



POLİTEKNİK DERGİSİ

*JOURNAL of POLYTECHNIC*

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.org.tr/politeknik>



# Tek fazlı R600a soğutkan akışı için mikrokanaal eşanjörün matematiksel modellemesi

## *The determination of the thermal characteristics of the microchannel heat exchangers for single-phase R600a flow*

*Yazar(lar) (Author(s)):* Anıl BAŞARAN<sup>1</sup>, Ali YURDDAŞ<sup>2</sup>

*ORCID<sup>1</sup>:* 0000-0003-0651-1453

*ORCID<sup>2</sup>:* 0000-0002-4683-142X

**Bu makaleye şu şekilde atıfta bulunabilirsiniz (To cite to this article):** Başaran A., Yurddaş A., “Tek fazlı R600a soğutkan akışı için mikrokanaal eşanjörün matematiksel modellemesi”, *Politeknik Dergisi*, 24(3): 797-810, (2021).

**Erişim linki (To link to this article):** <http://dergipark.org.tr/politeknik/archive>

**DOI:** 10.2339/politeknik.719887

# Tek Fazlı R600a Soğutkan Akışı için Mikrokanal Eşanjörün Matematiksel Modellemesi

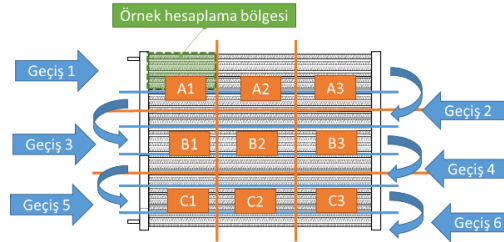
## The Determination of the Thermal Characteristics of the Microchannel Heat Exchangers for Single-Phase R600a Flow

### Önemli noktalar (Highlights)

- ❖ Mikrokanal ısı eşanjörlerinin ısıl karakteristiğinin modellenmesi/Modelling thermal performance of microchannel heat exchangers
- ❖ Mikrokanal ısı eşanjöründeki entropi üretimi/Entropy generation in microchannel heat exchanger
- ❖ R600a soğutkanlı mikrokanal ısı eşanjörünün nümerik ve deneysel incelenmesi/ Numerical and experimental investigation of R600a refrigerant microchannel heat exchanger

### Grafik Özet (Graphical Abstract)

Sunulan matematiksel modelde hesaplama bölgeleri oluşturulmuş ve model deneysel olarak doğrulanmıştır. / Calculation regions have been created in the presented mathematical model and the model has been experimentally validated.



Şekil. Hesaplama sisteminde segmentlerin hesaplama bölgeleri / Figure. Calculation regions of the segments in the calculation system

### Amaç (Aim)

Temel amaç, çalışma akışkanının tek fazlı R600a olduğu mikrokanal ısı eşanjörleri için bir tasarım aracı olarak deneysel olarak doğrulanmış bir matematiksel model geliştirmektir. / The main purpose is to develop an experimentally verified mathematical model as a design tool for microchannel heat exchangers where the working fluid is single-phase R600a.

### Tasarım ve Yöntem (Design & Methodology)

Mikrokanal eşanjörler için R600a'nın çıkış sıcaklığını, toplam ısı transfer kapasitesini ve entropi üretimini tahmin eden bir matematiksel benzetim modeli geliştirilmiştir. Model sonuçlarını doğrulamak için deneysel bir çalışma yapılmıştır. / A mathematical simulation model has been developed for microchannel heat exchangers that estimates the outlet temperature, total heat transfer capacity and entropy generation of R600a. An experimental study has been conducted to verify the model results.

### Özgünlük (Originality)

Farklı soğutkan kütle debilerini ve uniform olmayan hava hızlarını dikkate alan iki seviyeli bir ayrıklaştırma uygulanmıştır. / A two-level discretization has been applied, taking into account the different R600a mass flow rate and non-uniform air velocities.

### Bulgular (Findings)

Modelin R600a çıkış sıcaklığını  $\pm 10\%$  aralığında bir ortalama mutlak sapma ile öngördüğü görülmüştür. / It has been observed that the model predicts the R600a outlet temperature with an average absolute deviation of  $\pm 10\%$ .

### Sonuç (Conclusion)

Uniform olmayan hava hızının modele dahil edilmesi ile modelin ısı transfer kapasitesi tahmin etme kabiliyeti artmıştır. / It is found that the taking into consideration non-uniform air velocity improves accuracy of the model.

### Etik Standartların Beyanı (Declaration of Ethical Standards)

Bu makalenin yazarları çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler. / The authors of this article declare that the materials and methods used in this study do not require ethical committee permission and/or legal-special permission.

# Tek Fazlı R600a Soğutkan Akışı için Mikrokanal Eşanjörün Matematiksel Modellemesi

*Araştırma Makalesi / Research Article*

**Anıl BAŞARAN, Ali YURDDAŞ\***

Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 45140, Manisa, Türkiye

(Geliş/Received : 13.04.2020 ; Kabul/Accepted : 05.05.2020 ; Erken Görünüm/Early View : 08.05.2020)

## ÖZ

Bu çalışmada, özellikle iklimlendirme sistemlerinde ön ısıtma/soğutma, aşırı kızdırma/soğutma gibi tek fazlı soğutkan akışının olduğu uygulamalar için mikrokanal eşanjörlerin matematiksel modellemesi deneysel doğrulamalı olarak ele alınmıştır. Çalışma akışkanının R600a olduğu panjurlu kanatlı mikrokanal eşanjörler için R600a'nın çıkış sıcaklığını, toplam ısı transfer kapasitesini ve entropi üretimini tahmin eden bir matematiksel benzetim modeli geliştirilmiştir. Modelin doğruluk hassasiyetini arttırmak için geçişlerdeki farklı kütle hızları ve uniform olmayan hava hızı modelde dikkate alınmıştır. Bu etkileri dikkate almak için literatürde yer alan diğer modellerden farklı olarak iki seviye ayrıklaştırma ile oluşturulan bir hesaplama sistemi modelde uygulanmıştır. Modelde mikrokanal ısı eşanjörünün ön yüzü hava akış bölgelerine bölünerek uniform olmayan hava hızları dikkate alınmıştır. Model sonuçlarını doğrulamak için deneysel çalışma yapılmıştır. Deneysel doğrulama sonucunda modelin, incelenen tüm test koşulları için çıkış sıcaklığını  $\pm 10\%$  aralığında bir ortalama mutlak sapma ile öngördüğü sonucuna varılmıştır. Mikrokanal ısı eşanjörünün, ısı transfer performansını tahmin etme kabiliyeti, deneylerle değerlendirilmiş, uniform olmayan hava hızının modele dahil etmenin, modelin doğruluk hassasiyetini arttırdığı görülmüştür. Mikrokanal ısı eşanjöründeki entropi üretim mekanizmaları incelenmiş ve akışkan akımı tersinmezliklerinin entropi oluşumuna katkısının, ısı transfer tersinmezliklerine kıyasla oldukça düşük olduğu tespit edilmiştir.

**Anahtar kelimeler:** Matematiksel benzetim modeli, mikrokanal ısı eşanjörü, izobutan (R600a), ısıl karakteristik, deneysel doğrulama.

## The Determination of the Thermal Characteristics of the Microchannel Heat Exchangers for Single-Phase R600a Flow

### ABSTRACT

In this study, the mathematical modeling of microchannel heat exchangers (MCHEs) has been experimentally examined for applications where there is a single-phase refrigerant flow such as pre-heating/cooling, superheating/subcooling. A mathematical simulation model has been developed for louvered fin MCHEs where the working fluid is R600a, which estimates the outlet temperature, total heat transfer capacity and entropy generation of the R600a. To improve the accuracy of the model, different mass velocities in the passes and uniform air velocities at the face of MCHC have been taken into consideration in the proposed model. Different from other models in the literature, a calculation system created by two discretization level has been applied to take into account these effects. Non-uniform air velocities have been taken into consideration via dividing the face of the MCHC into airflow regions in the model. Experimental study has been performed to validate the model results. It concluded that the model predicts the outlet temperature with an average absolute deviation within  $\pm 10\%$  for all investigated test conditions. It is found that the taking into consideration non-uniform air velocity improves accuracy of the model. The entropy generation mechanisms in the MCHC have been investigated and it has been determined that the contribution of the fluid flow irreversibility to entropy generation is quite low compared to heat transfer irreversibility.

**Keywords:** Mathematical simulation model, microchannel heat exchanger, isobutane (R600a), thermal characteristics, experimental validation.

### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Farklı sıcaklıklardaki iki veya daha fazla akışkan arasındaki ısı aktarımı endüstride sıklıkla karşılaşılan durumlardan biridir. Isı eşanjörleri, en temel enerji türü olan ısıyı, bu tür aktarımlarını sağlayan cihazlardır. Mikro üretim teknolojilerinin gelişmesiyle mikrokanal geometriler, ısı eşanjör tasarımlarında kendilerine yer

bulmaya başlamışlardır. Mikrokanal geometriler, ısı eşanjör tasarımlarına, kompaktlık, toplam ısı transfer katsayısını iyileştirme, hava tarafı düşük basınç değişimi, soğutkan miktarını azaltma gibi üstün özellikler katmaktadır [1,2]. Sağladıkları bu avantajlar ile panjurlu kanatlı mikrokanal ısı değiştiriciler iklimlendirme, ısı pompası, soğutma gibi uygulamalarda, hava-soğutkan ısı eşanjörleri olarak kullanılmaktadırlar.

Hydroflorokarbon türü soğutkanların çevreye olumsuz etkileri nedeniyle çevre dostu alternatiflerinin bulunması

\*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)

e-posta : aliurddas@gmail.com, ali.yurddas@cbu.edu.tr

ve kullanılması kaçınılmaz olmaktadır [3]. Bu kapsamda değerlendirildiğinde hidrokarbon türü soğutkanlar, hidroflorokarbon soğutkanların en önemli alternatifleri olarak değerlendirilmektedir [4]. Bir tür hidrokarbon olan R600a (bilinen diğer adıyla izobütan) soğutucu akışkanı iklimlendirme, soğutma ve havalandırma sistemlerinde yaygın kullanılan soğutkanların başında gelmektedir. Bu soğutkanlar her ne kadar yanıcı ve patlayıcı olsalar da sahip oldukları avantajlardan dolayı sıklıkla tercih edilmektedirler. R600a soğutucu akışkanların öne çıkmasına neden olan avantajlar, ozon delici özellik göstermemeleri, küresel ısınmaya neden olmamaları, düşük zehirlilik oranları, üretimlerinin ucuz olmaları olarak sıralanabilir. Tüm bunlara ek olarak, iyi bir termodinamik özelliğine sahip olmaları sistem performansı açısından önem arz etmektedir. İklimlendirme, ısıtma, soğutma ve havalandırma gibi ısı sistemlerin eşanjörlerinde, çoğunlukla R600a gibi soğutkanların faz değişiminin gerçekleştiği çift fazlı akış rejimleri gerçekleşmektedir. Bir diğer yandan, bu sistemlerde, soğutkanın aşırı soğutulması/aşırı kızdırılması ile havanın ön ısıtılması/ön soğutulması gibi işlemler için soğutucu akışkanın tek fazlı koşullarının olduğu ikincil bir ısı değiştiriciye ihtiyaç duyulabilmektedir. Bu şekilde kullanılan ikincil bir ısı eşanjörü ile sistem güvenliği sağlanabilmekte ve sistemin performansı artırılabilir.

