

İÇTEN YANMALI MOTORLARDA KULLANILAN RADYATÖRLERİN TASARIMI İÇİN BİR MATEMATİK MODEL GELİŞTİRİLMESİ VE UYGULAMASI

Halit KARABULUT¹, Regaip MENKÜÇ², A. Onur ÖZDEMİR^{3*}, Emre YILDIRIM⁴

^{1,2,3,4} Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Ankara

¹ ORCID No : <http://orcid.org/0000-0001-6211-5258>

² ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-2108-2418>

³ ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-6475-1976>

⁴ ORCID No : <http://orcid.org/0000-0002-2528-2740>

Anahtar Kelimeler	Öz
Kanatçık verimi Matematik model Radyatör tasarımı Soğutma fanı gücü	<i>Bu çalışmada, içten yanmalı motorlar için yassı su boruları ve düzlem kanatçıklardan oluşan bir radyatörün matematik modeli ve tasarım yöntemi geliştirilmiştir. Geliştirilen matematik modelde radyatörün kanatçıklı borulardan oluştuğu kabul edilmekte ve tasarım işinin özünü kanatçıklı boruların uzunluğunun ve sayısının belirlenmesi oluşturmaktadır. Geliştirilen matematik model ve tasarım yöntemi kullanılarak 100 kW ısı transferi kapasitesi olan bir radyatörün fiziki boyutları araştırılmıştır. Düzlem kanatçıkların arasındaki en uygun mesafenin 0.85-1.05 mm aralığında ve hava akış hızının 5-10 m/s aralığında olabileceği belirlenmiştir. Bu durumda, kanatçıkların arasındaki hava akışı laminer rejimde gerçekleşmekte olup, kanatçıkların yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı 100 W/m²K civarında olmaktadır. Kanatçıkların yapımında 0.25 mm kalınlığında alüminyum levha kullanıldığına, kanatçıkların ısı verimi %90 in üzerine çıkmaktadır. Motor soğutma suyunun radyatöre giriş ve radyatörden çıkış sıcaklıkları arasındaki fark 15 °C kabul edildiğinde, radyatörün en uygun hacmi 25 litre olarak belirlenirken, sıcaklık farkı 10 °C yapıldığında ise 22.5 litre olarak belirlenmektedir. Tasarım ölçülerine göre hava fanı gücünün 1000-2000 W aralığında olabileceği belirlenmiştir. Ayrıca, su devirdaim pompası gücünün 10 W in altında kaldığı tespit edilmiştir.</i>

THE DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL FOR THE DESIGN OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE RADIATORS AND IMPLEMENTATION

Keywords	Abstract
Air fan optimization Fin efficiency Mathematical model Radiator design	<i>In this study, a mathematical model and design procedure is developed to design Internal Combustion Engine radiators. In the model, the radiator is assumed to be a device consisting of finned tubes. The main element of the design is the determination of the length and number of tubes. The physical dimensions of a radiator with 100 kW heat transfer capacity are investigated using the mathematical model with the application procedure. It is determined that the optimum distance between the plane fins would be 0.85-1.05 mm, and the airflow velocity would be 5-10 m/s. In these circumstances, the airflow regime between fins is laminar, and the heat transfer coefficient becomes about 100 W/m²°C. If fins are processed from aluminum sheets with 0.25 mm thickness, the thermal efficiency of fins exceeds 90%. When the temperature difference between the inflow and outflow of the radiator is assumed to be 15 °C, the optimum radiator volume becomes about 25 liters. If the temperature difference is assumed to be 10 °C, the radiator volume becomes 22.5 liters. According to the design dimensions, the required fan power could be ranged from 1000 to 2000 W. In addition, it was found that the power requirement of the water pump is lower than below 10 W.</i>

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi

: 25.12.2022

Kabul Tarihi

: 09.05.2023

Research Article

Submission Date

: 25.12.2022

Accepted Date

: 09.05.2023

*Sorumlu yazar: onurozdemir@gazi.edu.tr

<http://doi.org/10.31796/ogummf.1224107>



Bu eser, Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>) hükümlerine göre açık erişimli bir makaledir.

This is an open access article under the terms of the Creative Commons Attribution License (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Giriş

İçten yanmalı pistonlu motorlarda kullanılan yakıtın yanması sonucu açığa çıkan ısının, ekonomik çalışma şartlarında, yaklaşık %35 i işe dönüşmekte, %35 i egzoz gazları ile birlikte atmosfere atılmakta, geri kalan %30 luk kısmı çalışma gazından motorun katı parçalarına transfer edilmektedir. Katı parçalara transfer edilen ısının sebep olduğu sıcaklık yükselmesi kontrol altında tutulmaz ise genleşme, deformasyon ve sıkışmalar neticesinde motor işlerliğini kaybederek hizmet dışı kalmaktadır. Mekanik parçaların sıcaklığının gerektiğinden az olması da çalışma gazlarının ısı kaybının artmasına ve termodinamik verimsizliğe sebep olmaktadır. Motorlardaki vuruntu olayının minimize edilebilmesi için de yine motor parçalarının sıcaklığının belirli değerlerde sınırlı tutulması gerekmektedir. Ayrıca, motorların mekanik parçaları tasarlanırken birlikte çalışan parçaların arasında yağlama ve seri çalışma boşlukları bırakılmaktadır. Yağlamanın en mükemmel biçimde gerçekleştirilerek, gaz kaçaklarının ve mekanik sürtünmelerin önüne geçilmesi ve neticede motorun yüksek verim ile enerji üretebilmesi için yağlama ve seri çalışma boşluklarının belirli limitlerin dışına çıkmaması gerekmektedir. Mekanik parçalar arasındaki yağlama ve çalışma boşluklarının belirli limitler arasında kalabilmesi için, mekanik parçaların sıcaklığının da belirli limitler arasında tutulması gerekmektedir. Aksi takdirde yağlama ve çalışma boşlukları artarak veya azalarak motorun çalışma performansını düşürecek, ya da arızalanmaya sebep olacaktır. Motorların mekanik parçalarının sıcaklığının belirli sınırlar arasında tutulması motor soğutma sisteminin görevidir. Motor soğutma sisteminde yer alan temel bileşenler arasında bir devirdaim pompası, bir radyatör, bir termostat, birleştirme boruları, motorun su ceketleri, soğutma suyunun kendisi, hava fanı, davlumbaz ve sensörler bulunmaktadır. Motorun mekanik parçalarının sıcaklığının kontrol altında tutulması işlemi soğutma suyu sıcaklığı aracılığı ile yapılmaktadır. Modern motorlar tasarlanırken soğutma suyunun (%25 Ethylene-Glycol ve %75 su) sürekli çalışma şartlarındaki sıcaklığı 90-115 °C aralığında seçilmektedir (Morad ve Alrajhi, 2014). Devirdaim pompasının görevi soğutma suyunun soğutma sistemini oluşturan elemanlar arasında dolaşımını sağlamaktır. Termostatın görevi soğutma suyunun sirkülasyon debisini ihtiyaca göre düzenleyerek motor parçalarının gereğine göre soğutulmasını ya da soğutulmamasını sağlamaktadır. Radyatörün görevi motorun parçalarından soğutma suyuna geçen ısının atmosfere atılmasını sağlamaktadır. Radyatörler çapraz akışlı ısı değiştirgeçleri olup, bir sıcak su kolektörü, bir soğuk su kolektörü, sıcak ve soğuk su kolektörlerini birleştiren bir boru demeti ve boru demetindeki boruların arasına ya da üzerine monte edilmiş kanatçıklardan oluşmaktadır. Modern taşıtlarda ağırlığı ve hacmi küçük olan radyatörler kullanılarak yakıt tasarrufu sağlanmaktadır (Karabulut, İpci ve Çınar, 2016). Hacmi

küçük radyatörlerin kullanımı hafif ve aerodinamik performansı yüksek taşıt modellerinin tasarımını mümkün kılmanın yanı sıra soğutma suyunun kütlesini azaltarak motorun sürekli çalışma sıcaklığına daha erken ulaşmasını da sağlamaktadır. Radyatörlerin daha küçük boyutlarda tasarlanabilmesi için ısı taşınım katsayısının ve birim hacimdeki yüzey alanının olabildiğince genişletilmesi gerekmektedir (Amrutkar ve Patil, 2013).

Soğutma suyu kanalı olarak hidrolik çapı küçük yassı boruların kullanılması hem iç yüzey ısı taşınım katsayısını, hem de iç yüzey ısı transferi alanını genişletmek için kullanılabilirliği göstermektedir (Sahar, Wissink, Mahmoud, Karayiannis ve Ishak, 2017; Arora ve Gupta, 2020). Soğutma suyunun akışının türbülanslı rejimde gerçekleştirilmesi de iç yüzey ısı taşınım katsayısını güçlendirmede etkili olan bir faktör olarak ortaya çıkmaktadır (Vahidinia ve Mir, 2015). Su borularının iç yüzeyindeki ısı transferini güçlendirmek için son zamanlarda nano akışkan olarak adlandırılan karışımlar üzerinde çalışmalar yapılmaktadır. Motor soğutma suyuna ısıl iletkenliği yüksek olan nano büyüklükteki bir takım parçacıkların karıştırılması ile nano akışkan elde edilmektedir. Belli başlı nano akışkanlar arasında su-CuO, su-Al₂O₃, Ethylene Glycol-CuO, Ethylene Glycol-Al₂O₃, Polyester-Al₂O₃, Polyester-CuO, su-Fe₂O₃, su-TiO₂, su-SiO₂, su-kül gibi karışımlar yer almaktadır (Arora ve Gupta, 2020; Mukkamala, 2017; Sidik, Yazid ve Mamat, 2015; Peyghambarzadeh, Hashemabadi, Naraki ve Vermahmoudi, 2013).

Bir akışkan ile ısı alışverişi yapan bir katı cismin yüzeyindeki ısı transferini $q = -k_f (dT/dn)_f$ şeklinde tanımlanan Fourier yasası yönetmektedir (Altınışık, 2003). Bu eşitlikte bulunan k_f akışkanın Fourier katsayısı olarak adlandırılmakta olup, suyun Fourier katsayısı havanın Fourier katsayısının yaklaşık 20 katı kadardır. Bu sebeple radyatörlerde su tarafındaki ısı akışı hava tarafındaki ısı akışının yaklaşık 20 katı kadardır. Hava tarafındaki ısı transferini iyileştirmek için akışın rejimini türbülanslı yapmak, ısı transferi alanını genişletmek ve havanın hidrolik çapı küçük kanallardan geçmesini sağlamak gibi seçenekler bulunmaktadır. Dış tarafı çıplak borular ile asla istenilen seviyede ısı transferi gerçekleştirilememektedir. Boruların dış tarafına mutlaka kanatçık donanımı yapmak gerekmektedir. Hava akımı kanatçıklar arasındaki boşluklardan gerçekleşmektedir. Bu boşluklara hava kanalı ismi verilebilir. Hava kanallarındaki akışın türbülanslı olabilmesi için akışın hızı veya kanalların hidrolik çapının göreceli olarak büyük olması gerekmektedir. Akış hızını belirli bir değerin üzerine çıkarmak mümkün olmadığı için yüksek türbülanslı bir akış yaratarak dış yüzeydeki ısı transferini güçlendirmek mümkün olmamaktadır. Geriye kalan seçenek su borularının çevresine mümkün olduğunca çok kanatçık donatarak ısı transferi alanını genişletmektir. Kanatçık sayısının artırılması zorunlu

olarak hidrolik çapın küçülmesi ile neticelenmektedir. Hidrolik çapın küçülmesi hava kanallarındaki akışın ısı transferi katsayısını da iyileştirmektedir. Bununla birlikte hava kanallarının hidrolik çapının küçülmesi mutlaka ısı transferi katsayısının artacağı anlamına da gelmemektedir. Çünkü, genellikle hidrolik çapı küçük olan kanalların akış kesiti bir takım keskin köşeler içermekte, bu da Nusselt sayısının küçük olması ile neticelenmektedir. Keskin köşeli kanallarda Nusselt sayısının küçük olmasının sebebi, keskin köşelere yakın olan yerlerde viskoz etkilerin akış hızını ve sıcaklık dağılımını etkilemesidir. Hidrolik çapın küçültülmesinin akışı laminarleştirme etkisi de mevcuttur. Kanatçıkların geometrisine göre hava kanalları sinüzoidal, üçgen, dörtgen, parabolik veya petek şeklinde bir takım kesitlere sahip olabilirler (Karabulut ve diğ., 2016; İpci, Karabulut ve Çınar, 2016). Kanalların şeklinin değişmesinin iletkenlik (hA) üzerindeki etkisinin az olması sebebi ile ısı transferinde büyük bir artış olmamaktadır. Bununla birlikte, parabolik ve sinüzoidal kanalların sınırlı miktarda avantaj sağladığı görülmektedir.

