

ATMOSFER KARIŞIMI İÇİNDEKİ GAZ YAĞI BUHARLARININ GERİ KAZANIMI

Sevgi YENER

*Anadolu Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Kimya Mühendisliği Anabilim Dalında
YÜKSEK LİSANS TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır.*

Danışman : Yard. Doç. Dr. Mehmet R. ALTIOKKA

Şubat — 1988

Sevgi Yener'in YÜKSEK LİSANS tezi olarak hazırladığı "Atmosfer Karışımı İçindeki Gaz Yağı Buharlarının Geri Kazanımı" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğinin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

.23/.2./1988

Başkan : Doç.Dr.Serap KARA

Üye : Doç.Dr. M.Ercengiz YILDIRIM

Üye : Yard.Doç.Dr. Mehmet R. ALTIOKKA

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
gün ve 167/4..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof.Dr. Rüstey KAYA
Enstitü Müdürü

12 SUBAT 1988

ÖZET

Bu çalışmada, tekstil sanayinde boyama ünitelerinde çözücü olarak kullanılan gaz yağının geri kazanım yöntemleri araştırılmıştır.

Adsorpsiyon-desorpsiyon, ısı değiştiricide yoğunlaştırma ve bir soğutma kulesinde yoğunlaştırma, buhar-hava karışımından organik buharların geri kazanımı için bilinen yöntemlerdir. Genellikle 200 °C'dan daha yüksek kaynama noktasına sahip organikler için adsorpsiyon-desorpsiyon yöntemi uygun bir yöntem değildir. Gaz yağının kaynama aralığı 200 °C'dan (son nokta, 250 °C) daha yüksek olduğu için bu çalışmada adsorpsiyon-desorpsiyon yöntemi incelenmemiştir. Diğer taraftan ısı değiştiriciler ile soğutma kulelerindeki yoğunlaşma ayrıntılı olarak araştırılmıştır.

Hacimca 4000 ppm gaz yağı buharı içeren bir gaz karışımı 110 °C'dan 9 °C'a kadar soğutulduğunda gaz yağı buharlarının % 90 oranında yoğunlaşabileceği hesaplanmıştır. Ayrıca bu soğutma işleminin gerçekleştirilebilmesi için uygun ısı değiştirici ve soğutma kulelerine ait tasarım hesapları çıkarılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucunda ısı değiştiricisinde yüksek basınç düşüşü nedeniyle, soğutma kulelerindeki yoğunlaştırmanın ısı değiştiricilerine oranla daha ekonomik olduğu gösterilmiştir.

SUMMARY

In this work, the methods for recovering kerosene used as a solvent in dying process in the textile industry were investigated.

Adsorption-desorption, condensation in a heat exchanger and condensation in a cooling tower are the known methods for recovering organic vapours from their vapour-air mixture. It is generally known that, adsorption-desorption method is not very successful for organics with boiling point higher than 200 °C. Because boiling range for kerosene exceeds 200°C (end point, 250 °C) this method was excluded in this work. On the other hand, condensation in a heat exchanger and condensation in a cooling tower were investigated in some detail.

It was found that, when the gas mixture containing 4000 ppm (by volume) kerosene vapour cooled from 110 °C to 9 °C, 90 percent of the kerosene vapour can be condensed. Calculations for a suitable heat exchanger and a cooling tower, to accomplish this cooling process were indicated. It was also shown that condensation in a cooling tower is more economical than condensation in a heat exchanger due to higher pressure drop in the exchanger.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın her aşamasını birlikte oluşturduğum ve büyük desteğini gördüğüm hocam Sayın Yard.Doç.Dr. M.Rıza ALTIOKKA'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarına maddi katkıda bulunan dekanımız Sayın Prof.Dr. Musa ŞENEL'e ve ayrıca verilerin sağlanmasında yardımcı olan Eskişehir Sümerbank Fabrikası ile İzmit T Ü P R A Ş personeline teşekkür ederim.

Destek ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen anne ve babama minnettarım.

İÇİNDEKİLER

| | <u>Sayfa</u> |
|--|--------------|
| ÖZET | iv |
| SUMMARY | v |
| ŞEKİLLER DİZİNİ | ix |
| ÇİZELGELER DİZİNİ | x |
| SİMGELER DİZİNİ | xi |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 2. GAZ YAĞI İÇİN FİZİKSEL SABİTLERİN BELİRLENMESİ | 4 |
| 2.1. Damıtma Yöntemleri | 4 |
| 2.2. E.F.C. (Equilibrium Flash Curve) Eğrisi | 4 |
| 2.3. Gaz Yağı İçin E.F.C. Eğrisinin Hesaplanması .. | 9 |
| 3. PROBLEMİN TANIMI | 16 |
| 3.1. Kurutucudan Çıkan Karışım Bileşiminin Hesaplanması | 16 |
| 3.2. Su Buharı Yoğuşması | 18 |
| 3.3. Gaz Yağı Buharları Yoğuşması | 18 |
| 4. ISI DEĞİŞTİRİCİ İLE GERİ KAZANIM YÖNTEMLERİ | 22 |
| 4.1. Isı Değiştirici Tasarımı | 22 |
| 4.1.1. Buharlaştırma işlemi | 26 |
| 4.1.2. Yoğuşturma işlemi | 26 |
| 4.1.2.1. Damla tipi yoğuşma | 27 |
| 4.1.2.2. Film tipi yoğuşma | 28 |
| 4.1.2.3. Yoğuşturucularda ısı aktarım kat sayıları | 28 |
| 4.1.2.4. Yoğuşturucularda basınç düşmesi | 32 |