Isıl sistemlerin tasarımında, sıklıkla karşılaşılan problemlerin başında sistemin bir parçası olan ısı eşanjörlerinin ısı karakteristیکlerinin tam olarak belirlenememesi gelmektedir. Bu problemlerin çözümünde, ısı eşanjörlerinin ısı karakteristیکlerinin tahmin edilebilmesini sağlayan benzetim (simülasyon) modelleri önemli katkılar sağlayabilmektedir. Modelleme ve benzetim araçları, tasarım ve optimizasyon çalışmalarında aktif roller üstlenmektedir. Bu nedenle, hava-soğutkan türü mikrokanal ısı eşanjörlerinin matematiksel olarak modellenmesi üzerine bazı çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Literatürde yer alan nümerik modellerde genellikle iki tip ayrıklaştırma yöntemi kullanılmıştır. Bunlar: Sonlu Hacimler Yöntemi (Finite Volume Method) [5–8] ve Sonlu Elemanlar Yöntemidir (Finite Element Method) [9,10]. Çözüm ağı oluşturulduktan sonra ısı performansı belirlemek için literatürdeki modellerin bazıları çözüm tekniği olarak Etkinlik-Geçiş Birimi Sayısı (effectiveness-NTU) yöntemini uygularken [10–12], bazı modeller enerji denklemini kullanmaktadırlar [6,7,9]. Her iki metodolijide de soğutkan ve hava tarafı ısı transfer katsayısı etkin bir rol oynamaktadır. Geliştirilen matematiksel modelin doğruluğunun sınanması için en uygun araçlar deneysel çalışmalar olmaktadır. Bu nedenle, matematiksel benzetim modelleri ile birlikte deneysel doğrulama çalışmaları da araştırmacılar tarafından sunulmaktadır.

Shojaeefard ve Zare [10], çok geçişli panjurlu kanatlı mikrokanal ısı değiştiricinin modellenmesi ve optimizasyonu üzerine bir çalışma sunmuşlardır. Modellerini geliştirdikten sonra, ısı değiştiricinin

boyutlarını değiştirilmeden bir optimizasyon prosedürü ve deneysel doğrulama gerçekleştirmişlerdir. Martinez-Ballester vd. [7], mikrokanal gaz soğutucu ve yoğunlaştırıcılar için bir model sunmuşlardır. Modellerinde segment-by-segment yaklaşımını ve enerji denklemlerini çözüm yöntemi olarak uygulamışlardır. Modellerini doğrulamak için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Hava soğutmali kompakt ısı eşanjörlerinin analizi için bir diğer model Garcia-Casceles vd. [11] tarafından geliştirilmiştir. Araştırmacılar, modellerinde, R134a ve R410A soğutkanlarıyla hücre ayrıklaştırmasını (cell-discretization) kullanmışlardır. Çözüm için etkinlik-NTU yöntemini uygulamışlar ve iklimlendirme/havalandırma sistemlerinde bulunabilecek koşulları kullanarak literatürdeki bazı korelasyonları karşılaştırmalı incelemişlerdir. Doğrulama çalışmaları neticesinde, modelin, kompakt ısı eşanjörlerinin boyutlanması için tatmin edici sonuçlar verdiği sonucuna varmışlardır. Shao vd. [6], R290 soğutkanı ile çalışan mikrokanal serpentin yoğunlaştırıcı için bir model önermişlerdir. Modellerinde, ısı transfer hesaplamalarında sonlu hacimler yöntemini kullanmışlardır. Model, ısı kapasite ve basınç düşümü tahmininde deneysel veriler ile iyi bir uyum sağlamayı başarmıştır.

Bazı araştırmacılar, modellerinin doğruluk hassasiyetini arttırmak için eşanjörlerin ön yüzünde ortaya çıkan uniform olmayan hava hızını dikkate almışlardır. Kim ve Bullard [8], modellerinde eşit olmayan hava hızının dağılımını dikkate alan ilk araştırmacılar dandır. R744 ile çalışan mobil bir iklimlendirme sistemi için mikrokanal bir buharlaştırıcının ısı performansının değerlendirilmesi üzerine bir model geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, model ile hesaplanan ısı transfer katsayısı, ölçüm verileri ile iyi bir uyum göstermiştir. Araştırmacılar, uygun korelasyonların seçiminin model tahmin performans açısından önemini altı çizmişlerdir. Panjurlu kanatlı mikrokanal ısı eşanjörünün hava tarafı üzerine bir diğer simülatif ve deneysel çalışma Liang vd. [12] tarafından sunulmuştur. Araştırmacılar, modellerinde hava tarafı için kanatçık üzerindeki kuru ve ıslak durumları dikkate almışlardır. Mevcut bazı korelasyonları, deneysel veriler yanında Coil Designer yazılımını kullanarak doğrulama yapmışlardır. Yoğuşturucu, buharlaştırıcı için ısı kapasite ile kuru durumlar için hava tarafı basınç kaybı tahminleri iyi sonuçlar verse de ıslak durumlar için daha çok çalışmaya ihtiyaç olduğu sonucuna varmışlardır. Yin vd. [13], hava soğutmali mikrokanal yoğunlaştırıcının performansı üzerine bir model geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, tek ve çift sıra eşanjör yerleşimleri için bir dizi testler gerçekleştirmişlerdir. Doğruladıkları modellerinde, ısı değiştirici ön yüzündeki eşit olmayan hava hızı dağılımı ile çoklu sıra yerleşimde eşanjörler arasındaki hava dağılımını dikkate almışlardır. Tek ve çift sıra yerleşimi için model sonuçlarının test sonuçları ile iyi bir uyum sergilediğini raporlamışlardır.

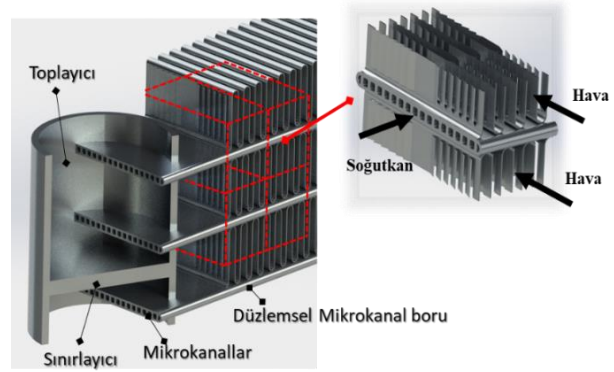
Literatürde, hava-soğutkan türü mikrokanal eşanjörler için deneysel doğrulamalar ile birlikte bazı benzetim modelleri yer almaktadır. Bu çalışmalar, çoğunlukla iki fazlı akışın olduğu buharlaştırıcılar ve yoğunlaştırıcılara

odaklanmış olup, tek fazlı akışın olduğu ikincil eşanjörler (ön ısıtıcı/ön soğutucu, emme hattı eşanjörü) üzerine oldukça kısıtlı kalmıştır. Tüm bunlara ek olarak kısıtlı sayıdaki çalışmalara bakıldığında, R600a soğutkanı ile çalışan mikrokanal eşanjörü için güvenilir ve etkili deneysel doğrulamalı bir modelleme çalışmasına rastlanmamıştır. Literatürdeki bu açığı kapatmak üzere sunulan bu çalışmada, tek fazlı R600a akış koşullarında çalışan hava soğutmalı mikrokanal eşanjörünün matematiksel benzetimi gerçekleştirilmiştir. Hava soğutmalı mikrokanal eşanjörlerinin tasarım aracı olarak matematiksel bir model sunulmuştur. Modelin doğruluk hassasiyetini arttırmak için geçişlerdeki farklı kütle hızları ve uniform olmayan hava hızı modelde dikkate alınmıştır. Model ile R600a'nın çıkış sıcaklığı, mikrokanal eşanjörünün toplam ısı kapasitesi ve entropi üretimi tahmin edilmiştir. Matematiksel modelin doğruluğunun ve tahmin kabiliyetinin sınanması için deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

## 2. MATEMATİKSEL HESAPLAMA MODELİ (MATHEMATICAL CALCULATION MODEL)

### 2.1. Segmentasyon Yaklaşımı ve Hesaplama Sistemi (Segmentation Approach and Calculation System)

Bu çalışmada, R600a soğutucu akışkanının tek fazlı akış koşullarında çalışan hava soğutmalı mikrokanal eşanjörü için matematiksel bir model sunulmuştur. Matematiksel model, R600a'nın çıkış sıcaklığını, mikrokanal eşanjörünün ısı kapasitesini ve mikrokanal eşanjörde gerçekleşen entropi üretimini tahmin etmek amacıyla geliştirilmiştir. Önerilen modelde, segment-by-segment yaklaşımı ile hesaplama birimleri oluşturulmuştur. Başka bir deyişle, mikrokanal ısı eşanjörü, hesaplama için ayrı ayrı ısı değiştirici olarak düşünülebilecek küçük parçalara bölünmektedir. Soğutkan tarafında, soğutkan özellikleri değişen sıcaklıkla beraber düzlemsel mikrokanal boru boyunca değişmektedir. Bu yüzden düzlemsel mikrokanal boru, soğutkan akışı yönünde belirli sayıda küçük elemanlara (segmentlere) ayrılmaktadır. Segmentlerin oluşturulması Şekil 1'de gösterilmektedir. Bu yaklaşımın asıl amacı, kısa segment uzunluğu boyunca küçük sıcaklık değişimleri elde ederek soğutkan özelliklerinin değişmediğini kabul etmektedir. Hava tarafında ise, düzlem borunun genişliği uzunluğuna kıyasla oldukça küçüktür. Bu kısa genişlik boyunca akan hava özelliklerinde oldukça az bir değişim olmasından dolayı düzlemsel boru hava akımı yönünde tek bir segment olarak düşünülmektedir (Şekil 1). Hesaplama segmentleri birbirleri ile ilişkilidir. Bir segmentin çıkışı, bir sonraki segmentin girişi olarak değerlendirilmektedir. Bu kapsamda, segmentler için bir çözüm sırası belirlenerek bir hesaplama sistemi uygulanmaktadır.