Hava kanallarındaki laminar akış hem hidrodinamik yönden hem de termal yönden giriş bölgesi ve tam gelişmiş akış bölgesi olarak iki kısma ayrılabilir. Nusselt sayısının giriş bölgesindeki değişimi dikkate alındığında, giriş bölgesinin efektif uzunluğu hidrolik çapın yaklaşık 10-20 katı kadar olmaktadır (Belhadj, Bouchenafa ve Saim, 2018; El-Genk ve Pourghasemi, 2019; Gamrat, Favre ve Asendrych, 2005). Giriş bölgesinin tam giriş ucunda Nusselt sayısı göreceli olarak yüksek olmakla birlikte akış yönünde hızlı bir düşüş göstererek tam gelişmiş laminar akışın Nusselt sayısına asimptotik olarak yaklaşmaktadır. Kanalin tam giriş ucunda Nusselt sayısının yüksek olmasının sebebi, bu kısımda tek düze bir hız profilinin bulunmasıdır. Sabit ısı akışı şartı dikkate alındığında düzlem kanatçıkların tam girişindeki Nusselt sayısı 12 civarında bir değer olarak belirlenmektedir (İpci, 2018). Sabit duvar sıcaklığı şartı dikkate alındığında düzlem kanatçıkların tam girişindeki Nusselt sayısı 9.87 olarak hesaplanmaktadır. Düzlem kanatçıkların tam gelişmiş akış bölgesinde sabit ısı akışı ve sabit duvar sıcaklığı için Nusselt sayısı 8.23 ve 7.54 olarak verilmektedir. Belirli bir mesafeden sonra (radyatörün hava kanallarının uzunluğu kadar bir mesafe) Nusselt sayısının akış yönündeki ortalaması ile tam gelişmiş laminar akışın Nusselt sayısı arasındaki fark önemini kaybetmektedir (Lee ve Garimella, 2006). Kirlenme ve tıkanmalar dikkate alındığında hava kanallarındaki ısı taşınım katsayısının tam gelişmiş akışın Nusselt sayısından hesaplanmasının daha garantili olacağı görülmektedir. Dikdörtgen şeklindeki bir radyatör kanalının en/boy oranı 1/10 ve daha küçükse, akış hem hidrodinamik yönden hem de ısı yönden iki paralel duvar arasındaki akışa benzemekte olup (Kundu, Simlandi ve Das, 2011), akışın basınç kaybı ve ısı transferi hesapları yapılırken iki paralel duvar arasındaki akışın sürtünme faktörü ve

Nusselt sayısı kullanılabilir. Radyatörlerde hava tarafındaki ısı transferinin mükemmel olması için kanatçıkların yassı borulara birleştiği yerlerdeki ısı direncin yok edilmesi gerekmektedir. Kanatçıkların borulara birleştiği yerlere lehim uygulayarak ısı direnci yok edilmektedir (Jadidi, 2013). Radyatörlerde hava tarafındaki ısı transferini güçlendirmek için uygulanan yöntemlerden bir tanesi de kanatçıkların oluşturduğu hava kanallarının cidarına akışı yönlendirici yarıklar açarak, hava moleküllerinin kanallar arasında dolaşmasını sağlamaktır (Junjanna, Kulasekharan ve Purushotham, 2012; Priyadarsini, Reddy ve Devi, 2022).

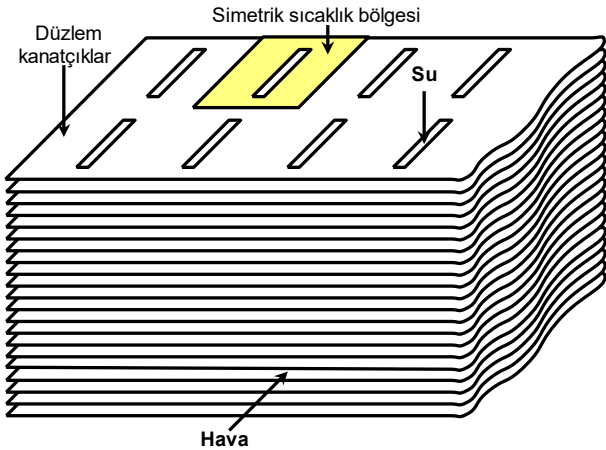
Radyatörlerin tasarımında, ϵ -NTU yöntemi, iteratif yöntemler, logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (LMTD), hesaplamalı akışkanlar dinamiği gibi farklı yaklaşımlar kullanılmakta olup (Trivedi ve Vasava, 2012; Starace, Fiorentino, Longo ve Carluccio, 2017; Oliet, Oliva, Castro ve Perez, 2007; Jain, Rajagopal, Selvaraj ve Devaraj, 2022), bunların hiç birisi sistematik bir matematik model oluşturmamaktadır. Bu çalışmada, toplam ısı direnci kavramı kullanılarak soğutma suyunun sıcaklığının değişimi bir diferansiyel denklem ile ifade edilmiş ve söz konusu denklemin çözümünden radyatörün matematik modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan matematik model radyatör tasarımını dış yüzeyi kanatçıklı bir borunun uzunluğunun belirlenmesine indirgemektedir. Geliştirilen model soğutma kapasitesi 100 kW olan bir radyatörün tasarımında kullanılmıştır. Bu model İçten Yanmalı Motorların soğutma sistemlerinin geliştirilmesi ile ilgilenen mühendislerin kolayca kullanabileceği bir tasarım metodolojisidir.

2. Radyatörün Fiziki Mekanizması ve Matematik Modeli

Bu çalışmada, bilimsel araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

Radyatörler; bir sıcak su kolektörü, bir soğuk su kolektörü, bu iki kolektörü birleştiren sıcak su boruları ve bu boruların üzerine donatılmış kanatçıklardan oluşmaktadır. Şekil 1 de iki sıra dikey konumlu yassı su borusu ve çok sayıda yatay konumlu düzlem kanatçıklardan oluşan bir radyatörün ısı transferi yapan kısmı (özü) görülmektedir. Su borularının yukarı ucu sıcak su kolektörüne, aşağı ucu soğuk su kolektörüne bağlanmaktadır. Radyatör soğutma havası kanatçıkların arasından yatay doğrultuda ileri doğru akarken, motor soğutma suyu yassı su borularından aşağı doğru akmaktadır. Motor soğutma suyundan yassı borulara geçen ısı, boruların dış yüzeyi ve düzlem kanatçıklar tarafından havaya aktarılmaktadır. Yassı borulara üst taraftan giren sıcak su boruların alt ucundan 10-15 °C soğumuş olarak çıkmaktadır. Kanatçıkların arasındaki kanala radyatörün ön yüzeyinden giren atmosferik hava arka yüzeyden ısınmış olarak çıkmaktadır. Su boruları

ile kanatçıkların arasındaki ısı temas direnci lehimleme (brazing) yapılarak minimize edilmektedir.



Şekil 1. Düzlem Kanatçıklar ve Simetrik Sıcaklık Bölgesi

Düzlem kanatçıklar geometrik yönden simetrik kısımlara ayrılabilir şekilde tasarlanırsa, sıcaklık dağılımı açısından da simetrik kısımlar oluşmakta ve radyatörün ısı tasarımı kanatçıklı bir borunun tasarımına indirgenmektedir. Söz konusu kanatçıklı boru Şekil 2 de görülmektedir. Kanatçıklı boruların tasarımında dikkate alınması gereken belli başlı ısı transferi dirençleri;

- 1) İç taraftaki (su ile boru arasındaki) konveksiyon direnci,
- 2) Borunun cidar kalınlığının kondüksiyon direnci,
- 3) Borunun dış yüzeyi ile kanatçıklar arasındaki temas direnci,
- 4) Kanatçıkların kondüksiyon direnci ve dış yüzey konveksiyon direnci

olarak sıralanabilir. Temas direncini hesaba katmak için borunun kendi direncini bir miktar yükseltmek yeterli olabilir. Bu dirençlerin her birisinden aynı miktarda ısı geçmektedir. Şekil 2 deki yassı borunun Δz uzunluğundaki bir parçasında sıcak sudan boru cidarına geçen ısı

$$\Delta Q = P_i h_i (T_{f1} - T_{wi}) \Delta z = \frac{(T_{f1} - T_{wi}) \Delta z}{\frac{1}{P_i h_i}} \quad (1)$$

$$= \frac{(T_{f1} - T_{wi}) \Delta z}{R_1}$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlikte bulunan T_{f1} yassı borunun Δz uzunluğundaki bir parçası içerisindeki su sıcaklığını, T_{wi} aynı yerde yassı borunun iç yüzey sıcaklığını göstermektedir. Aynı yerde yassı borunun iç yüzeyinden dış yüzeyine geçen ısı

$$\Delta Q = k_b \frac{P_i + P_o}{2 \delta_b} (T_{wi} - T_{wo}) \Delta z = \frac{(T_{wi} - T_{wo}) \Delta z}{\frac{1}{k_b \frac{P_i + P_o}{2 \delta_b}}} \quad (2)$$

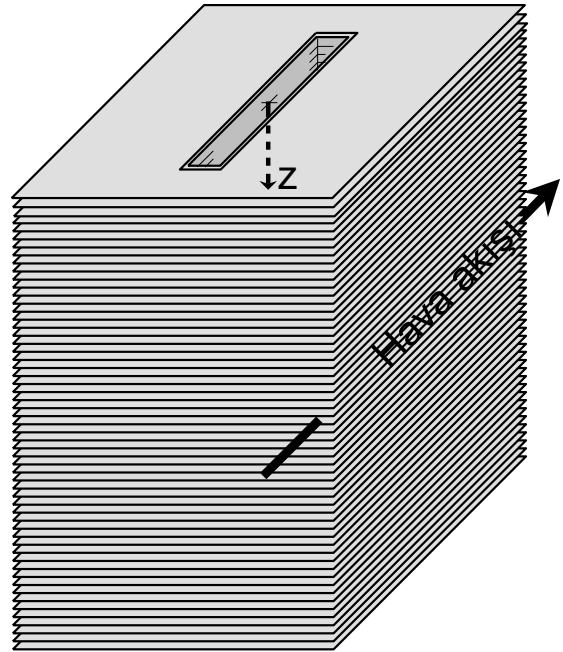
$$= \frac{(T_{wi} - T_{wo}) \Delta z}{R_2}$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlikte bulunan T_{wo} aynı yerde yassı borunun dış yüzey sıcaklığını göstermektedir. Yassı borunun aynı parçasının kanatçıklı dış yüzeyinden havaya aktarılan ısı

$$\Delta Q = \frac{T_{wo} - T_{f2}}{\frac{1}{(1 - n_k \delta_k) P_o h_o + (n_k A_k) h_k \eta}} \Delta z \quad (3)$$

$$= \frac{T_{wo} - T_{f2}}{R_3} \Delta z$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu eşitlikte bulunan T_{f2} aynı yerde havanın ortalama sıcaklığını göstermektedir. Burada sözü edilen ortalama, kanatçıklar arasından geçmekte olan havanın sıcaklığının akış doğrultusundaki ortalamasıdır.



