

KONUM KARE VE ÜÇGEN DİZİLİŞLİ NOZUL SİSTEMLERİ KULLANILARAK GERÇEKLEŞTİRİLEN CAM TEMPERLEME İŞLEMİNDE PARÇACIK SAYININ NUSSOLT SAYISINA BAĞLI OLARAK DEĞİŞİMİ

Mustafa Gölcü*, Mehmet Fevzi Köseoğlu

ÖZET

Camın temper kalitesini etkileyen en önemli parametreler ısıtma ve ani soğutma süreleridir. Isıtma süresini; camın kimyasal bileşimi, kütlesi, ulaşacağı yüzey ortalama sıcaklığı, fırının gücü gibi parametreler etkilerken, ani soğutma süresini ise camın ani soğutma ünitesinin önüne geldiği andaki yüzey sıcaklığı, soğutma sonu yüzey sıcaklığı, soğutma ünitesinin konfigürasyonu (nozül-plaka arası mesafenin nozül çapına oranı H/D , nozül-nozül arası mesafenin nozül çapına oranı S/D , nozül dizilişi) ve Reynolds sayısı etkilemektedir. Bu çalışmada; 4 mm kalınlığındaki düz camın temperleme sürecinde kare ve üçgen dizilişli nozül sistemleri kullanılarak ($S/D=2$) ani soğutulması ve bu süreçte ortalama Nusselt sayısının parçacık sayısına etkisi incelenmiştir. Çalışma $Re=15000$, 17500, 20000, 22500 ve 25000 değerlerinde, $H/D=2, 4, 6, 8$ ve 10 oranlarında gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda, parçacık sayısının ortalama Nusselt sayısı ile doğru orantılı olarak değiştiği saptanmıştır. $S/D=2$ oranı için en uygun soğutma şartları; üçgen diziliş, $Re=15000$ değerinde ve $2 \leq H/D \leq 4$ oranında elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Cam temperleme, çarpan hava jetleri, Reynolds sayısı, cam parçacık sayısı

EXCHANGE OF PARTICLE NUMBER DEPEND ON NUSSOLT NUMBER IN GLASS TEMPERING PROCESS USING SQUARE AND TRIANGLE NOZZLE ARRAY SYSTEMS

ABSTRACT

The most important parameters to affecting tempering quality of glass are heating and suddenly cooling times. Heating time is affected by as parameters chemical composition, mass of the glass, average surface temperature, oven power. Suddenly cooling time affected by surface temperature in front of the cooling unit, surface temperature of the end of the cooling, the cooling unit configuration (nozzle-to-plate distance the nozzle diameter ratio H/D , the distance the nozzle-to-nozzle diameter ratio S/D , nozzle arrangement) and Reynolds number. In this study, for flat glass of 4 mm thick, it is studied suddenly cooling using the square and triangle staggering nozzle systems ($S/D=2$) in the glass tempering process, exchange of particle numbers depend on average Nusselt number at the end of tempering process. This study is done on the $Re=15000$, 17500, 20000, 22500 and 25000 values and $H/D=2, 4, 6, 8$ and 10 rations. End of this study, average Nusselt number are exchange to particles numbers as direct proportion. Optimum cooling configurations of $S/D=2$ rations are obtained at the triangular array, $Re=15000$ value and $2 \leq H/D \leq 4$ rations.

Key Words: Glass tempering, impingement air jets, Reynolds number, glass particle number

* Pamukkale Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, DENİZLİ
E-posta: mgolcu@pau.edu.tr

1. Giriş

Taşıtlarda kullanılan camlar kullanıldıkları yer ve yapısal özellikleri bakımından iki ana grupta toplanabilir. Kullanıldıkları yer bakımından; ön camlar, yan camlar, arka cam, tavan camları ve otobüs yan ısı camı olarak sıralanabilir. Yapısal özellikleri bakımından ise; lamine ve temperli olmak üzere iki çeşittir. Otomobil üzerindeki ön camlar lamine, diğer bütün camlar ise temperlidir. İş makinelerinde, tarım taşıt ve araçlarında kullanılan camların tümü ise temperli camdır.

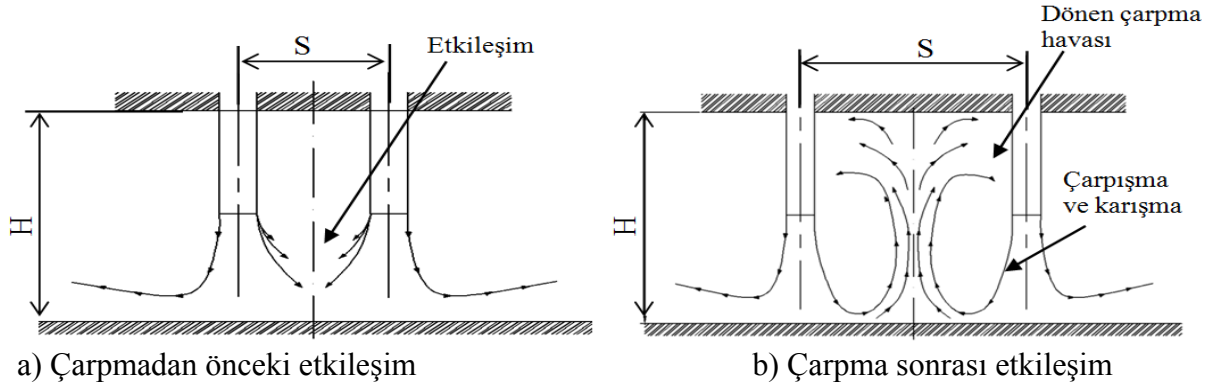
Otomotiv sektöründe kullanılan camların önemli bir kısmı güvenlik amaçlı kullanılmaktadır. Güvenlik kavramı, genelde kırılmanın sonucu ortaya çıkabilecek risklere bağlıdır. En yaygın risk türü kişilerin ağır yaralanmasıdır. Camın sıcaklık ve darbeye dayanıklı hale gelmesi için temperleme işleminden geçirilmesi gerekmektedir. Temperleme işlemlerinden geçen cam 300 °C'lik bir ısıl şoka dayanıklı hale gelmekteyken, 30–50 °C'lik bir ısıl şok temperlenmemiş camın kırılmasına neden olmaktadır (Monnoyer ve Locheignies, 2008)

Temperli camlardan istenen özellikler; kırıldığında keskin köşelere sahip olamayan küçük parçalara ayrılması, belirli bir mekanik mukavemete sahip olması, optik olarak görüntüyü engellememesi ve gözü yormaması, yüzeyinde dalgalanma olmaması ve zaman içinde optik özelliklerini kaybetmemesidir. İstenen bu koşulları tam anlamıyla sağlayabilmek için temperleme işleminin her aşaması iyi yönetilmelidir.

Cam temperleme sürecinde, temper kalitesini etkileyen en önemli parametreler ısıtma ve ani soğutma süreleridir. Isıtma süresini; camın kimyasal bileşimi, kütlesi, ulaşacağı yüzey ortalama sıcaklığı, fırının gücü gibi parametreler etkilerken, ani soğutma süresini ise camın ani soğutma ünitesinin önüne geldiği andaki yüzey sıcaklığı, soğutma sonu yüzey sıcaklığı, soğutma ünitesinin konfigürasyonu (nozul-plaka arası mesafenin nozul çapına oranı H/D, nozul-nozul arası mesafenin nozul çapına oranı S/D, nozul dizilişi) ve Reynolds sayısı etkilemektedir.

Cam yüzeyinin ani soğutulması çarpan hava jetleri ile gerçekleştirilir. Çarpan jet ile ilgili araştırmaların çoğu düz bir yüzey üzerinde bulunan serbest dairesel jetlerden oluşmaktadır (Yazıcı, 2013; Yazıcı vd., 2012; Attala, 2005; Gölcü vd., 2012; Goldstein ve Seol, 1991). Çarpan jet uygulamalarında dairesel tekli jet ve çoklu jet dizileri oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır.

