sayısal modeli için uygulanan bilgisayar simülasyonu

```
public class LiBrprop
{
//*********************************************************************
//A computationally effective formulation of the thermodynamic
//properties of LiBr–H2O solutions from 273 to 500 K over
//full composition range
//J. Patek, J. Klomfar
//*********************************************************************
//x mole fraction
//w mass fraction
//*********************************************************************
double Patm=101325;
double M_LiBr=0.08685;// kg/mol
double M_H2O=0.018015268;// kg/mol
double Tc=647.096;//K
double pc=22.064e6;
double roc=17873;//mol/m3
// Triple point
double Tt=273.16;//K
double pt=611.657;//Pa
double rot=55496.8;//mol/m3
steam st;
moist_air ma;



double mole_to_mass(double x)
{return  (x*M_LiBr/(x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O));}

double mass_to_mole(double w)
```

```
{return  (w/M_LiBr)/((w/M_LiBr)+((1-w)/M_H2O));}

double P(double T,double x)
{
  // in Pascal!!!!
  double[]                                    a={-2.41303e2,1.91750e7,-1.75521e8,3.25430e7,3.92571e2,-
2.12626e3,1.85127e8,1.91216e3};
   double[] t={0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,1.0};
   double[] n={0.0,5.0,6.0,3.0,0.0,2.0,6.0,0.0};
   double[] m={3.0,4.0,4.0,8.0,1.0,1.0,4.0,6.0};
   double sum=0.0;
   for(int i=0;i<8;i++)
   {sum+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(0.4-x,n[i])*Math.pow(T/Tc,t[i]);}
   double Tsat=T-sum;
   double alfa[]={-7.85951783,1.84408259,-11.7866497,22.6807411,-15.9618719,1.80122502};
   double beta[]={1.0,1.5,3.0,3.5,4.0,7.5};
   double sum1=0.0;
   for(int i=0;i<6;i++)
   {sum1+=alfa[i]*Math.pow((1-(Tsat/Tc)),beta[i]);}
    return pc*Math.exp(Tc*sum1/Tsat);
}

double P_w(double T,double w)
{
// in Pascal!!!!

double x=mass_to_mole(w);
double[] a={-2.41303e2,1.91750e7,-1.75521e8,3.25430e7,3.92571e2,-2.12626e3,1.85127e8,1.91216e3};
double[] t={0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,1.0};
double[] n={0.0,5.0,6.0,3.0,0.0,2.0,6.0,0.0};
double[] m={3.0,4.0,4.0,8.0,1.0,1.0,4.0,6.0};
double sum=0.0;
for(int i=0;i<8;i++)
```

```
{sum+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(0.4-x,n[i])*Math.pow(T/Tc,t[i]);}
double Tsat=T-sum;
double alfa[]={-7.85951783,1.84408259,-11.7866497,22.6807411,-15.9618719,1.80122502};
double beta[]={1.0,1.5,3.0,3.5,4.0,7.5};
double sum1=0.0;
for(int i=0;i<6;i++)
{sum1+=alfa[i]*Math.pow((1-(Tsat/Tc)),beta[i]);}
return pc*Math.exp(Tc*sum1/Tsat);
}

public void vap_press_plot(double T)
{
  double yy[]=new double[600];
  double xx[]=new double[600];
  double eps=0.000;
  for(int i=0;i<600;i++)
  {
  xx[i]=eps;
  yy[i]=P_w(T,eps)/1000;
  eps=eps+0.001;
  }
  Plot pp=new Plot(xx,yy);
  pp.plot();
  pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
  pp.setYlabel("Vapor Pressure [kPa]");
  pp.setPlabel("Vapor Pressure vs Mass Fraction at "+T+" Kelvin");
}

public double we(double T,double w)
{
double Psat=P_w(T,w);
return 0.622*Psat/(Patm-Psat);
}
```

```
public double he(double T,double w)
{
double wee=we(T,w);
double t=T-273.15;
ma=new moist_air();
return ma.enthalpy_moistw(t,wee);
}


double sat_pres_kPa(double Tsat)
{// International steam tables , Springer(2008)
        // saturation temperature equation
        // page 25
        // Tsat in K
        double                                          n[]={0.11670521452767e4,-0.72421316703206e6,-
0.17073846940092e2,0.12020824702470e5,-0.32325550322333e7,0.14915108613530e2,-
0.48232657361591e4,0.40511340542057e6,-0.23855557567849,0.65017534844798e3};
        double v=Tsat+(n[8]/(Tsat-n[9]));
        double A=v*v+n[0]*v+n[1];
        double B=n[2]*v*v+n[3]*v+n[4];
        double C=n[5]*v*v+v*n[6]+n[7];
        double nomin=2*C;
        double denomin=-B+Math.sqrt(B*B-4*A*C);
        double psat=Math.pow((nomin/denomin),4);
        return psat*1000;
}
// density of LiBr solution
double ro(double T,double x)
{
// in mol/m3!!!!

double[] a={1.746,4.709};
```

```
double[] t={0.0,6.0};
double[] m={1.0,1.0};
double Tsat=T;
double tt=T-273.15;
double Psat=sat_pres_kPa(Tsat);
st=new steam();
double values[]=st.property_SI("tx",tt,0.0);
double rosat=1.0/values[2];
rosat=rosat/M_H2O;
double sum=0.0;
for(int i=0;i<2;i++)
{sum+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(T/Tc,t[i]);}
return  roc*sum+(1-x)*rosat;
}


public void sol_density_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=ro_kg_m3(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}
```

```
double cp(double T,double x)
{
// in J/(molK)
double[]    a={-1.42094e1,4.04943e1,1.11135e2,2.29980e2,1.34526e3,-1.41010e-2,1.24977e-2,-6.83209e-
4};
double[] t={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,2.0,3.0,4.0};
double[] n={0.0,0.0,1.0,2.0,3.0,0.0,3.0,2.0};
double[] m={2.0,3.0,3.0,3.0,3.0,2.0,1.0,1.0};
double[] alfa={1.38801,-2.95318,3.18721,-0.645473,9.18946e5};
double[] gamma={0.0,2.0,3.0,5.0,0.0};
double[] beta={0.0,2.0,3.0,6.0,34.0};
double T0=221;//K

double cpt=76.0226; // J/(molK)
double t1=0.0;
for(int i=0;i<5;i++)
{t1+=alfa[i]*Math.pow(1.0-(T/Tc),beta[i])*Math.pow((T/Tt),gamma[i]);}
double cpw_t=t1*cpt;
double t2=0.0;
for(int i=0;i<8;i++)
{t2+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(0.4-x,n[i])*Math.pow(Tc/(T-T0),t[i]);}
return ((1.0-x)*cpw_t)+cpt*t2;
}


public void sol_cp_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
```

```
{
xx[i]=eps;
yy[i]=cp_kj_kgK(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}


double h(double T,double x)
{
//in J/mol
double a[]={2.27431,-7.99511,3.85239e2,-1.63940e4,-4.22562e2,1.13314e-1,-8.33474,-
1.73833e4,6.49763,3.24552e3,-1.34643e4,3.99322e4,-2.58877e5,-1.93046e-3,2.80616,-
4.04479e1,1.45342e2,-2.74873,-4.49743e2,-1.21794e1,-5.83739e-3,2.33910e-1,3.41888e-1,8.85259,-
1.78731e1,7.35179e-2,-1.79430e-4,1.84261e-3,-6.24282e-3,6.84765e-3};
double
t[]={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,3.0,3.0,3.0,3.0,3.0,3.0,3.0,4.0,4.0,4.0,4.0,4.0,4.0,5.0,
5.0,5.0,5.0};
double
n[]={0.0,1.0,6.0,6.0,2.0,0.0,0.0,4.0,0.0,4.0,5.0,5.0,6.0,0.0,3.0,5.0,7.0,0.0,3.0,1.0,0.0,4.0,2.0,6.0,7.0,0.0,0.0
,1.0,2.0,3.0};
double
m[]={1.0,1.0,2.0,3.0,6.0,1.0,3.0,5.0,4.0,5.0,5.0,6.0,6.0,1.0,2.0,2.0,2.0,5.0,6.0,7.0,1.0,1.0,2.0,2.0,2.0,3.0,1.
0,1.0,1.0,1.0};
double hc=37548.5; //   J/mol
double T0=221.0; //K
double alfa[]={-4.37196e-1,3.03440e-1,-1.29582,-1.76410e-1};
double beta[]={0.3333,0.66666,0.83333,3.5};
```

```
double s1=0.0;
for(int i=0;i<4;i++)
{s1+=alfa[i]*Math.pow((1-(T/Tc)),beta[i]);}
double hw_t=hc*(1.0+s1);
double s2=0.0;
for(int i=0;i<30;i++)
{s2+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(0.4-x,n[i])*Math.pow(Tc/(T-T0),t[i]);}
return (1.0-x)*hw_t+hc*s2;
}

double s(double T,double x)
{
// in J/(molK)
double a[]={1.53091,-4.52564,6.98302e2,-2.16664e4,-1.47533e3,8.47012e-2,-6.59523,-
2.95331e4,9.56314e-3,-1.88679e-1,9.31752,5.78104,1.38931e4,-1.71762e4,4.15108e2,-5.55647e4,-
4.23409e-3,3.05242e1,-1.67620,1.48283e1,3.03055e-3,-4.01810e-2,1.49252e-1,2.59240,-1.77421e-1,-
6.99650e-5,6.05007e-4,-1.65228e-3,1.22966e-3};
double
t[]={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,2.0,3.0,3.0,3.0,3.0,4.0,4.0,4.0,4.0,4.0,5.0,5.0,
5.0,5.0};
double
n[]={0.0,1.0,6.0,6.0,2.0,0.0,0.0,4.0,0.0,0.0,4.0,0.0,0.0,4.0,5.0,2.0,5.0,0.0,4.0,0.0,1.0,0.0,2.0,4.0,7.0,1.0,0.0,1.0
,2.0,3.0};
double
m[]={1.0,1.0,2.0,3.0,6.0,1.0,3.0,5.0,1.0,2.0,2.0,4.0,5.0,5.0,6.0,6.0,1.0,3.0,5.0,7.0,1.0,1.0,1.0,2.0,3.0,1.0,1.