Şekil 2. Kanatçıklı Yassı Boru

Bu eşitliklerde bulunan δ_b , δ_k , A_k ve n_k sırası ile yassı borunun et kalınlığını, kanatçıkların et kalınlığını, kanatçıkların arkalı önlü alanını ve metre uzunluk başına kanatçık sayısını göstermektedir. Son üç eşitliğin toplamı alınarak kanatçıklı borunun Δz uzunluktaki parçasından havaya transfer edilen ısı

$$\Delta Q = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{R_1 + R_2 + R_3} \Delta z = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\Omega} \Delta z \quad (4)$$

şeklinde ifade edilir. Bu eşitlikte bulunan Ω toplam ısı direnci, T_{f2} kanatçıkların arasından geçmekte olan havanın ortalama sıcaklığını göstermektedir. Söz konusu ortalama, havanın akış yönündeki ortalaması olup z ile de sınırlı ölçüde değişmektedir. Son eşitlik

$$dQ = \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\Omega} dz \quad (5)$$

şeklinde de yazılabilir. Aynı ısı termodinamik olarak

$$dQ = -\dot{m} C_{f1} dT_{f1} \quad (6)$$

şeklinde ifade edilebilir. Son iki eşitliğin bileşiminden

$$\frac{dT_{f1}}{dz} + \frac{T_{f1} - T_{f2}}{\Omega \dot{m} C_{f1}} = 0 \quad (7)$$

diferansiyel denklemi elde edilir. Bu eşitlikte bulunan T_{f1} in yassı borudan geçmekte olan suyun sıcaklığı olduğunu ve z istikametinde değiştiğini biliyoruz. Kanatçıklar arasından geçmekte olan havanın ortalama sıcaklığı olan T_{f2} de yine z ye bağlı olarak değişmektedir. Bununla birlikte T_{f2} ye sabit bir ortalama değer tayin ederek eşitlik (7) yi analitik olarak çözmek mümkündür. Termodinamiğin birinci kanunu kullanılarak söz konusu sabit değer in hesabı için

$$T_{f2} = T_{\infty} + \frac{1}{2} \Delta T_{f2} = T_{\infty} + \frac{1}{2} \frac{Q_e}{U_{f2} A_r \rho_{f2} C_{f2}} \quad (8)$$

eşitliği türetilir. Son eşitlikten görüldüğü üzere havanın akış debisi ($U_{f2} \cdot A_r$) çok çok büyük olduğunda $T_{f2} = T_{\infty}$ gibi sabit bir değer elde edilmektedir. Eşitlik (7) nin çözümü

$$T_{f1} = T_{f2} + K e^{-\frac{z}{\dot{m} C_{f1} \Omega}} \quad (9)$$

olur. Kanatçıklı borunun sıcak su kolektörüne bağlanan üst ucunda $z=0$ olup, bu uçtan giren suyun sıcaklığı günümüzdeki modern motorlarda 90-115 °C civarında tutulmaktadır. Bu sıcaklık T_h ile gösterilir ve sınır şartı olarak kullanılırsa, son eşitlikte bulunan integral sabiti $K = T_h - T_{f2}$ olarak belirlenir. Bu durumda eşitlik (9) dan

$$T_{f1} = T_{f2} + (T_h - T_{f2}) e^{-\frac{z}{\dot{m} C_{f1} \Omega}} \quad (10)$$

özel çözümü belirlenir. Son eşitlik kanatçıklı boruların uzunluğunun belirlenmesini sağlamaktadır. Bu eşitliğin kullanımı deneme-yanılma işlemi yapmayı gerektirmektedir. Motor soğutma suyunun radyatörden çıkış sıcaklığı (T_{f1}) in, giriş sıcaklığı (T_h) dan 10-15 °C küçük olması istenmektedir. Eşitlik (10) da, z ye verilen

bir atma değer T_h ile T_{f1} arasında istenilen miktarda fark oluşturuyorsa, z ye verilen bu değer kanatçıklı su borusunun gerçek değeri olur. Radyatörün diğer boyutunu ise, sıcak ve soğuk su kolektörlerinin arasına paralel olarak bağlanan kanatçıklı boruların sayısı belirleyecektir. Kanatçıklı boruların sayısı;

$$n_b = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{f1}} \quad (11)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Bu eşitlikte \dot{m} ile motor soğutma suyunun debisi, \dot{m}_{f1} ile bir tek kanatçıklı borunun debisi gösterilmektedir. Motor soğutma suyunun debisi

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{C_{f1} \Delta T_{f1}} \quad (12)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Son eşitlikte bulunan ΔT_{f1} in 10-15 °C gibi bir değer olduğunu biliyoruz. Q_e ile radyatörün atmosfere atacağı ısının tamamı gösterilmektedir. Bu ısı hemen hemen motorun gücüne denk bir enerjidir. Kanatçıklı borunun debisini kanatçıklı borunun içerisinden geçen sıcak suyun akış rejimi ve bu akışın oluşturduğu ısı taşınım katsayısı belirlemektedir. Radyatör hacminin küçük olması için kanatçıklı boruların sayısının az olması gerekmektedir. Kanatçıklı boruların sayısının az olması için de sıcak su tarafındaki ısı taşınım katsayısının yüksek olması gerekmektedir. Kanatçıklı borunun sıcak su tarafındaki Nusselt sayısı ve ısı taşınım katsayısı

$$Nu_i = \frac{\left(\frac{f_i}{8}\right) (Re_i - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_i}{8}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

$$f_i = (0.790 \cdot \ln(Re_i) - 1.64)^{-2} \quad (14)$$

$$Pr = \frac{C_{f1} \mu_{f1}}{k_{f1}} \quad (15)$$

$$h_i = \frac{Nu_i k_{f1}}{D_{hi}} \quad (16)$$

eşitlikleri ile hesaplanabilir (Incropera, Dewitt, Bergman ve Lavine, 1996). Yassı borulardaki sıcak su akışının Reynolds sayısı

$$Re_i = \frac{U_{f1} D_{hi}}{\nu_{f1}} \quad (17)$$

ile hesaplanabilir. Bu eşitlikte D_{hi} yassı borunun hidrolik çapını göstermekte olup, $D_{hi} = 4A_i / P_i$ eşitliği ile hesaplanmaktadır. Yassı borudaki sıcak su akışında ısı taşınım katsayısının yeterince yüksek olabilmesi için akışın kararlı türbülanslı rejimde olması gerekmektedir. Sıcak su akışının türbülanslı olmasını garanti edebilmek

için bilindiği üzere Reynolds sayısının 5000 den fazla olması gerekmektedir. Reynolds sayısına uygun değerler verilerek eşitlik (13-15) yardımı ile istenilen büyüklükte bir ısı taşınım katsayısı belirlenir ve daha sonra Reynolds sayısının bu değeri

$$U_{f1} = \text{Re}_i \frac{V_{f1}}{D_{h,i}} \quad (18)$$

eşitliğinde kullanılarak sıcak suyun yassı borudaki akış hızı belirlenir. Belirlenen akış hızı

$$\dot{m}_{f1} = U_{f1} A \rho_{f1} \quad (19)$$

eşitliğinde kullanılarak bir yassı borudaki kütleli debi ve ardından eşitlik (11) yardımı ile kanatçıklı boruların sayısı belirlenir. Görüldüğü üzere bu çalışmada takdim edilmekte olan radyatör tasarım metodolojisinde boru içi akışın Reynolds sayısı bağımsız bir değişken muamelesine tabi tutulmakta ve hem boru içi akışın ısı taşınım katsayısı hem de boru sayısı Reynolds sayısına bağlı olarak belirlenmektedir. Bu metod radyatörün eninin, boyunun ve kalınlığının ihtiyaca göre düzenlenmesine imkân sağlamaktadır. Reynolds sayısı küçük seçilirse boru sayısı artmakta ve buna bağlı olarak radyatörün boyu azalmaktayken, eni artmaktadır. Reynolds sayısı büyük seçilirse radyatörün boyu artmakta ve eni azalmaktadır. Radyatörün kalınlığını azaltmak gerektiğinde ise iki sıra boru değil tek sıra boru kullanılabilir. Bu çalışmada tanıtılmakta olan metodolojinin en önemli avantajlarından birisi budur.

Eşitlik (3) te yer alan kanatçık veriminin (η) tanımı

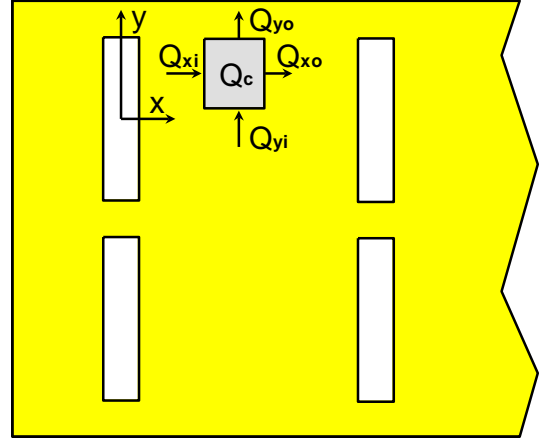
$$\eta = \frac{\bar{T} - T_{\infty}}{T_{w0} - T_{\infty}} \quad (20)$$

şeklinde yapılmaktadır (Kakaç, Yener ve Pramuanjaroenkij, 2013). Bu eşitlikte bulunan \bar{T} kanatçığın yüzeyindeki sıcaklığın alan ortalamasını, T_{w0} kanatçığın bağlandığı yüzeyin sıcaklığını, T_{∞} ısı atılan ortamın bulk sıcaklığını göstermektedir. Kanatçığın ortalama sıcaklığının belirlenebilmesi için önce kanatçığın üzerindeki sıcaklık dağılımının belirlenmesi gerekmektedir. Kanatçıkların üzerindeki sıcaklık dağılımı kanatçık enerji denklemi ile belirlenebilmektedir. Enerji denklemi bir kontrol hacmi üzerinde enerji balansı yapılarak türetilmektedir. Şekil 3 te bir kontrol hacmi, söz konusu kontrol hacmine giren ve çıkan ısılar görülmektedir. Kontrol hacmine giren enerjiler Q_{xi} ve Q_{yi} olup, konveksiyonla gerçekleşmektedir. Kontrol hacminden enerji çıkışı hem konveksiyonla hem de konduksiyonla gerçekleşmektedir. Konveksiyonla çıkan enerji Q_c , konduksiyonla çıkan enerjiler Q_{xo} ve Q_{yo} ile gösterilmiştir. Enerji balansı

$$Q_{xi} + Q_{yi} = Q_{xo} + Q_{yo} + Q_c \quad (21)$$

olur. Fourier ısı iletim yasası ve Newton soğutma yasası kullanılarak son eşitlik

$$\begin{aligned} & -k_k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{xi} \delta_k \Delta y \Delta t - k_k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{yi} \delta_k \Delta x \Delta t = \\ & -k_k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{xo} \delta_k \Delta y \Delta t - k_k \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)_{yo} \delta_k \Delta x \Delta t \quad (22) \\ & + 2 h_k \Delta x \Delta y (T - T_{\infty}) \Delta t \end{aligned}$$



