

Absorpsiyonlu soğutma sistemleri ile egzoz gazı atık ısısından faydalanarak otobüs kliması sistemleri için kaynatıcı tasarımı

Enver YALÇIN¹, Arzu KAVAKLI²

¹Balıkesir Üniversitesi Müh.-Mim. Fak. Makina Müh. Böl., Çağış kampüsü, Balıkesir.

²Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Çağış kampüsü, Balıkesir.

Özet

Bu çalışmanın amacı, otobüs klima sistemlerinde egzoz gazındaki atık ısıdan yararlanarak Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin kullanılabilirliğini incelemektir. Böylece, kompresör tarafından tahrik edilen klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine alternatif bir sistem sağlanacaktır. Volvo-Penta' dan elde edilen bir dizel motorun deney sonuçları incelenmiştir. Dizel motora ait deney sonuçlarından otobüslerde Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi için gerekli atık ısının bulunduğu görülmüştür. Yapılan hesaplamalarda, Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi'nin temel elemanlarından olan kaynatıcı dizayn edilmiştir. Mevcut klima sistemlerinde kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesini sağlayan egzoz gazı ile çıplak boru kullanılan kaynatıcıdaki boru sayıları hesaplanmıştır. Ayrıca 100 cm ve 60 cm boyunda, farklı olarak kanatçıklı kaynatıcılar kullanıldığında egzoz gazından 105 kW'a kadar ısı transfer edildiği görülmüştür. Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının mevcut olduğu, uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Soğutma, Absorpsiyon, Otobüs, Klima, Egzoz Gazı.

Generator design of the absorption cooling systems used in exhaust gas of bus air conditioning systems

Abstract

The purpose of this study is to investigate the applicability of the Absorption Cooling Systems, used in exhaust gas of bus air conditioning systems. Thus, an alternative system to the classical vapor compression cooling systems, run by a compressor, will be designed. In the study, experimental results obtained from Volvo-Penta, have been examined. Due to the results of this experiment of diesel engines, it is found out that requisite waste heat is existed for the Absorption Cooling Systems, in buses. Due to the calculations, boiling design which is the main elements of Absorption Cooling System is acquired. Exhaust gas which provides the capacity of boiling heat in existing air conditioning systems and number of pipes in boiler which has naked pipe are calculated. Besides, it is found out that there has been a heat transfer up to 105 kW from the exhaust gas when different sized fin boilers in 1000 mm and 600 mm were used. As a result of this study, it has been found out that the requisite waste heat is existed in bus absorption system and it can be evaluated by using an appropriate boiler design.

Keywords: Cooling, Absorption refrigeration, Bus, Air Conditioning, Exhaust Gas, Waste heat

1. Giriş

Günümüzde hayatımızın vazgeçilmez bir unsuru olan teneffüs ettiğimiz havanın sağlık için gerekli şartlara sahip olabilmesini temin eden cihazlar klima sistemleridir. Bu sistemler, yaşam havasını konfor ihtiyacına göre hazırlar, gerektiğinde ısıtılıp soğutulmasını, gerektiğinde ise nem alıp, verilmesini ve temizlenmesini sağlar. Klima uygulamalarına yaşantımızın her alanında rastlamak mümkündür, bunlardan biriside toplu taşıma araçları olan otobüslerdir.

Otobüslerde kullanılan klimaların görevi, saf insana hoş gelecek şekilde ısıtılmış ve nemi iyice alınmış kabin içi hava için sıhhi ve fizyolojik temel esasları sağlamaktır. Bu esnada aracın içindekilere güvenli ve gerilimsiz sürüşü, seyahati mümkün kılan bir rahatlık ve konfor duygusu sağlanır.

Ayrıca sürücünün reaksiyon yeteneği ve genel sürüş davranışı çeşitli hava şartlarına bağlı olarak etkilenir. Havanın nemi, sıcaklığı, hareketi ve ısı yansıması araç içinde bulunanların rahatını belirler.

Enerji maliyetlerinin artması ile önem kazanan absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan atık ısılar soğutma maliyetini düşürmektedir. Ülkemizde yaygın bir kullanım potansiyeline ulaşmamış bir iklimlendirme sistemi olan Absorpsiyonlu soğutma sistemi ile ilgili yapılmış çok sayıda teorik ve uygulama çalışmaları mevcuttur. Özellikle ısı ihtiyacı olan tesis ve araçlarda çok miktarda atık ısı meydana gelmektedir.

Bu çalışmada, otobüslerde var olan atık ısının değerlendirilebilmesi için Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin kullanılabilirliği incelenmektedir. Çalışma kapsamında, Volvo-Penta'dan elde edilen bir dizel motorun ve Safkar Ege Soğutmacılık A.Ş.'den alınan mevcut klima sisteminin ölçüm değerleri incelenmiştir. Ölçüm değerlerinden faydalanılarak mevcut otobüs klima sistemlerinin soğutma kapasitesi hesaplanmıştır. Bu hesaplamalardaki soğutma kapasitesine uygun absorpsiyonlu soğutma sisteminin kullanılacağı klima sistemi için tasarımı yapılacak kaynatıcıdaki boru sayıları ve basınç kayıpları hesaplanmış ve ayrıca kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı için soğutma hesabı yapılmıştır.

1.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemleri

Absorpsiyonlu cihaz kullanımı ülkemizde de kojenerasyon sistemlerinin kullanılması ile birlikte artmıştır. Kojenerasyon sistemlerinin oluşturduğu atık ısılar vasıtası ile kullanılan absorpsiyonlu sistemler ile yapılan soğutma maliyeti oldukça düşüktür. Burada bahsedilen atık ısılar motor soğutma suları, buhar türbinlerinden alınan buhar, proseste kullanılan makinaların soğutma suları ve baca gazlarının kullanımı ile ısı değıştiriciler aracılığı ile elde edilen sıcak sulardır.

Yakıt maliyetlerinin artması ve kimya sanayisinde olduğu gibi birçok proseste düşük sıcaklıktaki (90-100°C) ısı enerjileri atmosfere atılmaktaydı. Bu nedenle düşük sıcaklıkla soğutma yükü sağlayabilen absorpsiyonlu sistemlerin kurulması atılan ısıdan ihtiyacın karşılanması gibi çok büyük bir avantaj sağlanmaktadır [1].

Absorpsiyon Prosesi: Absorpsiyonlu sistemlerde iki madde çifti kullanılır. Bunlardan biri lityumbromür-su çifti, lityumbromür absorban, su ise soğutucudur. Diğeri ise su-amonyak çifti, su absorban amonyak soğutucudur. Absorpsiyonlu soğutmada absorban sıvı, diğeri madde (soğutucu akışkan) ise absorbe edildiğinde gaz fazındadır. Karışımındaki absorban oranı yüksek soğutucu oranı düşük ise konsantrasyon veya kuvvetli eriyik, absorban oranı düşük soğutucu oranı yüksek ise zayıf eriyik olarak adlandırılır.

Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Çalışma Prensibi: Soğutucu akışkan kompresörün ve diğer bileşenlerin performansına uygun olarak seçilir. Absorpsiyonlu sistemde evaporatörde soğutucu akışkan vardır. Absorber evaporatöre bitişiktir ve kuvvetli bir eriyik içerir. İki kap buharın aralarında rahatça akabilmesi için bağlantılıdır. Kapların havası alınmıştır ve basınç oldukça düşüktür. Evaporatör içerisindeki soğutucu akışkan gaz fazına geçer. Buharlaşıma gizli ısısının etkisi ile buharlaşmamış olan soğutucu akışkan soğur. Böylece soğutma gerçekleşmiş olur. Oluşan buhar iki kaptaki boşlukları doldurur. Daha çok soğutucu akışkan buharlaştıkça evaporatördeki basınç da gittikçe artacaktır. Dolayısı ile elde edilmiş olan soğutma etkisi de kaybolacaktır. Ancak bu durum absorbanın hareketi ile önlenir. Absorber soğutucu akışkan buharını, oluştuğu anda evaporatörde düşük basınç ve sıcaklık oluşturarak uzaklaştırır. Evaporatörde basınç çok düşük olduğundan bileşenlerin oldukça sızdırmaz olması gerekir. Soğutucu akışkan evaporatördeki boru demeti içerisinde sirküle eden suyu soğutmak için kullanılır. Soğuk su ise soğutma yükünün olduğu ortamda sirküle eder. Soğutucu akışkan sürekli olarak evaporatördeki borular üzerine soğutucu pompası tarafından nozullarla püskürtülür.

Sistemin sürekli olarak çalışabilmesi için soğutucu akışkanın tekrar tekrar kullanılması gerekir. Bunun için de jeneratör kullanılır. Zayıf eriyik absorberden jeneratöre pompalanır. Eriyiğe ısı verilir ve sonuçta soğutucu akışkanın kaynatarak ayrılması sağlanır. Daha sonra oluşan kuvvetli eriyik absorbere döner ve soğutucu akışkan buharı ortamına spreylenebilir. Isı kaynağı çoğunlukla buhar veya serpantinlerde sirküle eden sıcak sudur. Sıcak yanma gazları da kullanılabilir. Ancak bunun için farklı cihazlar kullanmak gerekir. Oluşan soğutucu akışkan buharı jeneratör ve kondenseri doldurur. Kondenserdeki boru demetinde soğuk su dolaşır. Su sıcaklığı akışkan buharının kondenser basıncındaki yoğuşma sıcaklığından düşüktür. Böylece soğutucu akışkan buharı yoğuşma gizli ısısını bırakır ve sıvı hale gelerek kondenser tabanında birikir.

1.2. Otobüs Klima Sistemlerinin Projelendirilmesinde Önemli Hususlar

Pek çok klima sisteminde olduğu gibi taşıt iklimlendirme sistemi de değişen ortam şartlarında taşıt içindeki yolculara uygun bir soğutma temin etmelidir. Soğutma yükü genel olarak dış hava sıcaklığı ve nemi, yolcu sayısı ve gereken temiz hava miktarı ve güneş ışınımı faktörleri ile etkilenmektedir. Bu faktörler bütün ortamlardaki değişik yol şartlarında ve taşıtın farklı hız ve doğrultulardaki hareketlerinde değişmelere uğramaktadır.

Şehir içinde çalışan bir otobüsün soğutma yükünün tespiti oldukça güçtür. Çalışma hattına ve zamana bağlı olarak, oturan yolcu sayısı yanında ayakta duran yolcu sayısının fazla olması ve sayılarının değişiklik göstermesi, duraklarda ön ve arka kapıların açılması ve açık kalma sürelerinin değişmesi ısı yükünün tespitini zorlaştırır. Taşıta olan ısı geçişi ise taşıtın izolasyonuna bağlıdır. Fakat bu toplam soğutma yükünün çok azını teşkil etmektedir.

Şehirlerarası otobüslerde maksimum yolcu sayısının daha az ve belirli olması, kapıların açık kalma sürelerinin az olması nedeni ile soğutma yükü daha azdır ve kolay tespit edilebilir. [20]

Hava Dağıtım Sistemi: Otobüslerde soğutulmuş hava tavandan dağıtıldığından değişik akış menfezleri kullanılır. Bazı otobüslerde tavan boyunca delikli levhalar üzerinden

hava dağıtılır, bazı sistemlerde ise her yolcu için hava çıkışları bulunmaktadır. Tavandan dağıtım sistemi ısıtma amacı ile de kullanılabilir. Ancak ısıtmanın döşeme kanallarından yapılması önemlidir. Ayrıca tavan dağıtım sisteminde yüksekliğin azalması ve hacim kaybı önemli olabilir. İdeal olarak taşıtta kullanılacak havanın % 30 kadarı dış atmosferden alınmakta, % 70 kadarı ise taşıt içinde devrettirilmektedir [2].

Donanım Yerleri: Otobüs iklimlendirme sistemi için önemli özelliklerden biri, otobüs dizaynını da etkileyen yer sorunudur. İklimlendirme sisteminin bütün bileşenlerinin ekonomik olduğu kadar hafif olması ve tekerlek yüküne bağlı olarak uygun şekilde yerleştirilmeleri gerekmektedir.

Otobüste kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve hava sirkülasyon fanlarından ibaret iklimlendirme sisteminin tamamı döşeme altında veya tavanda veya kompresör ve yoğuşturucu döşeme altında, buharlaştırıcı ve fanlar tavanda olacak şekilde yerleştirilebilir. Bazı şehir içi otobüslerde soğutma biriminin kompresör ve yoğuşturucudan ibaret yüksek basınç tarafı kısmen tavana kısmen de döşeme altına yerleştirilir.

Döşeme altı sistemlerinin şehirler arası çalışan otobüslerde pek çok yararı vardır. Bunlar otobüs ağırlık merkezini yere yaklaştırması, hava kanallarının kolay yerleştirilmesi ve kısa olması, tavandaki sisteme nazaran daha sessiz olması sayılabilir. Ayrık yerleştirme sistemi, buharlaştırıcının üstte bulunması nedeni ile daha az bagaj hacmi kullanır. Yoğuşturucunun üstte bulunması durumunda ise soğutma havası daha serin olacak ve yoğuşturucu üzerinde daha az toz ve kir birikecektir. Otobüs üzerinde bir şişkinlik yaratan ayrık sistem yükseklik ile kısıtlıdır. Bu sistemde kompresörün kendisi döşeme altında bulunur.

Tahrik: İklimlendirme sisteminin tahriki için bugüne kadar yapılan en genel uygulama ayrı bir benzin veya dizel motorun kullanılmasıdır. Soğutma kompresörünün verimli çalıştığı otobüsün esas güç kaynağından bağımsız bu uygulamada yardımcı motor, buharlaştırıcı fanlarını tahrik edecek elektrik motorlarına enerji sağlayan jeneratörü de tahrik edecek kadar büyük güçte olmalıdır. Günümüzde ise ikinci bir motorun bakım giderleri, daha fazla ağırlık ve hacim getirmesi nedeniyle bu sistem yerini taşıt ana motorundan tahrikli sistemlere bırakmıştır.