Şekil 1. Hesaplama segmenti (Calculation segment)

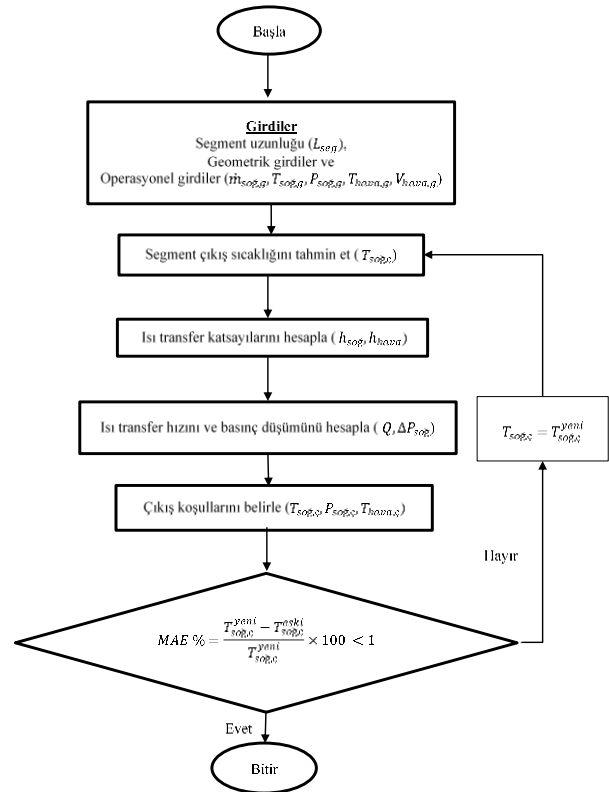
Hava soğutmalı bir mikrokanal ısı eşanjörü, temelde toplayıcı (header), toplayıcı içindeki sınırlayıcılar (baffle), düzlemsel mikrokanal borular ve borular içinde yer alan çok sayıda mikrokannallardan ve boruların dış yüzeyine yerleştirilen panjurlu kanatlardan oluşmaktadır. Soğutkan, giriş borusundan ısı eşanjörüne girerek giriş toplayıcısına dolmaktadır. Toplayıcı, soğutkanı düzlemsel mikrokanal borular içerisindeki mikrokannallara dağıtmaktadır. Toplayıcının içerisine yerleştirilen sınırlayıcı, soğutkanın toplayıcı boyunca akmasını engelleyerek belirli sayıdaki düzlemsel boru içindeki mikrokannala dağılmasına neden olmaktadır. Bu tasarım ile mikrokanal ısı eşanjöründe karşıt akışlı geçişler oluşturulmaktadır. Aynı geçişteki soğutkan, düzlemsel borularda ve dolayısıyla mikrokannallarda paralel olarak akmaktadır. R600a, bir geçişi tamamladıktan sonra bir sonraki geçişi yapmak üzere diğer taraftaki toplayıcıya dolmaktadır. Soğutkan bu şekilde ısı eşanjörünün tüm geçişlerini tamamlayarak ısı transfer görevini yerine getirmektedir.

Soğutkan mikrokannallar içinde hareket ederken hava, düzlemsel boruların dış yüzeylerine yerleştirilen panjurlu kanatlar arasından geçmektedir. Böylece R600a ve hava akımı arasında ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Panjurlu kanatlar, mikrokanal ısı değiştiricinin hava tarafı ısı transfer katsayısını iyileştirmenin yanı sıra ısı eşanjörünün yapısını da desteklemektedir. Birçok hava soğutmalı ısı değiştiricide olduğu gibi ele alınan mikrokanal eşanjörde hava akımı bir fan yardımıyla sağlanmaktadır. Bir kanal içinde ısı değiştiricinin ön tarafına yerleştirilen fan, havayı iterek mikrokanal eşanjör üzerinde bir hava akımı oluşturmaktadır. Mikrokanal ısı eşanjörünün yerleştirildiği kanalın yanal duvarları, duvara yakın bölgelerde hava hızının düşmesine neden olmaktadır. Bir diğer yandan, fanların geometrik yapıları göz önüne alındığında, fan kanatları, ortadan şafta bağlıdır ve bu şaftın ekseninde dönmektedir. Geometrilere göre fan kanatlarının bu orta noktası, ölü bölge olup, havayı itme veya çekme etkisi yaratamamaktadır. Tüm bunların neticesinde ısı eşanjörü ön yüzeyinde uniform olmayan bir hava hızı ortaya çıkmaktadır. Bu duruma, endüstride kullanılan hava-soğutkan türü ısı eşanjörlerinde sıklıkla rastlanmaktadır.

Bu çalışmada, gerçek çalışma koşulları simüle edilerek modelin tahmin performansının iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Bu kapsamda, mikrokanal ısı eşanjörünün geometrik yapısından doğan geçişlerin dağılımı ve mikrokanal eşanjörün ön yüzündeki uniform olmayan hava hızları dikkate alınmaktadır. Literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak sunulan modelde bu etkileri dikkate almak için modelin hesaplama sistemi oluşturulurken iki seviye ayrıklaştırma uygulanarak hesaplama bölgeleri oluşturulmaktadır. İlk seviye, mikrokanal eşanjörü geçişlerine ayırmaktadır. Böylece, geçişlerde değişen düzlemsel mikrokanal boru sayılarına bağlı olarak farklılık gösteren soğutkanın kütle debisi dikkate alınabilmektedir. Kütle ve enerji korunumu denklemlerini uygulayan hesaplama algoritmasının girdileri, kütle akışına bağlı olarak değişmektedir. Bu nedenle, hesaplama sisteminde mikrokanal eşanjörün geçişleri ayrı ayrı değerlendirilmelidir. İkinci seviye ise, mikrokanal ısı eşanjörünün ön yüzündeki uniform olmayan hava hızlarının modellenmesi için uygulanmaktadır. İkinci seviyede, ısı eşanjörünün ön yüzü farklı hava hızlarının uygulanacağı bölgelere ayrılmaktadır. Bu iki seviyenin uygulanması ile bağımsız hava hızı ve farklı kütle debilerini dikkate alan hesaplama bölgeleri oluşturulmaktadır. Hesaplama algoritmasının uygulanışı, ele alınan örnek bir mikrokanal ısı eşanjörü üzerinden Bölüm 2.4’de detaylı olarak gösterilmektedir.

## 2.2. Yinelemeli Şema (Iterative Scheme)

Modelde, her bir segment karşıt akışlı ısı değiştirici olarak düşünülmekte ve analiz edilmektedir. Matematiksel modelin yinelemeli şeması, her bir segmente ayrı ayrı uygulanarak segmentlerin ısıl karakteristikleri belirlenmektedir. Uygulanan yinelemeli şema Şekil 2’de sunulmuştur. Hesaplama için gerekli olan sabit R600a özelliklerinin belirlenmesi için segmentin giriş ve çıkış koşullarının aritmetik ortalaması kullanılmaktadır. Başlangıçta, segmentlerin giriş koşulları bilinirken, çıkış koşulları bilinmemektedir. Bu nedenle, çıkış koşulları için bir başlangıç tahmini yapılmakta ve yinelemeli şema uygulanmaktadır. Segmentlerin çıkış koşulları, basınç düşümü ve sıcaklık değişimi ile meydana gelen entalpi farkı ile hesaplanmaktadır. Hesaplanan çıkış koşulları, yinelemeli şemanın bir önceki döngüsünde hesaplanan değerler ile karşılaştırılmakta, hata oranı belirli bir seviyenin altına düşmesiyle söz konusu segment için hesaplama durdurulmaktadır. Yakınsama kriteri, her bir yinelemede hesaplanan R600a’nın çıkış sıcaklıkları arasındaki Ortalama Mutlak Hatanın (Mean Absolute Error-MAE) %1 ve altındaki değerlerdir. Yakınsama kriterinin sağlanması ile yakınsayan çıkış koşulları, bir sonraki segmentin giriş koşulları olarak ayarlanarak yinelemeli şema bir sonraki segment için uygulanmaktadır. Bu şekilde, hesaplama sisteminde belirlenen çözüm sırasına göre son segmente kadar yinelemeli şema sürdürülmektedir. Tüm segmentler için hesaplanan ısı transfer kapasitesi ve entropi üretiminin toplanmasıyla tüm mikrokanal ısı eşanjörünün benzetimi gerçekleştirilmektedir.



Şekil 2. Yinelemeli çözüm şeması (Iterative solution scheme)

Modelde uygulanan girdiler, operasyonel ve geometrik olmak üzere iki ana sınıf altında toplanabilmektedir. Operasyonel girdiler: hesaplama bölgesine bağlı olarak soğutucu akışkan, soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve basıncı, hava hızı dağılımı ve hava giriş sıcaklığı kütle akış hızıdır. Geometrik girdiler ise, mikrokanal ısı eşanjörünün soğutkan ve hava tarafı temel boyutlarıdır. Bunlar düzlemsel mikrokanal boruların uzunluğu, yüksekliği ve derinliği, mikrokanal portlarının sayısı ve boyutları, fin hatvesinin uzunluğu ve kalınlığı, panjur açısı, hatvesi ve uzunluğudur. Modelin çıktıları ise mikrokanal ısı eşanjörünün R600a’nın mikrokanal eşanjörden çıkış sıcaklığı, mikrokanal eşanjörün toplam ısı transfer kapasitesi ve entropi üretimidir.

## 2.3. Hesaplama Yöntemi (Calculation Method)

Bir segment göz önüne alındığında, başlangıçta giriş koşullarının bilinip, çıkış koşullarının bilinmemesinden dolayı etkinlik-NTU yöntemi, ısı transfer hızını bulmak için en uygun hesaplama yöntemi olmaktadır. Etkinlik-NTU yöntemi eşitlikleri Çizelge 1’de sunulmuştur. Bu noktada, hesaplama yöntemlerinin uygulanması sırasında aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- Hava ve soğutkan tarafındaki akışlar sürekli rejimdedir,
- Soğutkan toplayıcılarda iyi karışmıştır,
- Toplayıcılardaki ısı transferi ihmal edilmektedir,
- Segmentlerde bir boyutlu soğutkan akışı mevcuttur,
- Soğutkan kütleli debisi geçişlerdeki borulara ve borulardaki mikrokanelara eşit dağılmaktadır,

- İkinci seviyede oluşturulan hava tarafı hesaplama bölgelerinde birbirinden bağımsız hava hızları bulunmaktadır,
- Her bir hava tarafı hesaplama bölgesi içinde hava hızları uniformdur,
- Mikrokanallar arasındaki ısı iletimi ihmal edilmektedir,
- Borular arasında ısı iletimi bulunmamaktadır ve kanatçıkların orta noktası adyabatiktir.

**Çizelge 1.** Etkinlik-NTU yöntemi eşitlikleri (Equations of the Effectiveness-NTU method)

<b>Etkinlik:</b> $\varepsilon = \frac{Q}{Q_{maks}}$	(1)
<b>Tek faz için:</b> $\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}[\exp(-C_R NTU^{0.78}) - 1]}{C_R}\right\}$	(2)
<b>Çift faz için:</b> $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(3)
<b>Isı kapasite oranı:</b> $C_R = \frac{C_{min}}{C_{maks}} = \frac{\text{minimum}(C_{soğ}, C_{hava})}{\text{maksimum}(C_{soğ}, C_{hava})}$	(4)
<b>Geçiş birimi sayısı:</b> $NTU = \frac{UA}{C_{min}}$	(5)
<b>Maksimum ısı transfer hızı:</b> $\dot{Q}_{maks} = C_{min}(T_{soğ,g} - T_{hava,g})$	(6)
<b>Isı transfer katsayısı:</b> $\dot{Q} = \dot{m}_{soğ}(i_{soğ,g} - i_{soğ,ç})$ $= \dot{m}_{hava}(i_{hava,g} - i_{hava,ç})$	(7)
<b>Toplam ısı transfer katsayısı:</b> $U = \left[\frac{1}{\eta_0 h_{hava} A_{hava}} + \frac{P_t}{k_{boru} A_{soğ}} + \frac{1}{h_{soğ} A_{soğ}}\right]^{-1}$	(8)

Eşitlik (8)de yer alan toplam kanat verimi, alan ağırlıklı kanat verimi ile aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (9)$$

Burada,  $A_a$  hava tarafı toplam ısı transfer alanı,  $A_f$  ise kanat yüzey alanı,  $\eta_0$  toplam kanat verimi,  $\eta_f$  ise kanat verimdir. Kanat verimi,  $\eta_f$  Eşitlik (10)'daki gibi ifade edilmektedir:

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} = \frac{\tanh\left[\frac{2h_a}{k_{fin}\delta}\left(1 + \frac{\delta}{F_d}\right)\left(\frac{F_h}{2} - \delta l\right)\right]}{\sqrt{\frac{2h_a}{k_{fin}\delta}\left(1 + \frac{\delta}{F_d}\right)\left(\frac{F_h}{2} - \delta l\right)}} \quad (10)$$

Düzlemsel borular içinde mikrokanallar arasındaki duvarlar bir kanat gibi davranarak soğutkan ve hava arasındaki ısı transferine etki etmektedirler. Bu etkiyi dikkate alan soğutkan tarafı efektif ısı transfer alanı Eşitlik (11)'deki gibi yazılabilmektedir:

$$A_{soğ} = A_{soğ,direkt} + \eta_{duvar} A_{soğ,indirekt} \quad (11)$$

Burada,  $A_{soğ,direkt}$  soğutkanı ve havayı doğrudan ayıran ve soğutkan tarafından ıslanan mikrokanal duvarlarının iç yüzey alanıdır.  $A_{soğ,indirekt}$  ise mikrokanallar arasındaki duvarların soğutkan tarafından ıslanan yüzeyleridir.