0,1.0,1.0};
double sc=79.3933;//J/mol
double T0=221;//K
double alfa[]={-3.34112e-1,-8.47987e-1,-9.11980e-1,-1.64046};
double beta[]={0.33333,1.0,2.66666,8.0};
double s1=0.0;
for(int i=0;i<4;i++)
{s1+=alfa[i]*Math.pow((1-(T/Tc)),beta[i]);}
```

```
double sw_t=sc*(1.0+s1);
double s2=0.0;
for(int i=0;i<29;i++)
{s2+=a[i]*Math.pow(x,m[i])*Math.pow(0.4-x,n[i])*Math.pow(Tc/(T-T0),t[i]);}
return (1.0-x)*sw_t+sc*s2;
}


/// in kj/kg
// mass fraction given
// converts to mole fraction
double h_kj_kg(double w,double T)
{
double x=mass_to_mole(w);
double hh=h(T,x);
return ((1.0/(x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O))*hh);
}

double Troot(double h1,double T,double w)
{
double x=mass_to_mole(w);
double hh=h(T,x);
return ((1.0/(x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O))*hh/1000)-h1;
}

public double[] rootsearch(double h1,double a,double b,double dx,double w)
{
double x1=a;double x2=a+dx;
double f1=Troot(h1,x1,w);
double f2=Troot(h1,x2,w);

double[] x=new double[2];
x[0]=x1;
```

```
x[1]=x2;
while(f1*f2>0)
{
        if(x[0]>=b)
        {x[0]=0;x[1]=0;}
x[0]=x[1];
f1=f2;
x[1]=x[0]+dx;
f2=Troot(h1,x[1],w);
}
return x;
}

public double Ts(double h1,double w)
{//newton_secand_bisection

double tol=0.1;
double maxiter=3000;
double h=0.01;
double dxx=0.01;
double aa=273.15;
double bb=400.00;
double[] xx=rootsearch(h1,aa,bb,dxx,w);
double x1=xx[0];
double x2=xx[1];
double f1=Troot(h1,x1,w);
double f2=Troot(h1,x2,w);

if(f1*f2>0)
{System.out.println(" LB ts Tanımlanan aralıkta kök bulunmuyor");}

double root=0;;
if(f1==0)
```

```
{root=x1;

}

if(f2==0)
{root=x2;

}
double a;
double b;
if(f1<0)
{a=x1;
 b=x2;
}
else
{
a=x1;b=x2;
}
double r=0.5*(x1+x2);
double dxold=Math.abs(x2-x1);
double dx=dxold;
double fr=Troot(h1,r,w);
double          dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,w))+(8.0*Troot(h1,r+h,w))-(8.0*Troot(h1,r-h,w))+Troot(h1,r-
2.0*h,w))/(12*h);
double temp;
for(int j=1;j<maxiter;j++)
{
if(((((r-b)*dfr-fr)*((r-a)*dfr-fr))>0.0)||(Math.abs(2*fr)>Math.abs(dxold*dfr)))
{
dxold=dx;
dx=0.5*(b-a);
r=a+dx;
   if(a==r)
```

```
    {root=r;}
else
{
dxold=dx;
dx=fr/dfr;
temp=r;
r-=dx;
   if(temp==r)
   {root=r;}
}
}

if(Math.abs(dx)<tol)
{root=r;}
fr=Troot(h1,r,w);
dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,w))+(8.0*Troot(h1,r+h,w))-(8.0*Troot(h1,r-h,w))+Troot(h1,r-
2.0*h,w))/(12*h);
if(fr<0.0)
{
a=r;
}
else
{
b=r;
}
}
return root;
}
```

```
double s_kj_kg(double T,double w)
{
double x=mass_to_mole(w);
double ss=s(T,x);
return (1.0/(x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O))*ss/1000;
}

double ro_kg_m3(double w,double T)
{
double x=mass_to_mole(w);
double roo=ro(T,x);
return ((x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O))*roo;
}

double cp_kj_kgK(double w,double T)
{
double x=mass_to_mole(w);
double cpp=cp(T,x);
return (1.0/(x*M_LiBr+(1-x)*M_H2O))*cpp;
}

double cp1(double T,double w)
{
double E1=-4.0035*T+0.0247*w+3.0104;
double F1=2.0/(1+Math.exp(-2.0*E1))-1.0;
double E2=0.0468*T-0.3349*w-0.6678;
double F2=2.0/(1+Math.exp(-2.0*E2))-1.0;
double E3=0.2283*T+0.1282*w+0.4958;
double F3=2.0/(1+Math.exp(-2.0*E3))-1.0;
double E4=1.8217*T-0.2286*w+1.532;
double F4=2.0/(1+Math.exp(-2.0*E4))-1.0;
double E5=0.0651*T-0.485*w+0.7041;
```

```
double F5=2.0/(1+Math.exp(-2.0*E5))-1.0;
return 0.0054*F1+3.0797*F2-0.746*F3+0.0017*F4+0.7932*F5+1.571;
}

//Numerical Fits of the Properties of Lithium-Bromide Water Solutions
// M.R.Patterson, Ph.D.
// H. Perez - Blanco, Ph.D.
//ASHRAE OT-88-20-2
// in W/mK!!!!!
double k_l(double w,double T)
{
double t=T-273.15;
double[] A={4.815196E-1,-2.217277E-3,-1.99414E-5,3.727255E-7,-2.489886E-9,1.858174E-3,
9.614755E-6,-1.13929E-6,2.107608E-8,-1.330532E-10,-7.923126E-6,-1.869392E-7,1.408951E-8,
-2.740806E-10,1.810818E-12};
double TCON=0.0;
double XK=1.0;
for(int i=0;i<=4;i++)
{
if((double)i>1.0)
{XK*=w;}
TCON+=XK*(A[i]+t*(A[i+4]+t*A[i+8]))   ;
}
return TCON*1.163;
}

public void sol_kl_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
```

```
xx[i]=eps;
yy[i]=k_l(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}

/Numerical Fits of the Properties of Lithium-Bromide Water Solutions
// M.R.Patterson, Ph.D.
// H. Perez - Blanco, Ph.D.
//ASHRAE OT-88-20-2
// in Pascal-second!!!!
double vis_l(double w,double T)
{
double t=T-273.15;
double A[]={1.488747,1.143975E-1,-1.278729E-2,6.999985E-4,
-1.638074E-5,1.456348E-7,-4.164814E-2,9.636832E-4,-5.981025E-5,-1.282435E-7,5.703002E-8,
-9.842266E-10,3.404030E-4,-2.794515E-5,2.580301E-6,-9.737750E-8,1.585609E-9,-7.922925E-12
};
double VISCOS=0.0;
double XK=1.0;
for(int i=0;i<6;i++)
{
if((double)i>0.0)
{XK*=w;}
VISCOS+=XK*(A[i]+t*(A[i+6]+t*A[i+12]));
}
return VISCOS*0.001;
}
```

```
public void sol_visl_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=vis_l(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}

//Numerical Fits of the Properties of Lithium-Bromide Water Solutions
// M.R.Patterson, Ph.D.
// H. Perez - Blanco, Ph.D.
//ASHRAE OT-88-20-2
// in N/m!!!!
// surface tension
double surf_tens(double w,double T)
{
double t=T-273.15;
double A[]={76.26234,4.583900E-1,-1.463071E-2,3.834735E-4,-2.733864E-6,
-1.507474E-1,-9.057263E-3,4.456087E-4,-9.542318E-6,6.610416E-8,-1.107075E-5,7.238986E-5,
-3.822731E-6,8.077592E-8,-5.681625E-10};
```

```
double STEN=0.0;
double XK=1.0;
for(int i=0;i<5;i++)
{
if((double)i>0.0){XK*=w;}
STEN+=XK*(A[i]+t*(A[i+5]+t*A[i+10]));
}
return STEN*1E-5/1E-2;
}


public void sol_surf_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=surf_tens(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}


public double Prs(double w,double T)
{
double vis=vis_l(w,T);
```

```
double Cp=cp_kj_kgK(w,T);
double k=k_l(w,T);
return vis*Cp/k;
}

public double kinvis(double w,double T)
{
double vis=vis_l(w,T);
double ro=ro_kg_m3( w, T);
return   vis/ro;
}

double therm_diff (double w,double T)
{
double k=k_l(w,T);
double cp=cp_kj_kgK(w,T);
double ro=ro_kg_m3(w,T);
return k/(ro*cp);
}


public static void main(String args[])
{
double w=0.2;//mass fraction
double T=350;//Kelvin
LiBrprop LB=new     LiBrprop();

//LB.vap_press_plot(T);
//LB.sol_density_plot(T);
//LB.sol_cp_plot(T);
//LB.sol_kl_plot(T);
//LB.sol_visl_plot(T);
LB.sol_surf_plot(T);
```

```
double pw=LB.P_w(T,w);
double dd=LB.cp_kj_kgK(T,w);
double dd3=LB.cp1(T,w);
moist_air ma=new moist_air();
double dddd=LB.surf_tens(w,T);
double dd2=LB.h_kj_kg(w,T);
double ddd=LB.Ts(dd2,w);
double surf=LB.surf_tens(w,T);
double visl=LB.vis_l(w,T);
double kl=LB.k_l(w,T);
double rol=LB.ro_kg_m3(w,T);
double cp=LB.cp_kj_kgK(w,T);
double prs=LB.Prs(w,T);
double tdiff=LB.therm_diff(w,T);
double kviss=LB.kinvis(w,T);
System.out.println(kviss);
//System.out.println(dd2);
}
}
```

Ek 4: LiClprop.java

LiCl sıvı çözeltilerinin termodinamik formulasyonunu uygulayan bilgisayar simulasyonu

```
public class LiClprop
{
	double vv=2.0;
	double R=8.31451;//J/molK
	double rocw=322.0;//critical density of water[kg /m3]
	double Tc=647.096;// Critical temperature of H2O [K]
	double Pc=22.064e6;//critical pressure of H2O [Pa]
	double dvisc=55.071e-6;// Critical dynamic visc of H20[Pa.s]
	double M_LICL=0.04932;//kg/mol
	double M_H2O=0.018015268;//kg/mol
	double Patm=101.325;//kpa
	double[] A_ice={0.422088,-0.090410,-2.936350};
	double[] A_5H2O={-0.005340,2.015890,-3.114590};
	double[] A_3H2O={-0.560360,4.723080,-5.811050};
	double[] A_2H2O={-0.315220,2.882480,-2.624330};
	double[] A_H2O={-1.312310,6.177670,-5.034790};
	double[] A_LiCl={-1.356800,3.448540,0.0};
	// Coefficients in Table 1(for Eq 37 41)

	double[] NNL={0.0,0.0,1.0,0.0,-1.0,-2.0,-3.0,-4.0,1.0,0.0,-1.0,-2.0,-3.0};
	double[] MML={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,1.0,1.0};
	double[] AAL={0.0,5.88137e1,-9.18938,-8.33307e1,1.84228e2,-1.70534e2,1.05457e2,-
	2.94856e1,1.96926e-1,-8.68008e-1,2.25497,-2.60177,1.17349};
	double[] NNG={0.0,0.0,1.0,0.0,-3.0,6.0,7.0,8.0,15.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0};
	double[] MMG={0.0,0.0,0.0,0.0,0.0,1.0,1.0,1.0,3.0,0.0,0.0,0.0,0.0,0.0};
	double[] AAG={1.0,3.98432,6.68909,-8.78439,-5.18911e-2,-6.25248e-1,5.07144e-1,-1.24364e-
	1,-4.49013e-1,0.0,0.0,0.0,0.0};

	// Coefficients in Table 8(for eq 17)
```

```
double[] n={0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 0.0, 1.0, 2.0, 0.0, 1.0, 2.0, 0.0, 2.0, 3.0, 2.0, 0.0, 0.0, 2.0, 2.0, 1.0,
2.0, 0.0, 1.0, 2.0};
double[] m={0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0, 1.0, 1.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0,
1.0, 1.0, 1.0, 1.0};
double[] k={0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 0.0, 1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 4.0, 6.0, 7.0, 10.0, 11.0, 11.0, 12.0,
1.0, 1.0, 2.0, 2.0, 2.0};
double[] a={1.20915e1, -7.05750, 1.87439, -1.73372e-1, -5.77828e-1, 6.52315e-1, -1.45691e1, -
1.01324e1, 2.86194e1, -3.16725e1, -3.78901e1, 5.29680e1, 3.37911, -9.89664e1, 6.01495e2,-
6.71921e2, 3.42347e2, -2.90822e2, -1.34713e-1, 8.68565e-2, 1.08902, -8.20282e-1, 1.26456e-1};


// Converts mass fraction to mole fraction
public double mass_to_mole(double w)
{
double M_LiCl=42.394;//kg/kmol
double M_H2O=18.015;//kg/kmol
return (w/M_LiCl)/((w/M_LiCl)+((1-w)/M_H2O));
}

public double mole_to_mass(double x)
{
double M_LiCl=42.394;//kg/kmol
double M_H2O=18.015;//kg/kmol
return  (x*M_LiCl/(x*M_LiCl+(1-x)*M_H2O));
}

//Calculation of Solubility boundary
//consist of Ice Line - LiCl_5H20 - LiCl_3H20 - LiCl_2H20 - LiCl_H20 - LiCl
public  double sol_boundary(double eps)
{
double sumlicl=0.0;
double sumH20=0.0;
double sum2H20=0.0;
```

```
double sum3H20=0.0;
double sum5H20=0.0;
double sumice=0.0;

for(int i=0;i<=2;i++)
{sumlicl+=A_LiCl[i]*Math.pow(eps,i);
sumH20+=A_H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum2H20+=A_2H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum3H20+=A_3H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum5H20+=A_5H2O[i]*Math.pow(eps,i);
}
sumice=A_ice[0]+A_ice[1]*eps+A_ice[2]*Math.pow(eps,2.5);
double summice=(sumice*Tc)-273.15;
  double summlicl=(sumlicl*Tc)-273.15;
  double summH20=(sumH20*Tc)-273.15;
  double summ2H20=(sum2H20*Tc)-273.15;
  double summ3H20=(sum3H20*Tc)-273.15;
  double summ5H20=(sum5H20*Tc)-273.15;

  double out=0.00;
  if((eps>0)&&(0.253>eps))
  {out=summice;}
  else if((eps>=0.253)&&(0.287>eps))