Şekil 3. Enerji Balansında Kullanılan Kontrol Hacmi

şeklinde düzenlenir. Bu eşitlikte bulunan T yüzey elemanının ortasındaki sıcaklık olarak düşünülebilir. Son eşitliğin kapsadığı türevlerin yüzey elemanının orta noktasına göre Taylor açılımı yapılarak

$$\begin{aligned} & -k_k \left(\frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \Delta x \right) \delta_k \Delta y \Delta t - k_k \left(\frac{\partial T}{\partial y} - \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \Delta y \right) \delta_k \Delta x \Delta t = \\ & -k_k \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \Delta x \right) \delta_k \Delta y \Delta t - k_k \left(\frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \Delta y \right) \delta_k \Delta x \Delta t + \quad (23) \\ & 2 h_k \Delta x \Delta y (T - T_{\infty}) \Delta t \end{aligned}$$

elde edilir. Son eşitliğin kapsadığı türevlerin hepsi kanatçığın orta noktasındaki değerlerdir. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında son eşitlikten

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - \frac{h_k}{k_k \delta_k} (T - T_{\infty}) = 0 \quad (24)$$

elde edilir. Eşitlik (24) ün çözüm bölgesi Şekil 2 de görülen kanatçıkların yüzeyidir. Bu çözüm bölgesinin sınırlanmış şekli ve sınır şartları Şekil 4 te görülmektedir. Şekil 4 teki çözüm bölgesi sayısal çözüm açısından düzenli bir bölge olup, sonlu farklar metodu ile çözümlenebilir. Çözümün amacı kanatçığın verimini hesaplamaktır. Bilindiği üzere kanatçıkların verimi bağlı olduğu duvarın sıcaklığından bağımsızdır. Bu sebeple, iç sınırlarda keyfi bir sıcaklık tanımlanabilir. Kanatçığın iç sınırlarındaki sıcaklığını motor soğutma suyunun sıcaklığına (T_{f1}) eşit kabul etmek uygun olacaktır. Çözüm bölgesinin dış sınırlarında türevsel

şellinde hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte bulunan Δp radyatörün hava kanallarındaki basınç kaybı olup, aynı zamanda radyatörün ön ve arka yüzü arasındaki basınç farkıdır. Bir radyatörün boyutlarının belirlenmesinde gerekli olan değerlerden birisi de sıcak su borularındaki akışın basınç kaybıdır. Bu kayıp

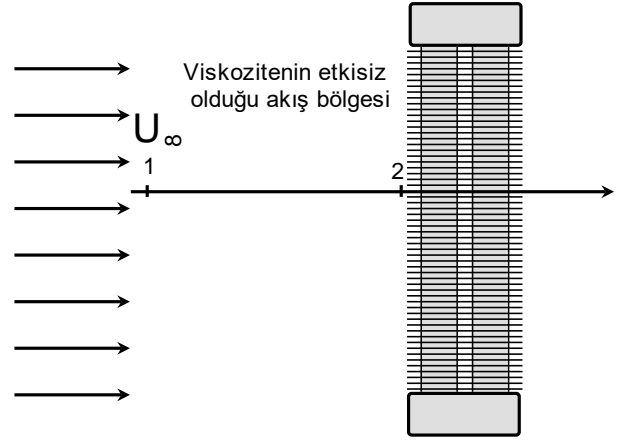
$$\Delta p_1 = f_i \frac{l_b}{D_{hi}} \frac{\rho_{f1} U_{f1}^2}{2} \quad (31)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Buradaki f_i nin değeri eşitlik (14) den belirlenir ancak, f_i nin belirlenmesinde kullanılan Reynolds sayısı h_i nin hesabında kullanılan aynı olmak zorundadır.

Taşıtlar orta ve yüksek hızlarda seyrederken, radyatör fanı çalışmasa bile, önden gelen hava akımı sayesinde radyatörün hava kanallarından bir miktar hava geçecek ve radyatörün atmosfere ısı transferi yapmasını sağlayacaktır. Fansız bir radyatörün hava kanallarında oluşan akış hızının taşıt hızı ile ilişkilendirilmesi radyatör analizlerinde önem arz eden bir husustur. Şekil 5 te görülen akış mekanizması analiz edilerek taşıt hızı ile radyatörün hava kanallarındaki ortalama hızın ilişkisi yaklaşık olarak kurulabilir. Şekilde görülen 1 noktası radyatörden yeterince uzakta bulunan bir nokta olup, bu noktada taşıtın hızına denk bir U_∞ hızı bulunmaktadır. Radyatör hava kanallarının akışa dik bir kesitindeki hız dağılımının alan ortalaması debisel hız olarak adlandırılabilir. Şekil 5 te görülen 2 noktası radyatörün hava kanallarının tam girişinde olup, bu noktadaki debisel hız hava kanallarının her kesitindeki debisel hıza eşit kabul edilebilir. Debisel hız radyatörün ısı transferi kapasitesinden hesaplanmaktadır. Radyatörün hava kanallarındaki basınç düşmesi debisel hız kullanılarak eşitlik (27) ve (28) yardımı ile hesaplanmaktadır. Şekilde görülen 1 ve 2 noktalarının arasındaki akış büyük ölçüde potansiyel akış olup 1 ve 2 noktalarının arasında Bernoulli eşitliği kullanılabilir. Bernoulli eşitliği 1 ve 2 noktaları arasında uygulanırsa,

$$U_\infty = \sqrt{V_2^2 + 2 \left(\frac{P_2 - P_1}{\rho_a} \right)} \quad (32)$$

olur. Bu eşitlikte bulunan V_2 radyatör hava kanallarındaki debisel hız olup, yukarıda belirtildiği üzere radyatörün ısı transferi kapasitesinden belirlenmektedir. Eşitlik (32) de yer alan basınç farkı ($P_2 - P_1$) radyatörün ön ve arka yüzeyi arasındaki basınç farkına (Δp_2) eşit olmak zorundadır ve yukarıda açıklandığı üzere debisel hızdan hesaplanmaktadır. Eşitlik (32) nin kapsadığı ρ_a atmosferik havanın yoğunluğu olarak kabul edilebilir.



Şekil 5. Taşıt Hızının Yarattığı Hava Akımı ile Radyatörün Soğutulması

3. Uygulama ve Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Radyatör tasarımında kullanılmak üzere geliştirilen matematik modelin sayısal çözümü için FORTRAN programında bir simülasyon modeli hazırlanmış ve 100 kW soğutma kapasitesine sahip olan bir radyatörün teknik özelliklerini belirlemek için sistematik analizler gerçekleştirilmiştir. Simülasyon programında kullanılan verilerin bir kısmı sabit sayılar olup, endüstriyel üretimi yapılan malzemelerin üretim standartları ve kullanılan akışkanların termo-fizik özellikleridir. Verilerin diğer bir kısmı radyatör teknolojisinde mevcut olan temel tasarım kriterleridir. Bir kısım veriler de geliştirilen matematik model ile belirlenmiş olan bulgulardır. Analizde kullanılan veriler ve bulgular Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Analizde Kullanılan Girdiler ve İnteraktif Bulgular

Parametre	Sembol	Değer
Alüminyumun termal iletkenliği (W/m°C)	k_b	180
Boru içi akışın Prandtl sayısı	Pr	2.04
Hava akış hızı (m/s)	U_{f2}	5-10
Havanın gaz sabiti (J/kg°C)	R_o	288
Havanın kinematik viskozitesi (m ² /s)	ν_{f2}	1.89x10 ⁻⁵
Havanın özgül ısı (J/kg°C)	C_{f2}	1007
Havanın ısı iletim katsayısı (W/m°C)	k_{f2}	0.028
Kanatçıklar arası mesafe (mm)	D	0.85-1.05
Kanatçıklar arasındaki akışın Nusselt sayısı	Nu_o	7.54
Kanatçıkların et kalınlığı (mm)	δ_k	0.25
Ortam basıncı (Pa)	p_∞	101325
Ortam sıcaklığı (°C)	T_∞	40
Radyatörün soğutma kapasitesi (kW)	Q_e	100
Sıcak su borusunun iç kesitinin ölçüleri (mm)	-	1.5x17.5
Sıcak su giriş çıkış farkı (°C)	ΔT_s	10-15
Sıcak su kolektör sıcaklığı (°C)	T_h	90
Su borusunun et kalınlığı (mm)	δ_b	0.25
Suyun kinematik viskozitesi (m ² /s)	ν_{f1}	364.9x10 ⁻⁵
Suyun özgül ısı (J/kg°C)	C_{f1}	4200
Suyun Reynolds sayısı	Re_i	5000-10000
Suyun ısı iletim katsayısı (W/m°C)	k_{f1}	0.67
Suyun yoğunluğu (kg/m ³)	ρ_{f1}	970

Modern taşıtlarda kullanılan radyatörlerin hacminin ve ağırlığının küçük olması istenmektedir. Bu çalışmada incelenen radyatörde su boruları ve kanatçıklar Şekil 1 deki gibi yerleştirilmiştir. Kanatçıklar ve su borularının 0.25 mm kalınlığında alüminyum levhalardan yapıldığı kabul edilmiştir. Kanatçıklar arasındaki mesafenin belirlenmesi tasarımın önemli bir merhalesini oluşturmaktadır. Kanatçıklar arasındaki mesafe belirlenirken kanatçıklardaki ısı taşınım katsayısının yüksek olması ve viskoz akış sürtünmesinden doğan basınç değişiminin kabul edilebilir bir seviyede olması istenmektedir. Aksi halde motorun ürettiği gücün

önemli bir kısmı fan tarafından harcanacaktır. Kanatçıklar arasındaki hava akışının rejimi (laminer veya türbülanslı olması) hem ısı taşınım katsayısının hem de viskoz akış sürtünmesinin büyüklüğünü tayin eden bir faktördür. Isı taşınım katsayısının yüksek olması için dar kanallarda yüksek türbülanslı akış elde etmek gerekmektedir. Dar kanallarda türbülanslı akışın oluşması için akış hızının çok yüksek olması gerekmektedir. Dar kanallardaki yüksek hızlı türbülanslı akışta basınç kaybı ve bu basınç kaybının gerektirdiği fan gücü aşırı derecede yüksek olmaktadır. Bu durum karşısında yapılacak iş laminer akışa razı olmak ve kanatçık sayısını mümkün mertebe arttırmaktır. Akış laminer rejimde olsa bile kanatçıklar arası mesafeyi çok azaltmak basınç kaybını ve fan gücünü arttırmaktadır. Kanatçıklar arası mesafe tayin edilirken hava akış kanallarının kirlenme nedeni ile tıkanabileceği dikkate alınması gereken önemli bir husustur. Kirlenmenin kanatçıklar arasındaki mesafeye etkisi tecrübe ile hesaba katılacak bir faktördür. Laminer akışta ısı taşınım katsayısı yalnız hidrolik çapa bağlı olarak değişmektedir. Kanatçıklar arası mesafe 1.2 mm nin yukarısına çıktığında ısı taşınım katsayısının oldukça azaldığı görülmektedir. Bu sebeple, kanatçıklar arası mesafeyi optimize ederken inceleme aralığının üst sınırını 1.2 mm gibi bir değer olarak seçmek uygun görülmektedir. Kanatçıklar arasındaki mesafe 1.2 mm iken kanatçıklar arasındaki akışın hızı 20 m/s ye ulaştığında türbülans açısından kritik Reynolds sayısına ($Re \approx 2300$) yaklaşıldığı görülmektedir. Bu sebeple, kanatçıklar arasındaki akış hızının üst limiti 20 m/s olarak kabul edilebilir. Kanatçıklar arasındaki hızı optimize ederken hem fan gücünü hem de radyatörün toplam hacmini dikkate almak gerekmektedir. Pratikte fan gücünün motor gücüne oranı %1-2 aralığında bir sayı olmaktadır (Wang, Jagarwal, Wagner ve Fadel, 2015).