İÇİNDEKİLER (devam)

| | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 4.2. Islak Gazlar İçin Soğutucu Tasarımı | 32 |
| 4.3. Soğutucu İçin Tasarım Hesaplamaları | 38 |
| 4.4. Yoğuşturucu Tasarımı | 53 |
| 5. DOĞRUDAN TEMAS YÖNTEMİ İLE GERİ KAZANIM | 61 |
| 5.1. Gaz Fazından Sıvı Fazına Isı Aktarımı | 62 |
| 5.2. Isı ve Kütle Aktarımının Birlikte Olduğu Durum | 64 |
| 5.3. Lewis Sayısının Bir Alınamadığı Durumlarda Hesaplamalar | 66 |
| 5.4. Kule Tasarım Hesaplamaları | 67 |
| 5.5. Su Soğutma Sistemi | 74 |
| 5.6. Amonyak Yoğuşturucu Tasarımı | 78 |
| 6. EKONOMİK DEĞERLENDİRME | 79 |
| 6.1. Isı Değiştirici Yöntemi İle Geri Kazanım | 79 |
| 6.1.1. Ekonomik değerlendirme | 80 |
| 6.2. Doğrudan Temas Yöntemi | 81 |
| 6.2.1. Ekonomik değerlendirme | 81 |
| 7. SONUÇ VE ÖNERİLER | 83 |
| KAYNAKLAR DİZİNİ | 84 |

ŞEKİLLER DİZİNİ

| <u>Şekil</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 2.1. ASTM ve E.F.C. eğrileri | 5 |
| 2.2. ASTM ve E.F.C. eğrilerinin % 50 noktaları arasındaki ilişki | 6 |
| 2.3. ASTM referans doğrusunun eğimine karşılık E.F.C. referans doğrusu eğimi | 8 |
| 2.4. ASTM eğrisi üzerindeki sıcaklığın ASTM referans doğrusu üzerindeki sıcaklıktan sapma derecesi .. | 8 |
| 2.5. Hidrokarbonların buhar basıncı | 10 |
| 2.6. Petrol fraksiyonlarının molekül ağırlıkları | 14 |
| 3.1. Hidrokarbonların buhar basıncı | 19 |
| 4.1. Geri döngülü dikey buharlaştırıcı | 23 |
| 4.2. Tek bir tüpte hacim değişimi | 25 |
| 4.3. Yatay konumlu yoğuşturucu | 29 |
| 4.4. Dikey konumlu yoğuşturucu | 30 |
| 4.5. Yoğuşma katsayıları. Eşitlik 4.8'in grafiksel çözümü | 32 |
| 4.6. Yoğuşmayan gazların varlığında sıvı buharın yoğuşması | 34 |
| 4.7. Amonyak için P-H diyagramı | 41 |
| 5.1. Soğutma kulesinde su ve gaz akımı | 62 |
| 5.2. Çiğlenme noktasının kütle aktarım yönüne etkisi | 62 |
| 5.3. Hava-su sistemi için Lewis sayısı | 66 |

ÇİZELGELER DİZİNİ

| <u>Çizelge</u> | <u>Sayfa</u> |
|---|--------------|
| 3.1. Değişik yoğuşma yüzdelerine karşılık gelen karışım sıcaklıkları | 20 |
| 4.1. Değişik gaz sıcaklıklarına karşılık gelen toplam ısı aktarım kat sayıları | 48 |
| 4.2. Değişik gaz sıcaklıklarında hesaplanan gerekli değerler | 50 |
| 5.1. Değişik aralıklarda $K_a \frac{\Delta V}{L}$ değerlerine karşılık gelen su ve gaz sıcaklıkları | 73 |