Çoklu jetler tekli jetlerde olmayan iki tip etkileşim içersinde bulunurlar. Birincisi, komşu iki jetin yüzeye çarpmadan önceki etkileşimidir. Komşu jetler birbirine çok yakınken ve nozul-plaka arası mesafe çok büyükken jetlerin birbirini etkileme ihtimali daha da artar. İkincisi, komşu iki jetin çarpma yüzeyinden kalkan ters yöndeki hava akımı ile çarpışması ve karışmasından kaynaklanan etkileşimdir. Jetler arası mesafe fazla, nozul-plaka arası mesafe küçük ve jet hızı fazla olduğu durumlarda bu çarpışma ve karışmalar daha fazla meydana gelir (Gao, 1991). Şekil 1'de çoklu jet akış etkileşimleri verilmiştir.



Şekil 1. Çoklu jet akış etkileşimleri

Huber ve Viskanta (1994a, 1994b), yerel ve ortalama ısı transferine hızlı hava çıkışının etkisini araştırmışlardır. Araştırmalarında $S/D=3$ oranındaki 3×3 kare dizilişli jetin kapladığı alan yerine 2×2 kare dizilişli jet kullanmışlardır. $H/D=0,25, 1$ ve 6 , $Re=3500, 20400$ değerlerindeki plaka yüzeyindeki sıcaklık değişimlerini sıvı kristal tekniği ile gözlemlemişlerdir. Komşu olan çarpan jet etkileşimlerinin hava hızının artması ile azaldığını ve yüzeydeki ısı transferinin arttığını saptamışlardır.

Birçok araştırmacı, çarpaz akış bölgesi içerisinde kalan alanda ortalama Nusselt sayılarını belirlemişlerdir. $Re < 5500$ değeri için elde edilen sonuçlar maksimum ortalama Nusselt sayısının $H/D=4$ oranında olduğunu göstermektedir. Büyük Reynolds sayılarında herhangi bir akış için mesafe arttıkça ortalama Nusselt sayısı azalmaktadır (Viskanta, 1993; Behbahani, 1979).

Hrycak (1981), çoklu jet sistemlerinde maksimum ısı transferinin küçük H/D mesafelerinin bir karakteristiği olduğunu ifade etmektedir. Ichimiya and Okuyama (1991), kare dizilişli dört adet dairesel jet kullanarak $H/D=0,5-8$ oranlarında ve $Re=3000-40000$ değerlerinde yaptıkları çalışmada, maksimum ortalama Nusselt sayısının $H/D=1,5-2$ arasında olduğunu saptamışlardır.

Can vd. (2002), yapmış oldukları çalışmada, nozul sisteminin optimum tasarımı için gerekli olan ısı transferi katsayısı, havanın kütleli debisi ve fan gücü arasındaki ilişki üzerinde çalışmışlardır. Çalışmada, slot (yarıklıklı) ve dairesel lüleler kullanılmıştır. Optimum lüle şekilleri ile ilk yatırım ve işletme maliyetleri minimize edilebileceği ifade edilmiştir.

Yazıcı (2013), oto cam temperleme işleminde 4 mm kalınlığındaki düz cam için kare ve üçgen kesitli çoklu nozullar kullanarak farklı Reynolds sayıları için optimum ani soğutma ünitesi konfigürasyonunu belirlemek üzerine çalışma yapmıştır. Çalışmayı; $Re=15000-40000$ değerlerinde, $S/D=2,4,6,8$ ve $H/D=2,4,6,8,10$ oranlarında gerçekleştirmiştir. Temperlenen camların parçacık sayılarını ve darbe dayanım enerjilerini belirlemiştir. Yapmış olduğu çalışmada, optimum temper şartlarının üçgen dizilişli nozul sistemi ile gerçekleştirilen ani soğutma işleminde elde edildiğini saptamıştır.

Nielsen vd (2009), temperlenmiş camların kırılma karakteristiklerinin deneysel olarak gözlemlenmesi ile ilgili çalışma yapmışlardır. Çatlak, $2,5$ mm çaplı elmas matkap kullanılarak

başlatılmış ve parçalanma süreci yüksek hızlı dijital kamera kullanılarak fotoğraflanmıştır. Yapılan çalışmayla, kırığın düzlemsel şeklinin erken tahmin edilmesi sağlanmış ve çatlağın gelişimi üzerine bir hipotez sunulmuştur. Hipotez, bir tarayıcı elektron mikroskop (SEM) kullanılarak kırılmaların araştırılması ile desteklenmiştir. Mognatovd (2011), 4-10 mm temperli camlar için, parçacık sayısının yüzey basma gerilmesi ile doğru orantılı olduğunu ve genellikle cam kalınlığından bağımsız olduğunu rapor etmişlerdir.

Lee vd. (2012), farklı kalınlıklardaki camları temperleyerek basma gerilimini ve parçacık sayılarını belirlemişlerdir. 2,1, 2,5, 2,8 ve 3,2 mm kalınlıklarındaki cam boyutları 500x500 mm ve 600x1100 mm'dir. 2,5 mm'nin üzerindeki kalınlıkların hava jeti ile temperlenebildiğini, 2,1 mm kalınlığındaki camın ise atomize su-hava karışımı ile temperlenebildiğini saptamışlardır. Yaptıkları çalışma sonucu, 2,8 mm kalınlığındaki camların 50x50 mm ebatlarındaki alanda parçacık sayısının 40'ın üzerinde olduğunu belirlemişlerdir.

Bu çalışmada; 4 mm kalınlığındaki cam, fırın içersinde 680 °C'ye kadar ısıtılmış, ortalama yüzey sıcaklığı 70 °C'ye düşünceye kadar ani olarak soğutulmuştur. Ani soğutma işleminde kare ve üçgen dizilişli nozul plakaları kullanılmıştır. $Re=15000-25000$ değerlerinde ve $2 \leq H/D \leq 10$ oranlarında gerçekleştirilen ani soğutma işleminde ısı taşınım katsayıları elde edilmiş, bu ısı taşınım katsayıları ile ortalama Nusselt sayıları hesaplanmıştır. Temperlenen camlar kırılarak parçacık sayıları tespit edilmiş ve ortalama Nusselt sayısının parçacık sayısına etkisi incelenmiştir.

2. Materyal ve Metod

2.1. Deney Düzeneginin Kurulumu ve Verilerin Elde Edilmesi

Cam yüzeyinin ani soğutulması için gerekli hava dış ortamdan basınçlı hava tertibatı ile sağlanmaktadır. Basınçlı hava tertibatı; vidalı kompresör, hava tankı, giriş-çıkış filtreleri, hava kurutucu, hava şartlandırıcı, regülatör, debimetre ve galvanizli çelik borulardan oluşmaktadır.

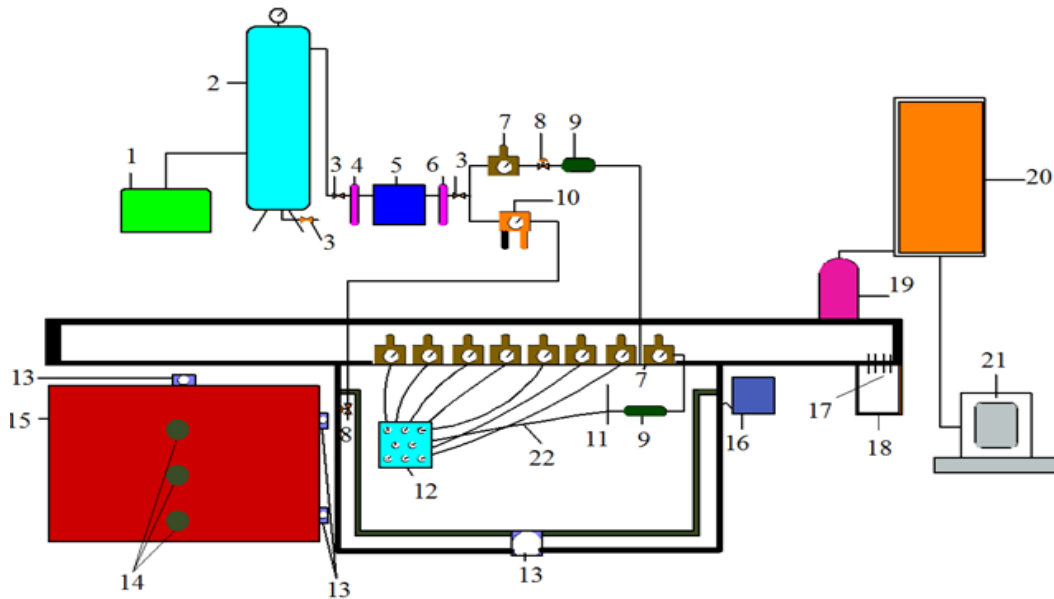
Ani soğutma işlemi için kullanılan hava; ATV-30 yağlı çalışan, 30 kW gücünde, 5.1 m³/dk hacimsel debi sağlayabilen, 7.1 bar çalışma basıncına sahip bir vidalı kompresörde üretilmiştir. Kompresör çıkışına 5 m³ hacme sahip hava tankı yerleştirilmiştir. Havanın nemini almak ve sıcaklığını düşürmek için hava tankı çıkışına 1 kW gücünde ve 7.2 m³/dk debiye sahip bir kurutucu yerleştirilmiştir.