  {out =summ5H20;}
  else if((eps>=0.287)&&(0.369>eps))
  {out =summ3H20;}
  else if((eps>=0.369)&&(0.452>eps))
  {out=summ2H20;}
  else if((eps>=0.452)&&(0.558>eps))
  {out=summH20;}
  else if((eps>=0.558)&&(0.6>eps))
  {out=summlicl;}
  return out;
```

```
  }

  public void sol_plot() // plots solution boundary vs mass fraction
  {
  double[] xx=new double[600];
  double[] yy=new double[600];
  double j=0.000;
  for(int i=0;i<600;i++)
  {xx[i]=j;j=j+0.001;}
  for(int i=0;i<600;i++)
  {yy[i]=sol_boundary(xx[i]);}
  Plot pp=new Plot(xx,yy);
  pp.plot();
  pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
  pp.setYlabel("Temperature [C]");
  pp.setPlabel("Solubility boundary");
  }

  public double vap_press_water(double T)
  {
  double A[]={-7.858230,1.839910,-11.781100,22.670500,-15.939300,1.775160};
  double to=1-(T/Tc);
  return Pc* Math.exp((A[0]*to+(A[1]*Math.pow(to,1.5)) +(A[2]*to*to*to)
  +(A[3]*Math.pow(to,3.5)) + (A[4]*to*to*to*to) + (A[5]*Math.pow(to,7.5)))/(1-to));
//in pascal
  }

  public double vapor_press(double eps,double T)
  {
  // T in kelvin
double sumlicl=0.0;
  double sumH20=0.0;
  double sum2H20=0.0;
```

```
  double sum3H20=0.0;
  double sum5H20=0.0;
  double sumice=0.0;

  for(int i=0;i<=2;i++)
  {sumlicl+=A_LiCl[i]*Math.pow(eps,i);
sumH20+=A_H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum2H20+=A_2H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum3H20+=A_3H2O[i]*Math.pow(eps,i);
sum5H20+=A_5H2O[i]*Math.pow(eps,i);
  }
  sumice=A_ice[0]+A_ice[1]*eps+A_ice[2]*Math.pow(eps,2.5);

  double teta=0.00;
  if((eps>0)&&(0.253>eps))
  {teta=sumice;}
  else if((eps>=0.253)&&(0.287>eps))
  {teta =sum5H20;}
  else if((eps>=0.287)&&(0.369>eps))
  {teta =sum3H20;}
  else if((eps>=0.369)&&(0.452>eps))
  {teta=sum2H20;}
  else if((eps>=0.452)&&(0.558>eps))
  {teta=sumH20;}
  else if((eps>=0.558)&&(0.6>eps))
  {teta=sumlicl;}
  double tetaa=T/Tc;
  double[] pi ={0.28,4.30,0.60,0.21,5.10,0.49,0.362,-4.75,-0.40,0.03};
  double A=2.0-(Math.pow((1.0+(Math.pow((eps/pi[0]),pi[1]))),pi[2]));
  double B=Math.pow((1.0+(Math.pow((eps/pi[3]),pi[4]))),pi[5])-1.0;
  double x1=Math.pow((1.0+Math.pow((eps/pi[6]),pi[7])),pi[8]);
  double x2=pi[9]*Math.exp(-1.0*(eps-0.1)*(eps-0.1)/0.005);
  double pi25=1-x1-x2;
```

```
  double f=A+B*tetaa;
  double ff=pi25*f;
  double vpwat=vap_press_water(T);//Pascal
  return ff*vpwat/1000; // return in kPa!!!!
  }

  public double we(double T,double eps)
  {
  double Psat=vapor_press(eps,T);
  return 0.622*Psat/(Patm-Psat);
  }

  public double he(double T,double eps)
  {
  double wee=we(T,eps);
  double t=T-273.15;
  moist_air ma=new moist_air();
  return ma.enthalpy_moistw(t,wee);
  }

  public void vap_press_plot(double T)
  {
double yy[]=new double[600];
double xx[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=vapor_press(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
```

```
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Vapor Pressure [kPa]");
pp.setPlabel("Vapor Pressure vs Mass Fraction at "+T+" Kelvin");
  }

  public double sol_density(double eps,double T)
  {
  double t=T-273.15;
  double teta=T/Tc;
  double to=1-teta;
  double ro[]={1.0,0.540966,-0.303792,0.100791};
  double B[]={1.9937718430,1.0985211604,-0.5094492996,-1.7619124270,-45.9005480267,-
  723692.2618632};
  double ro_sat = rocw*(1+(B[0]*Math.pow(to,0.3333)) + (B[1]*Math.pow(to,0.666))
  +(B[2]*Math.pow(to,1.666)) +(B[3]*Math.pow(to,16/3)) +(B[4]*Math.pow(to,43/3))
  +(B[5]*Math.pow(to,110/3)));
  double s1=0.0;
  ref_CS3 recs33=new ref_CS3();
  double ro_satt=recs33.rol(t);
  for(int i=0;i<=3;i++)
  {s1+=ro[i]*Math.pow((eps/(1.0-eps)),i);}
  return  ro_sat*s1;
  }

  public void sol_density_plot(double T)
  {
  double xx[]=new double[600];
  double yy[]=new double[600];
  double eps=0.000;
  for(int i=0;i<600;i++)
  {
  xx[i]=eps;
  yy[i]=sol_density(eps,T);
```

```
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Solution density [kg/m3]");
pp.setPlabel("Solution density vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}

public double sol_surf_tens(double eps,double T)
{
double teta=T/Tc;
double s[]={2.757115,-12.011299,14.751818,2.443204,-3.147739};
double s0=235.8e-3;//N/m
double b=-0.625;
double mu=1.256;
double sH20=s0*(1.0-b*(1.0-teta))*Math.pow((1-teta),mu);
return sH20 * (1+(s[0]*eps) + (s[1]*eps*teta) + (s[2]*eps*teta*teta) + (s[3]*eps*eps)
+(s[4]*eps*eps*eps));
}

public void sol_surf_tens_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=sol_surf_tens(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
```

```
        pp.plot();
        pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
        pp.setYlabel("Surface tension [N/m]");
        pp.setPlabel("Surface tension vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
        }

public double d_vis_sol(double eps,double T)
{
        double Tsolt=T-273.15;
        double out=0.0;
        ref_CS3 recs33=new ref_CS3();
        double ro50=recs33.rol(0.01);
       if(Tsolt>0)
        {
       double[] H={1.000,0.978197,0.579829,-0.202354};
        double[][] G=new double[6][7];
        G[0][0]=0.5132047;G[0][1]=0.2151778;G[0][2]=-0.2818107;G[0][3]=0.1778064;G[0][4]=
        0.0417661;G[0][5]=0.0;G[0][6]=0.0;G[1][0]=0.3205656;G[1][1]=0.7317883;G[1][2]=-1.070786;
        G[1][3]=0.4605040;G[1][4]=0.0;G[1][5]=-0.01578386;  G[1][6]=0.0;  G[2][0]=0.0;
        G[2][1]=1.241044;G[2][2]=-1.263184;G[2][3]=0.2340379;G[2][4]=0.0;G[2][5]=0.0;G[2][6]=0.0;
        G[3][0]=0.0;G[3][1]=1.476783;G[3][2]=0.0;G[3][3]=-0.4924179;  G[3][4]=0.1600435;
        G[3][5]=0.0;G[3][6]=-0.003629481;G[4][0]=-0.7782567;G[4][1]=0.0;G[4][2]=0.0;G[4][3]=0.0;
        G[4][4]=0.0;G[4][5]=0.0;G[4][6]=0.0;G[5][0]=0.1885447;G[5][1]=0.0;G[5][2]=0.0;
        G[5][3]=0.0;G[5][4]=0.0;G[5][5]=0.0;G[5][6]=0.0;
        double royt=recs33.rol(Tsolt);
        double Tr=T/Tc;
        double ror=royt/rocw;
        double no=0.0;
        for(int i=0;i<=3;i++)
        {no+=H[i]*Math.pow(Tr,-i);}
        no=Math.sqrt(Tr)*(1/no);
        double allsum=0.0;
        for(int i=0;i<=5;i++)
```

```
  {
for(int j=0;j<=6;j++)
{allsum+=G[i][j]*Math.pow(((1.0/Tr)-1.0),i)*Math.pow((ror-1.0),j);}
  }
  double n11=Math.exp(ror*allsum);

  double n2=1.0;
  double nred=no*n11*n2;
  double ndvis=nred*dvisc;//////////

  double teta=T/Tc;
  double[] n1={0.090481,1.390262,0.675875,-0.583517};
  double etta=eps/(Math.pow((1-eps),(1/0.6)));
  double nsol = ndvis * Math.exp((n1[0]*Math.pow(etta,3.6)) +(n1[1]*etta)+(n1[2]*etta/teta)
  +(n1[3]*etta*etta));
  out=nsol;
  }
  if(Tsolt<=0.0){

  double A=1.0261862;
  double B=12481.702;
  double C=-19510.923;
  double D=7065.286;
  double E=-395.561;
  double F=143922.996;
double tetta=(T/228.0)-1.0;
  double nsol0=(1750e-6) * (A+(B*Math.pow(tetta,0.02)) + (C*Math.pow(tetta,0.04)) +
  (D*Math.pow(tetta,0.08)) +(E*Math.pow(tetta,2.85))+(F*Math.pow(tetta,8.0)));
  out=nsol0;
  }
  return out;
  }
```

```
  public void d_vis_sol_plot(double T)
  {
  double xx[]=new double[500];
  double yy[]=new double[500];
  double eps=0.000;
  for(int i=0;i<500;i++)
  {
  xx[i]=eps;
  yy[i]=d_vis_sol(eps,T);
  eps=eps+0.001;
  }
  Plot pp=new Plot(xx,yy);
  pp.plot();
  pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
  pp.setYlabel("Dynamic viscosity [Pa.s]");
  pp.setPlabel("Dynamic viscosity vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
  }



  public double k_sol(double eps,double T)
  {
  double t=T-273.15;
  double alfa[]={10.8958e-3,-11.7882e-3};
  double alfar=alfa[0]+alfa[1]*eps;
  double Is=1.0;
  double M=42.394;
  double soldens=sol_density(eps,T);
  double eps_eq=eps*soldens*Is/M;
ref_CS3 recs33=new ref_CS3();
  double kl=recs33.k_l(t);
  double val=(kl-eps_eq*alfar);
```

```
return val;
}

public void k_sol_plot(double T)
{
double xx[]=new double[500];
double yy[]=new double[500];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<500;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=k_sol(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Thermal conductivity [W/mK]");
pp.setPlabel("Thermal conductivity vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}



public double Cp(double eps,double T)
{
double t=T-273.15;
ref_CS3 recs33=new ref_CS3();
double cp=recs33.Cpl(t)        ;
double A=1.43980;
double B=-1.24317;
double C=-0.12070;
double D=0.12825;
```

```
double E=0.62934;
double F=58.5225;
double G=-105.6343;
double H=47.7948;
double f1=0.0;
double f2=0.0;
if(eps<=0.31)
{f1=A*eps+B*eps*eps+C*eps*eps*eps;}
else
{f1=D+E*eps;}
double teta=(T/228.0)-1.0;
f2=F*Math.pow(teta,0.02)+G*Math.pow(teta,0.04)+H*Math.pow(teta,0.06);
cp=cp*(1-f1*f2);
return cp;
}

public void Cp_sol_plot(double T)
{
double xx[]=new double[600];
double yy[]=new double[600];
double eps=0.000;
for(int i=0;i<600;i++)
{
xx[i]=eps;
yy[i]=Cp(eps,T);
eps=eps+0.001;
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Specific Heat [kJ/kgK]");
pp.setPlabel("Specific Heat vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}
```

```
  // Diffusion Coefficient of water into solutions of CaCl2
  public double diff_coeff(double eps,double T)
  {
//D_AB=water into LiCl
  double A=0.11353e-16;
  double t=T-273.15;
  ref_CS3 recs33=new ref_CS3();
  double vis_l=recs33.viscosity_l(t);
  double roll=recs33.rol(t);
  double Ru=8314.4621;//J/kmolK
  double M=18.01528;//kg/kmol
  double Vmolar=M/roll;//Molar volume at t [m3/kmol];
  double Vcritic=M/rocw ;// Critical molar volume at critical temp [m3/kmol]
  double Do=A*Math.pow(Vcritic,0.6666)*Ru*T/(vis_l*Vmolar);
  double eps1=0.52;
  double eps2=-4.92;
  double eps3=-0.56;
  double DD=(1.0-Math.pow((1.0+Math.pow((Math.sqrt(eps)/eps1),eps2)),eps3));
  return Do*DD;
  }


  public void diff_coeff_plot(double T)
  {
  double xx[]=new double[600];
  double yy[]=new double[600];
  double eps=0.000;
  for(int i=0;i<600;i++)
  {
  xx[i]=eps;
  yy[i]=diff_coeff(eps,T);
  eps=eps+0.001;
```

```
}
Plot pp=new Plot(xx,yy);
pp.plot();
pp.setXlabel("Mass fraction of LiCl");
pp.setYlabel("Diffusion coefficient of water into solution of LiCl ");
pp.setPlabel("Diffusion coefficient of water into solution of LiCl vs Mass fraction at "+T+" Kelvin");
}

public double diff_coeff_water_air(double T,double P)
{
//DAB=water into air
// P in atm!!!