SİMGELELER DİZİNİ

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|-----------------|---|
| A | Isı veya kütle aktarım yüzeyi, m^2 . |
| a | Kule birim hacmi başına gaz-sıvı temas yüzeyi, m^2/m^3 . |
| a_t | Tüp tarafı akış alanı, m^2 . |
| a_t' | Tüp başına akış alanı, m^2 . |
| B | Engel aralığı, m. |
| C | Sıcak akışkanın özgül ısısı, $J/(kg)(^{\circ}K)$. |
| C' | Tüpler arası açıklık, m. |
| c | Soğuk akışkanın özgül ısısı, $J/(kg)(^{\circ}K)$. |
| D | Tüp iç çapı, m. |
| D_o | Tüp dış çapı, m. |
| D_e | Isı aktarımı ve basınç düşüşü için eşdeğer çap, m. |
| f | Sürtünme faktörü, boyutsuz. |
| G_s, G_t | Ceket ve tüp tarafı kütleli akı, $(kg/(\dot{s}))(m^2)$ |
| G' | Dikey tüplerde yoğunluk yüklemesi, $kg/(s)(m)$. |
| G'' | Yatay tüplerde yoğunluk yüklemesi, $kg/(s)(m)$. |
| g | Yerçekimi ivmesi, m/s^2 . |
| H, H' | Gazın entalpisi, gazın doygunluk entalpisi, J/kg kuru hava |
| H.D.U. | Yayınma birim yüksekliği, m. |
| h, h_i, h_o | Genel, içteki ve dışdaki akışkanlar için ısı aktarım kat sayıları, $W/(m^2)(^{\circ}K)$. |
| h_{io} | Dış çapa (OD) göre iç yüzey ısı aktarım kat sayısı, $W/(m^2)(^{\circ}K)$ |

SİMGELELER DİZİNİ (Devam)

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|-----------------|---|
| \bar{h} | İki nokta arasında, yoğuşma film kat sayısının ortalama değeri, $W/(m^2)(^{\circ}K)$. |
| ID | Ceket iç çapı, m. |
| J_H | Isı aktarım faktörü, $(hD/k)(c_p/k)^{-1/3}$ boyutsuz. |
| J_h | $J_H / (\frac{DG}{\mu}) = \frac{h}{cG} (\frac{c_p}{k})^{2/3}$ olarak tanımlanan faktör, boyutsuz. |
| J_d | Kütle aktarım faktörü, boyutsuz. |
| K_G | Kütle aktarım kat sayısı, $kg \text{ mol}/(s)(m^2)(N/m^2)$. |
| K_x | Toplam kütle aktarım kat sayısı, $kg/(s)(m^2)(kg/kg)$. |
| k | Isıl iletkenlik, $W/(m)(^{\circ}K)$. |
| k_d | Yayınırılık, m^2/s . |
| L | Tüp uzunluğu, m(4. Bölüm), su akısı (5. Bölüm), $kg/(s)(m^2)$. |
| LMTD | Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K. |
| M_A, M_B | Yayınan ve yoğuşmayan gazların molekül ağırlıkları. |
| M_m | Buhar karışımının ortalama molekül ağırlığı, $kg/kg \text{ mol}$. |
| M_v | Yayınan bileşenin molekül ağırlığı, $kg/kg \text{ mol}$. |
| N_t | Tüp sayısı. |
| n | Tüplerin geçiş sayısı. |
| n_d | Yayınma birimleri sayısı, boyutsuz. |

SİMGELELER DİZİNİ (devam)

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|--------------------------|---|
| OD | Dış çap, m. |
| ΔP_s | Ceket tarafı basınç düşüşü, N/m ² . |
| ΔP_t | Tüp tarafı toplam basınç düşüşü, N/m ² . |
| $\Delta p_t, \Delta p_r$ | Tüp tarafı sürtünme ve geri dönüşlere ait basınç düşüşüleri, N/m ² . |
| Q | Isı yükü, W. |
| q | Isı akısı, W/m ² . |
| q_c, q_d | Ulaşım ve yayınma ile aktarılan ısı akısı, W/m ² . |
| R_d | Birleşik kirlenme faktörü, (s)(m ²)(°C)/J. |
| Re_s, Re_t | Ceket tarafı ve tüp tarafı basınç düşüşü, boyutsuz |
| s | ρ/ρ_{su} olarak özgül ağırlık, boyutsuz. |
| T_a | Sıcak akışkanın ortalama sıcaklığı, °C. |
| T_c | Yoğuşuk film sıcaklığı, °C (4. Bölüm). |
| T_g | Yoğuşmayan gaz sıcaklığı, °C (4. Bölüm). |
| t_{DP} | Çiğlenme noktası sıcaklığı, °C. |
| t_f | Film sıcaklığı, °C. |
| t_w | Tüp duvar sıcaklığı, °C. |
| U, U_C, U_D | Toplam, temiz ve tasarım ısı aktarımlıkatsayıları W/(m ²)(°K). |
| V | Hız, m/s. |
| W_s | Sıcak akışkan için kütle hız, kg/s. |
| W_1, W_2, W_2' | Gaz soğutucuda ceket tarafı, yoğuşturucuda tüp tarafı ve kompresörde güç kaybı, kW. |
| w_t | Soğuk akışkan için kütle hız, kg/s. |
| X', X | Doymun ve doymun olmayan durumlar için mutlak nem, kg su buharı/kg kuru hava. |
| z | Statik yükseklik, m. |