Nemden arındırılan havanın sıcaklığı, kurutucuda düşürülmekte ve kurutucu çıkışında çıkış filtresinden geçerek regülatöre gelmektedir. Ani soğutma ünitesine gönderilecek havanın miktarı regülatörde ayarlandıktan sonra hava akışını kontrol etmek (açmak-kapatmak) amacıyla kullanılan selenoid valfe gelmektedir. Selenoid valften geçen havanın hacimsel debisi hava hattına yerleştirilen DN 40 Testo 6443 marka debimetre ile ölçülmektedir.

Debimetreden geçen basınçlı hava, soğutma ünitesi üzerinde bulunan 122x6x4 cm ölçülerindeki iki adet basınçlı hava odasına gönderilmektedir. Basınçlı hava odalarının her birine ½" çapında birer adet regülatör yerleştirilmiştir. Regülatörlerin amacı her bir nozuldan eşit debide ve basınçta hava üflenmesini sağlamaktır. Diğer nozullardan çıkan havanın basınç

ve debi miktarı DN15 Testo 6441 debimetresinden okunan değerlere göre ayarlanmış, böylece her bir nozuldan eşit miktarda havanın çıkması sağlanmıştır. Camın yükleme bölgesinden itibaren fırın içerisine ve soğutma ünitesi önüne taşınması için otomatik olarak kumanda edilebilen raylı taşıyıcı kullanılmıştır. Taşıma işleminde 0.37 kW gücünde bir asenkron elektrik motoru kullanılmıştır.

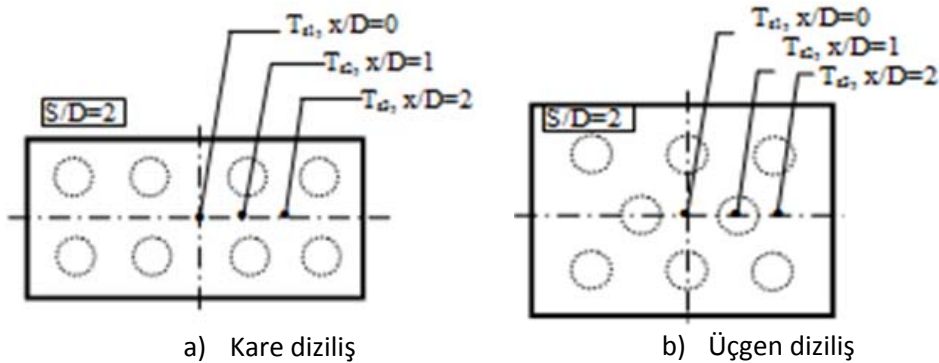
Temperlenecek olan camın öncelikle ergime sıcaklığına yakın bir sıcaklığa kadar ısıtılması işlemi için prototip bir fırın tasarlanmış ve imal edilmiştir. Isıtmada kullanılan fırın 10 kW gücünde ve 0.38 m^3 iç hacme sahiptir. Fırın içerisindeki sıcaklığı ölçmek için üç adet NiCr-Nitemokupl kullanılmıştır. Temperleme ünitesinin şematik görünümü Şekil 2’de verilmiştir.



1) Kompresör 2) Hava tankı, 3) Küresel vana, 4) Giriş filtresi, 5) Kurutucu, 6) Çıkış filtresi, 7) Regülatör, 8) Selenoid valf, 9) Debimetre, 10) Hava şartlandırıcı, 11) Basınçlı hava odası, 12) Nozul plakası, 13) Pnömatik piston, 14) NiCrtermokupullar, 15) Fırın, 16) Kontrol paneli, 17) Flexibletermokupullar, 18) Taşıyıcı, 19) Servo motor, 20) PLC ve otomasyon panosu, 21) Bilgisayar, 22) Hava hortumu

Şekil 2. Temperleme ünitesinin şematik görünümü

Cam temperleme işleminin her aşamasında cam yüzeyindeki sıcaklıkları ölçebilmek için tel çapı 0.81 mm olan K tipi flexible termokupullar kullanılmıştır. Termokupullar cam yüzeyine yatay eksen üzerinde 8 mm aralıklarla yapıştırılmıştır. Yapıştırma işleminde ısı iletim katsayısı yüksek olan CC High Temperature Cement yapıştırıcı kullanılmıştır. Kare ve üçgen dizilişe göre belirlenen cam üzerindeki ölçüm noktaları Şekil 3’te verilmiştir.



Şekil 3. Cam üzerindeki ölçüm noktaları

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi ile temperlenecek cam yüzey alanları sırası ile 20.48 cm^2 ve 19.92 cm^2 'dir. Kare ve üçgen diziliş ısı transferi deneyleri için toplam 50 adet deney modeli oluşturulmuştur. Soğutma sistemi diziliş türü ve özellikleri Tablo 1'de, deneylerde kullanılan nozul plaka sistemleri ise Şekil 4'te verilmiştir.

Tablo 1. Soğutma sistemi diziliş türü ve özellikleri

S/D	Diziliş	Reynolds sayısı	H/D
2	Kare	15000, 17500, 20000, 22500, 25000	2, 4, 6, 8, 10
2	Üçgen	15000, 17500, 20000, 22500, 25000	2, 4, 6, 8, 10



a) Kare



b) Üçgen

Şekil 4. Deneylerde kullanılan nozul plaka sistemleri

Yapılan çalışmada, fırın içi sıcaklık değişimini ölçmek için DIN 43710 standardına göre üretilmiş NiCr-Ni K tipi termokupl kullanılmıştır. Termokuplların ölçüm hassasiyeti; $40-333 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklık ölçümleri için $\pm 0.33 \text{ }^\circ\text{C}$ ve $333-1100 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklık ölçümlerinde ise $\pm 0.75 \text{ }^\circ\text{C}$ 'dir. Cam yüzey sıcaklık ölçümlerinde ise K tipi flexible termokupllar kullanılmıştır. Flexible termokuplların ölçüm hassasiyeti; $(-200) - (+285) \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklık ölçümleri için ± 0.35 , $285-1250 \text{ }^\circ\text{C}$ arasındaki sıcaklık ölçümlerinde ise ± 0.75 'dir. Cam yüzeyine çarpan havanın nozuldan çıkış hızını ölçmek için kullanılan Testo 6441 akış ölçerin hassasiyeti ise ± 1.65 'dir. Cam ebatlarının ölçüm hassasiyeti ± 0.3 'dir. Belirsizlik hesaplamasında Köseoğlu (2007) ve Holman'den (1994) yararlanılmıştır. Çeşitli parametrelerden kaynaklanan belirsizlikler Tablo 2'de verilmiştir.

Tablo 2. Çeşitli parametrelerden kaynaklanan belirsizlikler.

Değişken	Hata (%)
Alan	0,21
Sıcaklık Farkı	2,66
Jet hızı	1,65
Kütle	0,21
Reynolds sayısı	2,07
Nusselt sayısı	3,07

2.2. Hesaplama Yöntemi

750 °C sıcaklığındaki fırına gönderilen cam, yüzey ortalama sıcaklığı 680 °C'ye ulaşıncaya kadar ısıtılmakta ve daha sonra ani soğutma ünitesinde yüzey ortalama sıcaklığı 70 °C'ye düşünceye kadar hızlı bir şekilde soğutulmaktadır. Bu sıcaklıklar cam yüzeyi için ısıtma ve soğutma set sıcaklıklarıdır. Bütün deneylerde bu sıcaklıklar sabit tutulmuştur. Cam yüzey sıcaklığı ısıtma set sıcaklığına gelince fırın kapakları açılarak cam fırından çıkmakta ve soğutma ünitesine gelmektedir. Cam yüzey sıcaklığı soğutma set sıcaklığına ulaştığında temperleme süreci tamamlanmaktadır. Yapılan bütün temperleme işlemi SCADA programı ile otomatik olarak yönlendirilmektedir.