Motor tahrikli sistemlerin yukarıda sayılan avantajlarının yanında birtakım sakıncaları da bulunmaktadır. Soğutma kompresörleri ana motora bağlı olduğunda soğutma kapasitesi motor hızına bağlı olarak değişir. Rölanti hızlarında kapasite çok düşüktür, buna karşın yüksek hızlarda çok büyük olabilir. Bazı uygulamalarda ise daha uyumlu ve hafif olan hidrostatik sistem kullanılmaktadır. Hidrolik motor ve soğutma fanlarını içeren 60000 kJ/h soğutma kapasiteli tipik bir sistem yaklaşık 300 kg ağırlıkta olmasına karşın bağımsız tahrikli sistem 600 kg'a kadar ağırlaşabilir. Otobüs hızına bağlı olmadan oldukça üniform bir kompresör hızı elde etmek için otomatik transmisyon kullanılmalıdır.

Bu durumda rölanti hızlarında dahi kompresör maksimum hızın 0.50-0.60'ı kadar bir hızda çalışabilir. Soğutma kapasitesini ayarlamamanın bir yolu otomatik kapasite kontrol donanımlı normalden daha büyük deplasmanlı kompresörler kullanmaktır. Düşük motor (kompresör) devirlerinde deplasmanın tamamı kullanılır, yüksek devirlerde ise kapasite otomatik olarak azaltılır. Taşıt motorundan tüm gücün isteneceği durumlarda,

kompresör ve motor arasında kullanılacak kavrama ile kompresör devreden çıkartılabilir. Bazı uygulamalarda gaz pedalına bağlı bir anahtarla soğutma kompresörü ve genellikle yoğuşurucu fanları tam gaz durumunda devre dışı bırakılır. Tabii bu uygulama çok dikkatli bir tahrik ve kavrama dizaynı gerektirir ki anahtarın açılıp kapanmasında büyük ivme kuvvetleri oluşturmamalıdır.

2. Yöntem

2.1 Otobüs Kliması için Ölçüm Değerleri

Otobüs kliması için soğutma hesaplamalarında SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş.'de üretimi yapılan ES T310 modeline uygulanan klima sistemi ölçüm değerlerinden faydalanılmıştır [20]. Ölçümler aynı devir sayılarında 5 dakika aralıkla farklı ortam ve yoğuşurucu sıcaklıklarında yapılmıştır. Bu farklı durumlar için sıcaklıklar ve basınçlar ölçülmüştür. Basınçlar iki noktadan (alt ve üst basınç), sıcaklıklar ise 7 ayrı noktadan alınmıştır. Sistemde kullanılan soğutucu akışkan R-134a'dır.

Tablo 1. Otobüs Kliması Ölçüm Değerleri

Konum	Sıcaklıklar [°C]						
	1	2	3	4	5	6	7
1	40.2	62.5	33.8	20.4	21.6	14.0	70.5
2	41.0	62.3	29.8	20.0	17.8	11.1	68.8
3	41.6	60.3	27.3	18.5	15.9	9.4	64.8
4	41.1	58.2	26.1	17.1	14.9	8.7	64.5
5	40.1	57.0	24.7	16.0	13.6	8.3	62.4
6	39.7	56.6	23.7	15.6	12.8	7.9	60.0
7	40.2	56.1	22.6	14.7	12.4	7.2	58.4
8	40.8	55.0	21.7	14.0	11.2	6.8	57.0
9	40.5	55.0	20.5	13.5	10.6	6.5	55.2

2.2 Mevcut Otobüs Klimasının Soğutma Kapasitesi

Otobüs klimasının soğutma yükü hesaplamalarında

İletimle ısı geçişi;
[4,5].

$$Q = K \times A \times \Delta T \text{ [W] ifadesiyle hesaplanır}$$

K : Isı geçiş katsayısı [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

A : Alan [m^2]

ΔT : $8 \text{ } ^\circ C$ (dış hava sıcaklığı $38 \text{ } ^\circ C$, iç hava sıcaklığı $30 \text{ } ^\circ C$ alınmıştır.)

Tavandan Geçen Isı Kazancı;

$$Q_1 = 0.88 \times 34.5 \times 8 = 242.88 \text{ W}$$

Yan Yüzeylerden Geçen Isı Kazancı;

$$Q_2 = 1198.78 \text{ W}$$

1.Camlardan Geçen Isı Kazancı;

$$Q_{21} = 6.978 \times 19.2 \times 8 = 1071.82 \text{ W}$$

2.Sac Kısmından Geçen Isı Kazancı; $Q_{22} = 0.529 \times 30 \times 8 = 126.96 \text{ W}$

Ön Yüzden Geçen Isı Kazancı; $Q_3 = 162.26 \text{ W}$

1.Camdan geçen ısı kazancı; $Q_{31} = 6.978 \times 2.64 \times 8 = 147.38 \text{ W}$
2.Sac kısmından geçen ısı kazancı; $Q_{32} = 0.930 \times 2 \times 8 = 14.88 \text{ W}$

Arka Yüzden Geçen Isı Kazancı; $Q_4 = 245.95 \text{ W}$

1.Arka Yüzeydeki Camdan Geçen Isı Kazancı; $Q_{41} = 6.978 \times 2.08 \times 8 = 116.11 \text{ W}$
2.Motordan geçen ısı kazancı; $Q_{42} = 0.777 \times 5.57 \times (60-30) = 129.84 \text{ W}$

(Motorun bulunduğu bölmenin sıcaklığını 60°C kabul edilmiştir)

Tabandan Geçen Isı Kazancı; $Q_5 = 0.930 \times 34.5 \times (40-30) = 320.85 \text{ W}$

Araba alt bagaj sıcaklık değeri: 40°C

Işınım ile Geçen Isı Kazancı; $Q_6 = 19207.83 \text{ W}$
İnsanlardan Gelen Isı Kazancı;

Oturan bir kişinin attığı duyulur ısı; $Q_d = 63.97 \text{ W/m}^2\text{°C}$
Oturan bir kişinin attığı gizli ısı; $Q_g = 52.34 \text{ W/m}^2\text{°C}$
Otobüste bulunan maksimum insan sayısı; $z = 44 \text{ kişi}$

$Q_7 = z \times (Q_d + Q_g) = 44 \times 116.3 = 5117.2 \text{ W}$

Araç İçinin Rejime Gelmesinden Oluşan Isı Yükü; $Q_8 \cong 233 \text{ W}$

Elektrik Lambalarından Geçen Isı Yükü; $Q_9 = 58 \text{ W}$

Bulduğumuz soğutma kapasitesi değerini emniyet payıyla; $Q_T = 27000 \text{ W}$ olarak alabiliriz.

Psikometrik diyagramda havanın şartlandırılması yapılırsa duyulur ısı oranı; $\Psi = 0.90$

Otobüs kliması ile yapılan ölçümlerde sistemde bulunan her elemana soğutucu akışkanın giriş- çıkış sıcaklığı ve basıncı belirli olduğundan, entalpi değerleri bulunabilir.