SİMGELELER DİZİNİ (devam)

| <u>Simgeler</u> | <u>Açıklama</u> |
|-----------------|---|
| λ | Buharlaşma gizli ısısı, J/kg. |
| λ_{DP} | Çiğlenme noktasında buharlaşma gizli ısısı, J/kg. |
| μ | Viskozite, N(s)/m ² . |
| ρ | Yoğunluk, kg/m ³ . |
| \emptyset | Viskozite oranı, $(\mu/\mu_w)^{0.14}$, boyutsuz. |

YANLIŞ-DOĞRU ÇİZELGESİ

YANLIŞ

gaz yağı

kat sayı

DOĞRU

gazyağı

katsayı

1. GİRİŞ

Birçok ürünlerin elde edilmesinde uçucu organikler çözücü olarak kullanılır. Organik kristaller, boyalar ve kaplamacılıkta kullanılan maddelerin üretimi bilinen belli başlı örnekleri oluşturur.

Bu üretimlerin sonucu olarak her yıl büyük miktarlarda organik buharları atmosfere atılarak hava ve çevre kirliliğine neden olur. Ayrıca organik maddelerin sürekli yükselen fiyatlarının bir sonucu olarak ekonomik kayıplar göz ardı edilemeyecek boyutlara ulaşır.

Böylece hem çevre kirliliğini hem de ekonomik kayıpları en az düzeye indirmek için atmosfere atılan uçucu organiklerin geri kazanımı kaçınılmaz hale gelmiştir. Atmosfere atılan uçucu organik maddelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri ile atmosferdeki derişimleri geri kazanım yöntemlerini belirlemede önemli etkenlerdir. Kaynama noktaları ve atmosferdeki derişimleri düşük organik buharları adsorpsiyon-desorpsiyon yöntemiyle geri kazanılırken buhar basınçları düşük ve atmosferdeki derişimleri yüksek organikler yoğunlaştırma yöntemiyle geri kazanılırlar. Ayrıca geri kazanılması amaçlanan organik uçucu ile soğutucu olarak kullanılan akışkanın birbirleri içinde önemli miktarda çözünmeleri durumunda doğrudan temas (soğutma kuleleri) yöntemini kullanmak bazı hallerde daha uygun olur.

Organik uçucuların adsorpsiyon-desorpsiyon yöntemi ile geri kazanılmasında adsorplayıcı olarak genellikle aktif karbon kullanılır. Organik buharlarının, aktif karbon tarafından adsorplanması ne kadar kolay ise desorpsiyonu da o oranda zordur. Adsorplama, düşük sıcaklık ve gaz fazındaki yüksek derişimlerde meydana gelirken, desorpsiyon daha yüksek sıcaklık ve düşük derişimlerde gerçekleşir. Kaynama noktaları yüksek olan organiklerin, aktif karbondan desorbe edilmeleri daha fazla enerji gerektirir. Hatta bir çok hallerde yöntem ekonomik olmayabilir. Çünkü bu tür organiklerin

desorpsiyonu tam olarak gerçekleşmediğinden her adsorpsiyon-desorpsiyon sürecinde aktif karbonun adsorplama gücü giderek azalır. Bu ise sık sık taze aktif karbon kullanımını gerektirdiğinden sistemin işletme giderlerini artırır. Bu nedenle normal kaynama noktası 200 °C'dan daha yüksek olan organik buharlarının adsorpsiyon-desorpsiyon yöntemiyle geri kazanımı yaygın değildir (Parmele, et al., 1979).

Bu çalışmada özel olarak tekstil sanayinde, basma boyama ünitelerinde boya çözücüsü olan gaz yağının (kerosen) geri kazanım yöntemleri araştırıldı.

Gaz yağının normal kaynama noktası 166-244 °C arasında olduğundan adsorpsiyon-desorpsiyon yönteminin başarılı olmayacağı düşünülmüş, yoğunlaştırma ve doğrudan temas yöntemleri ayrıntılı olarak incelenmiştir.

Uçucu organiklerin geri kazanma yöntemlerinden biri olan yoğunşturmada dikkat edilmesi gereken bazı yönler vardır. Bu yöntemin başarılı olabilmesi için geri kazanılmaya çalışılan organik atmosferdeki derişimi ve kaynama noktası yüksek olmalıdır. Bununla beraber bir çok durumlarda yoğunşturucu çıkışında organik derişimi 10000-20000ppm (hacimce) ile sınırlıdır. Bu miktar ise çoğu kez kabul edilen kirletici derişiminin üzerinde bir değer olup ekonomik olarak da ihmal edilemeyecek bir kayıptır. Özel soğutucuların kullanıldığı yoğunşturucularda daha iyi sonuçlar elde etmek mümkündür. Burada da ortamda bulunan suyun donması sonucu oluşan buzun, yoğunşturucu etkinliğini azaltacağını unutmamak gerekir.