Isıtma işleminin sona ermesi ile soğutma işleminin başlaması arasında 4 s yolculuk süresi vardır. Camın sıcaklığı bu sürede yaklaşık 20 °C azalmaktadır ve soğutma işlemi yaklaşık 660 °C yüzey ortalama sıcaklığında başlamaktadır.

2.2.1. Isı Transferinin Hesaplanması

Oto cam temperleme işlemi ani soğutma esnasında, ortalama cam yüzey sıcaklığı (T_s) zamana bağlı olarak hızlı bir şekilde düşmekte ve sabit kalmamaktadır. Birim yüzeyden transfer edilen ısı miktarı da değişmektedir. Bu yüzden cam yüzeyi üzerinde, Nusselt sayılarının değişimini belirlemek zordur ve literatürde verilen ampirik denklemleri kullanmak da doğru olmayacaktır. Yapılan bu çalışmada, cam yüzeyindeki sıcaklık değişimi soğutma süreci boyunca 0.5 s aralıklarla kaydedilerek Nusselt sayılarının değişimleri hesaplanmıştır. Reynolds sayılarına göre nozul çıkışındaki havanın ortalama hızı Eşitlik 1'den hesaplanmıştır. Ayrıca, hava hızı Delta OHM HD 2134.P.2 pitot tüpü ile de kontrol edilmiştir.

$$\bar{U}_j = \frac{Re \cdot v}{D} \quad (1)$$

Burada, D nozul iç çapı olup 8 mm ve v ise 25 °C'deki havanın kinematik viskozitesi olup $1,562 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ 'dir (Incropera ve Dewitt, 2007). Yapılan işlemler sonucu, tek bir nozuldan çıkan soğutma havasının hacimsel debisi Eşitlik 2'den hesaplanmıştır.

$$\dot{Q} = \bar{U}_j \cdot A \quad (2)$$

Çarpan jet uygulamaları ile ilgili yapılan çalışmalar incelendiğinde, plaka yüzeyindeki sıcaklık değişimlerinin termal kamera veya termokupl yardımı ile ölçüldüğü görülmüştür. Yapılan bu çalışmada, cam yüzeyinde meydana gelen sıcaklık değişimleri flexible

termokupllar ile ölçülmüş ve termokupllardan elde edilen sıcaklık değerleri kullanılarak yerel ısı taşınım katsayıları Eşitlik 3'ten hesaplanmıştır.

$$m_x c_{p_x} (dT_x / dt) = h_x 2A_x (T_{s_x} - T_j) + \varepsilon \sigma 2A_x (T_{s_x}^4 - T_\varphi^4) \quad (3)$$

Burada; m_x camın yerel kütlesini, A_x camın yerel yüzey alanını ifade etmektedir. Camın her iki yüzeyinden ısı transferi gerçekleştiğinden yerel yüzey alanı $2A_x$ alınmıştır. T_j hava jetinin nozuldan çıkış sıcaklığı olup 25°C 'dir. Camın ışınım yayma oranı (ε) ise $0,9$ 'dur (Karmanyos,1997). σ , Stefan-Boltzman sabiti, T_{s_x} cam yerel yüzey sıcaklığı, T_φ ise çevre sıcaklığı olup 30°C 'dir. c_{p_x} camın her bir yerel yüzey sıcaklığı için hesaplanan yerel özgül ısısını ifade etmektedir. Yoğunluğu 2500 kg/m^3 olan camın yerel kütlesi Eşitlik 4 kullanılarak hesaplanır.

$$m_x = \rho V_x \quad (4)$$

Burada; V_x camın yerel hacmini ifade etmektedir. Hesaplanan yerel hacimde en S/D oranı kadar alınmaktadır. Camın özgül ısısı, sıcaklıkla önemli derecede değişmektedir. 0.5 s 'de alınan her sıcaklık değeri için özgül ısılar hesaplanmıştır. Leidenfrost sıcaklığına ($T_g=551^\circ\text{C}$) bağlı olarak camın özgül ısısındaki değişim Eşitlik 5 ve Eşitlik 6'da (Eşitlik 5 ve Eşitlik 6'daki T değerlerinin birimi K olarak alınmalıdır) hesaplanmaktadır (Monnoyer ve Locheignes, 2008);

$$T_{s_x} < T_g \Rightarrow c_{p_x} = 893 + 0,4.T_{s_x} - \frac{1,8.10^7}{T_{s_x}^2} \quad (5)$$

$$T_{s_x} > T_g \Rightarrow c_{p_x} = 1443 + 6,5.10^{-3}.T_{s_x} \quad (6)$$

Cam üzerinde sıcaklık ölçümü yapılan her bir nokta için yerel ısı taşınım katsayısı h_x hesaplandıktan sonra Eşitlik 7'de yerine yazılarak, her bir x noktası için yerel Nusselt sayısı hesaplanmaktadır.

$$Nu_x = \frac{h_x D}{k} \quad (7)$$

Burada, h_x yerel ısı taşınım katsayısını, D jet çapını ve k ise havanın ısı iletim katsayısını ($0,0255 \text{ W/mK}$) göstermektedir. Ortalama Nusselt sayısı ise, zaman ortalamalı olarak bulunan yerel Nusselt sayılarının aritmetik ortalaması alınarak Eşitlik8'den hesaplanmıştır.

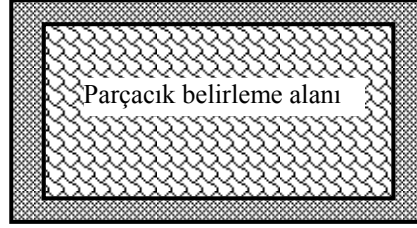
$$Nu_{ort} = \frac{Nu_{x1} + Nu_{x2} + \dots \dots \dots Nu_{xn}}{n} \quad (8)$$

2.2.2. Parçacık Sayılarının Belirlenmesi

Isı transferi deneyleri yapılan camların parçacık sayıları TS 917'ye göre belirlenmiştir. TS 917 "motorlu nakil araçlarında ve römorklarında kullanılan emniyet camları ve cam malzemeleri" standardında, kırılan camın $5 \times 5 \text{ cm}^2$ 'lik bir alan içerisinde parça sayımının

yapılması ve parça sayısının 40'dan az 400'den çok olmaması gerektiği ifade edilmektedir (Türk Standartları Enstitüsü, 1999).

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri kullanılarak Tablo 1'de verilen konfigürasyonların her birinden üçer adet temperli cam üretilmiştir. Kare ve üçgen dizilişli S/D=2 oranındaki temperlenen camların parçacık sayısı TS 917'de belirtilen 5x5 cm² alanı oluşturamadığından kenarlarından 5 mm boşluk bırakılarak oluşan alan içindeki parçacık sayıları sayılmıştır. S/D=2 oranı için parçacık sayısı belirleme alanı Şekil 5'te verilmiştir.



Şekil 5. Parçacık sayısı belirleme alanı.

S/D=2 oranındaki camların parçacıkları parçacık belirleme alanından belirlenip 5x5 cm² alana karşılık gelen parçacık sayıları Eşitlik (9)'dan hesaplanmaktadır.

$$PS = \frac{25 PS_p}{A_p} \quad (9)$$

Burada; PS_p parçacık belirleme alanında (5x5 cm²'nin oluşmadığı alan) sayılan parçacık sayısını, A_p ise cm² olarak parçacık belirleme alanını ifade etmektedir. Temperlenen camlar sivri uçlu bir çekiç yardımıyla kırılmıştır. Parçacık sayısı belirleme işlemi; bir parçacığın tamamı sayım alanı içerisinde ise bu parçacık tam olarak, parçacığın bir kısmının sayım alanı içerisinde bir kısmının da sayım alanı dışında ise yarım olarak sayılmıştır. Sayma işlemine; önce sayım alanı çizgisinin kestiği parçacıkları sayma ile başlanmış, yarım parçacık sayıları belirlenmiş, bulunan yarım parçacık sayısı ikiye bölünerek tam parçacık sayıları belirlenmiştir.