Buna göre, kanat gibi davranış sergileyen duvarların etkinliği aşağıdaki gibi yazılabilmektedir.

$$\eta_{duvar} = \frac{\tanh\left[\frac{2h_{soğ}(L_{seg} + W_t)T_{hi}}{k_{boru}W_t L_{seg}}\right]}{\sqrt{\frac{2h_{soğ}(L_{seg} + W_t)T_{hi}}{k_{boru}W_t L_{seg}}}} \quad (12)$$

Burada,  $k_{boru}$  boru malzemesinin ısı iletkenliğidir.

Tüm bunlara ek olarak, etkinlik-NTU yönteminin uygulanmasında hem soğutkan hem de hava tarafı ısı transfer katsayısı önemli rol oynamaktadır. Araştırmaların son yıllarda yoğunlaştığı fakat hala yeterli olmayan mikrokanal geometriler göz önünde alındığında, R600a için geliştirilen ısı transfer ve akış modellerinin kısıtlı kaldığı görülmektedir. Bu durumun başlıca nedeninin R600a akışkanının yarıcılık ve patlayıcılık gibi özelliklerinin doğurduğu güvenlik riskleri olduğu düşünülmektedir. Bu kapsamda önerilen modelde, mikrokanal içindeki R600a akışı için literatürdeki tek fazlı akış korelasyonları değerlendirilmiştir. Dittus-Boelter [14], Gnielinski [15] ve Perukhov [16] bilinen tek fazlı akış korelasyonlarıdır. Bu korelasyonlar her ne kadar geleneksel kanallar için türetilmişlerse de mikrokanal için kullanımlarını araştıran bazı çalışmalar mevcuttur. Derby vd. [17], farklı mikrokanal kesit alanları için gerçekleştirdikleri deneylerden elde ettikleri Nusselt sayısını, Gnielinski [15] korelasyonu ile hesapladıkları Nusselt sayısı ile karşılaştırmışlardır. Gnielinski [15] korelasyonunun, mikrokanal içerisindeki ısı transfer katsayısı için yaptıkları tek faz deneyleri ile iyi bir uyum sergilediğini tespit etmişlerdir. Buna ek olarak, Saha [18], Gnielinski [15] korelasyon ile mikrokanallardaki tek fazlı akışların ısı transfer katsayılarının tahmin edilebileceğini raporlamıştır. Modelde, literatür ışığında, mikrokanallardaki tek fazlı soğutkan akışı ısı transfer katsayısı için Gnielinski [15] korelasyonu önerilmektedir. Gnielinski [15] korelasyonu ve Filonenko [19] sürtünme faktörüne göre basınç düşümü Çizelge 2'de verilmiştir.

**Çizelge 2.** Gnielinski [15] ve Filonenko [19] korelasyonu (Gnielinski [14] and Filonenko [18] correlation)

#### Gnielinski korelasyonu [15]

$$Nu_{GN} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

$$(2300 < Re_D < 10^6)$$

$$Nu_{GN} = 4.36 \quad (Re_D < 2300) \quad (14)$$

$$Re_D = \frac{G_{soğ} D_h}{\mu_{soğ}} \quad (15)$$

#### Mikrokanallar için Nusselt Düzeltme faktörü [20]

$$Nu = Nu_{GN}(1 + F) \quad (16)$$

$$F = C Re_D \left[1 - \left(\frac{D_h}{D_0}\right)^2\right] \quad (17)$$

$$C = 7.6 \cdot 10^{-5} \quad \text{ve} \quad D_0 = 1.164 \text{ mm}$$

**Filonenko [19] sürtünme faktörü:**

$$f = [1.82 \log(Re_D) - 1.64]^{-2} \quad (18)$$

**Basınç Düşümü:**

$$\Delta P_r = f \rho_{soğ} U m_{soğ}^2 \frac{L_{seg}}{2D_h} \quad (19)$$

Mikrokanal ısı eşanjörleri için, hava tarafı ısıl direnci, soğutkan tarafı ısıl direncine göre daha baskındır. Bu

nedenle panjurlu kanat performansının anlaşılması, mikrokanal ısı eşanjörlerinin genel performansının öngörülmesinde kilit bir rol oynamaktadır. Panjurlu kanatlı ısı eşanjörlerinin hava tarafı performansı üzerine çok sayıda araştırma yapılmıştır. Bunların arasında, kabul gören ve yaygın olarak kullanılan korelasyonlar Chang ve Wang [21] korelasyonu ile Kim ve Bullard [22] korelasyonudur. Modelde uygulanan hava tarafı ısı transfer katsayısı ve basınç düşümü korelasyonları Çizelge 3’de verilmiştir.

**Çizelge 3.** Chang ve Wang [21] ve Kim ve Bullard [22] korelasyonu (Chang and Wang [20] and Kim and Bullard [21] correlations)

**Chang ve Wang [21] korelasyonu**

Colburn-j faktörü [21] ( $100 < Re_{LP} < 3000$  için):

$$j = Re_{LP}^{-0.49} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28} \left(\frac{\delta}{L_p}\right)^{-0.05} \quad (20)$$

$$Re_{LP} = \frac{\rho_{hava} U m_{hava} L_p}{\mu_{hava}} = \frac{G_{hava} L_p}{\mu_{hava}} \quad (21)$$

$$h_{hava} = G_{hava} C_p \text{Pr}_{hava} St \quad (22)$$

$$St = j \text{Pr}_{hava}^{-2/3}$$

**Kim and Bullard [22] korelasyonu**

$$f_{hava} = Re_{LP}^{-0.781} \left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.444} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-1.682} \left(\frac{F_h}{L_p}\right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{0.818} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1.97} \quad (23)$$

$$\Delta P_{hava} = f_{hava} G_{hava}^2 \frac{F_d}{2\rho_{hava} L_p} \quad (24)$$

**2.3.1. Entropi üretimi ve tersinmezlik dağıtım oranı**  
(Entropy generation and irreversibility distribution ratio)

Mikrokanal ısı eşanjörünün ısıl karakteristiğinin belirlenmesi ve elde edilen verilerin tasarımda kullanılması için bu çalışmada model çıktılarına dayalı bir entropi üretim mekanizması incelenmiştir. Hava ve soğutkan tarafı için ekserji değişimleri ısıl ekserji değişimi  $\Delta E^{\Delta T}$  ve basınç düşümü kaynaklı ekserji değişimi  $\Delta E^{\Delta P}$  olmak üzere ikiye ayrılabilir. Buna göre, soğutkan ve hava akımına sahip ısı eşanjörü için toplam tersinmezlikler Eşitlik (25)’deki gibi yazılabilmektedir [23]:

$$i = (\Delta \dot{E}x_{soğ}^{\Delta T} + \Delta \dot{E}x_{soğ}^{\Delta P}) - (\Delta \dot{E}x_{hava}^{\Delta T} - \Delta \dot{E}x_{hava}^{\Delta P}) \quad (25)$$

Eşitlik tekrar düzenlenirse,

$$\dot{i} = (\Delta \dot{E}x_{soğ}^{\Delta T} - \Delta \dot{E}x_{hava}^{\Delta T}) + (\Delta \dot{E}x_{soğ}^{\Delta P} + \Delta \dot{E}x_{hava}^{\Delta P}) \quad (26)$$

Eşitlik (26)’nın ilk terimi ısı transferinden kaynaklı toplam tersinmezlik; ikinci terimi ise vizkoz sürtünme ile oluşan basınç düşümünden kaynaklı toplam tersinmezliktir [23]. Bilindiği üzere, tersinmezlikler, entropi üretimi ile doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle, Eşitlik (26)’ya benzer şekilde entropi üretimi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir:

$$\dot{i} = T_0 [\dot{S}_{ürt}^{\Delta T} + \dot{S}_{ürt}^{\Delta P}] \quad (27)$$

Burada,  $\dot{S}_{gen}^{\Delta T}$  soğutkan ile hava akımı arasındaki sonlu sıcaklık farkında gerçekleşen ısı transferi ile ilişkili entropi üretimi iken  $\dot{S}_{gen}^{\Delta P}$  hava ve soğutkan tarafındaki basınç düşümü kaynaklı entropi üretimidir. Bu kapsamda, toplam ekserji üretimi aşağıdaki gibi yazılabilmektedir:

$$\dot{S}_{ürt,top} = (\dot{S}_{ürt,soğ}^{\Delta T} + \dot{S}_{ürt,soğ}^{\Delta P}) + (\dot{S}_{ürt,hava}^{\Delta T} + \dot{S}_{ürt,hava}^{\Delta P}) \quad (28)$$

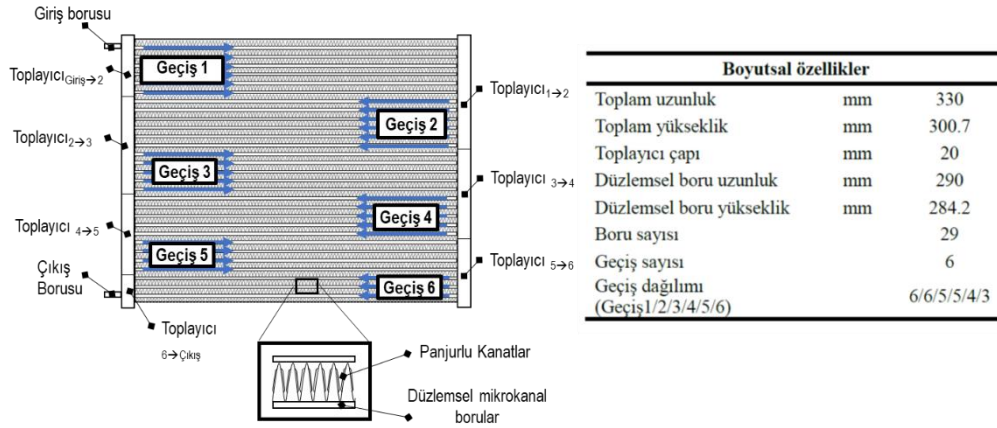
Bir ısı değiştirici tasarımında, hangi mekanizmanın daha fazla entropi üretimine neden olduğunun tespiti, tasarımda fazladan entropi üretimini engellemek açısından önemli bir bilgi kaynağıdır. Isı transferi ve basınç düşümü kaynaklı entropi üretiminin, toplam entropi üretimine göreceli etkisi tersinmezlik dağıtım oranı (irreversibility distribution ratio-  $\phi$ ) ile belirlenebilmektedir [23, 24]. Tersinmezlik dağıtım oranı, akışkan akışı sırasında vizkoz etkilerden kaynaklı entropi üretiminin, ısı transferi kaynaklı entropi üretimine oranıdır [25]:

$$\phi = \frac{\text{Akışkan akışı tersinmezlikleri}}{\text{Isı transfer tersinmezlikleri}} = \frac{\dot{S}_{ürt}^{\Delta P}}{\dot{S}_{ürt}^{\Delta T}} = \frac{\dot{S}_{ürt,soğ}^{\Delta P} + \dot{S}_{ürt,hava}^{\Delta P}}{\dot{S}_{ürt,soğ}^{\Delta T} + \dot{S}_{ürt,hava}^{\Delta T}} \quad (29)$$