Bu çalışmada beslemedeki gaz yağı derişimi 4000 ppm (patlama alt limit derişiminin % 35'i) olup karışım sıcaklığı 110 °C dolayındadır. Karışım su kullanan bir yoğunşturucuda bile 25 °C'a kadar soğutulduğunda gaz yağının % 70 oranında yoğunşturduğu hesaplandı.

Doğrudan temas yönteminde ise proses çıkışındaki uçucu organik buharlarının yıkayıcı sıvı ile direkt temas etmesi

sağlanır. Bu işlem sırasında gaz fazındaki organik buharları sıvı yıkayıcı tarafından tutulur (absorplanır). Yıkayıcı sıvının uçuculuğunun az olması gerekir, aksi durumda işlem süresince buharlaşmadan dolayı kayıplar olacaktır. Yıkayarak geri kazanma yönteminin diğer bir olumsuz yanı da yıkayıcı tarafından tutulan organığın yıkayıcı sıvıdan ayrılmasındaki güçlüklerdir. Yıkayıcı içindeki organik derişimi oldukça düşük olacağından geri kazanım ekonomik olmayabilir.

Geri kazanılması düşünülen organik, gaz yağı olduğunda yıkayıcı sıvı olarak su düşünüldü. Burada suyun, gaz yağını absorblamasından daha çok, gaz yağı buharlarını içeren gaz karışımının su tarafından çığlenme noktasının altına kadar soğutulması amaçlandı. Böylece yoğuşan gaz yağının ayrı bir faz olarak sudan ayrılması daha kolay olacaktır.

Bütün bunlardan farklı olarak uçucu organiklerin geri kazanımı amaçlanmadan sadece çevre kirliliğini önlemek amacıyla proses çıkış gazları yakılır. Böylece kirleticiliği yüksek olan organik maddeler daha az kirleticiliği olan CO_2 ile su buharına dönüştürülür.

2. GAZ YAĞI İÇİN GEREKLİ FİZİKSEL SABİTLERİN BELİRLENMESİ

2.1. Damıtma Yöntemleri

Petrol endüstrisinde, sıvı hidrokarbon karışımları hakkında bilgi edinmek için genellikle iki tür damıtma yapılır. Bunlardan birincisi ASTM, diğeri TBP damıtma yöntemi olup her biri aşağıda kısaca açıklanmıştır.