// T in Kelvin !!!
// 280 K < T < 450 K
P=P/101325;//in atm
return 1.87e-10*Math.pow(T,2.072)/P;
}


public double Prs(double eps,double T)
{
double vis=d_vis_sol(eps,T);
double Cp=Cp(eps,T);
double k=k_sol(eps,T);
return vis*Cp/k;
}


// Calculation of pure water substances (liquid and gas)

double chem_pot_liq(double T,double P)
{
```

```
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=AAL[i]*Math.pow(to,NNL[i])*Math.pow(pi,MML[i]);}
return R*T*( AAL[0]*Math.log(pi)+AAL[1]*Math.log(to)+s);
}

double h_l(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=NNL[i]*AAL[i]*Math.pow(to,NNL[i])*Math.pow(pi,MML[i]);}
return R*T*(AAL[1]+s);
}

double s_l(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double f=-AAL[0]*Math.log(pi);
double ss=AAL[1]*(1.0-Math.log(to));
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=(NNL[i]-1.0)*AAL[i]*Math.pow(to,NNL[i])*Math.pow(pi,MML[i]);}
return R*(f+ss+s);
}


double v_l(double T,double P)
{
```

```
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=MML[i]*AAL[i]*Math.pow(to,NNL[i])*Math.pow(pi,MML[i]);}
return (R*T/P)*(AAL[0]+s);
}


double cp_l(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=(NNL[i]-1.0)*(NNL[i])*AAL[i]*Math.pow(to,NNL[i])*Math.pow(pi,MML[i]);}
return R*(AAL[1]-s);
}

double chem_pot_vap(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNG.length-1;i++)
{s+=AAG[i]*Math.pow(to,NNG[i])*Math.pow(pi,MMG[i]);}
return R*T*( AAG[0]*Math.log(pi)+AAG[1]*Math.log(to)+s);
}

double h_v(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
```

```
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNG.length-1;i++)
{s+=NNG[i]*AAG[i]*Math.pow(to,NNG[i])*Math.pow(pi,MMG[i]);}
return R*T*(AAG[1]+s);
}

double s_v(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double f=-AAG[0]*Math.log(pi);
double ss=AAG[1]*(1.0-Math.log(to));
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNL.length-1;i++)
{s+=(NNG[i]-1.0)*AAG[i]*Math.pow(to,NNG[i])*Math.pow(pi,MMG[i]);}
return R*(f+ss+s);
}

double v_v(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
for(int i=2;i<=NNG.length-1;i++)
{s+=MMG[i]*AAG[i]*Math.pow(to,NNG[i])*Math.pow(pi,MMG[i]);}
return (R*T/P)*(AAG[0]+s);
}

double cp_v(double T,double P)
{
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double s=0.0;
```

```
  for(int i=2;i<=NNG.length-1;i++)
  {s+=(NNG[i]-1.0)*(NNG[i])*AAG[i]*Math.pow(to,NNG[i])*Math.pow(pi,MMG[i]);}
  return R*(AAG[1]-s);
  }

double mu_water(double T,double P,double x)
  {
  double muwater=chem_pot_liq(T,P);
  double to=Tc/T;
  double pi=P/Pc;
  double epsi=x/(1.0-x);
  double s=0.0;
  for(int i=0;i<23;i++)
  {s+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*k[i]/2.0;}
  return muwater-(vv*R*T)*(x/(1.0-x))*(1+(1/vv)*(s));
  }

  double h(double T,double P,double x)
  {
  double to=Tc/T;
  double pi=P/Pc;
  double hl=h_l(T,P);
  double epsi=x/(1.0-x);
  double s1=0.0;
  for(int i=0;i<23;i++)
  {s1+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*n[i];}
  return (x*R*T*s1)+((1-x)*hl);
  }

  double s(double T,double P,double x)
  {
  double to=Tc/T;
  double pi=P/Pc;
```

```
double epsi=x/(1.0-x);
double sl=s_l(T,P);
double s2=0.0;
for(int i=0;i<23;i++)
{s2+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*(n[i]-1.0);}
double xx=Math.log(x/(1.0-x));
return ((1-x)*sl)-(vv*x*R*(xx-1.0-(1/vv)*(s2)));
}

double v(double T,double P,double x)
{
double vl=v_l(T,P);
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double epsi=x/(1.0-x);
double s1=0.0;
for(int i=0;i<23;i++)
{s1+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*m[i];}
return ((1-x)*vl)+(s1*x*R*T/P);
}

double cp(double T,double P,double x)
{
double cpw=cp_l(T,P);
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double epsi=x/(1.0-x);
double s2=0.0;
for(int i=0;i<23;i++)
{s2+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*(n[i]-1.0)*(n[i]);}
return ((1-x)*cpw)-x*R*s2;
}
```

```
double h_dil(double T,double P,double x)
{
double s3=0.0;
double to=Tc/T;
double pi=P/Pc;
double epsi=x/(1.0-x);
for(int i=0;i<23;i++)
{s3+=a[i]*Math.pow(to,n[i])*Math.pow(pi,m[i])*Math.pow(epsi,k[i]/2.0)*n[i]*(k[i]/2.0);}
return -R*T*(x/(1-x))*s3;
}

double h_kj_kg(double T,double P,double x)
{
double hh=h(T,P,x);
return (1.0/(x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*hh/1000.0;
}

double h_kj_kgw(double T,double P,double w)
{
double x=mass_to_mole(w);
double hh=h(T,P,x);
return (1.0/(x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*hh;
}

double s_kj_kg(double T,double P,double x)
{
double ss=s(T,P,x);
return (1.0/(x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*ss/1000.0;
}

double ro_kg_m3(double T,double P,double x)
{
double ro=1.0/v(T,P,x);
```

```
return ((x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*ro;
}

double cp_kg_m3(double T,double P,double x)
{
double cpp=cp(T,P,x);
return (1.0/(x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*cpp/1000.0;
}

double hdil_kj_kg(double T,double P,double x)
{
double hdill= h_dil(T,P,x);
return  (1.0/(x*M_LICL+(1-x)*M_H2O))*hdill/1000.0;
}


double Troot(double h1,double T,double P,double w)
{
double M_LiCl=42.394;//kg/kmol
double M_H2O=18.015;//kg/kmol
double x=mass_to_mole(w);
double hh=h_kj_kg(T,P,x);
return (hh)-h1;
}

public double[] rootsearch(double h1,double a,double b,double dx,double w,double P)
{
double x1=a;
double x2=a+dx;
double f1=Troot(h1,x1,P,w);
double f2=Troot(h1,x2,P,w);
double[] x=new double[2];
x[0]=x1;
```

```
  x[1]=x2;
  while(f1*f2>0)
  {
if(x[0]>=b)
{x[0]=0;x[1]=0;}
  x[0]=x[1];
  f1=f2;
  x[1]=x[0]+dx;
  f2=Troot(h1,x[1],P,w);
  }
  return x;
  }

  public double Ts(double h1,double w,double P)
  {//newton_secand_bisection

  double tol=0.1;
  double maxiter=3000;
  double h=0.01;
  double dxx=0.01;
  double aa=273.15;
  double bb=400.00;
  double[] xx=rootsearch(h1,aa,bb,dxx,w,P);
  double x1=xx[0];
  double x2=xx[1];
  double f1=Troot(h1,x1,P,w);
  double f2=Troot(h1,x2,P,w);
    if(f1*f2>0)
  {System.out.println(" LB ts Tanımlanan aralıkta kök bulunmuyor");}
    double root=0;;
  if(f1==0)
  {root=x1;}
  if(f2==0)
```

```
{root=x2;}
double a;
double b;
if(f1<0)
{a=x1;b=x2;}
else
{a=x1;b=x2;}
double r=0.5*(x1+x2);
double dxold=Math.abs(x2-x1);
double dx=dxold;
double fr=Troot(h1,r,P,w);
double dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,P,w))+(8.0*Troot(h1,r+h,P,w))-(8.0*Troot(h1,r-
h,P,w))+Troot(h1,r-2.0*h,P,w))/(12*h);
double temp;
for(int j=1;j<maxiter;j++)
{
if(((((r-b)*dfr-fr)*((r-a)*dfr-fr))>0.0)||(Math.abs(2*fr)>Math.abs(dxold*dfr)))
{
        dxold=dx;
        dx=0.5*(b-a);
        r=a+dx;
if(a==r)
{root=r;}
else
{
        dxold=dx;
        dx=fr/dfr;
        temp=r;
        r-=dx;
    if(temp==r)
    {root=r;}
  }
}
```

```
        if(Math.abs(dx)<tol)
        {root=r;}
        fr=Troot(h1,r,P,w);
        dfr=((-1.0*Troot(h1,r+2.0*h,P,w))+(8.0*Troot(h1,r+h,P,w))-(8.0*Troot(h1,r-h,P,w))+Troot(h1,r-
        2.0*h,P,w))/(12*h);
        if(fr<0.0)
        {a=r;}
        else
        {b=r;}
 }
return root;
}}
```

Ek 5: moist_air.java
Nemli havanın termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

```
public class moist_air
{
          Gas1 g1=new Gas1("air");
          ref_CS3 rfcs=new ref_CS3();
          steam st=new steam();
          yashava yh=new yashava();
          final double Ma=29.00;// Kuru havanın moleküler ağırlığı
          final double Mv=18.00;//Su buharının moleküler ağırlığı
          final double SA=111;//K
          final double SV=961;//K

public double enthalpy_moist(double t,double P,double rh)
{
        // P -  bar
         // t - Celcius
        // rh – bağıl nem
        double[] prop=yh.property1("tdb_rh",t,rh,P);
        double w=prop[5];
        double h=((1.0029+5.4e-5*t)*t)+(2500.84+(1.856+2e-4*t)*t)*w;//kj/kg
        return h;
}

public double enthalpy_moistw(double t,double w)
{
          // t - Celcius
          // w mutlak nem
         double h=((1.0029+5.4e-5*t)*t)+(2500.84+(1.856+2e-4*t)*t)*w;//kj/kg
         return h;
}

public double enthalpy_moistwroot(double h1,double t,double w)
{
  // P -  bar
  // t - Celcius
  // rh – bağıl nem
        double h=((1.0029+5.4e-5*t)*t)+(2500.84+(1.856+2e-4*t)*t)*w;//kj/kg
        return h-h1;
}

public double[] rootsearch(double h1,double a,double b,double dx,double w)
{
          double x1=a;double x2=a+dx;
          double f1=enthalpy_moistwroot(h1,x1,w);
          double f2=enthalpy_moistwroot(h1,x2,w);

          double[] x=new double[2];
          x[0]=x1;
```

```
          x[1]=x2;
          while(f1*f2>0)
          {
             İf(x[0]>=b)
            {x[0]=0;x[1]=0;}
                x[0]=x[1];
            f1=f2;
               x[1]=x[0]+dx;
               f2=enthalpy_moistwroot(h1,x[1],w);
          }
return x;
}

double psat(double tsat)
{
  // tsat -  C
        double Tsat=tsat+273.15;
double[] nn={0.11670521452767e4,-0.72421316703206e6,-0.17073846940092e2,0.12020824702470e5,-
0.32325550322333e7,0.14915108613530e2,-0.48232657361591e4,0.40511340542057e6,-
0.23855557567849,0.65017534844798e3};
          double v=Tsat+(nn[8]/(Tsat-nn[9]));
          double A=v*v+nn[0]*v+nn[1];
         double B=nn[2]*v*v+nn[3]*v+nn[4];
          double C=nn[5]*v*v+nn[6]*v+nn[7];
          return Math.pow(((2.0*C)/(-B+Math.sqrt(B*B-4.0*A*C))),4.0)*1000.0; //  kpa!!!