Kanatçıklar arası mesafeyi optimize etmek amacı ile fan gücü (P_{fan}), radyatör hacmi (\mathcal{V}_r), kanatçık verimi (η), metre uzunluk başına kanatçık sayısı (n_k) ve radyatör boyunun (l_b) değişimi kanatçıklar arası mesafe ve hava akış hızına bağlı olarak incelenmiş, elde edilen bulgular Tablo 2 ve 3 te verilmiştir. Ayrıca, verilen değerler tablolardan sonraki şekillerde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Tablo 2. $\Delta T=15^{\circ}\text{C}$ İçin Elde Edilen Sonuçlar

U_{f2} (m/s)	D (mm)	P_{fan} (W)	\mathcal{G}_r (lit)	h_k $\left(\frac{W}{m^2 K}\right)$	η (%)	n_k	l_b (m)	ΔP (Pa)	\dot{m}_a (kg/s)	T_a ($^{\circ}\text{C}$)
5	0.7	695.53	25.33	150.8	0.882	1052	0.697	145.53	5.37	60.35
5	0.8	550.74	28.49	131.95	0.895	952	0.784	111.426	5.55	59.68
5	0.9	446.87	32.16	117.29	0.905	869	0.885	88.040	5.70	59.16
5	1.0	369.78	36.34	105.56	0.914	799	1.000	71.312	5.82	58.76
5	1.1	311.34	40.78	95.96	0.921	740	1.122	58.936	5.93	58.41
5	1.2	265.73	45.43	87.97	0.927	689	1.25	49.522	6.03	58.13
7.5	0.7	1564.95	19.81	150.80	0.882	1052	0.545	218.303	8.05	53.57
7.5	0.8	1239.17	21.81	131.95	0.895	952	0.6	167.138	8.33	53.12
7.5	0.9	1005.45	24.90	117.29	0.905	869	0.685	132.060	8.55	52.78
7.5	1.0	832.01	28.35	105.56	0.914	799	0.78	106.969	8.73	52.51
7.5	1.1	700.52	31.98	95.96	0.921	740	0.88	88.404	8.90	52.28
7.5	1.2	597.89	35.98	87.97	0.927	689	0.99	74.284	9.04	52.09
10	0.7	2782.133	16.899	150.8	0.882	1052	0.465	291.071	10.73	50.18
10	0.8	2202.962	19.444	131.95	0.895	952	0.535	222.851	11.10	49.84
10	0.9	1787.464	22.351	117.289	0.905	869	0.615	176.080	11.40	49.58
10	1.0	1479.132	25.44	105.56	0.9137	799	0.7	142.625	11.65	49.38
10	1.1	1245.372	28.893	95.964	0.921	740	0.795	117.872	11.86	49.21
10	1.2	1062.914	32.527	87.967	0.927	689	0.895	99.045	12.05	49.06
12.5	0.7	4347.08	16.00	150.80	0.882	1052	0.44	363.839	13.42	48.14
12.5	0.8	3442.13	18.39	131.95	0.895	952	0.506	278.564	13.88	47.87
12.5	0.9	2792.91	21.15	117.29	0.905	869	0.582	220.100	14.25	47.67
12.5	1.0	2311.14	24.17	105.56	0.914	799	0.665	178.281	14.56	47.50
12.5	1.1	1945.37	27.40	95.96	0.921	740	0.754	147.340	14.84	47.37
12.5	1.2	1660.803	30.892	87.967	0.927	689	0.85	123.806	15.06	47.25
15	0.7	6259.80	15.34	150.8	0.882	1052	0.422	436.606	16.10	46.78
15	0.8	4956.67	17.70	131.95	0.895	952	0.487	334.277	16.65	46.56
15	0.9	4021.80	20.35	117.29	0.905	869	0.56	264.120	17.10	46.39
15	1.0	3328.05	23.26	105.56	0.914	799	0.64	213.937	17.47	46.25
15	1.1	2802.09	26.53	95.96	0.921	740	0.73	176.808	17.80	46.14
15	1.2	2391.55	29.80	87.97	0.927	689	0.82	148.567	18.08	46.04
17.5	0.7	8520.28	14.90	150.80	0.882	1052	0.41	509.374	18.78	45.82
17.5	0.8	6746.57	17.26	131.95	0.895	952	0.475	389.900	19.42	45.62
17.5	0.9	5474.11	19.92	117.29	0.905	869	0.548	308.140	19.50	45.48
17.5	1.0	4529.84	22.71	105.56	0.914	799	0.625	249.593	20.38	45.36
17.5	1.1	3813.95	25.80	95.96	0.921	740	0.71	206.276	20.76	45.26
17.5	1.2	3255.17	29.26	87.97	0.927	689	0.805	173.329	21.09	45.18
20	0.7	11128.53	14.54	150.8	0.882	1052	0.400	582.142	21.47	45.09
20	0.8	8811.85	16.90	131.95	0.895	952	0.465	445.702	22.20	44.92
20	0.9	7149.857	19.44	117.29	0.905	869	0.535	352.160	22.80	44.79
20	1.0	5916.53	22.17	105.56	0.914	799	0.610	285.250	23.29	44.69
20	1.1	4981.49	25.26	95.96	0.921	740	0.695	235.743	23.73	44.60
20	1.2	4251.656	28.64	87.966	0.927	689	0.788	198.090	24.10	44.53

Tablo 3. $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ İçin Elde Edilen Sonuçlar

U_{f2} (m/s)	D (mm)	P_{fan} (W)	\mathcal{Q}_r (lit)	h_k $\left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\right)$	η (%)	n_k	l_b (m)	ΔP (Pa)	\dot{m}_a (kg/s)	T_a ($^{\circ}\text{C}$)
5	0.7	1043.30	17.33	150.80	87.7	1052	0.318	145.536	8.05	53.57
5	0.8	826.11	19.898	131.95	88.96	952	0.365	111.426	8.33	53.12
5	0.9	670.30	22.787	117.29	89.96	869	0.418	88.040	8.55	52.78
5	1.0	554.67	25.95	105.56	90.78	799	0.476	71.312	8.73	52.51
5	1.1	467.01	29.38	95.96	91.46	740	0.539	58.936	8.90	52.28
5	1.2	398.59	33.09	87.96	92.03	689	0.607	49.522	9.04	52.09
7.5	0.7	2347.42	15.12	150.80	87.71	1052	0.277	218.303	12.08	49.05
7.5	0.8	1858.75	17.50	131.95	88.96	952	0.321	167.138	12.49	48.75
7.5	0.9	1508.17	20.116	117.29	89.96	869	0.369	132.060	12.82	48.52
7.5	1.0	1248.02	22.95	105.56	90.78	799	0.421	106.969	13.10	48.34
7.5	1.1	1050.78	26.05	95.96	91.45	740	0.478	88.404	13.35	48.18
7.5	1.2	896.83	29.38	87.97	92.03	689	0.539	74.284	13.56	48.06
10	0.7	4173.2	14.23	150.8	87.71	1052	0.261	291.071	16.10	46.78
10	0.8	3304.44	16.46	131.95	88.96	952	0.302	222.851	16.65	46.56
10	0.9	2681.2	18.97	117.29	89.96	869	0.348	176.080	17.10	46.39
10	1.0	2218.7	21.69	105.56	90.77	799	0.398	142.625	17.47	46.25
10	1.1	1868.06	24.69	95.96	91.45	740	0.453	117.871	17.80	46.14
10	1.2	1594.37	27.86	87.97	92.03	689	0.511	99.045	18.08	46.04
12.5	0.7	6520.62	13.737	150.8	87.71	1052	0.252	363.839	20.13	45.43
12.5	0.8	5163.19	15.918	131.95	88.96	952	0.292	278.564	20.81	45.25
12.5	0.9	4189.37	18.37	117.29	89.96	869	0.337	220.100	21.37	45.11
12.5	1.0	3466.71	21.04	105.56	90.78	799	0.386	178.281	21.84	45.00
12.5	1.1	2918.84	23.93	95.96	91.45	740	0.439	147.340	22.25	44.91
12.5	1.2	2491.20	27.04	87.97	92.03	689	0.496	123.806	22.60	44.83
15	0.7	9389.697	13.41	150.80	87.71	1052	0.246	436.606	24.15	44.52
15	0.8	7435.0	15.591	131.95	88.96	952	0.286	334.277	24.89	44.37
15	0.9	6032.692	17.99	117.289	89.96	869	0.33	264.120	25.65	44.26
15	1.0	4992.07	20.606	105.56	90.78	799	0.378	213.937	26.20	44.17
15	1.1	4203.13	23.441	95.963	91.46	740	0.443	176.808	26.70	44.09
15	1.2	3587.33	26.49	87.966	92.03	689	0.486	148.567	27.12	44.03
17.5	0.7	12780.42	13.22	150.8	87.71	1052	0.2425	509.374	28.18	43.88
17.5	0.8	10119.86	15.34	131.95	88.96	952	0.2815	389.990	29.14	43.75
17.5	0.9	8211.16	17.72	117.29	89.96	869	0.325	308.140	29.92	43.65
17.5	1.0	6794.76	20.28	105.56	90.78	799	0.372	249.593	30.57	43.57
17.5	1.1	5720.93	23.11	95.96	91.46	740	0.424	206.276	31.14	43.51
17.5	1.2	4882.76	26.11	87.96	92.03	689	0.479	173.329	31.63	43.45
20	0.7	16692.80	13.03	150.08	87.71	1052	0.239	582.142	32.20	43.39
20	0.8	13217.77	15.155	131.95	88.96	952	0.278	445.702	33.30	43.28
20	0.9	10724.79	17.50	117.29	89.96	869	0.321	325.160	34.20	43.19
20	1.0	8874.79	20.06	105.56	90.78	799	0.368	285.250	34.94	43.13
20	1.1	7474.23	22.84	95.963	91.46	740	0.419	235.743	35.59	43.07
20	1.2	6377.48	25.78	87.967	92.03	689	0.473	198.090	36.15	43.02

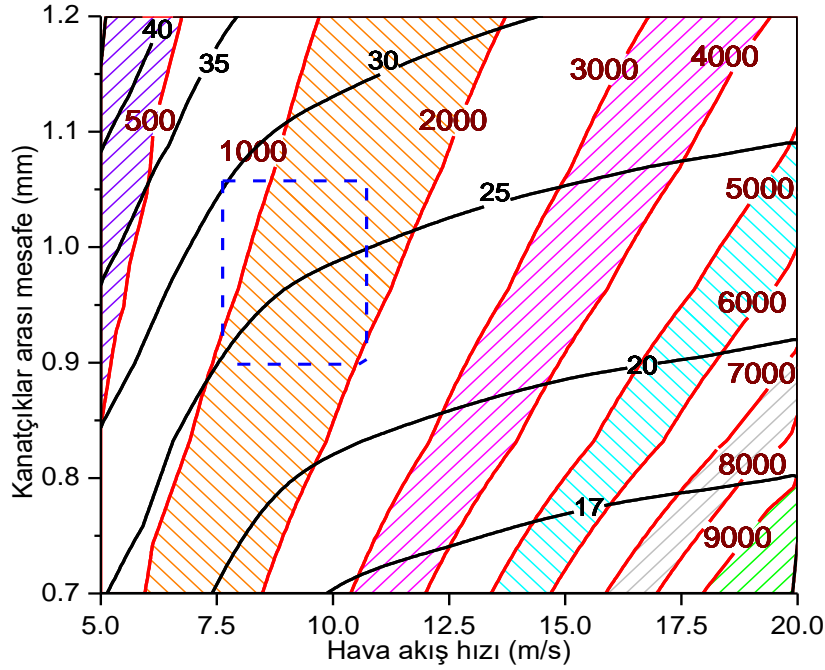
Şekil 6 da suyun radyatöre giriş ve çıkış sıcaklık farkının 15°C olması durumunda, radyatör hacmi ve fan gücünün kanatçıklar arası mesafe ve hava akış hızı ile değişimi gösterilmiştir. Şekilde çizgi-desen kontürleri ile fan gücü aralıkları ve taralı bölgeleri çapraz kesen siyah eğrilerle de radyatör hacmi değişim aralıkları gösterilmiştir. Şekilde görüldüğü üzere hava akış hızı 5-20 m/s aralığında ve kanatçık mesafesi 0.7-1.2 mm

aralığında değişmektedir. Radyatör hacmi 17-40 litre aralığında ve fan gücü 500-9000 W aralığında değişmektedir. Bu bulgular Sandu (Sandu, 2016) tarafından yapılan deneysel çalışmanın bulguları ile benzeşmektedir. Sandu tarafından yapılan çalışmada, radyatör kapasitesi 93.5 kW olan 114 kW lık güce sahip bir dizel motorunun radyatörünün fan gücü 1.2-8.4 kW aralığında verilmektedir. Aynı motorun soğutma

sisteminde kullanılan radyatörün hacmi 32 litre olarak verilmektedir.