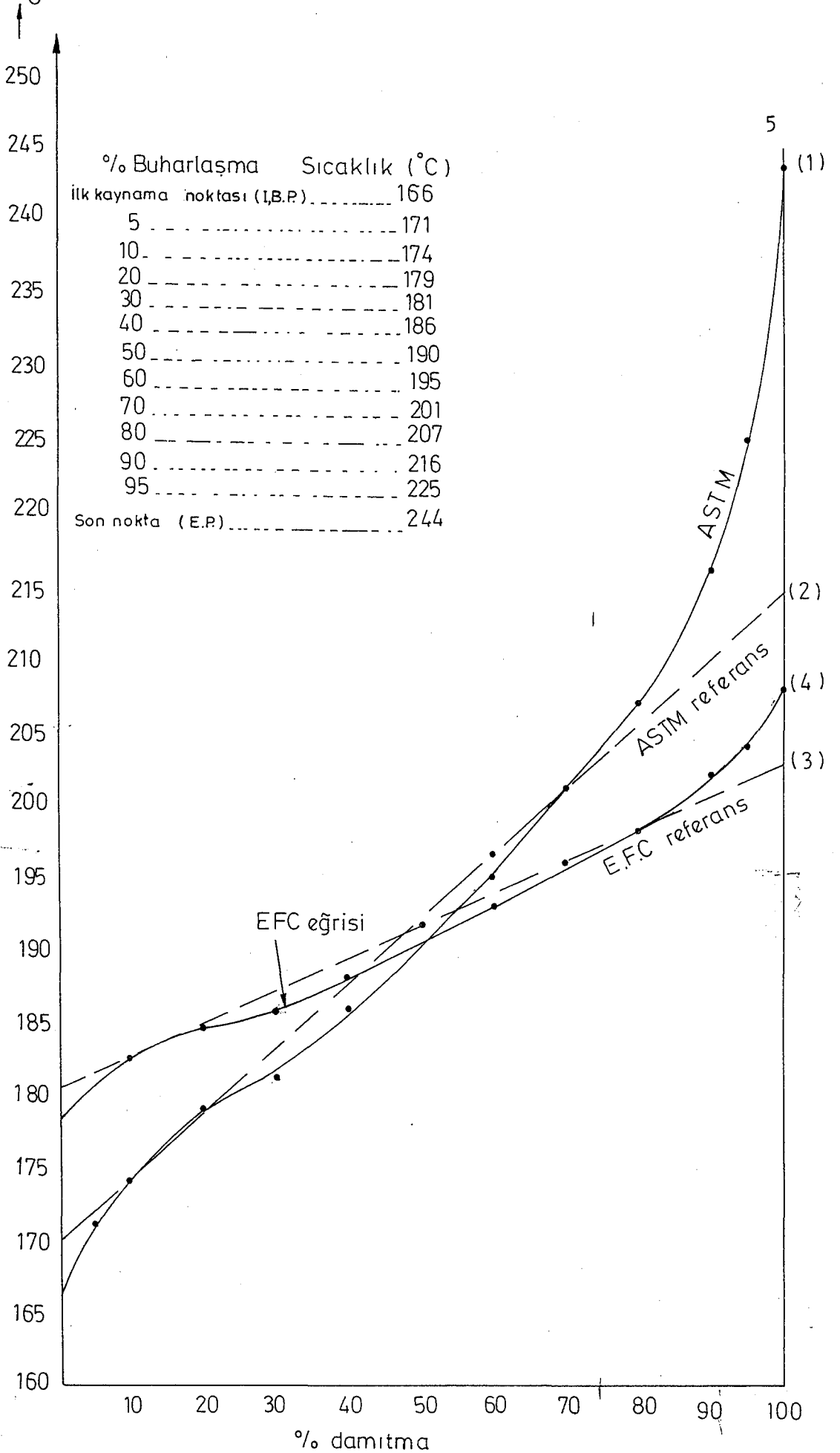
(1) ASTM (American Society for Testing and Materials) damıtma yöntemi: Bu amaç için, özel olarak tasarlanmış standart damıtma düzenekleri kullanılır (ASTM Standarts, 1985). 100 cm³ karışım örneği dakikada 5 cm³ lük sabit damıtma hızıyla damıtılır. Damıtma ürünü buz içindeki bir piring tüpte toplanır. İlk damlanın oluştuğu buhar sıcaklığı "ilk kaynama noktası" (initial boiling point, I.B.P) kaydedilir. Ayrıca her 10 cm³ damıtma ürününe karşılık gelen sıcaklıklar okunarak bir çizelge hazırlanır. Toplanan ürün miktarı 95 cm³'e ulaştığında ısıtma hızı bir miktar arttırılarak en yüksek sıcaklık "son nokta" (end point, E.P.) olarak belirlenir.

(2) Gerçek kaynama noktası (true boiling point, T.B.P) damıtma yöntemi: Bu yöntemde karışım örneği, Podbielniak damıtma kolonuna bağlanmış yuvarlak dipli bir balonda buharlaştırılır. Podbielniak damıtma kolonu çok sayıda kuramsal damıtma rafı içerir. Damıtma işlemi geri döngü oranını 10:1 ve 30:1 arasında olacak şekilde gerçekleştirilir. Toplanan ürün yüzdelerine karşı gelen sıcaklıklar ASTM damıtma yönteminde olduğu gibi bir çizelgede gösterilir.

Bu çalışmada, gaz yağı için fiziksel sabitler, Türkiye Petrolleri Rafineri A.Ş. den (T.Ü.P.R.A.Ş.) elde edilen ASTM değerleri kullanılarak hesaplanmıştır.

2.2. E.F.C. (Equilibrium Flash Curve) Eğrisi

Kaynama veya yoğuşma aralığında buharıyla dengede olan sıvının sıcaklığını, verilen bir basınç değeri için, bileşimin fonksiyonu olarak gösteren eğriye E.F.C. eğrisi (denge flaş eğrisi) denir Şekil (2.1). Yoğuşma noktalarının bulunmasında



Şekil 2.1. ASTM ve E.F.C. eğrileri

E.F.C. eğrisinden yararlanılır. E.F.C. eğrisi, buharlaşan kısmın sistemden uzaklaştırılması ile elde edilen ASTM eğrisinden doğal olarak farklı olacaktır.