1.Ölçüm; Yoğuşturucu sıcaklığı : 62.5 °C
Buharlaştırıcı sıcaklığı : 21.6 °C olduğunda
Sistemin soğutma kapasitesi: $Q_o = 18000 \text{ W}$
Soğutma devresinde saatte dolaştırılan soğutucu akışkan miktarı $G = 540 \text{ kg/h}$

Kompresör pompalama ısısı $Q_k = 4200 \text{ W}$
Kondanser yoğuşurma kapasitesi $Q_y = 22200 \text{ W}$
Kompresör Teorik Gücü $W_t = 4.1992 \text{ kW}$

$Q_{buh.}$, soğutma sistemi kapasiteleri değeri alınarak konumlara göre Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi elemanlarının kapasiteleri, soğutucu akışkan debisi, fakir eriyik debisi ve zengin eriyik debileri bulunmuştur. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kütle korunumu veya süreklilik denkleminde sisteme giren kütle miktarı, sistemden çıkan kütle miktarına eşittir. Enerjinin korunumundan ise sisteme giren ısı miktarı ile sistemden çıkan ısı miktarı birbirine eşittir [6].

Tablo 2. Konumlara göre Sistem Elemanlarının Kapasiteleri

Konum	Q_{kay} [W]	$Q_{yoğ}$ [W]	Q_{buh} [W]	Q_{abs} [W]
1	23522	18902	17999	22619
2	35523	27981	26565	34108
3	40534	30108	28541	38967
4	44938	33143	31395	43190
5	46677	34585	32731	44823
6	48765	35225	33317	46858
7	49077	35664	33720	47134
8	50326	36079	34101	48349
9	53445	36315	34302	51432

2.3 Dizel Motorlar

Dizel motor için deney verileri olarak, Volvo-Penta ArGe Bölümü'nün yapmış olduğu Motor Deney verileri (Tablo 3) esas alınmıştır. TAMMD63L modeli için yapılan deneylerin ilk kısmında belirli yük altında farklı devir sayılarında motorun yakıt sarfiyatı, motor gücü ölçülmüştür. Deneyin II. Kısmında yine aynı yük ve devir sayılarında egzoz manifoldundaki egzoz gazı sıcaklığı ve basıncı ölçülmüştür [7,8]

Yapılacak olan soğutmanın yeterli olup olmayacağı veya ne derecede soğutma yapılabileceği egzoz gazının sıcaklığına, debisine ve özgül ısısına yani egzoz gazının ısı kapasitesine bağlıdır. Egzoz gazının ısı kapasitesinin bulunabilmesi için egzoz gazı debisinin bilinmesi gerekir.

$$m_{egzoz} = m_{yakıt} + m_{hava}$$

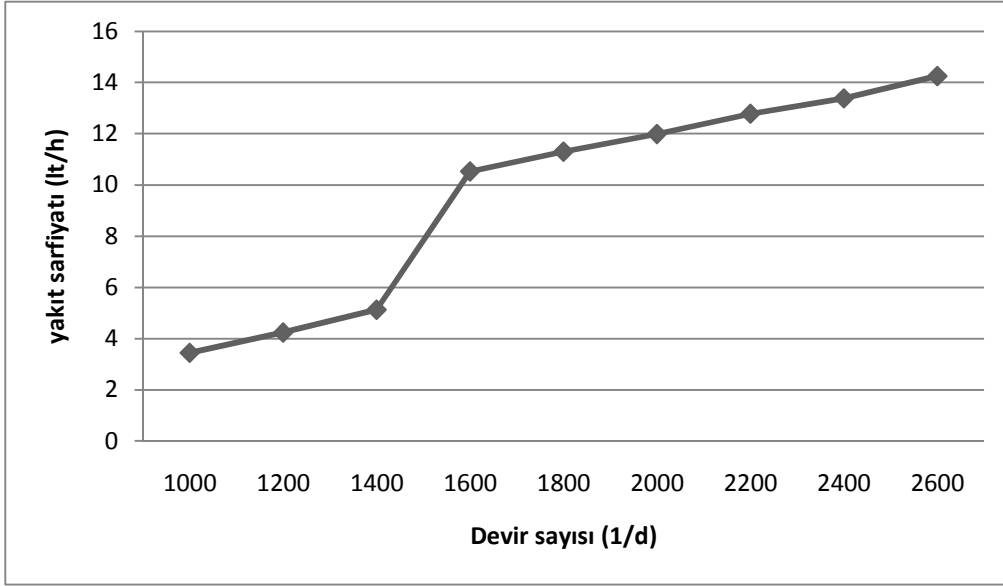
İdeal şartlarda egzoz gazının ısı kapasitesi çok büyük olmasına rağmen bu kapasitenin tamamı kullanılamamaktadır. Egzoz gazı ideal ısı transfer kapasitesi, ideal şartlarda yapılmıştır.

$$Q_{eg,ideal} = m_{eg} \times C_{p_{eg}} \times \Delta T_{ideal} \text{ ile bulunur.}$$

Tablo 3. Motor Karakteristiği Değerleri

Konum	Devir (1/dk)	Motor Gücü (kW)	Egzoz Gazı Sıcaklığı (°C)	Egzoz Gazı Basıncı (kPa)	Özgül Yakıt Tüketimi (g/kWh)
1	1000	46	403	27,6	276

2	1200	59	448	27,2	268
3	1400	89	488	29,2	246
4	1600	195	604	44,4	251
5	1800	222	548	45,2	226
6	2000	242	496	44,8	218
7	2200	256	457	44	217
8	2400	263	433	42,8	220
9	2600	264	418	42,4	227



Şekil 1. Yakıt Sarfiyatının Devir Sayısı ile Değişim Grafiği

Otobüs hareket ederken yakıt sarfiyatı Şekil 1’den de görüldüğü üzere 1600 ile 2400 devir sayıları arasında eğri eğiminin en düşük seviyede olması münasebetiyle normal çalışma şartlarında kabul edilir.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminde kullanılacak olan kaynatıcı da motorun normal çalışma şartlarında açığa çıkacak olan egzoz gazının enerjisine bağlı olarak seçilecektir.

Motor verimi; yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının motorda kullanıldığının bir ölçüsüdür