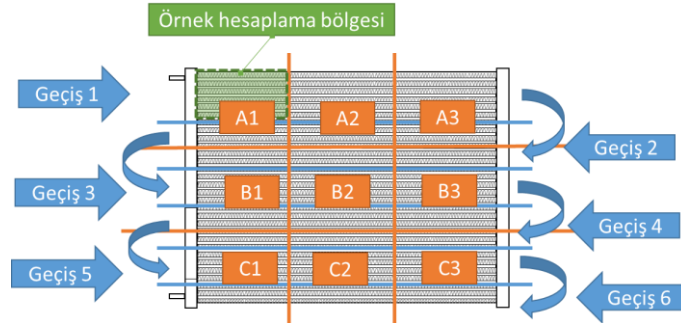


## 2.4. Modelin Bir Mikrokanal Eşanjöre Uygulanması (Application of the Model to a Microchannel Heat Exchanger)

Bu çalışmada, Şekil 3'te şematik gösterimi ve özellikleri verilen panjur kanatlara sahip hava soğutmalı bir mikrokanal eşanjörü ele alınmıştır. Sunulan modelin hesaplama algoritması ele alınan mikrokanal eşanjöre uygulanmıştır. Ele alınan mikrokanal eşanjör, 6 geçişe sahip olup, toplamda 29 adet düzlemsel mikrokanal borudan oluşmaktadır. Birinci ve ikinci geçişte 6 adet düzlemsel mikrokanal boru var iken, üçüncü ve dördüncü geçişte 5 adet, beşinci geçişte 4 adet, altıncı geçişte 3 adet düzlemsel mikrokanal boru bulunmaktadır.



Şekil 3. Test edilen mikrokanal ısı eşanjörü (Test sample microchannel heat exchanger)



Şekil 4. Hesaplama sisteminde segmentlerin hesaplama bölgeleri (Calculation regions of the segments in the calculation system)

Model içerisinde, her bir segmente bulunduğu hesaplama bölgesine göre çalışma koşulları uygulanmaktadır. Ele alınan mikrokanal eşanjörün hesaplama bölgelerine göre oluşturulan hesaplama sırası Şekil 5'te verilmiştir. Şekil 5'den görüldüğü üzere, hesaplama sisteminde, çözüm sırası mikrokanal ısı eşanjörünün ilk geçişinin girişinden başlamakta ve boruların akış yönüne doğru devam etmektedir. Çözümleme, akışı bir sonraki geçişe yönlendiren toplayıcıya kadar devam etmektedir. Bir önceki geçişin çıkış koşulları, bir sonraki geçişin giriş koşulu olarak ayarlanmaktadır. Modelde, çözümleme yapılan geçişteki boru sayısına ve dolayısıyla mikrokanal sayısına bağlı olarak kütle debisi uygulanmaktadır (Seviye 1). Çözümleme, benzer şekilde bir sonraki geçişteki segmentlere uygulanmakta ve çıkış toplayıcısına kadar sürdürülmektedir. Aynı zamanda,

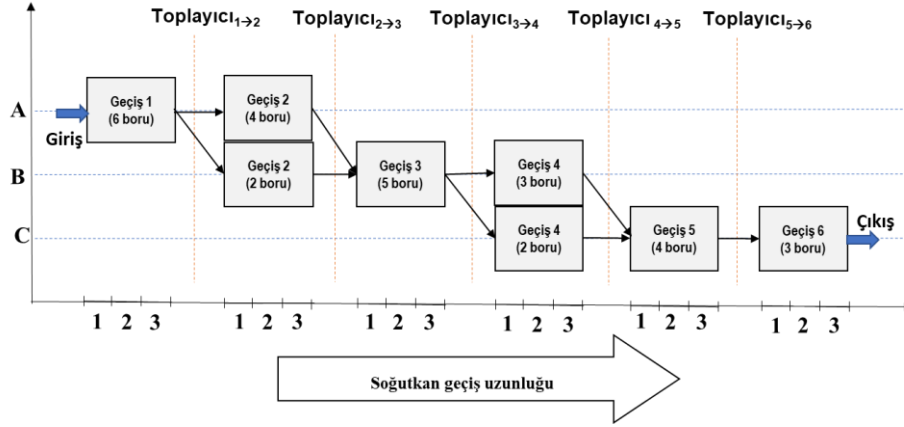
Daha önce belirtildiği gibi bu çalışmada iki seviye ayrıklaştırma uygulanmakta ve bu yolla hesaplama bölgeleri oluşturulmaktadır. Ele alınan mikrokanal eşanjör için ilk ayrıklaştırma, eşanjörü değişen düzlemsel mikrokanal boru sayısına sahip 6 adet geçişe bölmektedir. Modelin ikinci seviye ayrıklaştırması ise mikrokanal eşanjörün ön yüzünün yatayda ve dikeyde üçer bölgeye bölünerek toplamda dokuz bölgeye ayrılmasıdır. Hesaplama sisteminde mikrokanal ısı eşanjörünün geçişleri (Seviye 1) ve hava ölçüm noktalarının (Seviye 2) kesişimi ile oluşan hesaplama bölgeleri Şekil 4'de verilmiştir.

ikinci seviyede oluşturulan hava tarafı hesaplama bölgelerine bağlı olarak geçişlerdeki segmentlere hava tarafı çalışma koşulları uygulanmaktadır.

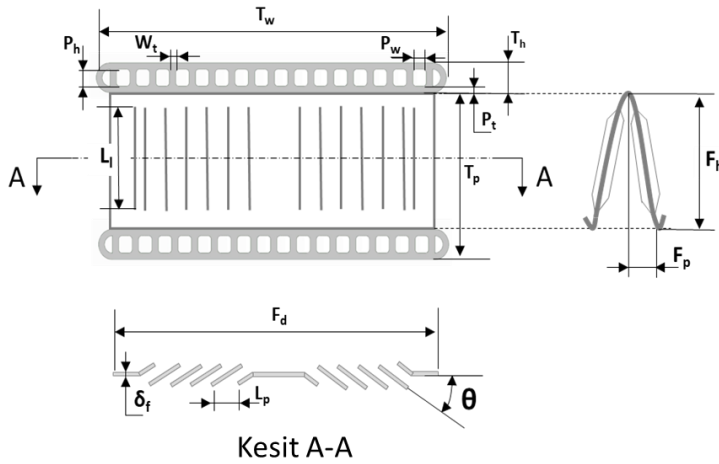
Modelin operasyonel girdilerinin yanında geometrik girdilerinin belirlenmesi gerekmektedir. Daha önce belirtildiği üzere modelin geometrik girdileri, mikrokanal ısı eşanjörünün soğutkan ve hava tarafı temel boyutlarıdır. Bu kapsamda ele alınan mikrokanal eşanjörün düzlemsel mikrokanal borularının her biri, 16 tanesi dörtgen; köşelerde kalan 2 tanesi yarım daire olacak şekilde toplam 18 adet mikrokanal (port) içermektedir. Panjur kanatların geometrik parametreleri, düzlemsel mikrokanal borunun kesit görünümü ve boyutları Şekil 6'da verilmiştir. Şekil 6'da verilen geometrik parametreler modelde geometrik girdiler olarak uygulanmaktadır.

Eşitlik (8)'de görüldüğü üzere ısı transfer alanları etkinlik-NTU yönteminin uygulanmasında önem arz etmektedir. Diğer yandan, panjurlu kanatlar, birçok geometrik konfigürasyon ögesi içermesinden dolayı karmaşık bir yapıya sahiptirler. Bu nedenle, lehim şartlarının ve panjur oluklarının kesilen kenar

kalınlıklarının ihmal edilmesi ile uygulanan birim hücre yaklaşımı, alan hesaplamalarını pratik hale getirebilmektedir. Birim hücre yaklaşımı ve ele alınan mikrokanalet eşanjörün bu yaklaşımla hesaplanan hava tarafı alanları Çizelge 4'te sunulmuştur.



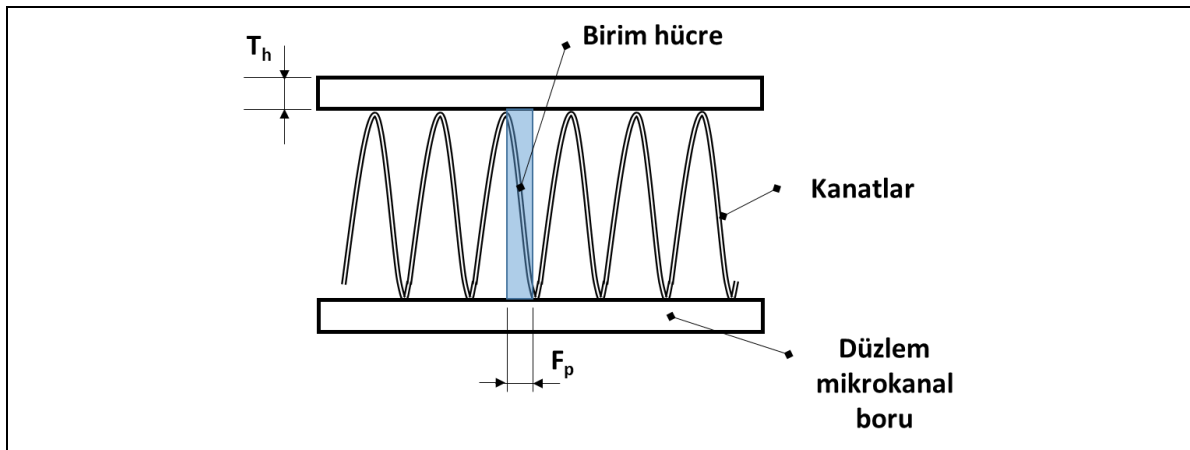
Şekil 5. Hesaplama sisteminde segmentlerin çözüm sırası (Calculation sequence of the segments in the calculation system)

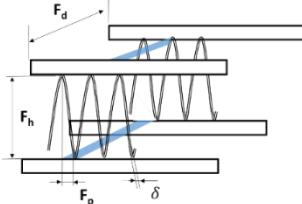
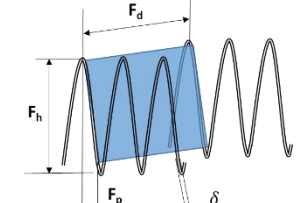
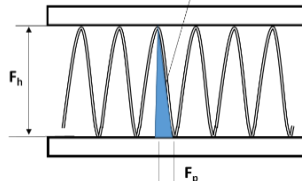