}


public double Ta(double h1,double w)
{//newton_secand_bisection
          double tol=0.1;
          double maxiter=3000;
          double h=0.01;
          double dxx=0.01;
          double aa=0.0;
          double bb=200.0;
          double[] xx=rootsearch(h1,aa,bb,dxx,w);
          double x1=xx[0];
          double x2=xx[1];
          double f1=enthalpy_moistwroot(h1,x1,w);
          double f2=enthalpy_moistwroot(h1,x2,w);
          if(f1*f2>0)
          {System.out.println(" lb ta Tanımlanan aralıkta kök bulunmuyor");}
          double root=0;;
          if(f1==0)
          {root=x1;}
            if(f2==0)
          {root=x2;}
          double a;
          double b;
```

```
        if(f1<0)
        {a=x1;b=x2;}
        else
        {a=x1;b=x2;}
        double r=0.5*(x1+x2);
        double dxold=Math.abs(x2-x1);
        double dx=dxold;
        double fr=enthalpy_moistwroot(h1,r,w);
double          dfr=((-1.0*enthalpy_moistwroot(h1,r+2.0*h,w))+(8.0*enthalpy_moistwroot(h1,r+h,w))-
(8.0*enthalpy_moistwroot(h1,r-h,w))+enthalpy_moistwroot(h1,r-2.0*h,w))/(12*h);
double temp;
    for(int j=1;j<maxiter;j++)
   {
        if(((((r-b)*dfr-fr)*((r-a)*dfr-fr))>0.0)||(Math.abs(2*fr)>Math.abs(dxold*dfr)))
        {
          dxold=dx;
          dx=0.5*(b-a);
           r=a+dx;
         if(a==r)
         {root=r;}
            else
         {
          dxold=dx;
          dx=fr/dfr;
          temp=r;
          r-=dx;
         if(temp==r)
         {root=r;}
         }
    }

         if(Math.abs(dx)<tol)
        {root=r;}
         fr=enthalpy_moistwroot(h1,r,w);
dfr=((-1.0*enthalpy_moistwroot(h1,r+2.0*h,w))+(8.0*enthalpy_moistwroot(h1,r+h,w))-
(8.0*enthalpy_moistwroot(h1,r-h,w))+enthalpy_moistwroot(h1,r-2.0*h,w))/(12*h);
         if(fr<0.0)
         {a=r;}
         else
         {b=r;}
}
return root;
}


public double Cp_moist(double t,double P,double rh)
{
        double[] prop=yh.property1("tdb_rh",t,rh,P);
        double w=prop[5];
        return ((1.0029+5.4e-5*t)+(1.856+2e-4*t)*w)*1000;
```

```
}

public double Cp_moistw(double t,double w)
{return ((1.0029+5.4e-5*t)+(1.856+2e-4*t)*w)*1000;}

public double ro_moist(double t,double P,double rh)
{
	double[] prop=yh.property1("tdb_rh",t,rh,P);
	double w=prop[5];
	double ro_m=((1+w)/(461.56*(0.62198+w)))*((P*100000)/(t+273.15));
	return ro_m;
}

public double ro_moistw(double t,double w)
{
	double P=1.00;
	double ro_m=((1+w)/(461.56*(0.62198+w)))*((P*100000.0)/(t+273.15));
	return ro_m;
}

public double[] vis_moist(double t,double P,double rh)
{
	double[] prop=yh.property1("tdb_rh",t,rh,P);
	double w=prop[5];
	double T=t+273.15;
	double cc=647.27/T;
double vis_air=(0.40401+(0.074582*T)-(5.7171e-5*T*T)+(2.9928e-8*T*T*T)-(6.2524e-
12*T*T*T*T))/1e6;
	double nomin=Math.sqrt(1/cc);
	double denomin=0.0181583+(0.0177624*cc)+(0.0105287*cc*cc)-(0.0036744*cc*cc*cc);
	double vis_v=(nomin/denomin)*1e-6;
	double xm=1.61*w;
double
fiav=Math.pow((1+(Math.sqrt(vis_air/vis_v)*Math.pow((Mv/Ma),0.25))),2)/((2.82842712)*Math.sqrt(1+
(Ma/Mv)));
double fiva=Math.pow((1+(Math.sqrt(vis_v/vis_air) * Math.pow((Ma/Mv),0.25))),2) /
((2.82842712)*Math.sqrt(1+(Mv/Ma)));
	double vis=(vis_air/(1+fiav*xm))+(vis_v/(1+fiva/xm));
	double[] depo=new double[3];
	depo[0]=vis_air;
	depo[1]=vis_v;
	depo[2]=vis;

	return depo;
}

public double[] vis_moistw(double t,double w)
{
	double T=t+273.15;
	double cc=647.27/T;
```

```
double vis_air=(0.40401+(0.074582*T)-(5.7171e-5*T*T)+(2.9928e-8*T*T*T)-(6.2524e-12*T*T*T*T))/1e6;
        double nomin=Math.sqrt(1/cc);
        double denomin=0.0181583+(0.0177624*cc)+(0.0105287*cc*cc)-(0.0036744*cc*cc*cc);
        double vis_v=(nomin/denomin)*1e-6;
        double xm=1.61*w;
double fiav=Math.pow((1+(Math.sqrt(vis_air/vis_v)*Math.pow((Mv/Ma),0.25))),2) / ((2.82842712)*Math.sqrt(1+(Ma/Mv)));
double fiva = Math.pow((1+(Math.sqrt(vis_v/vis_air) * Math.pow((Ma/Mv),0.25))),2) / ((2.82842712)*Math.sqrt(1+(Mv/Ma)));
        double vis=(vis_air/(1+fiav*xm))+(vis_v/(1+fiva/xm));
        double[] depo=new double[3];
        depo[0]=vis_air;
        depo[1]=vis_v;
        depo[2]=vis;
        return depo;
}


public double k_moist(double t,double P,double rh)
{
        double[] prop=yh.property1("tdb_rh",t,rh,P);
        double w=prop[5];
        double T=t+273.15;
double ka=2.43714e-2+(7.83035e-5*t)-(1.94021e-8*t*t)+(2.85943e-12*t*t*t)-(2.61420e-14*t*t*t*t);
double kv=1.74822e-2+(7.69127e-5*t)-(3.23464e-7*t*t)+(2.59524e-9*t*t*t)-(3.17650e-12*t*t*t*t);double[] prp=g1.property(T,P);
        double kair=prp[14];
        double[] vist=vis_moist(t,P,rh);
        double visair=vist[0];
        double visvap=vist[1];
        double SAV=0.733*Math.sqrt(SA*SV);
        double alfa_av=(visair/visvap)*Math.pow((Mv/Ma),0.75)*((1+SA/T)/(1+SV/T));
        double beta_av=(1+SAV/T)/(1+SA/T);
        double AAV=0.25*alfa_av*beta_av;
        double alfa_va=(visvap/visair)*Math.pow((Ma/Mv),0.75)*((1+SV/T)/(1+SA/T));
        double beta_va=(1+SAV/T)/(1+SV/T);
        double AVA=0.25*alfa_va*beta_va;
        double wm=1.61*w;
        double k=(ka/(1+AAV*wm))+(kv/(1+AVA/wm));
        return k;
}

public double k_moistw(double t,double w)
{
        double T=t+273.15;
double ka=2.43714e-2 + (7.83035e-5*t) - (1.94021e-8*t*t) + (2.85943e-12*t*t*t) - (2.61420e-14*t*t*t*t);
double kv=1.74822e-2+(7.69127e-5*t)-(3.23464e-7*t*t)+(2.59524e-9*t*t*t)-(3.17650e-12*t*t*t*t);
      double[] vist=vis_moistw(t,w);
```

```
        double visair=vist[0];
        double visvap=vist[1];
        double SAV=0.733*Math.sqrt(SA*SV);
        double alfa_av=(visair/visvap)*Math.pow((Mv/Ma),0.75)*((1+SA/T)/(1+SV/T));
        double beta_av=(1+SAV/T)/(1+SA/T);
        double AAV=0.25*alfa_av*beta_av;
        double alfa_va=(visvap/visair)*Math.pow((Ma/Mv),0.75)*((1+SV/T)/(1+SA/T));
        double beta_va=(1+SAV/T)/(1+SV/T);
        double AVA=0.25*alfa_va*beta_va;
        double wm=1.61*w;
        double k=(ka/(1+AAV*wm))+(kv/(1+AVA/wm));
        return k;
}


public double Pr(double t,double P,double rh)
{
        double k=k_moist(t,P,rh);
        double cp=Cp_moist(t,P,rh)*1000;
        double[] viss=vis_moist(t,P,rh);
        double vs=viss[2];
        return vs*cp/k;
}

public double Pr_wa(double t,double w)
{
        double ka=k_moistw(t,w);
        double viss[]=vis_moistw(t,w);
        double visa=viss[2];
        double Cpa=Cp_moistw(t,w);
        return visa*Cpa/ka;
}

}
```

Ek 6: water_sat.java

Doymuş durumdaki suyun termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

```
public class water_sat
{
//T(K)
        double Tsatval[] = {273.15, 275.0, 280.0, 285.0, 290.0, 295.0, 300.0, 305.0, 310.0, 315.0, 320.0,
        325.0, 330.0, 335.0, 340.0, 345.0, 350.0, 355.0, 360.0, 365.0, 370.0, 373.15, 375.0, 380.0, 385.0,
        390.0, 400.0, 410.0,420.0,430.0,440.0,450.0,460.0,470.0,480.0,490.0,500.0};
//kpa
        double Psatval[]={0.611, 0.697, 0.990, 1.387, 1.917, 2.617, 3.531, 4.712, 6.221, 8.132, 10.53,
        13.51, 17.19, 21.67, 27.13, 33.72, 41.63, 51.00, 62.09, 75.14, 90.40, 101.33, 108.15, 128.69,
        152.33, 179.4, 245.5, 330.2,437.0,569.9,733.3,931.9,1171.0,1455.0,1790.0,2183.0,2640.0};
//m3/kg
        double vfval[]={1.000e-3, 1.000e-3, 1.000e-3, 1.000e-3, 1.001e-3, 1.002e-3, 1.003e-3, 1.005e-3 ,
        1.007e-3, 1.009e-3, 1.011e-3, 1.013e-3, 1.016e-3, 1.018e-3, 1.021e-3, 1.024e-3, 1.027e-3, 1.030e-
        3 , 1.034e-3, 1.038e-3, 1.041e-3, 1.044e-3, 1.045e-3, 1.049e-3, 1.053e-3, 1.058e-3, 1.067e-3,
        1.077e-3, 1.088e-3, 1.099e-3, 1.110e-3, 1.123e-3, 1.137e-3, 1.152e-3, 1.167e-3, 1.184e-3, 1.203e-
        3};
//m3/kg
        double vgval[] = {206.3, 181.7, 130.4, 99.4, 69.7, 51.94, 39.13, 29.74, 22.93, 17.82, 13.98, 11.06,
        8.82 ,7.09, 5.74, 4.683, 3.846, 3.180, 2.645, 2.212, 1.861, 1.679, 1.574, 1.337, 1.142, 0.980, 0.731,
        0.553, 0.425, 0.331, 0.261, 0.208, 0.167, 0.136, 0.111, 0.0922, 0.0766};
//J/kg
        double hfgval[]={ 2502e3 ,2497e3, 2485e3, 2473e3, 2461e3, 2449e3, 2438e3, 2426e3, 2414e3,