Temperli camı temper kalitesine göre; zayıf, tam ve aşırı temperli olmak üzere üç kısma ayırabiliriz. TS 917'de bir camın temperli sayılabilmesi için 5x5 cm²'lik bir alanda minimum 40 adet parçacığa sahip olması gerektiği belirtilmektedir. Ancak, hangi kalınlıklardaki camların hangi parçacık aralıklarında tam temperli olduğu belirtilmemiştir. Yine aynı standartta maksimum parçacık sayısının ise 400 olabileceği belirtilmektedir.

3. Bulgular ve Tartışma

S/D=2 oranında kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi kullanarak yapılan ani soğutma işlemi sonucu, ortalama Nusselt sayıları ve parçacık sayıları elde edilmiştir. Çoklu hava jeti uygulamalarında yüksek ortalama Nusselt sayısı hedeflenir. Ortalama yerel Nusselt sayısı da yerel Nusselt sayılarına bağlıdır. Yani, çoklu jet uygulamalarında her ne kadar ortalama Nusselt sayısının yüksek olması istenirse de yerel Nusselt sayısının da büyüklüğü önemlidir. Sıcaklığı 750 °C olan fırın içersine gönderilen cam numunelerinin ortalama yüzey sıcaklığı 680 °C'ye ulaşıncaya kadar fırın içersinde ısıtılmış, soğutma ünitesine gelinceye kadar geçen

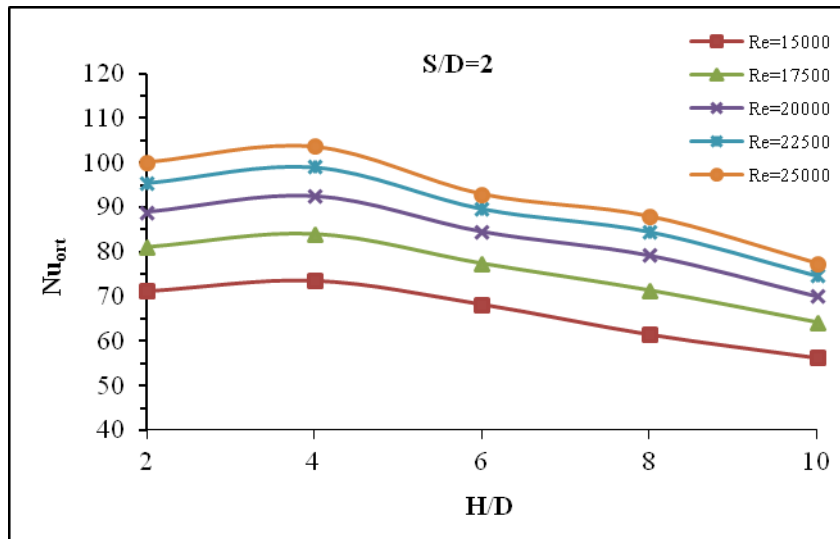
Yolculuk süresince ortalama 20 °C sıcaklık düşüşü ile 660 °C’de soğutulmaya başlanmıştır. Ani soğutma ünitesinde ortalama yüzey sıcaklığı 70 °C’ye düşünceye kadar hızlı bir şekilde soğutulmuştur. Bütün deneylerde bu sıcaklıklar set sıcaklığı olarak sabit tutulmuştur. Kare ve üçgen dizilişli S/D=2 oranındaki cam numunelerinin farklı H/D oranlarında (H/D=2,4,6, 8 ve 10) ve farklı Reynolds sayılarında (Re=15000, 17500, 20000, 22500 ve 25000) ortalama Nusselt sayıları ve parçacık sayıları elde edilmiştir.

3.1. Ortalama Nusselt Sayısı

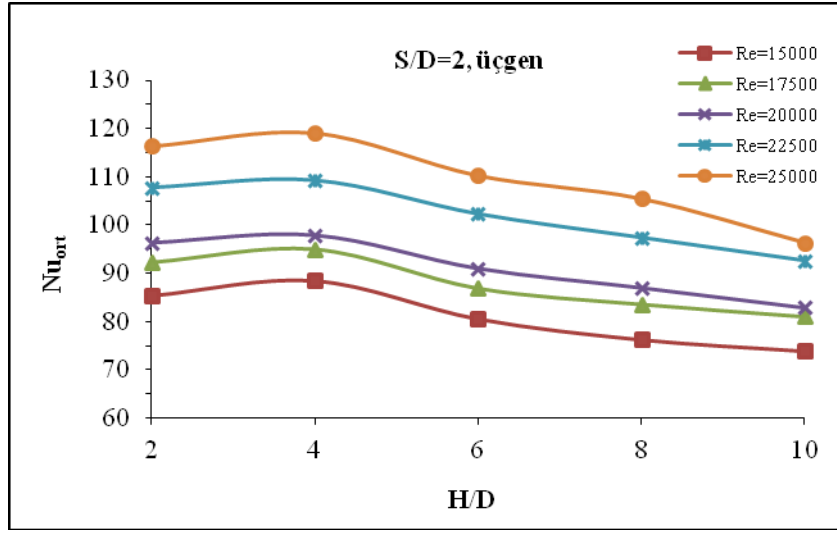
Zamana bağlı olarak yapılan soğutma işleminde, ölçüm noktalarından alınan yerel değerlerin aritmetik ortalamaları alınarak yerel Nusselt sayıları hesaplanmıştır. $15000 \leq Re \leq 25000$ aralığında kare ve üçgen dizilişli S/D=2 oranlarındaki camlar, farklı H/D oranlarına göre ortalama Nusselt sayısındaki değişimleri grafikler halinde Şekil 6 ve Şekil 7’de sunulmuştur.

Şekil 6’da kare diziliş ve S/D=2 için camın ortalama Nusselt sayısının H/D oranlarına bağlı olarak Reynolds sayıları ile değişimi verilmiştir. Bütün Reynolds sayılarında yapılan soğutmada en büyük ortalama Nusselt sayısı H/D=4 oranında, en küçük ortalama Nusselt sayısı ise H/D=10 oranında hesaplanmıştır. En küçük ve en büyük Reynolds sayılarında yapılan soğutma işleminde, en düşük Reynolds sayısında en düşük ve en yüksek ortalama Nusselt sayıları arasındaki fark 17,3 iken, en büyük Reynolds sayısında en düşük ve en yüksek ortalama Nusselt sayıları arasındaki fark 26,3’tür. Herhangi bir H/D oranında Reynolds sayısı arttıkça ortalama Nusselt sayısı farklarının azaldığı görülmüştür. Bu durum, çarpan hava jetlerinin türbülans şiddetlerinin Reynolds sayısına bağlı olarak artması ile açıklanmaktadır.

Şekil 7’de üçgen diziliş ve S/D=2 için camın ortalama Nusselt sayısının H/D değerine bağlı olarak Reynolds sayıları ile değişimi verilmiştir. Şekil 7’ye göre; üçgen diziliş S/D=2 için bütün Reynolds sayılarında en büyük ortalama Nusselt sayısının elde edildiği H/D=4 değerinde ortalama Nusselt sayıları; Re=15000’de 88.5, Re=17500’de 94.9, Re=20000’de 97.8, Re=22500’de 109.3, ve Re=25000’de ise 119.1 değerini almaktadır. Üçgen dizilişten elde edilen bu değerler kare dizilişteki aynı değerler için sırası ile; %20.2, %12.9, %5.8, %10.2 ve %14.8 daha büyüktür. Bu durum, üçgen dizilişte oluşan türbülans şiddetinin kare dizilişte oluşan türbülans şiddetinden fazla olması ile açıklanabilir.



Şekil 6. Kare diziliş $S/D=2$ için camın ortalama Nusselt sayısının H/D değerine bağlı olarak Reynolds sayıları ile değişimi.



Şekil 7. Üçgen diziliş $S/D=2$ için camın ortalama Nusselt sayısının H/D değerine bağlı olarak Reynolds sayıları ile değişimi.