Parametreler	Boyutlar
Yükseklik, $P_h$	0.74 mm
Genişlik, $P_w$	0.63 mm
Kalınlık, $P_t$	0.28 mm
Ağ kalınlığı, $W_t$	0.3 mm
Yükseklik, $T_h$	1.3 mm
Genişlik, $T_w$	16.48 mm
Uzunluk, $T_l$	290 mm
Adım, $T_p$	9.4 mm
Yükseklik, $F_h$	8.1 mm
Derinlik, $F_d$	16 mm
Adım, $F_p$	0.55 mm
Kalınlık, $\delta_f$	0.1 mm
Yükseklik, $L_i$	6.615 mm
Adım, $L_p$	1 mm
Açı, $\theta$	18°

Şekil 6. Düzlemsel mikrokanalet boruların panjurlu kanat parametreleri ile birlikte detaylı kesit görüntüsü ve boyutları (Detailed cross-sectional view and dimensions of flat microchannel tubes with louvered fin parameters)

Çizelge 4. Mikrokanalet yoğuşturucunun hava tarafı geometrik özellikleri (Air-side geometric properties of microchannel condenser)



Geometri	Eşitlik	Eşitlik Değeri
	$A_{b,hücre} = 2T_w(F_p - \delta) + F_p T_h$	16.26 mm <sup>2</sup>
	$A_{f,hücre} = 2F_d[(F_h^2 - F_p^2) - \delta]$	256.60 mm <sup>2</sup>
$A_{top,hücre} = A_{b,hücre} + A_{f,hücre}$		272.86 mm <sup>2</sup>
	$A_{o,hücre} = F_p F_h - \delta[\sqrt{(F_h^2 - F_p^2)} - \delta]$	3.65 mm <sup>2</sup>

### 3. DENEYSSEL DOĞRULAMA (EXPERIMENTAL VALIDATION)

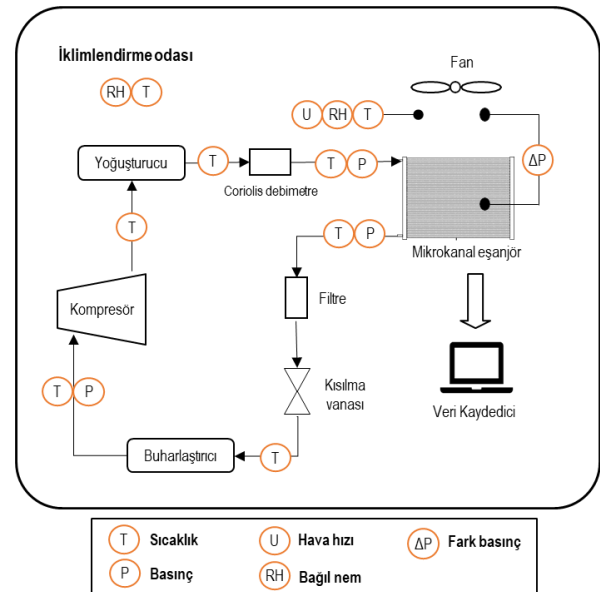
Bu çalışmada, matematiksel modelin doğruluğunun ve tahmin kabiliyetinin sınanması için deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Matematiksel modelin uygulandığı ve Bölüm 2.4'te tanımlanan mikrokanaal eşanjörü deneysel olarak test edilmiştir. Testler sırasında R600a'nın tekrarlı kullanımı ve test edilen mikrokanaal eşanjörde R600a'nın sürekli akışı için buhar sıkıştırma soğutma çevrimine (BSSÇ) dayanan bir test düzeneği kurulmuştur. Deneysel düzeneğin şematik gösterimi ve ölçüm cihazlarının yerleşim yerleri Şekil 7'de görülmektedir. Tek fazlı R600a akışını sağlamak için test örneği ısı eşanjörü, kondansatörün yanına yerleştirilmiştir. Deneysel yöntemde, sabit hava özelliklerini korumak için tüm testler bir iklimlendirme odasında yapılmıştır. Test edilen mikrokanaal ısı eşanjör, panjurlu kanatların üzerinden hava akışı sağlayan fan ile küçük bir kanala yerleştirilmiştir.

Modelin doğrulaması için yapılan deneysel ölçümler, geometrik girdilerin yanında operasyonel girdiler olarak modele uygulanmıştır. Deneysel verilerin girdi olarak uygulandığı bu modellemenin çıktıları, deneysel ölçümler ile karşılaştırılmıştır.

#### 3.1. Ölçümler (Measurements)

Daha önce de belirtildiği üzere deneysel doğrulama çalışmasında, BSSÇ'ne dayalı bir test düzeneği kullanılmaktadır. Çevrimin sürekli olarak gözlemlenebilmesi için, çevrimdeki her bir bileşenin giriş ve çıkışlarında sıcaklık ölçümü yapılmıştır. Test düzeneğinde, R600a'nın debisinin ölçülmesi için

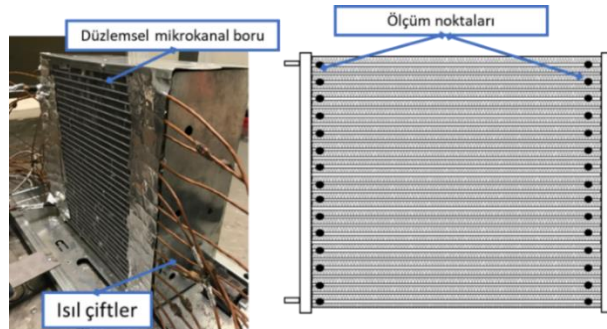
SIEMENS SITRANS F C MASS FLO 2100 DI 3 model coriolis tipi debimetre kullanılmıştır.



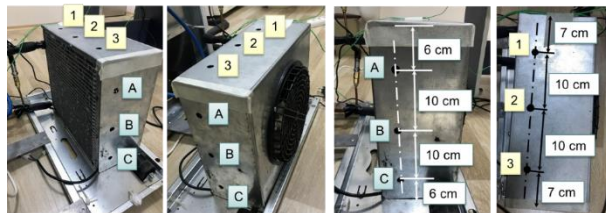
Şekil 7. Deneysel düzeneğin şematik gösterimi (Schematic representation of the experimental setup)

Debimetre üzerinde SIEMENS F C MASSFLO MASS 6000 sinyal dönüştürücü bulunmaktadır. Coriolis debimetre 0-250 m<sup>3</sup>/h debi aralıklarındaki -50 ile +180 oC sıcaklık yelpazesindeki akışkanların debilerini ölçebilmektedir. Debimetre, %0.1'den daha az bir hassasiyet ile ölçüm yapabilmektedir. Çalışmanın amaçlarından biri olan sıcaklık dağılımının tespiti için

R600a'nın sıcaklığı, eşanjör giriş ve çıkışının yanında her iki düzlemsel mikrokanal borunun girişinde ve çıkışında ölçülmüştür. Sıcaklık ölçümü için kullanılan ısı çiftlerinin ele alınan mikrokanal ısı eşanjörü üzerindeki yerleşimi Şekil 8'de verilmiştir. Sıcaklık ölçümleri -200 ila 400oC aralığında ve 0.02 oC 'ye kadar ölçüm hassasiyetine sahip T-tipi ısı çiftleri vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinin yanı sıra, çevrimin emme ve basma hatlarının basınçları ölçülmüştür. Basınç ölçümleri için 2/30 bar aralığında  $\pm\%$  0,25 FS hassasiyetindeki piezorezistif basınç transmitterleri kullanılmıştır. Daha önce belirtildiği üzere hava tarafı uniform olmayan hızlarını tespit edebilmek için mikrokanal yoğunlaştırıcunun ön yüzü dokuz bölgeye ayrılmıştır (Şekil 9). Bu hava tarafı ölçüm bölgeleri, ısı değiştiricinin ön yüzünün yatayda ve dikeyde üçer adet bölgeye ayrılması ile oluşturulmuştur. Hava tarafı ölçümleri, bu dokuz hava tarafı bölgelerinin orta noktalarında gerçekleştirilmiştir. Hava tarafı bölgelerinde hava hızları, 0.01 m/s çözünürlükte ve 0 ila 30 m'de  $\pm$  0.1 m/s hassasiyette sıcak tel anemometre kullanılarak ölçülmüştür. Testler, hava sıcaklığını ve bağıl nemi sabit tutmak için iklimlendirme odasında gerçekleştirilmesine rağmen, hava sıcaklığı ve bağıl nem değerleri, dokuz hava tarafı ölçüm bölgesinde termo-higrometre ile yapılan ölçümlerle kontrol edilmiştir. Termo-higrometre, -20 ila 60 oC ölçüm aralığına, sıcaklık ölçümleri için  $\pm$ 0.5 oC hassasiyete ve bağıl nem ölçümleri için %0 ila %100 rH ve  $\pm$ %1.8 rH hassasiyete sahiptir. Ayrıca, çiğlenme noktası ve havanın yaş termometre sıcaklığı, kanatlardaki yaş durumlarının oluşumunu kontrol etmek için ölçülmüştür. İklimlendirme odası ile hava özellikleri kontrol edilerek yaş durum olarak ifade edilen kanat üzerinde nem oluşumu engellenmiştir.



**Şekil 8.** Isıl çiftlerin ele alınan mikrokanal ısı eşanjörü üzerindeki yerleşimi (Location of thermocouples on the microchannel heat exchanger)



**Şekil 9.** Hava tarafı ölçüm noktaları (Air-side measurements points)

#### 4. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

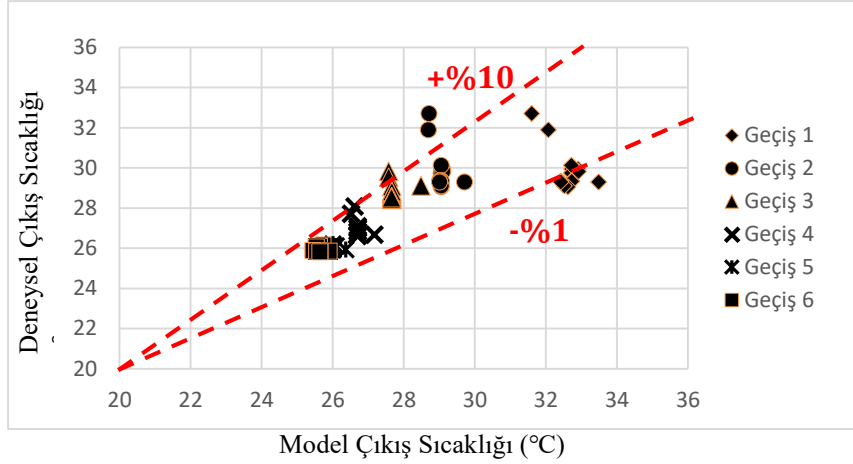
R600a (izobütan) soğutucu akışkanı, sunduğu avantajlar nedeniyle ısı sistemlerde sıklıkta tercih edilen bir soğutucudur. Her ne kadar yanıcı ve patlayıcı özellik göstermelerde çevreye olumsuz etkilerinin olmamaları ve iyi termodinamik özellik göstermeleri bu soğutucu akışkanları önemli hale getirmektedir. Bu çalışmada, sanayide önemli yere sahip R600a'nın çalışma akışkanı olduğu sistemlerdeki tek fazlı koşullar için mikrokanal ısı eşanjör kullanımı ele alınmıştır. Sunulan bu çalışmada, R600a soğutkanının tek fazlı akış koşullarında mikrokanal ısı eşanjörünün sayısal olarak modellenmesi ve deneysel doğrulaması üzerinedir. Matematiksel model ile mikrokanal yoğunlaştırıcunun performansının önceden tahmin edilebilir hale getirilmesi hedeflenmektedir. Bu hedef doğrultusunda, mikrokanal eşanjörlerin gerçek çalışma koşullarını dikkate alan bir yaklaşımla tahmin kabiliyeti yüksek ve güvenilir bir model sunulması amaçlanmıştır. Bu kapsamda, matematiksel model, operasyonel ve geometrik girdiler kullanılarak, R600a'nın çıkış sıcaklığını, toplam ısı transfer kapasitesini ve entropi üretimini çıktı olarak verebilecek şekilde tasarlanmıştır. Şekil 7'de verilen deney düzeneğinde ele alınan mikrokanal eşanjör için 10 farklı test yapılmıştır. Geometrik girdilerin yanında 10 test koşulundan elde edilen operasyonel girdiler, matematiksel modele uygulanmıştır. Matematiksel modelin çıktıları ile deneysel ölçümler karşılaştırılmıştır.