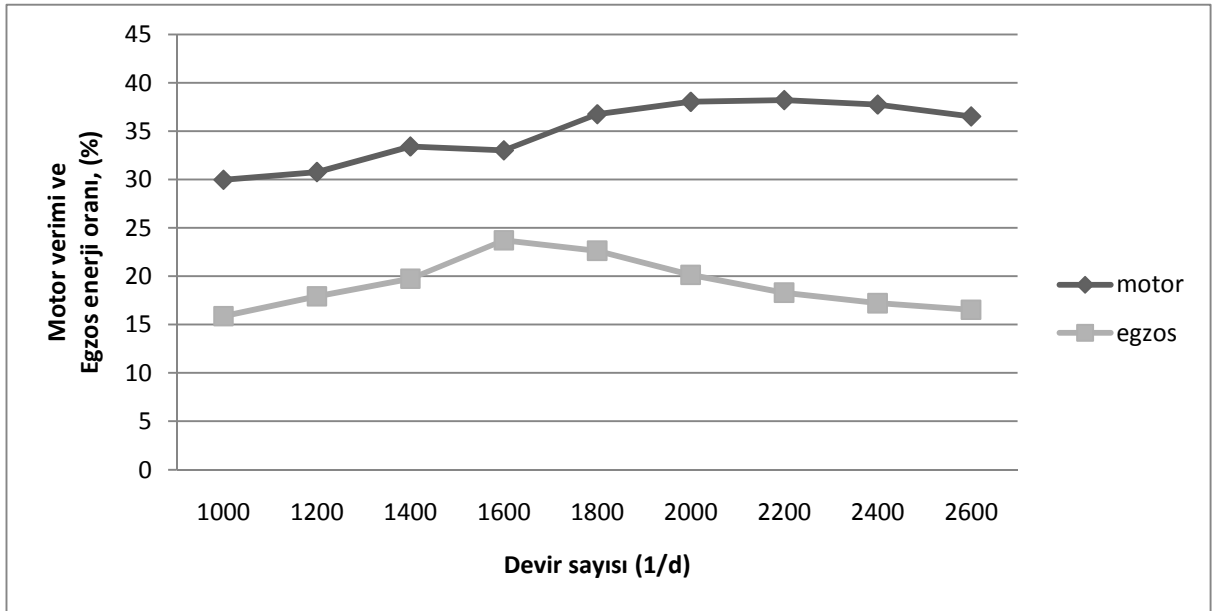
$$\eta_{\text{motor}} = \frac{P_{\text{motor}}}{E_{\text{giren}}} \times 100 \text{ [%]}$$

Egzozu giden enerji oranı; yakıttan elde edilen enerjinin ne kadarının egzoz yoluyla dışarıya atıldığının bir ölçüsüdür.

$$C_{\text{egzoz}} = \frac{Q_{\text{eg ideal}}}{E_{\text{giren}}} \times 100 \text{ [%]}$$

Tablo 4. Farklı Konumlarda Egzoz Gazı, Yakıt ve Hava Debileri

Konum	Devir [1/d]	$m_{\text{yakıt}} \times 10^3$ [kg/s]	$m_{\text{hava}} \times 10^3$ [kg/s]	$m_{\text{egzoz}} \times 10^3$ [kg/s]
1	1000	3.45	51.36	54.81
2	1200	4.24	63.15	67.39
3	1400	5.13	76.30	81.42
4	1600	10.53	156.74	167.26
5	1800	11.30	168.23	179.53
6	2000	11.99	178.49	190.48
7	2200	12.78	190.23	203.01
8	2400	13.38	199.25	212.63
9	2600	14.25	212.15	226.40



Şekil 2. Motor Verimi ve egzoz giden enerji oranları değişimi

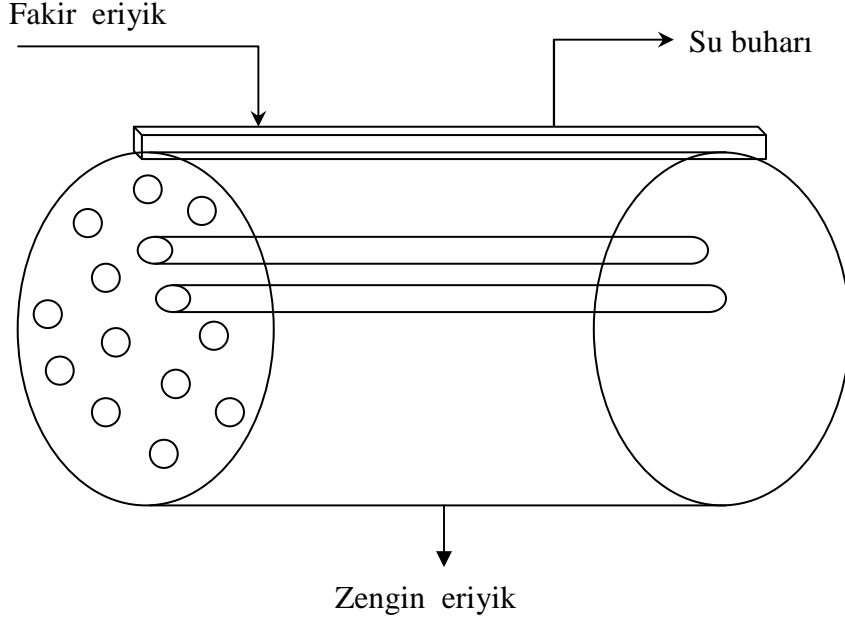
3. Bulgular

Otobüslerde kullanılacak kaynatıcılar, boyutları fazla yer kaplamayacak egzoz gazı enerjisinden en fazla şekilde yararlanılabilecek fakat bu esnada egzoz gazı yolunda büyük basınç kayıpları oluşturarak motorun performansını etkilemeyecek şekilde dizayn edilmelidir. Bunlara ilave olarak tasarımı yapılan kaynatıcının üretimi kolay yapılabilmesi, maliyeti yüksek olmaması ve kullanılan malzeme, su-LiBr eriyiği ve egzoz gazı ile hiçbir reaksiyona girmemelidir.

Bu amaçla bir çok kaynatıcı dizaynı denemesinden sonra çalışmamıza ve hesaplarımıza en uygun kapasiteyi sağlayan, araca monte edilebilir boyutlardaki kaynatıcı aşağıda

Şekil 2’de görülmektedir. Kovan-Boru tip kaynatıcıda kovan içerisinde eriyik, boru demeti içinden de egzoz gazı geçmektedir.

Yakıttan elde edilen enerjinin egzoz yoluyla dışarı atılan kısmı yaklaşık olarak % 15.8 ile % 23.7 arasındadır. Bu oldukça yüksek bir kayıp olsa da motor da kullanılan enerjinin altındadır.



Şekil 3. Kaynatıcının şekli

Kaynatıcıdaki bir adet borunun alanı; iç çap : $d_i = 15,88$ mm için $A_{\text{boru}} = 2.00 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

3.1 Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı için Boru Sayısı Hesabı

Yapılan hesaplamalarda ES T310 modelinin Konum 5’deki özellikleri esas alınmıştır ve kaynatıcı uzunluğu (L) 1000 mm olarak seçilmiştir. Konum 5 için egzoz gazının özellikleri kullanılarak hesaplamalar yapılmış ve aşağıda verilmiştir:

$$m_{\text{eg}} = 0.17953 \text{ kg/s}$$

$$T_{\text{eg}} = 548 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{peg}} = 1140.148 \text{ J/kgK}$$

$$\rho_{\text{eg}} = 0.665632 \text{ kg/m}^3$$

$$v_{\text{eg}} = 41.11511 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k_{\text{eg}} = 40.2499 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Pr_{\text{eg}} = 0.74839$$

$$m_{\text{eg}} = \rho \times V \times A_{\text{boru}}$$

$$V = \frac{m_{\text{eg}}}{\rho \times A_{\text{boru}}} = \frac{0.17953/22}{0.665632 \times 2.0096 \times 10^{-4}} = 6 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V \times d_h}{v} = \frac{6 \times 0.016}{41.11511 \times 10^{-6}} = 2335$$