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri ile yapılan ani soğutma işleminde ortalama Nusselt sayılarındaki değişimler incelendiğinde;

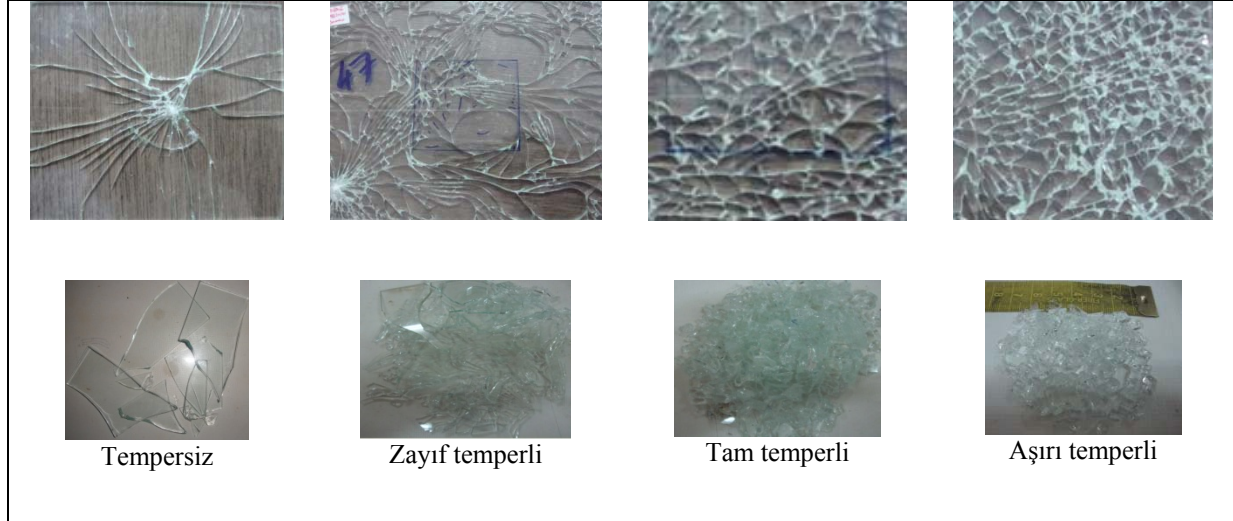
- $S/D=2$ için herhangi bir Reynolds sayısında en yüksek ortalama Nusselt sayısı $H/D=4$ değerinde, en düşük ortalama Nusselt sayısı ise $H/D=10$ değerinde elde edilmiştir.
- Üçgen dizilişli nozul sistemlerinde $Re > 25000$ için türbülans şiddetleri farkının azaldığını söyleyebiliriz.
- Tüm Reynolds sayılarında ve H/D değerlerinde yapılan soğutma işleminde üçgen dizilişten elde edilen ortalama Nusselt sayılarının kare diziliş ile yapılan soğutma işleminden elde edilen ortalama Nusselt sayılarından daha büyük olduğu görülmüştür. Bu durum, üçgen dizilişte oluşan türbülans şiddetinin kare dizilişte oluşan türbülans şiddetinden fazla olması ile açıklanabilir.

3.2. Parçacık Sayıları

Tablo 1’de verilen her bir diziliş türü ve parametre değeri Re ve H/D için üçer adet temperli cam üretilmiş ve üretilen temperli camlar kırılarak parçacık sayıları belirlenmiştir. TS 917 “motorlu nakil araçlarında ve römorklarında kullanılan emniyet camları ve cam malzemeleri” standardında, kırılan camın $5 \times 5 \text{ cm}^2$ ’lik bir alan içerisinde parça sayısının yapılması ve parça sayısının 40’dan az 400’den çok olmaması gerektiği ifade edilir (Türk Standartları Enstitüsü, 1997). Bu parçacık sayı aralığı çok fazladır, 4 mm kalınlığındaki camın optimum soğutma şartlarında olması gereken parçacık sayısı belli değildir. Parçacık sayısının belirlenmesi için kare ve üçgen dizilişli bütün soğutma konfigürasyonlarından üçer adet temperli cam üretilmiştir. Bu camların her birinin parçacık sayıları belirlenmiş, aritmetik ortalaması alınarak o soğutma şartındaki parçacık sayısı belirlenmiştir.

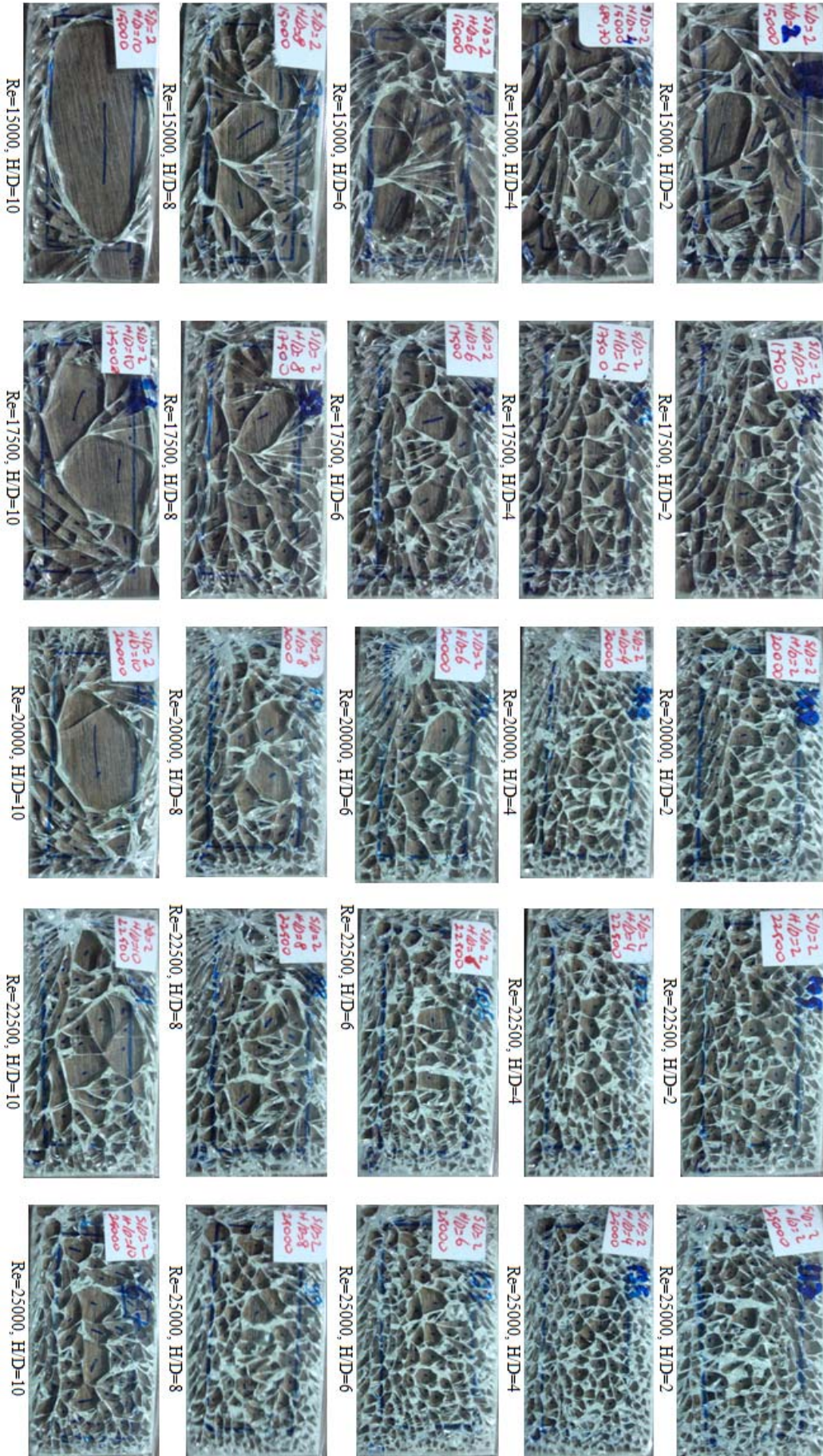
Temperli camlar, temper kalitelerine göre; zayıf, tam ve aşırı temperli olarak adlandırılabilirler. Temper kalitesini ise parçacık sayısı ve parçacıkların biçimi belirler. Bu

çalışmada, ortalama parçacık sayısı 80'den düşük olan temperli camlar "zayıf temperli" parçacık sayısı 80-180 arasındaki camlar "tam temperli", parçacık sayısı 180'den fazla olan camlar ise "aşırı temperli" olarak ifade edilmiştir. Şekil 8'de deneylerden elde edilen tempersiz ve temperli camların kırıldıktan sonraki görünüşleri verilmiştir.