Mikrokanal ısı eşanjörünün her bir geçişinin çıkış sıcaklığı için deneysel veriler ve model sonuçlarının karşılaştırılması Şekil 10'da sunulmuştur. Mikrokanal ısı eşanjörü geçişlerinin çıkış sıcaklığı için hesaplanan model sonuçları ile deneysel ölçümler arasındaki mutlak ortalama hatanın büyük çoğunluğunun  $\pm\%$ 10 aralığında olduğu görülmektedir. Şekil 10'a göre mikrokanal eşanjörün birinci, ikinci ve üçüncü geçişi için bazı model sonuçlarının, ölçüm değerleri ile  $\pm\%$ 10 fazla sapma göstermektedir. Özellikle, birinci geçiş için, model ölçüm değerlerinin altında bir tahmin yapmaktadır. Diğer yandan, mikrokanal eşanjörün ilerleyen geçişlerinde model ile deneysel ölçümler arasındaki hata oranı azalmaktadır. Mikrokanal eşanjörün çıkışa denk gelen altıncı geçişi için hata oranı oldukça düşüktür. Tüm test koşulları ele alındığında, R600a'nın mikrokanal eşanjörden çıkış sıcaklığı tahmininde (Geçiş 6) model, deneysel ölçümlerden en fazla %3, en az %0.2'lik sapma göstermektedir. Bu kapsamda değerlendirildiğinde model ilk geçişlerde yüksek bir sapma göstermesine rağmen çıkışa doğru sapma miktarı azalmaktadır.

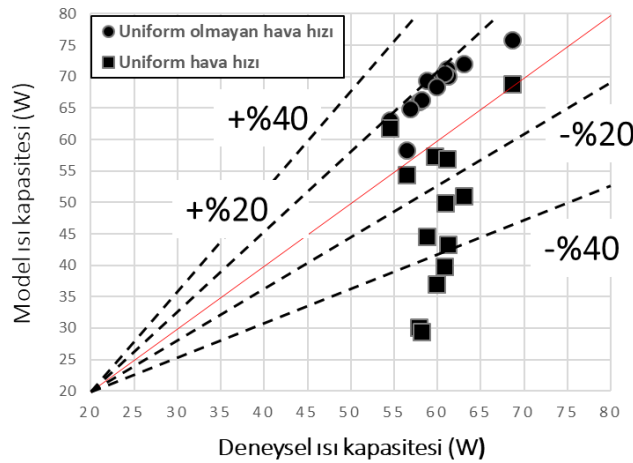
Modelde uygulanan uniform olmayan hava hızının, modelin tahmin kabiliyetini nasıl etkilediğinin incelenmesi için Şekil 11'de sunulan karşılaştırma yapılmıştır. Şekil 11'de, deneysel ısı kapasiteleri, uniform ve uniform olmayan hava hızlarının uygulandığı model sonuçları karşılaştırılmıştır. Uniform olmayan hava hızının uygulandığı modellemelerde, daha önce bahsedilen dokuz hava ölçüm noktasındaki hava koşulları dikkate alınmıştır. Uniform hava hızının

uygulandığı modelde ise, tek bir hava hız girdisi olarak ısı eşanjörünün ön yüzünden alınan ortalama değer modelin hesaplama sistemine dahil edilmiştir. Şekil 11'de görüldüğü üzere, uniform olmayan hava hızı modellemesinde toplam sapma %0 ile +%20 aralığındadır. Bu modellemede, ısı kapasitesinin deney verilerinin bir miktar üstünde tahmin edildiği görülmektedir. Diğer yandan, uniform hava hızının

uygulandığı modellemede, +%20 ile -%40 hata oranları olsa da %40'tan daha yüksek sapmalar göstermektedir. Uniform hava hızı ile gerçekleştirilen ısı kapasitesi tahmininde birkaç deney koşulu dışında -%40'tan daha yüksek hata oranları ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, gerçek koşulların benzetimi için modelde uniform olmayan hava hızının dikkate alınması, modelin tahmin kabiliyetini iyileştirmektedir.



**Şekil 10.** Mikrokanal ısı eşanjörü geçişlerinin çıkış sıcaklıkları için deneysel veriler ile model sonuçlarının karşılaştırılması (Comparison between experimental data and model results for outlet temperatures of the microchannel heat exchanger passes)



**Şekil 11.** Deneysel ısı kapasiteleri ile uniform olmayan hava hızının uygulandığı ve uniform hava hızının uygulandığı model sonuçlarının karşılaştırılması (Comparison of the predicted and experimental heat capacities)

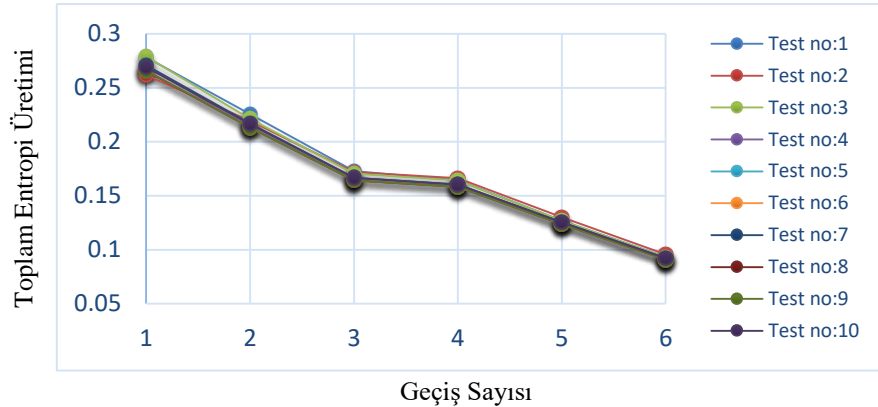
Soğutkan geçiş uzunluğu boyunca mikrokanal ısı eşanjörünün entropi üretimi tüm test koşulları için hesaplanmıştır. Tüm test koşulları için hesaplanan entropi üretimi Şekil 12'de sunulmuştur. Gerçekleştirilen tüm test koşullarında birbirine çok yakın bir entropi üretimi gözlenmektedir. En fazla entropi üretimi, mikrokanal ısı eşanjörünün giriş bölgesi olan birinci geçişte gerçekleşmiş olup, ilerleyen geçişlerde entropi üretimi kademeli olarak azalmaktadır. Şekil 12'de, tüm test koşullarında mikrokanal ısı eşanjörünün üçüncü ve dördüncü geçişinde birbirine çok yakın bir entropi üretimi gerçekleştiği görülmektedir. Söz konusu

geçişlerde birbirinden farklı bir ısı transfer hızı olsa da entropi üretimi aynıdır.

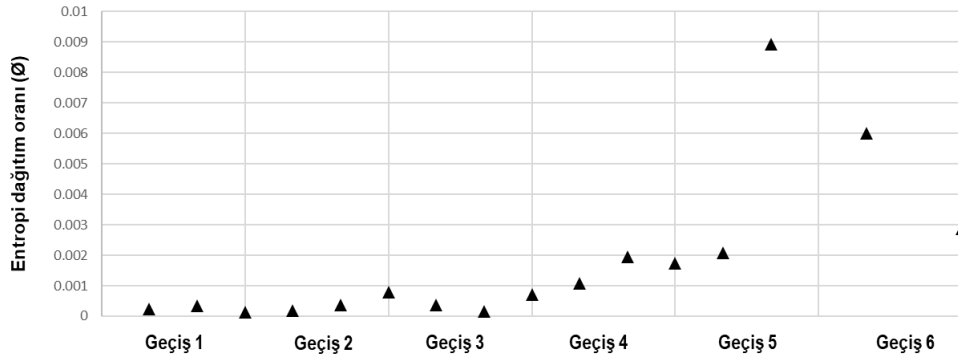
Entropi dağıtım oranı, hangi mekanizmanın entropi üretiminde baskın olduğunu tespit etmek için iyi bir araçtır. Şekil 13'de, Test no:4 durumu için mikrokanal eşanjörün geçişlerindeki entropi dağıtım oranı incelenmiştir. Tüm test durumlarında hemen hemen aynı entropi üretim karakterinin olması, tüm test koşullarında oldukça benzer entropi dağıtım oranlarının oluşmasına neden olmuştur. Bu nedenle, tek bir test koşulunun entropi dağıtım oranı sunulmuştur. Şekil 13'de görülebileceği gibi, mikrokanal eşanjörün geçişlerindeki entropi dağıtım oranı 1'in altında ve sıfıra yakındır.

Bilindiği gibi, entropi dağıtım oranı, basınç düşümünden kaynaklı entropi üretiminin ısı transfer kaynaklı entropi üretimine oranıdır. Bu tanımlayamaya göre entropi üretiminin 0'a yakın olması mikrokanal ısı eşanjöründe basınç kaybından kaynaklı entropi üretiminin, ısı

transferi kaynaklı entropi üretimine oranla oldukça küçük olmasının göstergesidir. Geleneksel kanallara göre çapın azalmasıyla mikrokanal akışında sürtünme etkilerinin artması beklense de bu durumun entropi üretimine bir etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 12. Soğutkan geçiş uzunluğu boyunca mikrokanal ısı eşanjörünün entropi üretimi (Entropy generation rates along refrigerant flow direction)



refrigerant flow direction)

Şekil 13. Test No:4 durumu için mikrokanal ısı eşanjörünün geçişlerindeki entropi dağıtım oranı (Irreversibility distribution ratio for Test No: 4)

## 5. SONUÇLAR (CONCLUSION)

Bu çalışmada, ısı sistemlerde sıklıkla yer alan soğutucu akışkan R600a'nın kullanıldığı mikrokanal ısı eşanjörleri için bir matematiksel model sunulmuştur. Bir hava soğutmalı panjurlu mikrokanal eşanjör ele alınarak sunulan model ile benzetim yapılmıştır. Ele alınan mikrokanal eşanjör ile bir dizi test yapılarak matematiksel modelin deneysel olarak doğrulanması yapılmıştır.

- R600a'nın sıcaklık tahmininde, model mikrokanal eşanjörün ilk geçişlerinde son geçişlere oranla daha fazla hata oranı görülmektedir. Başka bir ifadeyle, modelin ilk geçişlerinde yaptığı sıcaklık tahminleri, son geçişlere oranla deneysel ölçümlerde daha yüksek sapma göstermektedir. Bu durumun ana nedeni, mikrokanal eşanjörün ilk geçişlerindeki R600a ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının yüksek olmasıdır. Buna göre R600a ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkının mikrokanal eşanjörün son geçişlerine doğru düşmesi ile modelin sıcaklık tahminlerinin iyileştiği sonucu çıkmaktadır.