Şekilde görülen kesik çizgili dikdörtgen; kanatçık mesafesi ve akış hızının kabul edilebilir olduğu bölgeyi göstermektedir. Kanatçık mesafesi 0.85-1.05 mm

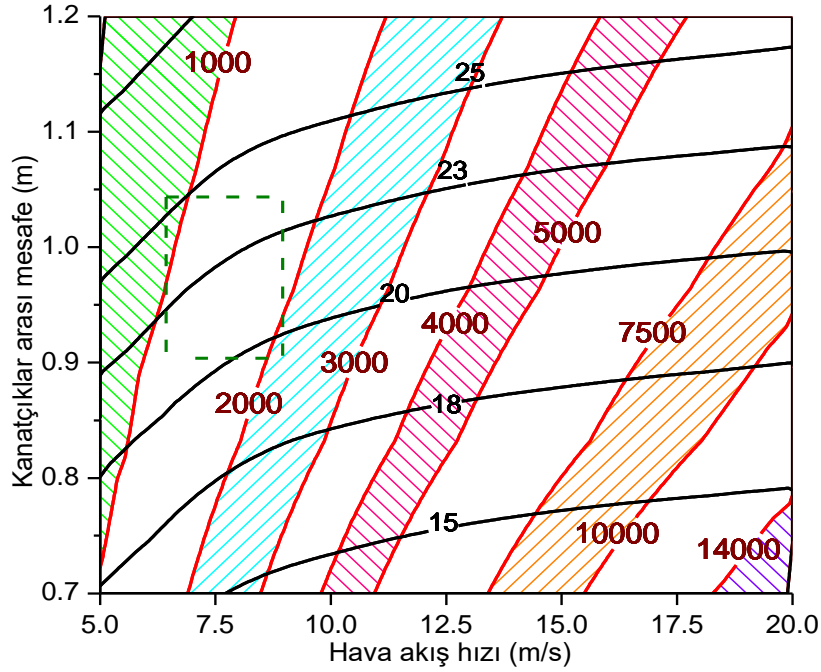
aralığında, akış hızı 8-11 m/s aralığında seçilirse fan gücünün 1000-2000 W aralığında, radyatör hacminin 25 litre civarında olacağı belirlenmiştir. Hava akış hızının artması radyatör hacminin küçülmesine imkân vermektedir.



Şekil 6. Radyatör Hacmi ve Fan Gücünün Kanatçık Mesafesi ve Akış Hızı ile Değişimi ($\Delta T_s = 15 \text{ }^\circ\text{C}$)

Şekil 7 de suyun radyatöre giriş ve çıkış sıcaklık farkının $10 \text{ }^\circ\text{C}$ olması durumunda, kanatçıklar arası mesafe ve hava akış hızındaki değişimin radyatör hacmi ve fan gücünü nasıl etkilediği gösterilmiştir. Hava akış hızı yine 5-20 m/s aralığında, kanatçık mesafesi 0.7-1.2 mm aralığında değiştirilmiştir. Radyatör hacmi 15-30 litre aralığında ve fan gücü 1000-14000 W aralığında değişmektedir. Fan gücü 1000-2000 W aralığında seçilirse, radyatör hacminin 22.5 litre civarında olacağı görülmektedir. Sıcak suyun sıcaklığının giriş-çıkış farkının $15 \text{ }^\circ\text{C}$ den $10 \text{ }^\circ\text{C}$ ye düşürülmesi radyatör

hacminde 2.5 litrelik bir azalma sağlamıştır. Soğutma suyu hızının 8-11 m/s aralığından 6-9 m/s aralığına düştüğü, kanatçık mesafesinin 0.85-1.05 mm aralığından 0.9-1.05 mm aralığına değiştiği görülmektedir. Su pompasının gücü 10 W ın altında kaldığı için grafiklere eklenmemiştir. Kanatçıklar arası mesafenin artması radyatör hacminin daha büyük olmasını gerektirirken, ihtiyaç duyulan fan motoru gücünün azalmasını sağlamaktadır.

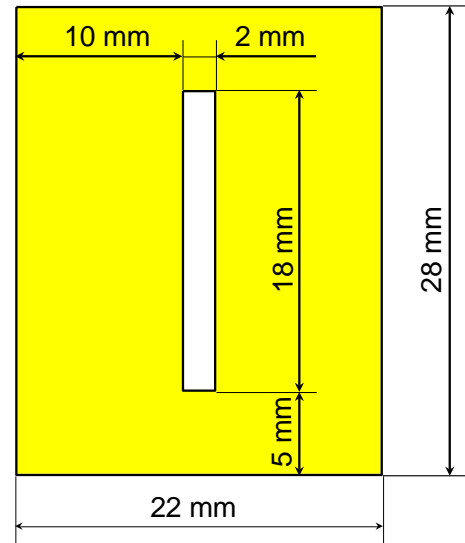


Şekil 7. Radyatör Hacmi ve Fan Gücünün Kanatçık Mesafesi ve Akış Hızı ile Değişimi ($\Delta T_s = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$)

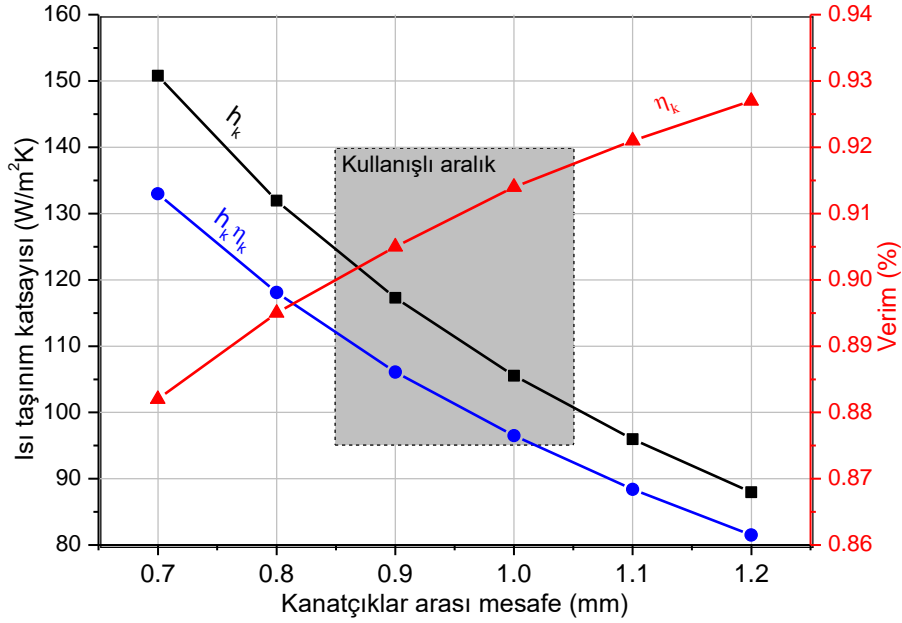
Radyatörün boyutlarının göreceli olarak küçük olması için hem verimin hem de kanatçıkların yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının mümkün olduğunca yüksek olması istenir. Kanatçıkların yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı ve kanatçıkların verimi yalnızca kanatçıklar arası mesafe ile değişim gösteren değerlerdir. Kanatçıkların enerji denklemi ısı taşınım katsayısını ihtiva ettiği için kanatçıkların verimi geometrik boyutların yanı sıra, ısı taşınım katsayısına da bağımlı olan bir parametredir. Kanatçıkların verimi ve geometrik boyutları etkileşimli olarak incelenmek sureti ile geometrik boyutların Şekil 8 de görüldüğü gibi olması kararlaştırılmıştır. Boyutları belirlenen kanatçığın verimi ve yüzeyindeki ısı taşınım katsayısının kanatçıklar arası mesafeye göre değişimi Şekil 9 da gösterilmektedir. Şekilde kanatçıklar arası mesafenin kullanışlı kısmı (0.85-1.05 mm) dikdörtgen bir bölge içerisine alınmıştır. Kullanışlı kısımda kanatçık verimi %90-%92 aralığında değişmektedir. Aynı bölgede ısı taşınım katsayısı 89-125 $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ aralığında değişmektedir. Peyghambarzadeh vd. (Peyghambarzadeh ve diğ., 2013) yapısal olarak mevcut çalışmada tasarlanan radyatöre benzer bir radyatör kullanarak deneysel bir çalışma yürütmüşlerdir. Kullanılan radyatörün kanatçıkları ve su boruları alüminyum malzemeden yapılmıştır. Soğutucu akışkan olarak nanoakışkan kullanılmıştır. Bu şartlar dikkate alındığında, kanatçık verimi yeterince yüksek ve iç yüzeydeki ısıl direnç yeterince küçük olacaktır. Neticede, toplam ısı iletim katsayısı ile kanatçıkların yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı yeterince birbirine yakın değerler olacaktır. Yazarlar, toplam ısı iletim katsayısını 70-85 $\text{W/m}^2\text{K}$ olarak vermektedir. Bu deneysel veri mevcut çalışmada belirlenen dış yüzey ısı

taşınım katsayısının (89-125 $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$) doğruluğunu teyid etmektedir.

Kanatçıklar arası mesafe arttıkça kanatçık veriminin iyileştiği ancak ısı taşınım katsayısının daha hızlı bir oranda azaldığı görülmüştür. Kanatçıklar arası mesafe sabit tutulduğunda, hidrolik çap değişmediği için ısı taşınım katsayısı, kanatçık verimi ve metre başına kanatçık sayısı değişmemektedir. Ancak, hava akış hızının artmasıyla radyatör boyunun (akış istikametindeki boyut) ve dolayısıyla radyatör hacminin azaldığı görülmektedir.