$Re > 2300$ olduğundan boruların içinden egzoz gazının akışı türbülanslıdır. İç taraftaki taşınım katsayısı denklem (Gnielinski korelasyonu) yardımıyla bulunabilir [9,10].

$$Nu = \frac{(f/8) \times (Re - 1000) \times Pr}{1 + 12.7 \times (f/8)^{1/2} \times (Pr^{2/3} - 1)}$$

En genel halde silindirik yüzeylerde için toplam ısı transfer katsayısı ise [10],

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} \frac{A_d}{A_i} + Rf_i + \frac{\ln\left(\frac{r_d}{r_i}\right)}{2\pi lk} A_d + Rf_d + \frac{1}{h_d}$$

burada;

- U : Toplam ısı transfer katsayısı [W/m²K]
- h_i : İç taraftaki (egzoz gazı tarafı) ısı taşınım katsayısı [W/m²K]
- h_d : Dış taraftaki (erişik tarafı) ısı taşınım katsayısı[W/m²K]
- A_d : Borunun dış kesit alanı [m²]
- A_i : Borunun iç kesit alanı [m²]
- Rf : Borunun iç ve dış tarafındaki kirlilik faktörleri [m²K/W]
- l : Boru boyu [m]
- k : Boru malzemesinin ısı iletim katsayısı [W/mK]
- r_d, r_i : Borunun dış ve iç yarıçapları [m]

Boru malzemesi olarak bakır alınmıştır.Bakır malzemenin ısı iletim katsayısı 386 W/mK'dir [11]

$$Q_{kay} = U \times A_s \times \Delta T_{ln} = m_{eg} \times Cp_{eg} \times \Delta T_{eg}$$

yazılabilir. Burada;

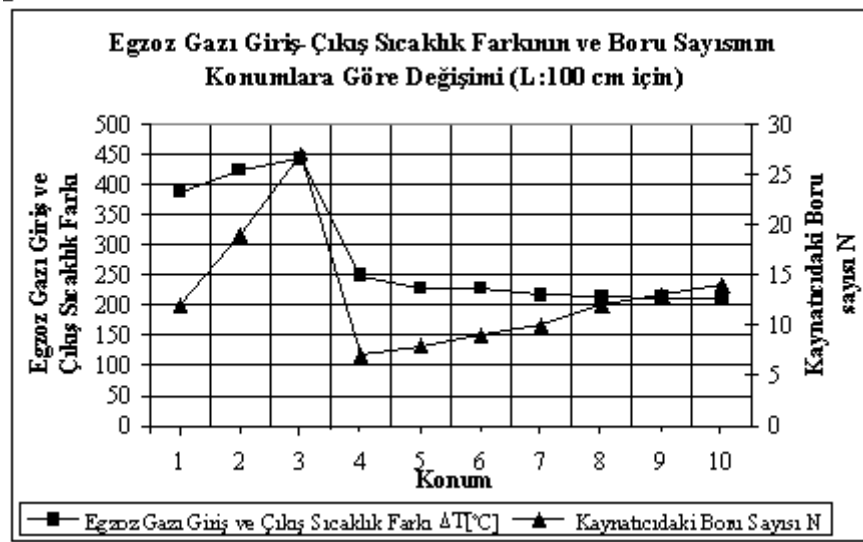
- Q_{kay} : Kaynatıcıda egzoz gazından transfer edilen ısı miktarı [W]
- U : Toplam ısı transfer katsayısı [W/m²K]
- A_s : Isı transfer yüzey alanı [m²]
- ΔT_{ln} : Logaritmik sıcaklık farkı [°C]
- m_{eg} : Kaynatıcıdan geçen egzoz gazı debisi [kg/s]
- Cp_{eg} : Egzoz gazının özgül ısısı [J/kgK]
- ΔT_{eg} : Egzoz gazının kaynatıcıya giriş-çıkış sıcaklık farkı [°C]

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$Q_{kay} = U \times A_s \times \Delta T_{ln}$$

$$A_s = \pi \times d_o \times L \times N$$

Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkı arttıkça boru boyu 1000 mm için hesaplanan kaynatıcı boru sayılarının da arttığı görülmüştür. Kaynatıcıdaki ısı transfer yüzey alanları da aynı şekilde artış göstermektedir.



Şekil 4. Egzoz gazı giriş-çıkış sıcaklık farkının ve boru sayısının konumlara göre değişimi(L:1000 mm)

3.2 Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Hesabı

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan kaynatıcılar, temel prensip olarak bir ısı değiştiricisi (eşanjör) olduğundan farklı şekillerde de dizayn edilebilir.

Kaynatıcıda su-LiBr eriyiği dairesel boruların içerisindedir ve egzoz gazı da bu boru demeti üzerinden geçmektedir. Boruları birbirine bağlayan levha tipi kanatçıklar kullanılmıştır [12,13].

Konum 5 için ;

Egzoz gazı sıcaklığı $T_{egç} : 319.9673 \text{ } ^\circ\text{C}$

Kaynatıcı sıcaklığı $T_{kay} : 90^\circ\text{C}$

$$T_o : \frac{T_{egç} + T_{kay}}{2} = 204.9836 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14).$$

$$T_i : 204.9836 + \frac{319.9673 - 204.9836}{4} = 233.73 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (14).$$

İç taraftaki ısı taşınım katsayısı ;

$$h_i = 0.725 \times \left[\frac{k^3 \times \rho^2 \times g \times h}{d_i \times \mu \times (T_{egç} - T_o)} \right]^{1/4}$$

A_c : Akışa dik kesit alanı

Toplam boru sayısı $N = 22$ adet

Toplam boru uzunluğu $L_t = 22$ m

Kanat aralığı : $H = 8$ mm

$$\text{Kanat sayısı } n = \frac{L}{H} = 125 \text{ adet kanat}$$

A_k : Toplam kanat alanı
 A_b : Toplam boru yüzey alanı
 $A_{top} = A_k + A_b$
 D_h : Hidrolik çap
 A_i : Boru iç yüzey alanı

$$Re = \frac{\rho \times dh}{\mu}$$

$$St.Pr^{2/3} = 0.0172 \quad St = \frac{h_d}{\rho \times Cp}$$

$$h_d = 15.8354 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\text{Kanat verimi } \eta_k = \frac{\tanh(m \times L_k)}{m \times L_k}$$

m = Kanat parametresi

L_k = Kanatçık uzunluğu [m]

k_k = Kanatçık ısı iletim katsayısı [W/mK]

t_k = Kanatçık kalınlığı [m]

$$m = \sqrt{\frac{2 \times h_d}{k_k \times t_k}}$$

$$\eta_k = 0.99$$

$$\eta_y = 1 - \frac{A_k}{A_{top}} \times (1 - \eta_k)$$

$$\eta_y = 0.9904$$

$$\frac{1}{U} = \frac{A_{top}}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_d \times \eta_y}$$

$$U = 14.3645 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$Q = U \times A \times \Delta T_{ln}$$

Yakıt sarfiyatının devir sayısı ile seğişim grafiği göz önüne alınırsa (1600 ile 2400 devir sayıları arasında) normal çalışma şartlarındaki konumlarda egzoz gazı kullanılarak dizayn edilen çıplak boru kaynatıcı ısı kapasitesi egzoz gazı debisiyle birlikte artmakta iken kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı kapasitesi debiyle azalmaktadır.