Dolayısıyla, model, ısı eşanjörünün akışkanları arasındaki sıcaklık farkı arttıkça daha fazla sapma göstermektedir. Fakat, en büyük sapmanın %10'u geçmediği görülmüştür.

- Deneysel çalışmaya göre modelde ikinci seviye ile uygulanan uniform olmayan hava hızının, modelin ısı kapasitesi tahmin performansını iyileştirdiği tespit edilmiştir. Bu durum literatür ile uyumlu bir sonuçtur. Uygulaması daha basit olan uniform hava hızı kabulü ile modelin hata yüzdesi önemli ölçüde artmıştır. Uniform hava hızı kabulü, ısı fan üfleme ve kanal içine yerleştirilen mikrokanal eşanjörün ön yüzünde ortaya çıkan düşük hava hızlarını dikkate alamamaktadır. Eşanjörün ön yüzünde oluşan farklı hava hızlarının, eşanjörün ısı performansı üzerinde ihmal edilemeyecek etkileri olduğu görülmektedir. Bu nedenle, uniform olmayan hava hızı uygulaması modelde dikkate alınmalıdır.
- Sunulan modelde, mikrokanal ısı eşanjörünün hava tarafı dokuz bölgeye bölünmüştür. Bu bölge sayısının artırılması, modelin uygulanmasını zorlaştırsada,

modelin doğruluğu arttırması beklenmektedir. Doğruluğun yüksek olması istenen durumlarda hava tarafı hesaplama bölgelerinin sayısı arttırılmalıdır. Hava tarafı hesaplama bölgelerinin sayısının, modelin doğruluğuna etkisi ilerdeki çalışmaların konusu olabilecek niteliktedir.

- Entropi üretimi analizi edildiğinde, basınç düşümü kaynaklı entropi üretimine karşı ısı transferi entropi üretiminin daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Başka bir deyişle, mikrokanal ısı eşanjöründe tersinmezliklerin asıl nedeni R600a ve hava arasındaki ısı transferi olmaktadır. Tasarımda, basınç kayıplarının azaltılmasının entropi üretimine etkisi oldukça azdır. Bu nedenle, basınç düşümünü arttıran mikrokanal gibi küçük boyutlu kanalların ısı transfer katsayısında sağladıkları iyileşme, entropi üretimine göre ön plana çıkmaktadır. Bu durum, ısı eşanjör tasarımında mikrokanallara yer verilmesinin etkinliğini arttıracaklarını göstermektedir.

### SİMGELER (SYMBOLS)

$A_{hava}$	Hava tarafı toplam ısı transfer alanı (m <sup>2</sup> )	$L_p$	Panjur hatvesi (m)	$U$	Toplam ısı transfer katsayısı (kW m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )
$A_f$	Kanat yüzey alanı (m <sup>2</sup> )	$L_{seg}$	Segment uzunluğu (m)	$Um$	Ortalama hız (m <sup>1</sup> s <sup>-1</sup> )
$A_{soğ}$	Soğutkan tarafı efektif ısı transfer alanı (m <sup>2</sup> )	$\dot{m}$	Kütleli deyiş (kg s <sup>-1</sup> )	$W_t$	Ara duvar kalınlığı (m)
$C_R$	Isı kapasitesi oranı (-)	MAE	Mutlak ortalama hata (%)	<b>Yunan harfleri</b>	
$C$	Isı kapasitesi hızı (J K <sup>-1</sup> s <sup>-1</sup> )	$NTU$	Geçiş birimi sayısı (-)	$\delta$	Kanat kalınlığı (m)
$C_p$	Özgül ısı (J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$Nu$	Nusselt sayısı (-)	$\rho$	Yoğunluk (kg m <sup>-3</sup> )
$D_h$	Hidrolik çap (m)	$Nu_{GN}$	Gnielinski Nusselt sayısı (-)	$\varepsilon$	Etkinlik (-)
$Ex$	Ekserji hızı (kW)	$P$	Basınç (bar)	$\eta_o$	Toplam kanat etkinliği (-)
$f$	Sürtünme faktörü (-)	$\Delta P$	Basınç kaybı (bar)	$\eta_f$	Kanat etkinliği (-)
$F_d$	Kanat genişliği (m)	$Pr$	Prandtl sayısı (-)	$\eta_{web}$	Duvar etkinliği (-)
$F_h$	Kanat yükseliği (m)	$P_t$	Port kalınlığı (m)	$\mu$	Dinamik viskozite (Pa.s)
$F_p$	Kanat hatvesi (m)	$\dot{Q}$	Isı transfer hızı (kW)	$\theta$	Panjur açısı (°)
$G$	Kütle akışı (kg m <sup>-2</sup> s <sup>-1</sup> )	$Re_D$	Soğutkan tarafı Reynolds sayısı (-)	$\phi$	Entropi dağıtım oranı (-)
$h$	Isı transfer katsayısı (W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> )	$Re_{LP}$	Hava tarafı Reynolds sayısı (-)	<b>Alt indisler</b>	
$i$	Özgül entalpi (kJ kg <sup>-1</sup> )	$s$	Özgül entropi (kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$maks$	Maksimum
$\dot{I}$	Tersinmezlik (kW)	$\dot{S}$	Entropi hızı (kW K <sup>-1</sup> )	$min$	Minimum
$j$	Colburn-j faktörü (-)	$T$	Sıcaklık (°C)	$soğ$	Soğutucu akışkan
$k_{boru}$	Boru malzemesi ısı iletim katsayısı (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$\Delta T$	Sıcaklık deyişimi (°C)	$g$	Giriş
$k_{fin}$	Kanat malzemesi ısı iletim katsayısı (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$T_{hi}$	Boru iç yükseliği (m)	$\ç$	Çıkış
$L_l$	Panjur uzunluğu (m)	$T_p$	Boru hatvesi (m)	$\ddot{u}rt$	Üretim

### ETİK STANDARTLARIN BEYANI (DECLARATION OF ETHICAL STANDARDS)

Bu makalenin yazarları çalışmalarında kullandıkları materyal ve yöntemlerin etik kurul izni ve/veya yasal-özel bir izin gerektirmediğini beyan ederler.

### YAZARLARIN KATKILARI (AUTHORS' CONTRIBUTIONS)

**Anıl BAŞARAN:** Matematiksel modeli geliştirmiş, deneyleri yapmış, sonuçları analiz etmiş ve yazım işlemini gerçekleştirmiştir.

**Ali YURDDAŞ:** Deney setini tasarlamış ve sonuçları analiz etmiştir.

### ÇIKAR ÇATIŞMASI (CONFLICT OF INTEREST)

Bu çalışmada herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

### KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Kandlikar S.G., "A roadmap for implementing minichannels in refrigeration and air-conditioning systems - Current status and future directions", *Heat Transfer Engineering*, 28: 973–985, (2007).

- [2] Roth K., Westphalen D., Dieckmann J., Hamilton S., Goetzler W., Energy consumption characteristics of commercial building HVAC systems, Volume III: *Energy savings potential, III*, (2002).
- [3] Zhai R., Yang Z., Zhang Y., Lv Z., Feng B., "Effect of temperature and humidity on the flammability limits of hydrocarbons", *Fuel*, 270: 117442, (2020).
- [4] Ahmadvpour M.M., Akhavan-Behabadi M.A., Sajadi B., Salehi-Kohestani A., "Experimental Study of Lubricating Oil Effect on R600a Condensation inside Micro-Fin Tubes", *Heat Transfer Engineering*, 1–13, (2020).
- [5] Vera-García F., García-Cascales J.R., González-Maciá J., Cabello R., Llopis R., Sanchez D., Torella E., "A simplified model for shell-and-tubes heat exchangers: Practical application", *Applied Thermal Engineering*, 30: 1231–141, (2010).
- [6] Shao L.L., Yang L., Zhang C.L., Gu B., "Numerical modeling of serpentine microchannel condensers", *International Journal of Refrigeration*, 32: 1162–172, (2009).
- [7] Martínez-Ballester S., Corberán J.M., González-Maciá J., "Numerical model for microchannel condensers and gas coolers: Part i - Model description and validation", *International Journal of Refrigeration*, 36: 173–190, (2013).
- [8] Kim M.H., Bullard C.W., "Development of a microchannel evaporator model for a CO<sub>2</sub> air-conditioning system", *Energy*, 26: 931–948, (2001).
- [9] Yin J.M., Bullard C.W., Hrnjak P.S., "R-744 gas cooler model development and validation", *International Journal of Refrigeration*, 24: 692–701, (2001).
- [10] Shojaeefard M.H., Zare J., "Modeling and combined application of the modified NSGA-II and TOPSIS to optimize a refrigerant-to-air multi-pass louvered fin-and-flat tube condenser", *Applied Thermal Engineering*, 103: 212–225, (2016).
- [11] García-Cascales J.R., Vera-García F., González-Maciá J., Corberán-Salvador J.M., Johnson M.W., Kohler G.T., "Compact heat exchangers modeling: Condensation", *International Journal of Refrigeration*, 33: 135–147, (2010).
- [12] Liang Y.Y., Liu C.C., Li C.Z., Chen J.P., "Experimental and simulation study on the air side thermal hydraulic performance of automotive heat exchangers", *Applied Thermal Engineering*, 87: 305–315, (2015).
- [13] Yin X.W., Wang W., Patnaik V., Zhou J.S., Huang X.C., "Evaluation of microchannel condenser characteristics by numerical simulation", *International Journal of Refrigeration*, 54: 126–141, (2015).
- [14] Dittus F.W., Boelter L.M., "Heat transfer in automobile radiators of the tubular type", *Publications in Engineering*, University of California, Berkeley, 2: 443, (1930).
- [15] Gnielinski V., "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *International Chemical Engineering*, 16: 359–368, (1976).
- [16] Petukhov B.S., "Heat transfer and friction in turbulent pipe flow with variable physical properties", *Advances in Heat Transfer*, 6: 503–564, (1970).
- [17] Derby M., Lee H.J., Peles Y., Jensen M.K., "Condensation heat transfer in square, triangular, and semi-circular mini-channels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55: 187–197, (2012). doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.09.002.
- [18] Saha S.K., "Microchannel Phase Change Transport Phenomena", *Oxford*: UK: Butterworth-Heinemann; (2016).
- [19] Filonenko G.K., "Hydraulic resistance in pipes", *Heat Exchanger Design Handbook*, Teploenergetika, 1: 40–44, (1954).
- [20] Adams T.M., Jeter S.M., Qureshis Z.H., "An experimental investigation of single-phase forced convection in microchannels", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41: 851–857, (1997).
- [21] Chang Y.-J., Wang C.-C., "A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40: 533–544, (1997).
- [22] Kim M., Bullard C.W., "Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers", *International Journal of Refrigeration*, 25: 390–400, (2002).
- [23] Kotas T.J., "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", UK: *Essex*: Butterworth-Heinemann; 1985.
- [24] Awad M.M., "A review of entropy generation in microchannels", *Advances in Mechanical Engineering*, 7: 1-32. (2015).
- [25] Bejan A., "Entropy generation through heat and fluid flow", New York: USA: *Wiley*; (1982).