        2402e3, 2390e3, 2378e3, 2366e3, 2354e3, 2342e3, 2329e3, 2317e3, 2304e3, 2291e3, 2278e3,
        2265e3, 2257e3, 2252e3, 2239e3, 2225e3, 2212e3, 2183e3, 2153e3, 2123e3, 2091e3, 2059e3,
        2024e3, 1989e3, 1951e3, 1912e3, 1870e3, 1825e3};
//J/kgK
        double cpfval[]={ 4.217e3, 4.211e3, 4.198e3, 4.189e3, 4.184e3, 4.181e3, 4.179e3, 4.178e3,
        4.178e3, 4.179e3, 4.180e3, 4.182e3, 4.184e3, 4.186e3, 4.188e3, 4.191e3, 4.195e3, 4.199e3,
        4.203e3, 4.209e3, 4.214e3, 4.217e3, 4.220e3, 4.226e3, 4.232e3, 4.239e3, 4.256e3, 4.278e3,
        4.302e3, 4.331e3, 4.36e3, 4.40e3, 4.44e3, 4.48e3, 4.53e3, 4.59e3, 4.66e3};
```

```
//J/kgK
        double cpgval[]={1.854e3, 1.855e3, 1.858e3, 1.861e3, 1.864e3, 1.868e3, 1.872e3, 1.877e3,
        1.882e3, 1.888e3, 1.895e3, 1.903e3, 1.911e3, 1.920e3, 1.930e3, 1.941e3, 1.954e3, 1.968e3,
        1.983e3, 1.999e3, 2.017e3, 2.029e3, 2.036e3, 2.057e3, 2.080e3, 2.104e3, 2.158e3, 2.221e3,
        2.291e3, 2.369e3, 2.46e3, 2.56e3, 2.68e3, 2.79e3, 2.94e3, 3.10e3, 3.27e3};
//Pa.s
        double visfval[]={ 1750e-6, 1652e-6, 1422e-6, 1225e-6, 1080e-6, 959e-6, 855e-6, 769e-6, 695e-
        6,631e-6, 577e-6, 528e-6, 489e-6, 453e-6, 420e-6, 389e-6, 365e-6, 343e-6, 324e-6, 306e-6, 289e-
        6, 279e-6,  274e-6, 260e-6, 248e-6, 237e-6, 217e-6, 200e-6, 185e-6, 173e-6, 162e-6, 152e-6, 143e-
        6, 136e-6, 129e-6, 124e-6, 118e-6};
//Pa.s
        double visgval[]={8.02e-6, 8.09e-6, 8.29e-6, 8.49e-6, 8.69e-6, 8.89e-6, 9.09e-6, 9.29e-6, 9.49e-6,
        9.69e-6, 9.89e-6, 10.09e-6, 10.29e-6, 10.49e-6, 10.69e-6, 10.89e-6, 11.09e-6, 11.29e-6, 11.49e-6,
        11.69e-6, 11.89e-6, 12.02e-6, 12.09e-6, 12.29e-6, 12.49e-6, 12.69e-6, 13.05e-6, 13.42e-6, 13.79e-
        6 , 14.14e-6, 14.50e-6, 14.85e-6, 15.19e-6, 15.54e-6, 15.88e-6, 16.23e-6, 16.59e-6};
//W/(mK)
        double kfval[]={569e-3, 574e-3, 582e-3, 590e-3, 598e-3, 606e-3, 613e-3, 620e-3, 628e-3, 634e-3,
        640e-3, 645e-3, 650e-3, 656e-3, 660e-3, 664e-3, 668e-3, 671e-3, 674e-3, 677e-3, 679e-3, 680e-
        3,681e-3, 683e-3, 685e-3, 686e-3, 688e-3, 688e-3, 688e-3, 685e-3, 682e-3, 678e-3, 673e-3, 667e-
        3, 660e-3, 651e-3, 642e-3};
//W/(mK)
        double kgval[]={18.2e-3, 18.3e-3, 18.6e-3, 18.9e-3, 19.3e-3, 19.5e-3, 19.6e-3, 20.1e-3, 20.4e-3,
        20.7e-3, 21.0e-3, 21.3e-3, 21.7e-3, 22.0e-3, 22.3e-3, 22.6e-3, 23.0e-3, 23.3e-3, 23.7e-3, 24.1e-3,
        24.5e-3, 24.8e-3, 24.9e-3, 25.4e-3, 25.8e-3, 26.3e-3, 27.2e-3, 28.2e-3, 29.8e-3, 30.4e-3, 31.7e-3,
        33.1e-3, 34.6e-3, 36.3e-3, 38.1e-3, 40.1e-3, 42.3e-3};


 public double[] gausswithpartialpivot(double a[][],double b[])
  { //Gauss elimination with partial pivoting
          int n=b.length;
       double x[]=new double[n];
       double carpan=0;
       double toplam=0;
```

```
        double buyuk;
        double dummy=0;
//gauss elimination
        int i,j,k,p,ii,jj;
        for(k=0;k<(n-1);k++)
{       //partial pivoting
          p=k;
          buyuk=Math.abs(a[k][k]);
          for(ii=k+1;ii<n;ii++)
          {  dummy=Math.abs(a[ii][k]);
                        if(dummy > buyuk) {buyuk=dummy;p=ii;}
                }
        if(p!=k)
        { for(jj=k;jj<n;jj++)
          { dummy=a[p][jj];
            a[p][jj]=a[k][jj];
            a[k][jj]=dummy;
          }
          dummy=b[p];
          b[p]=b[k];
          b[k]=dummy;
        }
        //
  for(i=k+1;i<n;i++)
  {  carpan=a[i][k]/a[k][k];
     a[i][k]=0;
     for(j=k+1;j<n;j++)
     {   a[i][j]-=carpan*a[k][j]; }
         b[i]   =b[i]   -carpan*b[k];
       }
}
//backward substitution
x[n-1]=b[n-1]/a[n-1][n-1];
```

```
 for(i=n-2;i>=0;i--)
 {
  toplam=0;
  for(j=i+1;j<n;j++)
  {  toplam+=a[i][j]*x[j];}
  x[i]=(b[i]-toplam)/a[i][i];
 }
 return x;
}

public  double[] PolynomialLSQ(double xi[],double yi[],int n)
{ //Polynomial least square
          int l=xi.length;
          int i,j,k;
          int np1=n+1;
          double A[][];
          A=new double[np1][np1];
          double B[];
          B=new double[np1];
          double X[];
          X=new double[np1];
          for(i=0;i<n+1;i++)
         {  for(j=0;j<n+1;j++)
          {if(i==0 && j==0) A[i][j]=1;
         else  for(k=0;k<l;k++) A[i][j] += Math.pow(xi[k],(i+j));
         }
         for(k=0;k<l;k++) { if(i==0)  B[i]+= yi[k];
                   else       B[i] += Math.pow(xi[k],i)*yi[k];}
           }
          X=gausswithpartialpivot(A,B);
          double max=0;
          for(i=0;i<n+1;i++)
           if(Math.abs(X[i]) > max) max = Math.abs(X[i]);
```

```
        for(i=0;i<n+1;i++)
         if((Math.abs(X[i]/max) > 0) && (Math.abs(X[i]/max) < 1.0e-100)) X[i]=0;
        return X;
}

public  double funcPolynomialLSQ(double e[],double x)
{
        // this function calculates the value of
        // least square curve fitting function
        int n=e.length;
        double ff;
        if(n!=0.0)
       { ff=e[n-1];
      for(int i=n-2;i>=0;i--)
       { ff=ff*x+e[i]; }
      }
        else
      ff=0;
        return ff;
}

public double P(double T)
{
        double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,Psatval,30);
        return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double vf(double T)
{
        double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,vfval,30);
        return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}
```

```
public double rof(double T)
{
	return 1.0/vf(T);
}

public double vg(double T)
{
	double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,vgval,30);
	return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double hfg(double T)
{
	double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,hfgval,30);
	return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double cpf(double T)
{
	double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,cpfval,30);
	return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double cpg(double T)
{
	double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,cpgval,30);
	return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double visf(double T)
{
	double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,visfval,30);
	return funcPolynomialLSQ(aa,T);
```

```
}

public double visg(double T)
{
        double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,visgval,30);
        return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double kf(double T)
{
        double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,kfval,30);
        return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double kg(double T)
{
        double aa[]=PolynomialLSQ(Tsatval,kgval,30);
        return funcPolynomialLSQ(aa,T);
}

public double Prf(double T)
{
        return visf(T)*cpf(T)/kf(T);
}

public double Prg(double T)
{
        return visg(T)*cpg(T)/kg(T);
}

}
```

Ek 7 : yashava.java

Yaş havanın termodinamik özelliklerini hesaplayan bilgisayar simulasyonu

```
import java.lang.Integer;
import java.awt.*;
import java.awt.event.*;
import java.awt.font.*;
import java.awt.geom.*;
import java.awt.image.*;
import javax.swing.*;
import java.util.Locale;
import java.text.*;

public class yashava
{
  Gas1 a;
  steam s;
  final String u[]={"SI","EN"};
  String unit;
  final double c=0.6219705;
  boolean SI=true;

  public yashava()
  {
  a=new Gas1("air");
  s=new steam();
  unit=u[0];
  a.mole=false;
  }

  public void setUnit(boolean x)
  { if(x) {unit=u[0];} else {unit=u[1];}
    s.setUnit(x);a.SI=x;
```

```
}

public void setUnit(String x)
{ if(x.equals("EN")) {unit=u[1];SI=false;a.SI=false;} else {unit=u[0];SI=true;a.SI=true;}s.setUnit(x);}

public double[] property1(String si, double v1, double v2, double P)
{
double aa[]=new double[14];
double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
if     (si.equals("tdb_twb"))  {aa=tdb_twb(v1,v2,P);}
else if(si.equals("tdb_rh"))   {aa=tdb_rh(v1,v2,P);}
else if(si.equals("w_rh"))     {aa=w_rh(v1,v2,P);}
else if(si.equals("w_h"))      {aa=w_h(v1,v2,P);}
else if(si.equals("tdb_dos"))  {aa=tdb_dos(v1,v2,P);}