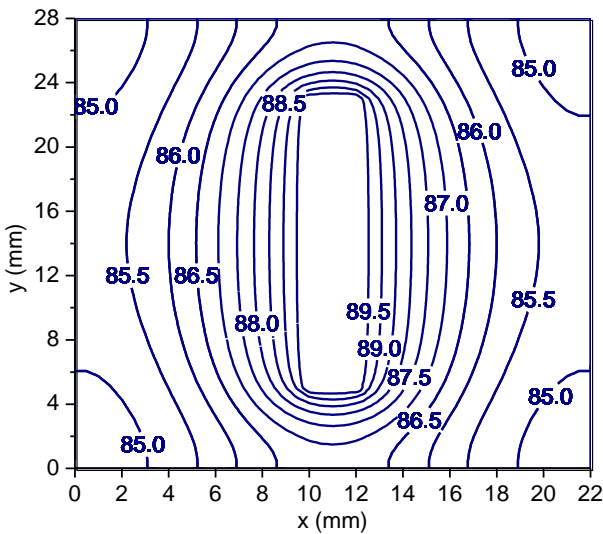


Şekil 8. Kanatçık Ölçüleri



Şekil 9. Kanatçık Isı Taşınım Katsayısı ve Verimin Kanatçıklar Arası Mesafe ile Değişimi

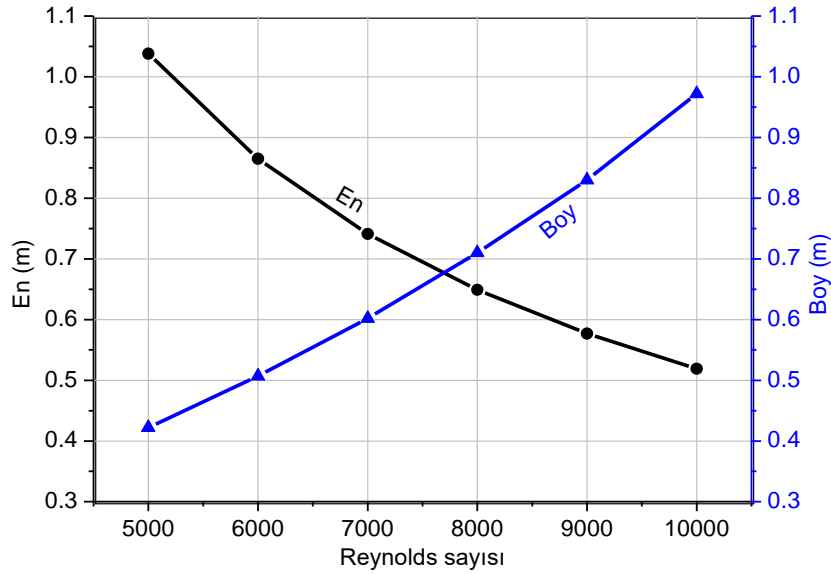
Kanatçıkların yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı $106 \text{ W/m}^2\text{°C}$ olarak seçilirse (1 mm kanatçık mesafesine karşılık gelmektedir) ve kanatçıkların iç sınırlarında 90 °C sıcaklık şartı kullanılırsa Şekil 10 da görülen sıcaklık dağılımı ortaya çıkmaktadır. Şekilde görüldüğü üzere, sıcaklık kontürleri 90 °C ile 84.7 °C arasında değerler almaktadır. Kanatçıkların ortalama sıcaklığı 86 °C , verimi %91 olarak hesaplanmıştır. Bu inceleme alüminyum malzemeden yapılan kanatçıkların ısı performansının yeterince yüksek olduğunu göstermektedir. Kanatçıkların veriminin yeterince yüksek olması aynı zamanda su boruları arasındaki mesafenin iyi tahmin edildiğini göstermektedir. Pratikte kanatçıkların verimi %85 in üzerinde tutulmaktadır.



Şekil 10. Kanatçığın Sıcaklık Dağılımı

Radyatörler tasarlanırken geometrik boyutlarının (en, boy ve kalınlık) kullanılacağı yere göre düzenlenmesi gerekmektedir. Boru sayısı arttırıldığında doğal olarak borulardaki akış debisi azalmakta, akış debisi ile orantılı olarak boru başına düşen ısı transferi miktarı da azalmaktadır. Neticede kanatçıklı boruların uzunluğu da azalmaktadır. Buna karşılık, boru sayısının artması radyatörün eninin ve kalınlığının artması ile sonuçlanmaktadır. Bu çalışmada, doğrudan boru sayısına değer vererek radyatörün geometrik ölçülerini belirlemek yerine, Reynolds sayısına değer vererek boru sayısının belirleniminin daha avantajlı olduğu görülmüştür. Çünkü, Reynolds sayısı aynı zamanda akışın rejimini ve boruların iç tarafındaki ısı transferini hesaplamada kullanılacak olan ampirik denklemi de tayin etmektedir.

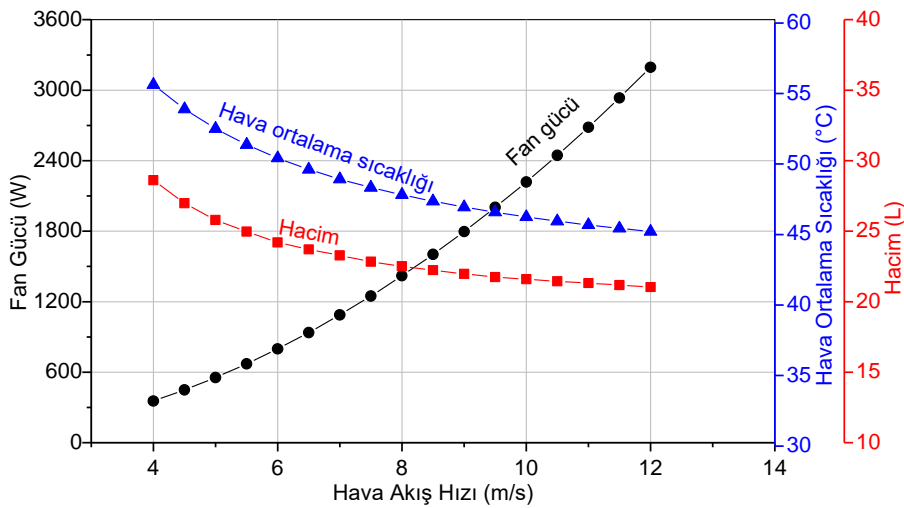
Tablo 1 de verilen değerler kullanılarak radyatörün en ve boyunun Reynolds sayısına göre değişimi incelendiğinde, Şekil 11 de görülen eğriler ortaya çıkmaktadır. Radyatör su borularındaki akışın Reynolds sayısı 5000 iken radyatörün boyu 422 mm, eni 1038 mm olarak, Reynolds sayısı 10000 iken radyatörün boyu 972 mm, eni 519 mm olarak belirlenmektedir. Radyatörün enini ve boyunu tayin eden faktör, taşıtın radyatör bölmesinin ölçüleri olduğu için en/boy oranı hakkında optimum bir değer tanımlamak doğru olmamaktadır.



Şekil 11. Radyatörün En ve Boyunun Soğutucu Akışkanın Reynolds Sayısı ile Değişimi

Radyatörlerin fan gücü hava akış hızı ile değişmektedir. Fan gücünün düşük olması için akış hızının da düşük olması gerekmektedir. Hava akış hızının düşürülmesi havanın ortalama sıcaklığının yükselmesini zorunlu kılmaktadır. Havanın ortalama sıcaklığının yükselmesi radyatör hacminin büyütülmesini gerektirmektedir. Şekil 12 de ortalama sıcaklık, radyatör hacmi ve fan gücünün hava akış hızı ile değişimi görülmektedir. Şekilde kullanılan veriler suyun girişi ile çıkışı arasında

10 °C lik bir fark olduğu, kanatçıklar arasında 1 mm mesafe olduğu ve Reynolds sayısının 8000 olduğu kabul edilerek elde edilmiştir. Diğer girdiler Tablo 1 de verilmektedir. Şekilden görüldüğü üzere 8 m/s hava hızında radyatör hacmi 22.5 litre civarında, fan gücü 1400 W civarında ve havanın ortalama sıcaklığı 48 °C civarında oluşmaktadır. Radyatörün hacmi ve hava fanının gücü Wang vd. (Wang ve diğ., 2015) tarafından verilen endüstriyel değerler ile uyumludur.



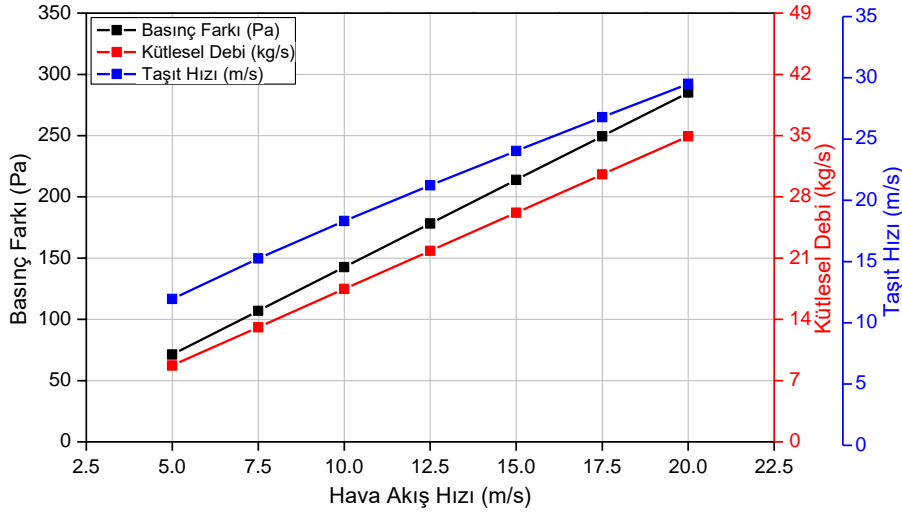
Şekil 12. Fan Gücü ve Hava Sıcaklığının Hava Akış Hızı ile Değişimi

Şekil 13 te radyatördeki basınç düşmesi, kütleli debi ve taşıt hızının radyatördeki debisel hızın değişimi ile ilişkisi görülmektedir. Şekil 12 ve Şekil 13 aynı girdiler kullanılarak elde edilmiştir. Kütleli debi ve basınç düşmesinin debisel hızla değişimi belirgin bir biçimde

lineer olmaktadır. Bu grafiğin esas amacı taşıt hızının hangi değerinde hangi debisel hızın oluşacağını kıyaslamalı olarak göstermektir. Şekilden görüldüğü üzere radyatördeki debisel hava hızı 5 m/s den 20 m/s ye giderken kütleli debi 8.73 kg/s den 34.95 kg/s ye,

basınç düşmesi 71.3 Pa dan 285.25 Pa ya, taşıt hızı 11.95 m/s den 29.5 m/s ye gitmektedir. Debisel hızın optimum değeri olan 8 m/s de taşıt hızı 16.5 m/s civarında, basınç düşmesi 114 Pa civarında olmaktadır. Bu inceleme, radyatör fanı devre dışı kaldığında

taşıtların radyatöründeki ısı transferinin 60 km/h hızlarda bile yeterli olacağını göstermektedir. Bunun için radyatörün ön cephesinin tamamen açık olması gerekmektedir.



Şekil 13. Radyatördeki Basınç Düşmesi, Kütleli Hava Debisi ve Taşıt Hızının Debisel Hız İle İlişkisi

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, içten yanmalı motorların radyatörlerinin tasarımında kullanılmak üzere bir matematik model ve tasarım metodolojisi geliştirilmiştir. Geliştirilen model radyatörün en, boy, ve kalınlığının isteğe göre tayin edilmesine imkan sağlamaktadır. Soğutma kapasitesi 100 kW olan bir radyatörün boyutları araştırılmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Kanatçıklar arası mesafenin 0.85-1.05 mm aralığında ve hava akış hızının 5-10 m/s aralığında olabileceği belirlenmiştir.
- Hava akışının laminer rejimde, su akışının türbülanslı rejimde olabileceği görülmüştür.
- Su boruları arasındaki mesafenin 22 mm civarında olması durumunda kanatçık veriminin %90 ın altına düşmeyeceği belirlenmiştir.
- Fan gücünün 1000-2000 W aralığında olabileceği hesaplanmış olup, motor gücünün %1-2 kadarının fan tarafından tüketilebileceği tespit edilmiştir.
- Havanın radyatöre giriş çıkış sıcaklık farkı 10 °C, akış hızı 8 m/s seçilirse; radyatörün hacmi 22.5 litre, havanın ortalama sıcaklığı 48 °C, kanatçıklar arası mesafe 1 mm, fan gücü 1419 W, kanatçık verimi %91 civarında olmaktadır.
- Tasarlanan radyatörde 8 m/s debisel hızda fan basıncı 114 Pa civarında hesaplanmaktadır.
- Tasarlanan radyatörün fanının devre dışı olması halinde taşıt seyir halindeyken radyatörde yeterli ısı transferinin gerçekleştiği belirlenmiştir.