Tablo 5. Boru boyu L:1000 mm için Farklı Kaynatıcı Kapasitelerinin Karşılaştırması

Konum	Egzoz Gazı Debisi $m_{eg} \times 10^3$ [kg/s]	Egzoz Gazı Sıcaklığı [°C]	Çıplak Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi, Q_1 [kW]	Kanatçıklı Boru Kullanılan Kaynatıcı Isı Kapasitesi Q_2 [kW]	$(Q_2 - Q_1)/Q_1 \times 100$ [%]
4	167	604	44.94	105.14	57,26

5	179	548	46.68	98.10	52.42
6	190	496	48.77	92.65	47.36
7	203	457	49.08	81.23	39.58
8	212	433	50.33	70.65	28.76

4. Tartışma ve sonuç

Otobüslerde kullanılan klimaların, konforun yanı sıra sürüş güvenliğine etkisi de çok büyüktür. Otobüs içindeki sıcaklığın artarak konfor şartlarının bozulması, sürücünün verim ve konsantrasyonunda azalmaya sebebiyet verdiği gibi reaksiyon hızında da yavaşlamaya neden olmaktadır. Ayrıca otobüs içindeki yolcuların rahat ve konforlu bir yolculuk yapabilmesi için havanın şartlandırılması klima sistemleri ile sağlanacaktır. Durum böyle olunca klima, konfor olmaktan çıkıp temel bir ihtiyaç haline gelmektedir ve özellikle otobüslerde kullanılması önemlilik arz etmektedir.

Otobüslerde kullanılan mevcut klima sistemi buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile çalışmaktadır. Sistemin temel elemanlarından olan kompresör, otobüs motorundan tahrik edildiği gibi ayrı bir içten yanmalı motor tarafından da tahrik edilebilmektedir. Ancak ayrı bir motor kullanımı maliyeti artırdığından, fazla yer kapladığından, hareketli parça sayısını fazlaştırdığından arıza riski ve bakım masraflarını artırdığından genelde bu uygulama küçük hacimli taşıtlarda kullanılamamakla beraber büyük hacimli taşıtlarda yani otobüslerde uygulama imkanı bulmaktadır.

Ancak otobüslerde ayrı bir motor kullanmayıp mevcut otobüs motorundan yararlanılmaktadır. Bu durumda yani kompresör otobüs motoruna tahrik aldığı anda, bu işlem motorun performansını etkilediği gibi yakıt sarfiyatını da artırmakta ve sistemin performansı (soğutma kapasitesi) devir sayısı ile değişiklik göstermektedir.

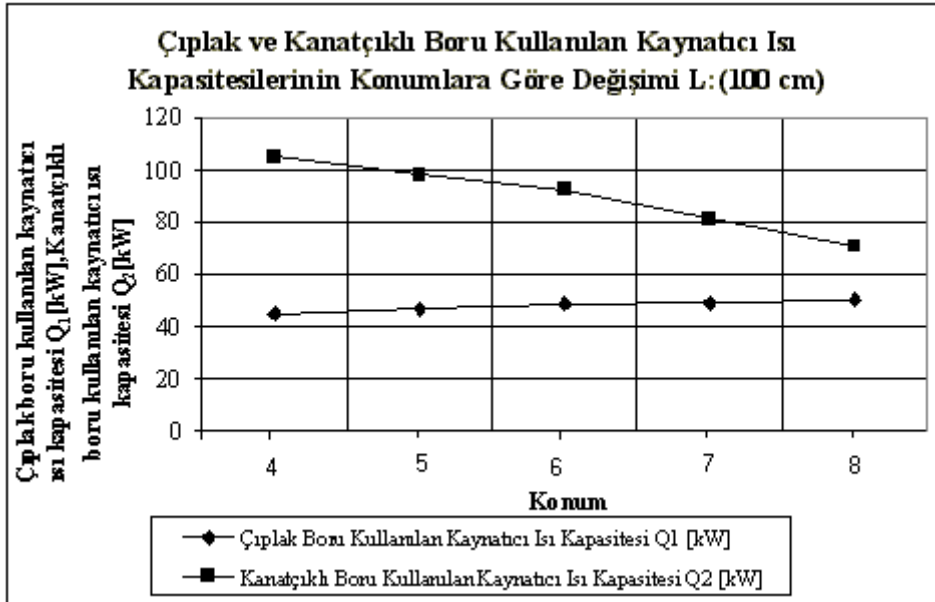
Alternatif klima sisteminin otobüse uygulanmasına geçmeden önce mevcut klima sistemi için gerekli soğutma kapasitesinin tayini yapılmıştır. Mevcut otobüs klimasının deney sonuçları SAFKAR Ege Soğutmacılık A.Ş. 'den temin edilmiştir. Otobüsün soğutma sistemi için ısı kazancı 27000 W bulunmuştur. Yapılan hesaplamaların sonuçları incelendiğinde soğutucu akışkan debisi ve soğutma sistemi kapasitelerinin genel olarak devir sayısı aynı kalmakla beraber bir miktar arttığı görülmektedir. Kompresörün devir sayısı 1850 d/d civarında iken soğutucu akışkan debisi 0.15 m³/s ile 0.23 m³/s arasında, soğutma kapasitesi ortalama 18000 W ile 29700 W arasında değişmektedir. Dolayısıyla alternatif olarak sunulan klima sisteminin, otobüs içerisindeki konfor şartlarını sağlayabilmesi açısından minimum bu değerde bir soğutma kapasitesine sahip olması gerektiğinden yapılan hesaplamalarda bu değer esas alınmıştır.

İdeal olarak egzoz gazına giden enerji (yani egzoz gazının ortam sıcaklığına kadar soğutulması durumunda) 22000 W ile 107000 W arasında değişmektedir. Ancak bu değerler ideal değerler olup, her ne kadar egzoz yoluyla kaybedilen enerjiyi verse de egzoz gazından yararlanılabilecek enerji bu değerlerden oldukça küçüktür. Şekil 2. ise yakıt ile elde edilen enerjinin, motorda kullanılan ve egzoz yoluyla dışarı atılan enerjiye oranlarını göstermektedir. C_{egzoz} diye adlandırılan oran, yakıttan elde edilen enerjinin egzoz gazına giden kısmını vermektedir. Bir otobüsün en çok kullanıldığı devir sayısı aralığı 1600 ile 2400 d/d olduğu düşünülürse, bu devirlerde C_{egzoz} oranı %17 ile % 23 arasında değişmektedir. Aynı devir sayılarında motor verimine bakıldığında, bu

değerinde % 38'i aşmadığı görülmektedir. Yani bir otobüs en çok kullanılan şartlarda bile motorda kullanılan enerji kadar egzoz yoluyla dışarı enerji kaybetmektedir.