else if(si.equals("tdb_w"))    {aa=tdb_w(v1,v2,P);}
else if(si.equals("tdb_pv"))   {aa=tdb_pv(v1,v2,P); }
else if(si.equals("tdb_tdew")) {aa=tdb_tdew(v1,v2,P); }
else if(si.equals("tdb_h"))    {aa=tdb_h(v1,v2,P);}
return aa;
}

public double[] property(String si, double v1, double v2, double P)
{
//options for string s: "tdb_twb"  kuru termometre - yaş termometre sıcaklığı
//                      "tdb_rh"   kuru termometre sıcaklığı - bağıl nem
//                      "tdb_w"    kuru termometre sıcaklığı - özgül nem
//                      "tdb_tdew" kuru termometre sıcaklığı - çiğ noktası sıcaklığı
//                      "tdb_pv"   kuru termometre sıcaklığı - su buharı basıncı
//                      "tdb_dos"  kuru termometre sıcaklığı - degree of saturation
//                      "tdb_h"    kuru termometre sıcaklığı - entalpi
//                      "tdb_s"    kuru termometre sıcaklığı - entropi
//                      "w_rh"     özgül nem    - bağıl humifdity
```

```
  //                  "w_h"      özgül nem    -  entalpi
  double aa[]=new double[14];
  double bb[]=new double[15];
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  if     (si.equals("tdb_twb"))  {aa=tdb_twb(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("tdb_rh"))   {aa=tdb_rh(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("w_rh"))     {aa=w_rh(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("w_h"))      {aa=w_h(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("tdb_dos"))  {aa=tdb_dos(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("tdb_w"))    {aa=tdb_w(v1,v2,P);}
  else if(si.equals("tdb_pv"))   {aa=tdb_pv(v1,v2,P); }
  else if(si.equals("tdb_tdew")) {aa=tdb_tdew(v1,v2,P); }
  else if(si.equals("tdb_h"))    {aa=tdb_h(v1,v2,P);}
  for(int i=0;i<aa.length;i++) bb[i]=aa[i];
  if(si.equals("tdb_twb")) bb[14]=v2;
  else bb[14]=twb(bb[1],bb[5],P);
  return bb;
  }

public double[] tdb_twb(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and yaş termometre sıcaklığı
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  if(v2 >= v1) {v2=v1;aa=tdb_rh(v1,1.0,P);return aa;}
  double sp[]=s.property("tx",v2,1.0);//doymuş buhar at yaş termometre temperatur
  //sp[0] p
  //sp[1] t
  //sp[2] v
  //sp[3] h
  //sp[4] u
```

```
//sp[5] s
double ws=c*sp[0]/(P-sp[0]);
double hsg=sp[3];
double sp1[]=s.property("tx",v2,0.0);//doymuş sıvı at yaş termometre sıcaklığı
double hsf=sp1[3];
double hsfg=hsg-hsf;
double sp2[]=s.property("tx",v1,1.0);//doymuş buhar at kuru termometre temp. first iteration
double pvs=sp2[0];
double t=sp2[1];
double hg=sp2[3];
//first iteration use hg(saturation) instead of hv(superheated)
double ap[]=a.property((v1+tt),P);
double ap1[]=a.property(tt,P);
double ha=ap[3]-ap1[3];
double sa=ap[5]-ap1[5];
double ap2[]=a.property((v2+tt),P);
double has=ap2[3]-ap1[3];
double w=(ws*hsfg-(ha-has))/(hg-hsf);
double pv=w/c*P/(1.0+w/c);
double Pa=P-pv;
ap=a.property((v1+tt),P);
double sp3[]=s.property("tp",v1,pv);
double hv=sp3[3];
double sv=sp3[5];
w=(ws*hsfg-(ha-has))/(hv-hsf);
pv=w/c*P/(1.0+w/c);
Pa=P-pv;
double tdb=v1;
double sp4[]=s.property("tp",v1,pv);
hv=sp4[3];
sv=sp4[5];
//çiğ noktası
double sp5[]=s.property("px",pv,1.0);
```

```
  double tdp=sp5[1];
  double rh=pv/pvs;
  ws=c*pvs/(P-pvs);
  double dos=w/ws;
  double h=ha+w*hv;
  double s=sa+w*sv;
  h=ha+w*hv;
  s=sa+w*sv;
  ws=c*pv/Pa;
  aa[0]=P;
  aa[1]=t;
  aa[2]=ap[2];
  aa[3]=pv;
  aa[4]=Pa;
  aa[5]=w;
  aa[6]=rh;
  aa[7]=dos;
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;
  return aa;
  }

public double f_twb(double Tdb,double w0,double P,double Twb)
{
  //basic yaş termometre definition function
  double aa[]=new double[14];
  aa=tdb_w(Tdb,w0,P);
  double h1=aa[8];
  double w1=aa[5];
```

```
 aa=tdb_rh(Twb,1.0,P);
 double h2=aa[8];
 double w2=aa[5];
 double sp1[]=s.property("tx",Twb,0.0);//saturated water
 double hsf=sp1[3]; // saturated water at wet bub sıcaklığı
 return h1+(w2-w1)*hsf-h2;
 }

public double twb(double tdb,double w0,double P)
{
// x in f(x)=0 bracket xl and xu is given
// false position method
// function should be supplied
// defination of variables :
// xl : lower guess
// xu : upper guess
// xr : root estimate
// ea :approximate error
// maxit : maximum iterations
// iter  : number of iteration
double aa[]=new double[14];
aa=tdb_w(tdb,w0,P);
//this bracket always satisfied
double xl=aa[7];
double xu=tdb;
double test;
double xr=0;
double es,ea;
double fxl,fxr,fxu;
int iter=0;
int maxit=10;
int sign1,sign2;
es=0.0001;
```

```
ea=1.1*es;
fxu= f_twb(tdb,w0,P,xu);
fxl= f_twb(tdb,w0,P,xl);
fxr=1.0;
//false position method iteration
while((fxr>es)&&(iter<maxit))
{
iter++;
if((xl+xu)!=0)
xr=xu-fxu*(xl-xu)/(fxl-fxu);
fxr= f_twb(tdb,w0,P,xr);
sign1=(int)(fxl/Math.abs(fxl));
sign2=(int)(fxr/Math.abs(fxr));
//System.out.println("*****iter="+iter+"  xl="+xl+"  fxl="+fxl+"  xu="+xu+"  fxu="+fxu+"  xr="+xr+"
fxr="+fxr);
if(sign1==sign2) {xl=xr;fxl=fxr;}
else          {xu=xr;fxu=fxr;}
//System.out.println("iter="+iter+"  xl="+xl+"  fxl="+fxl+"  xu="+xu+"  fxu="+fxu+"  xr="+xr+"
fxr="+fxr+" sign1="+sign1+" sign2="+sign2);
test= fxl*fxr;
//System.out.println("xl="+xl+"xr="+xr+"xu="+xu+"fxl="+fxl+"fxr="+fxr);
if(test==0.0)      ea=0;
else if(test<0.0)  xu=xr;
else               xl=xr;
} //end of while
return xr;
}

public double[] tdb_rh(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and bağıl nem
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
```

```
double aa[]=new double[14];
double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
double pvs=sp[0];
double pv=pvs*v2;
double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
double tdp=sp4[1];
double ws=c*pvs/(P-pvs);
double w=c*pv/(P-pv);
double sp1[];
if(v2>0.9999) sp1=sp;
else
  sp1=s.property("tp",v1,pv);
double hg=sp1[3];
double Pa=P-pv;
double ap[]=a.property((v1+tt),Pa);
double ap1[]=a.property(tt,Pa);
double ha=ap[3]-ap1[3];
double sa=ap[5]-ap1[5];
double rh=v2;
double dos=w/ws;
double hv=sp1[3];
double sv=sp1[5];
double h=ha+w*hv;
double s=sa+w*sv;
aa[0]=P;
aa[1]=v1;
aa[2]=ap[2];
aa[3]=pv;
aa[4]=Pa;
aa[5]=w;
aa[6]=rh;
aa[7]=dos;
aa[8]=h;
```

```
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  return aa;
}

public double[] w_rh(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and bağıl nem
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  double w=v1;
  double rh=v2;
  double pv=w/c*P/(1.0+w/c);
  double pvs=pv/rh;
  double sp[]=s.property("px",pvs,1.0);
  double t=sp[1];
  double sp1[]=s.property("tp",t,pv);
  double hv=sp1[3];
  double sv=sp1[5];
  double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
  double tdp=sp4[1];
  double ws=c*pvs/(P-pvs);
  double Pa=P-pv;
  double ap[]=a.property((t+tt),Pa);
  double ap1[]=a.property(tt,Pa);
  double ha=ap[3]-ap1[3];
  double sa=ap[5]-ap1[5];
  double dos=w/ws;
```

```
  double h=ha+w*hv;
  double s=sa+w*sv;
  aa[0]=P;
  aa[1]=t;
  aa[2]=ap[2];
  aa[3]=pv;
  aa[4]=Pa;
  aa[5]=w;
  aa[6]=rh;
  aa[7]=dos;
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  return aa;
}

public double[] w_h(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and yaş termometre sıcaklığı
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  double w=v1;
  double h=v2;
  if(w==0)
     {
     double pv=0;
     double Pa=P;
     double t0=h/1.005;
```

```
    double t1=t0+0.1;
    double ap[]=a.property((t0+tt),Pa);
    double ap1[]=a.property(tt,Pa);
    Cpa=ap[9];
//first guess for t;
   Cp=Cpa;
   double t=h/Cp;
   double ha=ap[3]-ap1[3];
   double hv=0;
   double sa=ap[5]-ap1[5];
   double tdp=t;
   double rh=0;
   double ws=0;
   double dos=0;
   double s=sa;
   aa[0]=P;
   aa[1]=t;
   aa[2]=ap[2];
   aa[3]=pv;
   aa[4]=Pa;
   aa[5]=w;
   aa[6]=rh;
   aa[7]=dos;
   aa[8]=h;
   aa[9]=s;
   aa[10]=tdp;
   aa[11]=ha;
   aa[12]=0;
   aa[13]=w*hv;

}
else
{
```

```
double pv=w/c*P/(1.0+w/c);
double Pa=P-pv;
double sp[]=s.property("px",pv,1.0);
double t0=sp[1];
//System.out.println("to = "+t0);
double t1=t0+0.1;
hg0=sp[3];
double ap[]=a.property((t0+tt),Pa);