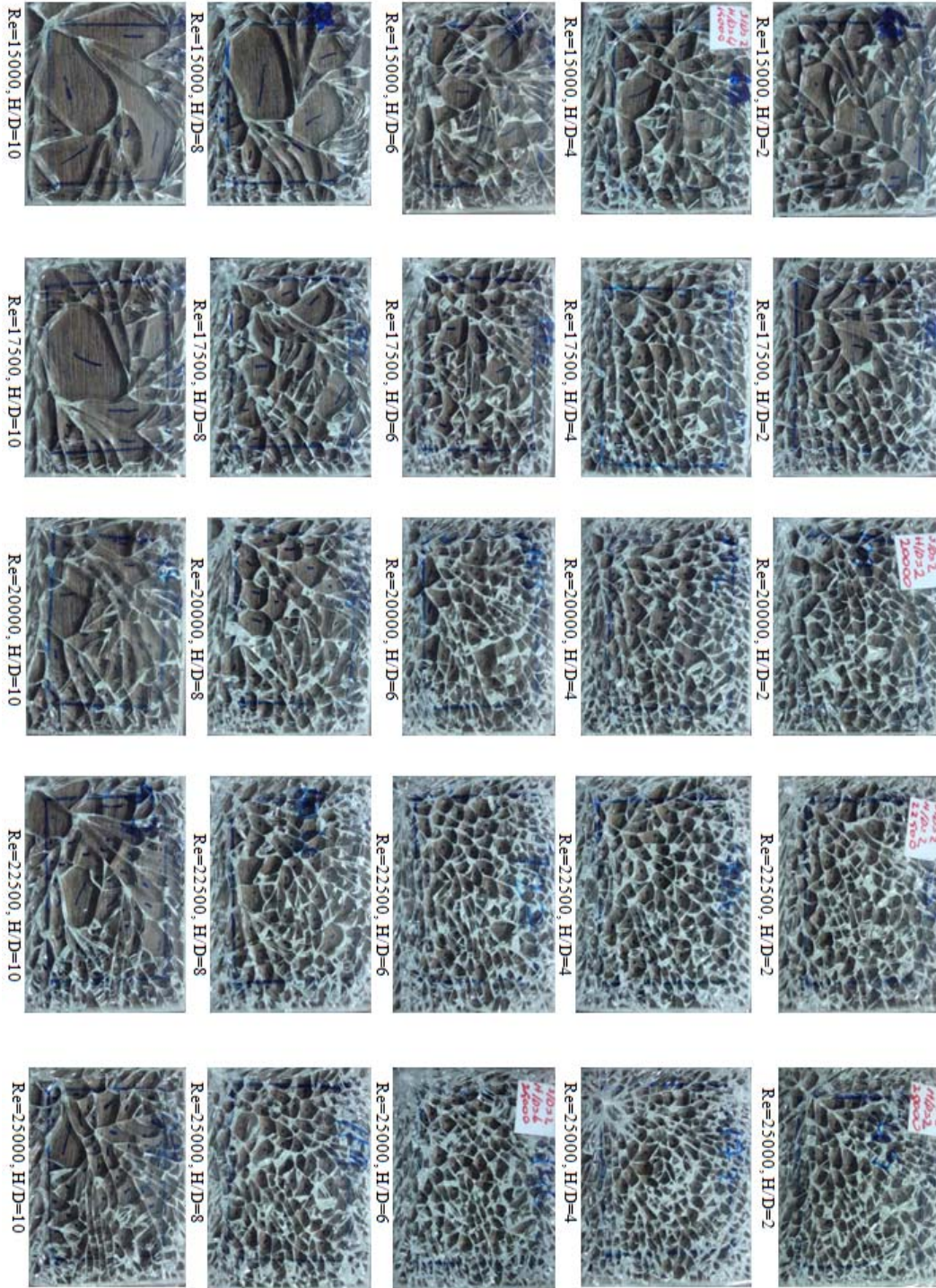


Şekil 8. Tempersiz ve temperli camların kırıldıktan sonraki görünüşleri.

Şekil 9'da $S/D=2$ kare dizilişli nozullar ile ani soğutulan camların kırıldıktan sonraki görünüşleri verilmiştir. Şekil 9'a göre; yukarıdan aşağıya inildikçe yani H/D arttıkça temper kalitesinin zayıfladığı, soldan sağa gidildikçe ise yani Reynolds sayısı arttıkça temper kalitesinin iyileştiği görülmüştür. Şekil 10'da $S/D=2$ üçgen dizilişli nozullar ile ani soğutulan camların kırıldıktan sonraki görünüşleri verilmiştir. Şekil 10'da görüldüğü üzere; $S/D=2$ üçgen dizilişin parçacık sayısı kare dizilişteki parçacık sayısına benzer olarak değiştiği görülmüştür.

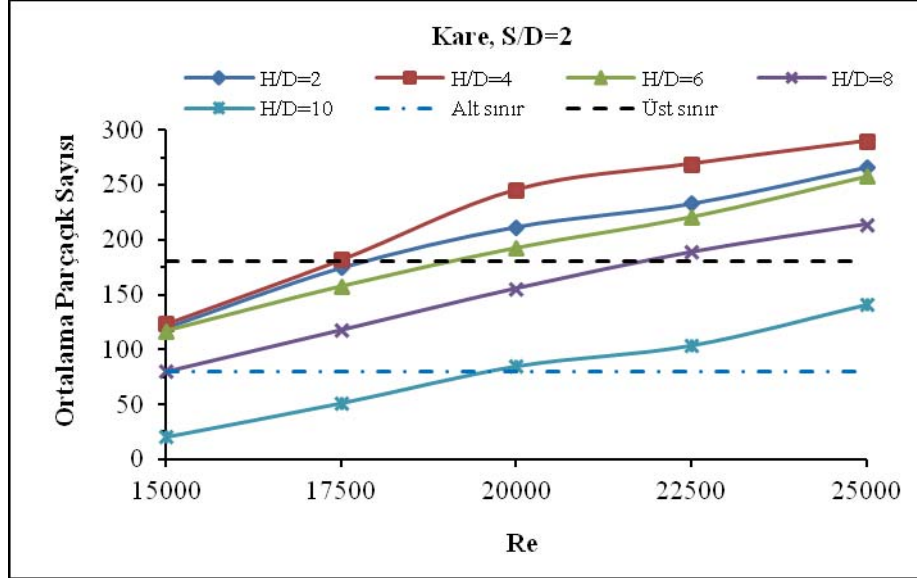


Şekil 9. S/D=2 kare dizilişli nozullar ile ani soğutulan camların kırıldıktan sonraki görünümleri

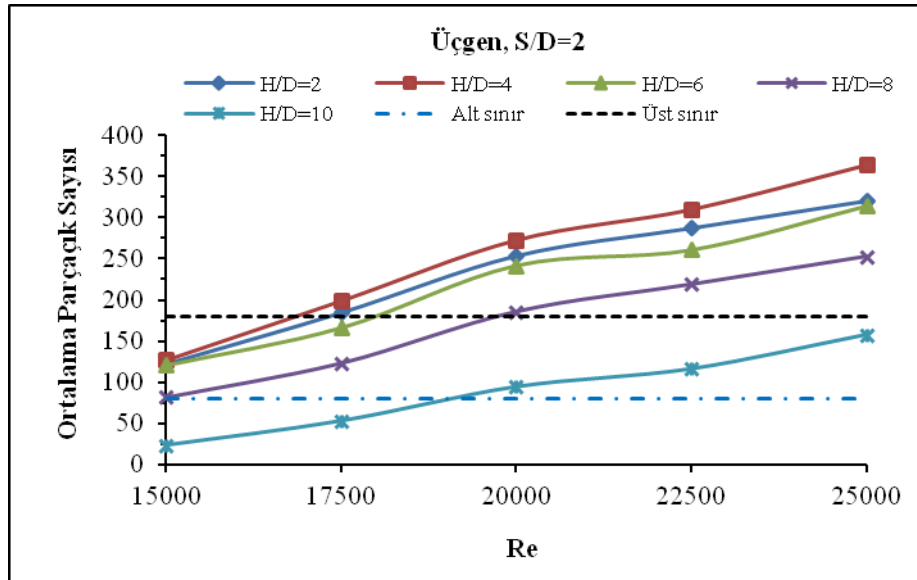


Şekil 10. S/D=2 üçgen dizilişli nozullar ile ani soğutulan camların kırıldıktan sonraki görünüşleri.