Yapılan deneyler ve teknik hesaplamalar sonucu elde edilen verilere göre absorpsiyonlu soğutma sisteminin elemanlarından olan ve egzoz gazında ısının transfer edilmesinde kullanılan kaynatıcının hesapları yapılmıştır. Kaynatıcı olarak kullanılacak ısı eşanjörünün egzoz gazından yeterli miktarda ısı transfer edebilmesi için yüzey alanı büyük olması gerekmektedir, otobüslerde diğer taşıtlara göre boş alan daha büyük olduğu için boyutları en uygun, kompakt bir ısı eşanjörü olmalı ve bununla beraber büyük basınç kayıpları oluşturarak motor performansını etkilememelidir. Kaynatıcı dizaynında bütün bu etkenler göz önünde bulundurularak optimum boyutlar belirlenmelidir. Kaynatıcı için yapılan hesaplamalarda motorun farklı devir sayıları için farklı kaynatıcı boru sayıları çıkmıştır. Motorun çalıştığı 1600 ile 2400 devir sayıları arasında çıplak boru kullanılan kaynatıcı boru boyu 1000 mm olduğunda en uygun boru sayısı olan 12 adet boru, egzoz gazı kullanılan kaynatıcı kapasitesi için yeterli gelecektir. Boru boyu 600 mm olduğunda ise 19 adet boru kullanılması motorun çalıştığı 1600 ile 2400 devir sayıları arasında egzoz gazı kullanılan aynı kaynatıcı kapasitesini karşılayacaktır. Boru boyu 100 cm ve çapı 16 mm olan borulardan 12 adet kullanıldığında transfer edilen ısı miktarı 23500 W ile 55600 W arasındadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan kaynatıcılar, temel prensip olarak bir ısı değiştiricisi (eşanjör) olduğundan farklı şekillerde de dizayn edilebilir. Kaynatıcıda su-LiBr eriyiği dairesel boruların içerisinde ve egzoz gazı da bu boru demeti üzerinden geçmektedir. Boruları birbirine bağlayan levha tipi kanatçıklar kullanılırsa eşanjör boyu 100 cm, boru sayısı 22 adet ve kanat aralığı 8 mm olan kaynatıcı ısı kapasiteleri Tablo 3.1 'den de görüleceği üzere ısı kapasitesi 47700 W ile 105100 W arasındadır. Basınç kayıpları ise 3.3 kPa ile 9.14 kPa arasında değişir.



Şekil 5. Çıplak ve kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı kapasitelerinin konumlara göre değişimi (L:1000 mm, N=22)

Şekil 5. ve Şekil 1'deki Yakıt Sarfiyatının Devir Sayısı ile Değişim Grafiği göz önüne alınırsa (1600 ile 2400 devir sayıları arasında) normal çalışma şartlarındaki konumlarda egzoz gazı kullanılarak dizayn edilen farklı kaynatıcı ısı kapasitelerinin karşılaştırılması verilmiştir. Kaynatıcı boru boyu 100 cm olan çıplak boru kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesi devir sayısı ile birlikte artmakta iken kanatçıklı boru kullanılan kaynatıcı ısı kapasitesi devir sayısı ile birlikte azalmaktadır.

Butun bu sonuçlardan anlaşılmaktadır ki farklı çalışma koşulları kaynatıcı tasarımı da boru sayısını değiştirmektedir. motorun çalışma durumu da göz önüne alınarak üretim yapılmak istendiğinde, kullanım sırasında boru sayısı sabit kalacağına göre, tasarımda kullanılacak boru sayıları kanatlı ve kanatsız boru için ne olması gerektiği konusunda açıklama yapılması bu konuda uygulama yapacak kişilere yararlı olacaktır.

Çalışmanın sonucunda otobüslerde absorpsiyonlu soğutma sistemi için gerekli atık ısının var olduğu, uygun bir kaynatıcı dizaynı ile bu ısının değerlendirilebileceği görülmüştür.

Kaynaklar

- [1] Dinçer, İ. ve Erdallı, Y., “Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Rolü ve Etkinliği”, Termodinamik, 5 ,s.31-37, (1993).
- [2] Yamankaradeniz, R., ve Can, M., “Yolcu otobüslerinde yaz klimasının incelenmesi ve hesabı”, 1. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu, Bursa, s.250-260, (1998).
- [3] Safkar Ege Soğutmacılık A.Ş. Atölye Çalışmaları, İzmir
- [4] SAVAŞ, S., “Soğuk Depoculuk ve Soğutma Sistemlerine Giriş”, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 1, Bursa,(1987).
- [5] JORDAN, R.C., PRIESTER, G.B., “Refrigeration and Air Conditioning”, Printice-Hall, Inc.,p.367-390, (1956)
- [7] Marine Propulsion Diesel Engines, 63-163 series, Volvo Penta, p.17, (1998/1999).
- [8] Industrial Engines Mobile Applications, Volvo Penta, p.3-7, (1993).
- [9] Incropera, F.P., Witt.D.P., “Fundamentals Of Heat and Mass Transfer”, U.S.A., John Wiley and Sons, p.25-520, (1990).
- [10] Kakaç, S., “Örneklerle Isı Transferi”, Ankara Üniversitesi Basımevi, s.357, (1970).
- [11] Yılmaz, T., “Teorik ve Uygulamalı Isı Transferi”, İstanbul, Altan Matbaacılık, s.67-88,(1999).
- [12] Kern, D.Q. and Kraus, A.D., “Extended Surface Heat Transfer”, USA, McGraw-Hill Company, p.805, (1972).

- [13] Yalçın, E., “Soğutma sistemlerinde kullanılan kondanselerin etüdü ile yoğuşma kapasitesine göre ısı transfer yüzeyinin hesabı”, Yayınlanmış Yüksek lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi , Bursa, (1992).
- [14] R.L. Webb, “Finned Tube Exchangers, Heat Transfer Engineering”, 1980
- [15] Çolak, L. ve Durmaz,A., “ Güneşi Takip Eden Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektörleri ile Buhar Üretimi ve Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi Uygulaması ” VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, (2003), s.595-604.
- [16] Akdemir, Ö., Güneş Enerjili Absorpsiyonlu Bir İklimlendirme Ünitesinin Geliştirilmesi , Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, (2001), s.64-83.
- [17] Öge, A.İ., Bir Otomobil Egzost Sistem Performansının Sayısal İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (2001), s.1-10.
- [18] Atmaca, İ., Güneş Enerjisi Kaynaklı Absorpsiyonlu Soğutma Sisteminin Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (2002), s.13-21.
- [19] Saito, K., ve Kawai, S., “ Study on the Start-Up Charateristics of Double-Effect Absorption Refrigerator Driven by Waste Steam”, Scripta Technica, Heat Trans- Asian Research, 29(5), (2000), s.427-445.
- [20] Yamankaradeniz,R., ve Can, M., Yolcu otobüslerinde yaz klimasının incelenmesi ve hesabı, 1. Balıkesir Mühendislik Sempozyumu, Bursa, (1998), s.250-260.
- [21] Kaynaklı, Ö., Alternatif Bir Otomobil Kliması, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa, (2000), s.36-65.
- [22] Haytabay, S., Egzoz gazından yararlanılarak araçlar için absorpsiyonlu soğutma sistemi dizaynı, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, İzmir, (1998) s.3-20.