double ap1[]=a.property(tt,Pa);
Cpa=ap[9];
sp=s.property("tx",t1,1.0);
double hg1=sp[3];
Cpw=(hg1-hg0)/0.1;
//first guess for t;
Cp=Cpa+w*Cpw;
double t=(h-w*hg0+Cpw*t0*w)/Cp;
ap=a.property((t+tt),Pa);
Cpa=ap[9];
sp=s.property("tx",t,1.0);
t0=t;
hg0=sp[3];
//System.out.println("t0=t"+t0);
t1=t0+0.1;
sp=s.property("tx",t1,1.0);
hg1=sp[3];
Cpw=(hg1-hg0)/0.1;
Cp=Cpa+w*Cpw;
t=t=(h-w*hg0+Cpw*t0*w)/Cp;
//System.out.println("t last correction ="+t);
double ha=ap[3]-ap1[3];
double sa=ap[5]-ap1[5];
sp=s.property("tp",t,pv);
double hv=sp[3];
```

```
  double sv=sp[5];
  double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
  double tdp=sp4[1];
  double sp1[]=s.property("tx",t,1.0);
  double pvs=sp1[0];
  double rh=pv/pvs;
  double ws=c*pvs/(P-pvs);
  double dos=w/ws;
  double s=sa+w*sv;
  aa[0]=P;
  aa[1]=t;
  aa[2]=ap[2];
  aa[3]=pv;
  aa[4]=Pa;
  aa[5]=w;
  aa[6]=rh;
  aa[7]=dos;
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  }
return aa;
}

public double[] tdb_dos(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and degree of saturation
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
```

```
double aa[]=new double[14];
double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
double pvs=sp[0];
double ws=c*pvs/(P-pvs);
double w=v2*ws;
double pv=w/c*P/(1+w/c);
double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
double tdp=sp4[1];
double sp1[];
  if(v2>0.9999) sp1=sp;
else
  sp1=s.property("tp",v1,pv);
double hg=sp1[3];
double ap[]=a.property((v1+tt),P);
double ap1[]=a.property(tt,P);
double ha=ap[3]-ap1[3];
double sa=ap[5]-ap1[5];
double rh=pv/pvs;
double dos=w/ws;
double hv=sp1[3];
double sv=sp1[5];
double h=ha+w*hv;
double s=sa+w*sv;
double Pa=P-pv;
ap=a.property((v1+tt),Pa);
aa[0]=P;
aa[1]=v1;
aa[2]=ap[2];
aa[3]=pv;
aa[4]=Pa;
aa[5]=w;
aa[6]=rh;
aa[7]=dos;
```

```
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  return aa;
}

public double[] tdb_w(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and degree of saturation
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  //w check : w can not be bigger than saturated air
  aa=tdb_rh(v1,1.0,P);
  if(v2>aa[5]) v2=aa[5]; //w can not be bigger than saturated air
  double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
  double pvs=sp[0];
  double w=v2;
  double pv=w/c*P/(1.0+w/c);
  double rh=pv/pvs;
  double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
  double tdp=sp4[1];
  double ws=c*pvs/(P-pvs);
  double sp1[]=s.property("tp",v1,pv);
  double hg=sp1[3];
  double ap[]=a.property((v1+tt),P);
  double ap1[]=a.property(tt,P);
  double ha=ap[3]-ap1[3];
  double sa=ap[5]-ap1[5];
```

```
  double dos=w/ws;
  double hv=sp1[3];
  double sv=sp1[5];
  double h=ha+w*hv;
  double s=sa+w*sv;
  double Pa=P-pv;
  ap=a.property((v1+tt),Pa);
  aa[0]=P;
  aa[1]=v1;
  aa[2]=ap[2];
  aa[3]=pv;
  aa[4]=Pa;
  aa[5]=w;
  aa[6]=rh;
  aa[7]=dos;
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  return aa;
}

public double[] tdb_pv(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and vapor pressure
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
  double pvs=sp[0];
```

```
double pv=v2;
double w=c*pv/(P-pv);
double rh=pv/pvs;
double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
double tdp=sp4[1];
double ws=c*pvs/(P-pvs);
double sp1[]=s.property("tp",v1,pv);
double hg=sp1[3];
double ap[]=a.property((v1+tt),P);
double ap1[]=a.property(tt,P);
double ha=ap[3]-ap1[3];
double sa=ap[5]-ap1[5];
double dos=w/ws;
double hv=sp1[3];
double sv=sp1[5];
double h=ha+w*hv;
double s=sa+w*sv;
double Pa=P-pv;
ap=a.property((v1+tt),Pa);
aa[0]=P;
aa[1]=v1;
aa[2]=ap[2];
aa[3]=pv;
aa[4]=Pa;
aa[5]=w;
aa[6]=rh;
aa[7]=dos;
aa[8]=h;
aa[9]=s;
aa[10]=tdp;
aa[11]=ha;
aa[12]=hv;
aa[13]=w*hv;
```

```
  return aa;
}

public double[] tdb_tdew(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and vapor pressure
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
  double pvs=sp[0];
  double sp1[]=s.property("tx",v2,1.0);
  double pv=sp1[0];
  double tdp=v2;
  double w=c*pv/(P-pv);
  double rh=pv/pvs;
  double ws=c*pvs/(P-pvs);
  double sp2[]=s.property("tp",v1,pv);
  double hg=sp2[3];
  double ap[]=a.property((v1+tt),P);
  double ap1[]=a.property(tt,P);
  double ha=ap[3]-ap1[3];
  double sa=ap[5]-ap1[5];
  double dos=w/ws;
  double hv=sp1[3];
  double sv=sp1[5];
  double h=ha+w*hv;
  double s=sa+w*sv;
  double Pa=P-pv;
  ap=a.property((v1+tt),Pa);
  aa[0]=P;
  aa[1]=v1;
```

```
  aa[2]=ap[2];
  aa[3]=pv;
  aa[4]=Pa;
  aa[5]=w;
  aa[6]=rh;
  aa[7]=dos;
  aa[8]=h;
  aa[9]=s;
  aa[10]=tdp;
  aa[11]=ha;
  aa[12]=hv;
  aa[13]=w*hv;

  return aa;
}

public double[] tdb_h(double v1,double v2,double P)
{
  //kuru termometre sıcaklığı and vapor pressure
  double tt,Cpa,Cpw,hg0,Cp;
  if(a.SI){tt=273.15;} else {tt=459.67;};
  double aa[]=new double[14];
  double sp[]=s.property("tx",v1,1.0);
  double hg=sp[3];
  double pvs=sp[0];
  double ap[]=a.property((v1+tt),P);
  double ap1[]=a.property(tt,P);
  double ha=ap[3]-ap1[3];
  double sa=ap[5]-ap1[5];
  double h=v2;
  double w=(h-ha)/hg;
  double pv=w/c*P/(1.0+w/c);
  double rh=pv/pvs;
```

```
 double sp4[]=s.property("px",pv,1.0);
 double tdp=sp4[1];
 double ws=c*pvs/(P-pvs);
 double sp1[]=s.property("tp",v1,pv);
 double dos=w/ws;
 double hv=sp1[3];
 double sv=sp1[5];
 double s=sa+w*sv;
 double Pa=P-pv;
 ap=a.property((v1+tt),Pa);
 aa[0]=P;
 aa[1]=v1;
 aa[2]=ap[2];
 aa[3]=pv;
 aa[4]=Pa;
 aa[5]=w;
 aa[6]=rh;
 aa[7]=dos;
 aa[8]=h;
 aa[9]=s;
 aa[10]=tdp;
 aa[11]=ha;
 aa[12]=hv;
 aa[13]=w*hv;

 return aa;
}



public String toString(String si, double v1, double v2, double P)
{
   String s1[][]=toString1(si,v1,v2,P);
```

```
  String ss="";
  for(int i=0;i<15;i++)
  {ss+=s1[i][0]+s1[i][1]+s1[i][2]+"\n";}
  return ss;
}

public String[][] toString1(String si, double v1, double v2, double P)
{
String s1[][]=new String[15][3];
s1[0][0]="    P,_basınç_____ ";
s1[1][0]="T,_kuru_termometre_sıcaklığı ";
s1[2][0]="v,_kuru_hava_özgül_hacim___ ";
s1[3][0]="Pv_su_buharı_kısmi_basıncı_ ";
s1[4][0]="Pa_hava_kısmi_basıncı_____ ";
s1[5][0]="w,_özgül_nem_____ ";
s1[6][0]="rh,_bağıl_nem_____ ";
s1[7][0]="dos,doygunluk_derecesi_____ ";
s1[8][0]="h_enthalpi_____ ";
s1[9][0]="s,_entropi_____ ";
s1[10][0]="tdew,çiğ_noktası_sıcaklığı ";
s1[11][0]="ha,_kuru_havanın_entalpisi_____ ";
s1[12][0]="hv,_su_buharının_entalpisi____ ";
s1[13][0]="hv*w,_duyulur_enthalpi_____ ";
s1[14][0]="T_yaş_hava_sıcaklığı_____ ";
  if(SI)
  {
s1[0][2]="   _bar_____ ";
s1[1][2]="_derece_C_____ ";
s1[2][2]="_m^3/kg_____ ";
s1[3][2]="_bar_____ ";
s1[4][2]="_bar_____ ";
s1[5][2]="_kg_buhar/kg_kuru_hava___ ";
s1[6][2]="_____ ";
```

```
s1[7][2]="_____ ";
s1[8][2]="_KJ/kg_kuru_hava_____ ";
s1[9][2]="_KJ/kg_kuru_hava_K_____ ";
s1[10][2]="_deg_C_____ ";
s1[11][2]="_KJ/kg_kuru_hava_____ ";
s1[12][2]="_KJ/kg_kuru_hava_____ ";
s1[13][2]="_KJ/kg_kuru_hava_____ ";
s1[14][2]="_derece_C_____ ";
}
  else
  {
  s1[0][2]=" lbf/in^2, psia      ";
  s1[1][2]=" derece F             ";
  s1[2][2]=" ft^3/lbmass kuru_hava ";
  s1[3][2]=" lbf/in^2, psia      ";
  s1[4][2]=" lbf/in^2, psia      ";
  s1[5][2]=" lbm vapor/lbm kuru_hava ";
  s1[6][2]="   ";
  s1[7][2]="   ";
  s1[8][2]=" BTU/lbmole kuru_hava   ";
  s1[9][2]=" BTU/lbmole kuru_hava R ";
  s1[10][2]="derece F";
  s1[11][2]=" BTU/lbmole kuru_hava   ";
  s1[12][2]=" BTU/lbmole kuru_hava   ";
  s1[13][2]=" BTU/lbmole kuru_hava   ";
  s1[14][2]=" derece F             ";
  }
  double pp[]=property(si,v1,v2,P);
  for(int i=0;i<15;i++)
  {s1[i][1]=toString(pp[i],23,14);}
  return s1;
}
 public static String toString(double left, int w, int d)
```

```
// converts a double to a string with given width and decimals.
{
      NumberFormat df=NumberFormat.getInstance(Locale.US);
      df.setMaximumFractionDigits(d);
  df.setMinimumFractionDigits(d);
  df.setGroupingUsed(false);
  String s = df.format(left);
  while (s.length() < w)
    s = " " + s;
  if (s.length() > w)
  {
     s = "";
     for (int i=0; i<w; i++)
       s = s + "-";
  }
  return s}}}
```