Her bir ani soğutma sistemi üçer adet üretilen temperli camların aritmetik ortalaması alınarak bulunan parçacık sayılarındaki değişimler grafikler halinde sunulmuştur. Şekil 11 ve Şekil 12’de sırası ile kare ve üçgen dizilişli $S/D=2$ oranındaki camın ortalama parçacık sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak H/D oranı ile değişimleri verilmiştir.



Şekil 11. Kare diziliş ve $S/D=2$ için camın ortalama parçacık sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak H/D değeri ile değişimi.



Şekil 12. Üçgen diziliş ve $S/D=2$ için camın ortalama parçacık sayısının Reynolds sayısına bağlı olarak H/D değeri ile değişimi.

Şekil 11’den anlaşıldığına göre; sabit bir H/D değeri için parçacık sayısı Reynolds sayısı ile artmaktadır. Sabit bir Reynolds sayısında ise parçacık sayısı en yüksek $H/D=4$ oranında, en

düşük ise $H/D=10$ oranında elde edilmiştir. Sabit bir Reynolds sayısında parçacık sayısının en yüksek değerinin $H/D=4$ 'de olması , en kısa soğutma süresi ve en yüksek ortalama Nusselt sayısında belirtilen ($H/D=4$) değerde elde edilmesiyle açıklanabilir. Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemi kullanarak yapılan soğutma işleminde tam temperli camların elde edildiği soğutma sistemi diziliş ve özellikleri Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Tam temperli camların elde edildiği soğutma sistemi diziliş ve özellikleri

Reynolds Sayısı	H/D Oranı	
	kare	üçgen
15000	2,4,6,8	2,4,6,8
17500	2,6,8	2,6,8
20000	8	10
22500	10	10
25000	10	10

4. Sonuç

Literatürde, çarpan hava jeti ile soğutma konusunda oldukça fazla çalışma mevcuttur. Bu çalışmaların büyük bir kısmında, soğutulun yüzeye (çarpma levhası) sabit bir ısı akısı uygulanmaktadır ve bu ısı akısı zamanla değişmemektedir. Ancak soğutulan yüzeyin sıcaklığının zamana bağlı olarak değiştiği çarpan jet uygulamalarından biri olan temperleme işlemiyle ilgili çalışma literatürde oldukça azdır.

Kare ve üçgen dizilişli nozul sistemleri ile yapılan ani soğutma işlemi sonucu elde edilen sonuçlar ve yapılan öneriler aşağıda sunulmuştur;

- $S/D=2$ ve herhangi bir Reynolds sayısı için en yüksek ortalama Nusselt sayısı $H/D=4$ değerinde, en düşük ortalama Nusselt sayısı ise $H/D=10$ değerinde elde edilmiştir.
- Bütün Reynolds sayılarında ve H/D değerlerinde yapılan soğutma işleminde üçgen dizilişten elde edilen ortalama Nusselt sayılarının kare diziliş ile yapılan soğutma işleminden elde edilen ortalama Nusselt sayılarından daha büyük olduğu görülmüştür. Bu durum, üçgen dizilişte oluşan türbülans şiddetinin kare dizilişte oluşan türbülans şiddetinden fazla olması ile açıklanabilir.
- Ortalama Nusselt sayıları ile parçacık sayıları beraber değerlendirildiğinde; parçacık sayısının soğutma ortalama Nusselt sayısı ile doğru orantılı olarak değiştiği görülmüştür.
- Ortalama Nusselt sayıları ile parçacık sayılarına göre $S/D=2$ oranı için en uygun soğutma şartları; üçgen diziliş, $Re=15000$ ve $2 \leq H/D \leq 4$ için elde edilmiştir. Ortalama parçacık sayıları $123 < PS < 127$ aralığında olduğu görülmüştür.
- İleriki çalışmalarda, birim alanı temperleyebilmek için gerekli hacimsel hava debisi hesaplanabilir. Bu çalışmadan elde edilen veriler kullanılarak $S/D=2$ üçgen diziliş için maliyet analizi yapılarak optimum soğutma ünitesi diziliş geometrisi ve parametrik değerleri tespit edilebilir.

Teşekkür

Bu çalışma, Türkiye Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Kurumu (TÜBİTAK) tarafından 109M186 nolu proje kapsamında desteklenmiştir

Kaynaklar

Attalla, M.A.M., (2005). Experimental investigation of heat transfer characteristics from arrays of free impinging circular jets and hole channels, Ph.D. Thesis, FakultatFürVerfahrenes, Otto-Von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg.

Behbahani, A.J., (1979). Heat transfer to staggered arrays of impinging circular jets, Ph.D. Thesis, Department of Mech. Eng., University of Minnesota, Minnesota.

Can, M., Etemoğlu, A.B., ve Avcı, A., (2002). Experimental study of convective heat transfer under arrays of impinging air jets from slots and circular holes, *Heat and Mass Transfer*, 38: 251-259, 2002.

Gao, L., (1991). Effect of jet hole arrays arrangement on impingement heat transfer, M. Sc. Thesis, Faculty of Agricultural and Mechanical of Louisiana University, Louisiana.

Goldstein, R.J., and Seol, W.S., (1991). Heat transfer to a row of impinging circular air jets including the effect of entrainment, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 34:2133-2147.

Gölcü, M., Yazıcı, H., Akcay, M., Koseoglu, M.F., and Sekmen Y., (2012). “Oto Camların Temperlenmesinde Çarpan Hava Jetleri İle Soğutmanın Deneysel İncelenmesi”, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 27(4): 775-783.

Holman, J. P., (1994). *Experimental Methods for Engineers*, 6. Edition, McGraw-Hill, USA, 37-83

Hrycak, P., (1981). Heat Transfer from Impinging Jets, A literature Review, AWAL-TR:81-3054.

Huber, A.M., and Viskanta, R., (1994.a). Comparison of convective heat transfer to perimeter and centre jets in a confined, impinging array of axisymmetric air jets, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 37:3025-3030

Huber, A.M., and Viskanta, R., (1994.b). Convective heat transfer to confined impinging arrays of air jets with spent air exits, *J. Heat Transfer*, 116:570-576.

Ichimaya, K., and Okuyama, K., (1991). Characteristic of impingement heat transfer caused by circular jets with confined wall, 23rd. Cold Region Heat Transfer Conf., 523-532, Fairbanks.

Incropera, F.P., and Dewitt D.P., (2007). *Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri*, 5. Basım, Literatür Yayıncılık, İstanbul.

Karmanyoş, K.R., (1997). Controlled differential forced convection heating for glass tempering processes”, *Journal of Non-Crystalline Solids*, 218 (6): 235-241.

Köseoğlu, F., (2007). Çarpan akışkan jetleri kullanılarak elektronik elemanların soğutulmasının deneysel ve sayısal olarak incelenmesi”, *Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.*

Lee, H., Cho, S., Yoon, K., and Lee, J., (2012). Glass thickness and fragmentation behavior in stressed glasses”, *New Journal of Glass and Ceramics*, 2 (2): 116-121.

Mognato, E., Barbieri, A., Schiavonato M., and Pace, M., (2011). Thermally toughened safety glass: correlation between flexural strength, fragmentation and surface compressive stress”, *Glass Performance Days*, 10 (1): 115-118

Monnoyer, F., and Lochegnies, D., (2008). Heat transfer and flow characteristics of the cooling system of an industrial glass tempering unit”, *Applied Thermal Engineering*, 28 (17-18): 2167-2177.

Nielsen, J. H., Olesen, P. N., and Stang, H., (2009). The fracture process of tempered soda-lime-silica glass”, *Experimental Mechanics*, 49 (1): 855-870.

Türk Standartları Enstitüsü, (1997). Motorlu nakil araçlarında ve römorklarında kullanılan emniyet camları ve cam malzemeleri”, *Türk Standartları Enstitüsü, TS 917, Ankara.*

Viskanta, R., (1993). Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 6:111-134.

Yazıcı, H., (2013). “Oto Cam Temperleme İşleminde Farklı Reynolds Sayılarına Göre Optimum Soğutma Ünitesi Konfigürasyonunun Belirlenmesi”, *Doktora Tezi, Karabük Üniversitesi Fen bilimleri Enstitüsü, Karabük, Türkiye.*

Yazıcı, H., Akcay, M., Golcu, M., Koseođlu, M.F., and Sekmen Y., (2012). Experimental Investigation of the Transient Cooling Characteristics of an Industrial Glass Tempering Unit, *World Academy of Science, Engineering and Technology*, 6(1):207-211.