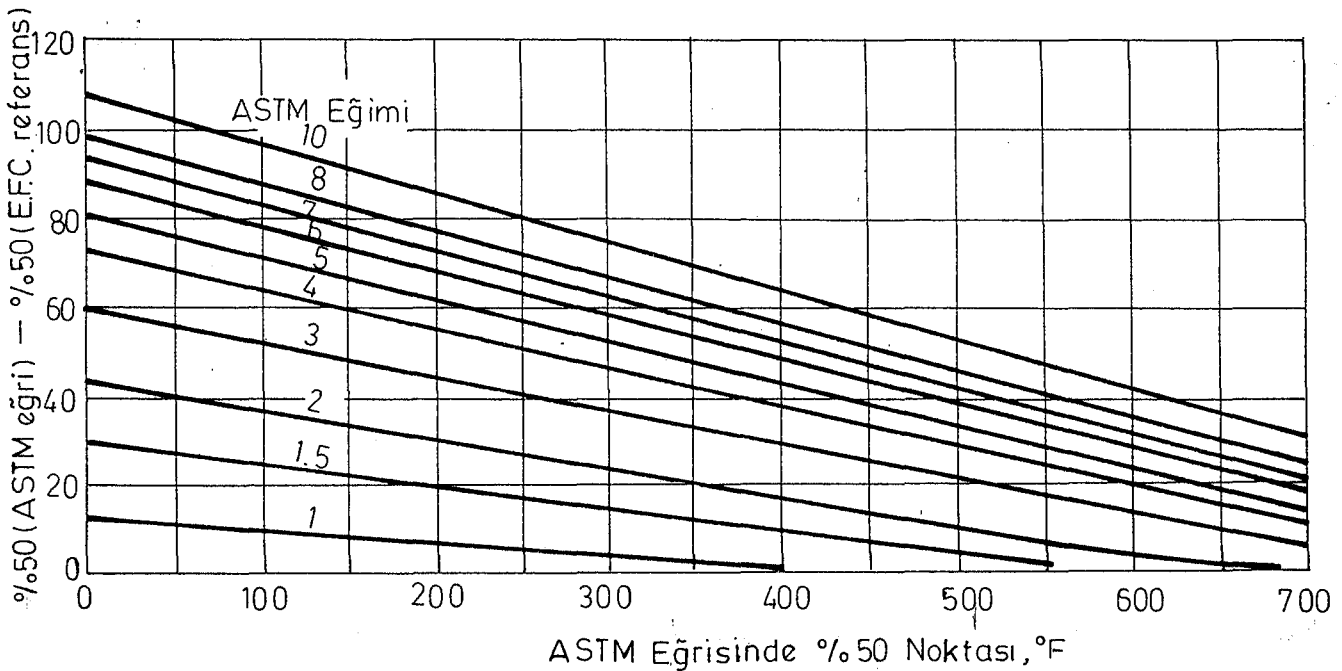
ASTM eğrisinden E.F.C. eğrisini elde etmek için aşağıdaki sıra izlenir:

1. Absiste buharlaşma yüzdeleri, ordinatta sıcaklıklar bulunacak şekilde ASTM damıtma eğrisi çizilir.
2. ASTM eğrisi üzerindeki % 10 ve % 70 noktalarından bir doğru geçirilerek damıtma referans doğrusu elde edilir.
3. Aşağıda verilen formül ile damıtma referans doğrusunun eğimi hesaplanır.

$$c/\% = \frac{\% 70 \text{ noktası } (^\circ\text{C}) - \% 10 \text{ noktası } (^\circ\text{C})}{60}$$

4. % 20, % 50 ve % 80 noktalarının aritmetik ortalaması alınarak damıtma eğrisi için "ortalama % 50 noktası" hesaplanır.

5. Şekil 2.2'deki eğriler kullanılarak ASTM damıtma



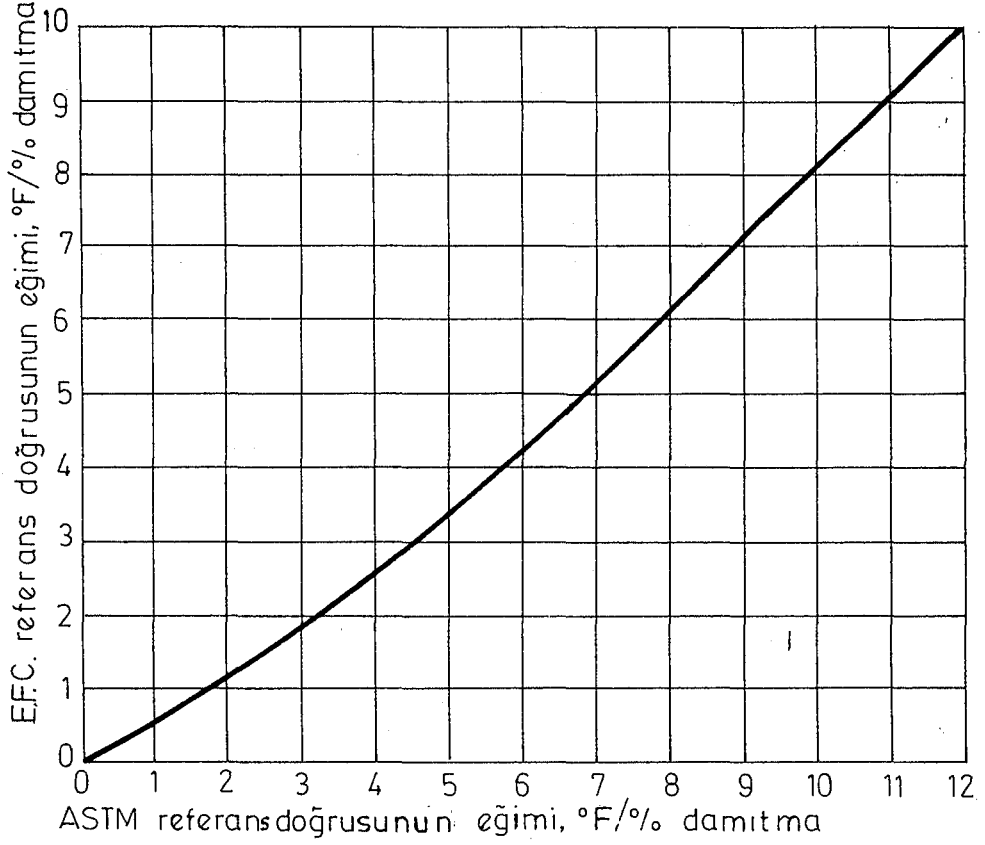
Şekil 2.2. ASTM ve E.F.C. eğrilerinin % 50 noktaları arasındaki ilişki (Packie: Kern'den, 1950)