Semboller

Sembol	Anlamı	Birimi
A_i	Boru içerisindeki akış kesit alanı	m^2
A_k	Kanatçıklı yüzey alanı	m^2
A_r	Radyatör kanatçıkları arasındaki toplam akış alanı	m^2
C_{f1}	Suyun sabit sıcaklıktaki özgül ısısı	$J/kg^\circ C$
C_{f2}	Fan tarafından sağlanan havanın özgül ısısı	$J/kg^\circ C$
D	İki kanatçık arasındaki mesafe	m
D_h	Hidrolik çap	m
f	Sürtünme faktörü	-
f_1	Soğutma suyu (alt indis)	-
f_2	Fan tarafından sağlanan hava (alt indis)	-
h_i	Su borusunun içindeki ısı taşınım katsayısı	$W/m^2^\circ C$
h_k	Kanatçıkların ısı taşınım katsayısı	$W/m^2^\circ C$
h_o	Su borusunun dışındaki ısı taşınım katsayısı	$W/m^2^\circ C$
i	Suyun akış bölgesi (alt indis)	
k_b	Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı	$W/m^\circ C$
k_{f1}	Suyun ısı iletim katsayısı	$W/m^\circ C$
k_{f2}	Havanın ısı iletim katsayısı	$W/m^\circ C$
k_k	Kanatçık malzemesinin ısı iletim katsayısı	$W/m^\circ C$

l_b	Radyatör borusunun düşey uzunluğu (boy)	m
l_k	Radyatörün ön ve arka yüzleri arasındaki mesafe (kalınlık)	m
\dot{m}	Radyatörden geçen suyun debisi	kg/s
\dot{m}_{f1}	Bir borudan geçen suyun debisi	kg/s
\dot{m}_{f2}	Havanın kütleli debisi	kg/s
n_b	Boru sayısı	
n_k	Boru üzerindeki kanatçıkların sayısı	
Nu	Nusselt sayısı	-
o	Havanın akış bölgesi (alt indis)	
P_1	Radyatörden yeteri kadar uzaklıktaki havanın hızı	Pa
P_2	Radyatörün hava kanallarının tam girişindeki basınç	Pa
P_{fan}	Hava fanının gücü	W
P_i	Su borusunun iç yüzey çevre uzunluğu	m
P_o	Su borusunun dış yüzey çevre uzunluğu	m
Pr	Prandtl sayısı	-
Q_c	Hacim elemanından konveksiyon ile atılan ısı	W
Q_e	Radyatörden aktarılabilecek toplam ısı	W
Q_{xi}	Hacim elemanına x yönünde giren ısı	W
Q_{xo}	Hacim elemanından x yönünde çıkan ısı	W
Q_{yi}	Hacim elemanına y yönünde giren ısı	W
Q_{yo}	Hacim elemanından y yönünde çıkan ısı	W
R_1	Boru içerisindeki ısı transfer direnci	$W/^\circ C$
R_2	Boru cidarındaki ısı transfer direnci	$W/^\circ C$
R_3	Kanatçıklı yüzeydeki ısı transfer direnci	$W/^\circ C$
Re	Reynolds sayısı	-
\bar{T}	Kanatçık üzerindeki sıcaklığın alan ortalaması	$^\circ C$
T_{f1}	Su sıcaklığı	$^\circ C$
T_{f2}	Kanatçıkların arasından geçen havanın ortalama sıcaklığı	$^\circ C$
T_h	Suyun radyatöre giriş sıcaklığı	$^\circ C$
T_{wi}	Borunun iç duvarındaki sıcaklık	$^\circ C$
T_{wo}	Borunun dış duvarındaki sıcaklık	$^\circ C$
T_∞	Ortam sıcaklığı	$^\circ C$
U_{f1}	Suyun akış hızı	m/s
U_{f2}	Havanın akış hızı	m/s
U_∞	Taşıt hızına denk hava akış hızı	m/s
V_2	Havanın kanatçıklar arası debisel hızı	m/s
ν_{f1}	Suyun kinematik viskozitesi	m^2/s
ν_{f2}	Havanın kinematik viskozitesi	m^2/s
δ_b	Borunun et kalınlığı	m
δ_k	Kanatçığın et kalınlığı	m
Δp_1	Borunun iki ucu arasındaki basınç farkı	Pa
Δp_2	Radyatörün ön yüzü ile arka yüzündeki havanın basınç farkı	Pa

η	Kanatçık verimi	$\%$
μ_{f1}	Suyun dinamik viskozitesi	Ns/m^2
ρ_a	Atmosferik havanın yoğunluğu	kg/m^3
ρ_{f1}	Suyun yoğunluğu	kg/m^3
ρ_{f2}	Havanın yoğunluğu	kg/m^3
Ω	Toplam ısı transferi direnci	$W/^\circ C$

Araştırmacıların Katkısı

Bu araştırmada; Halit Karabulut, kavramsallaştırma, metodoloji, yazma (özgün taslak); Regaip Menküç, Analiz verilerinin elde edilmesi, literatür taraması; A. Onur Özdemir, veri iyileştirme, görselleştirme, yazma (düzenleme); Emre Yıldırım, analiz verilerinin elde edilmesi konularında katkı sağlamışlardır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

Kaynaklar

- Altınışik, K. 2003. Uygulamalarla Isı Transferi, Nobel Yayın Dağıtım, İstanbul. Erişim adresi: <https://www.nobelyayin.com/>
- Amrutkar P.S., and Patil S. R., 2013, Automotive radiator performance–Review, International Journal of Engineering and Advanced Technology, 2(3): 563-565. Erişim adresi: <https://www.ijeat.org/>
- Arora N., and Gupta M., 2020, An updated review on application of nanofluids in flat tubes radiators for improving cooling performance, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 134, 110242. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110242>
- Belhadj A., Bouchenafa R., and Saim R., 2018, A numerical study of forced convective flow in microchannels heat sinks with periodic expansion-constriction cross section, Journal of Thermal Engineering, 4(3): 1912-1925. Erişim adresi: <https://eds.yildiz.edu.tr/journal-of-thermal-engineering/>
- El-Genk M. S., and Pourghasemi M., 2019, Nusselt number and development length correlations for laminar flows of water and air in microchannels, International Journal of Heat and Mass Transfer, 133, 277-294. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.12.077>
- Gamrat G., Favre-Marinet M., and Asendrych D., 2005, Conduction and entrance effects on laminar liquid

- flow and heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48(14): 2943-2954. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.10.006>
- Incropera F. P., DeWitt D. P., Bergman T. L., and Lavine A. S., 1996, *Fundamentals of heat and mass transfer (Sixth Ed.)*, Wiley, New York. Erişim adresi: <https://www.wiley.com/en-gb>
- Ipci D., Karabulut H., ve Cinar C., 2016, Radyatör hava kanallarında tam gelişmiş akış ve ısı transferinin incelenmesi, *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 36(2): 119-133. Erişim adresi: <https://dergipark.org.tr/tr/pub/isibtcd>
- Ipci, D., 2018, Taşıt radyatörlerinde bulunan dar kanallarda akış ve ısı transferinin incelenmesi, Doktora Tezi. Gazi Üniversitesi, Ankara, Türkiye. Erişim adresi: <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/>
- Jadidi A., 2013, Karbon çelik malzemelerin fırında sert lehimlemesine etki eden parametrelerin deneysel olarak optimizasyonu, Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye. Erişim adresi: <https://tez.yok.gov.tr/UlusalTezMerkezi/>
- Jain J., Rajagopal T., Selvaraj A., and Devaraj E., 2022, Cross-flow radiator design using CFD for FSAE car cooling system and its experimental validation using the GEMS data acquisition system, *SAE Technical Paper*, 2022-01-0374. Doi: <https://doi.org/10.4271/2022-01-0374>
- Junjanna G. C., Kulasekharan N., and Purushotham H. R., 2012, Performance improvement of a louver-finned automobile radiator using conjugate thermal CFD analysis, *International Journal of Engineering Research & Technology*, 1(8): 1-13. Erişim adresi: <https://www.ijert.org/>
- Kakac S., Yener Y., and Pramuanjaroenkij A., 2013, *Convective heat transfer (Second Ed)*, CRC press, Boca Raton. Erişim adresi: <https://taylorandfrancis.com/>
- Karabulut H., Ipci D., and Cinar C., 2016, Numerical solution of fully developed heat transfer problem with constant wall temperature and application to isosceles triangle and parabolic ducts, *Applied Thermal Engineering*, 102, 115-124. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.03.129>
- Kundu B., Simlandi S., and Das P. K., 2011, Analytical techniques for analysis of fully developed laminar flow through rectangular channels, *Heat and mass transfer*, 47(10): 1289-1299. Doi: <https://doi.org/10.1007/s00231-011-0790-z>
- Lee P. S., and Garimella S. V., 2006, Thermally developing flow and heat transfer in rectangular microchannels of different aspect ratios, *International Journal of Heat And Mass Transfer*, 49(17-18): 3060-3067. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.02.011>
- Morad M. M. A., and Alrajhi J., 2014, The effect of high temperature on engine performance in Kuwait conditions, *Journal of Mechanical Engineering and Automation*, 4(2): 55-62. Doi: <https://doi.org/10.5923/j.jmea.20140402.02>
- Mukkamala Y., 2017, Contemporary trends in thermo-hydraulic testing and modeling of automotive radiators deploying nano-coolants and aerodynamically efficient air-side fins, *Renewable And Sustainable Energy Reviews*, 76, 1208-1229. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.03.106>
- Oliet C., Oliva A., Castro J., and Perez-Segarra C. D., 2007, Parametric studies on automotive radiators, *Applied Thermal Engineering*, 27(11-12): 2033-2043. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.12.006>
- Peyghambarzadeh S. M., Hashemabadi S. H., Naraki M., and Vermahmoudi Y., 2013, Experimental study of overall heat transfer coefficient in the application of dilute nanofluids in the car radiator, *Applied Thermal Engineering*, 52(1): 8-16. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.11.013>
- Priyadarsini C. I., Reddy T. R., and Devi P. A., 2022, Design and performance analysis of automotive radiator using computational fluid Dynamics, *International Journal of Mechanical Engineering*, 7. Erişim adresi: <https://kalaharijournals.com/>
- Sahar A. M., Wissink J., Mahmoud M. M., Karayiannis T. G., and Ishak M. S. A., 2017, Effect of hydraulic diameter and aspect ratio on single phase flow and heat transfer in a rectangular microchannel, *Applied Thermal Engineering*, 115, 793-814. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.01.018>
- Sandu V., 2016, Experimental study on diesel engine fitted with visco fan drive, *Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Engineering Sciences. Series I*, 9(1): 1. Erişim adresi: <https://webbut.unitbv.ro/index.php/Bulletin>

- Sidik N. A. C., Yazid M. N. A. W. M., and Mamat R., 2015, A review on the application of nanofluids in vehicle engine cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 68, 85-90. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.08.017>
- Starace G., Fiorentino M., Longo M. P., and Carluccio E., 2017, A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design, *Applied Thermal Engineering*, 111, 1129-1142. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.10.018>
- Trivedi P. K., and Vasava N. B., 2012, Effect of variation in pitch of tube on heat transfer rate in automobile radiator by CFD analysis, *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 1(6): 180-3. Erişim adresi: <https://www.ijeat.org/>
- Vahidinia F., and Miri M., 2015, The effect of Reynolds number on the thermal and hydrodynamic characteristics of turbulence flow of the nanofluid in the heat exchanger, *Cumhuriyet Üniversitesi Fen Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, 36(3): 2109-2119. Erişim adresi: <http://csj.cumhuriyet.edu.tr/tr/>
- Wang, T., Jagarwal, A., Wagner, J. R., and Fadel, G., 2015, Optimization of an automotive radiator fan array operation to reduce power consumption, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 20(5): 2359-2369. Doi: <https://doi.org/10.1109/TMECH.2014.2377655>