referans doğrusunun % 50 noktası ile E.F.C referans doğrusunun % 50 noktası arasındaki ilişki bulunur.

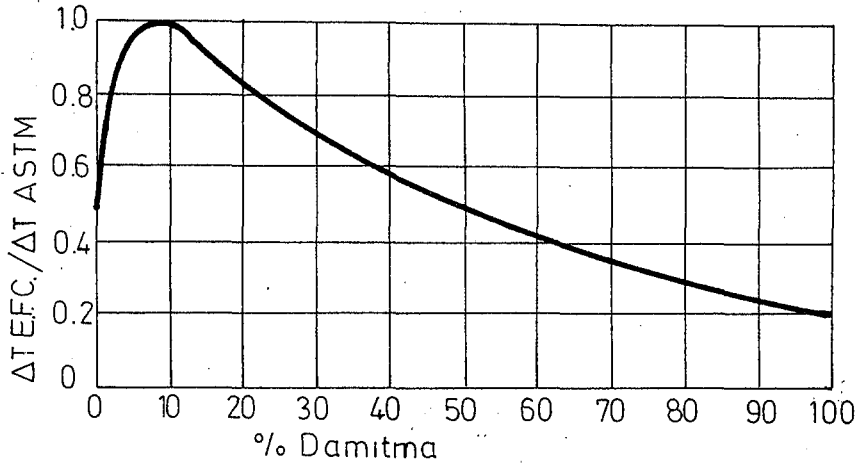
6. Şekil 2.3'den üçüncü basamakta bulunan eğim kullanılarak E.F.C. referans doğrusunun eğimi hesaplanır.
7. Eğim ve % 50 noktası yardımıyla E.F.C. referans doğrusuna ait % 10 ve % 70 noktaları hesaplanır. Bu noktaları birleştiren doğru E.F.C. referans doğrusudur.
8. Çeşitli yüzdelere karşılık gelen sıcaklıklar ASTM eğrisi ile ASTM referans doğrusundan ayrı ayrı okunur. Referans doğrusuna karşı gelen sıcaklıklar eğriye karşı gelen sıcaklıklardan çıkartılarak ΔT ASTM değerleri işaretleri de korunarak bulunur.
9. Şekil 2.4'den her bir damıtma yüzdesi için, aşağıdaki orana karşı gelen faktör okunur.

E.F.C. eğrisindeki sıcaklık - E.F.C. referans doğrusundaki sıcaklık
ASTM eğrisindeki sıcaklık - ASTM referans doğrusundaki sıcaklık

10. Sekizinci basamakta elde edilen farkla dokuzuncu basamakta elde edilen faktör çarpılarak verilen bir damıtma yüzdesi için E.F.C. referans doğrusu ile E.F.C. eğrisine karşılık gelen sıcaklık farkı bulunur. Böylece ASTM eğrisinden E.F.C. eğrisine geçiş sağlanır.
11. Aynı damıtma yüzdesi için E.F.C. referans doğrusundan okunan sıcaklık değeri ile onuncu basamakta elde edilen değer toplanır.



Şekil 2.3. ASTM referans doğrusunun eğimine karşılık E.F.C. referans doğrusu eğimi (Packie: Kern'den, 1950)



Şekil 2.4. ASTM eğrisi üzerindeki sıcaklığın ASTM referans doğrusu üzerindeki sıcaklıktan sapma derecesi (Packie: Kern'den, 1950)

E.F.C. eğrisini elde etmek için bu işlem her nokta için tekrarlanır.

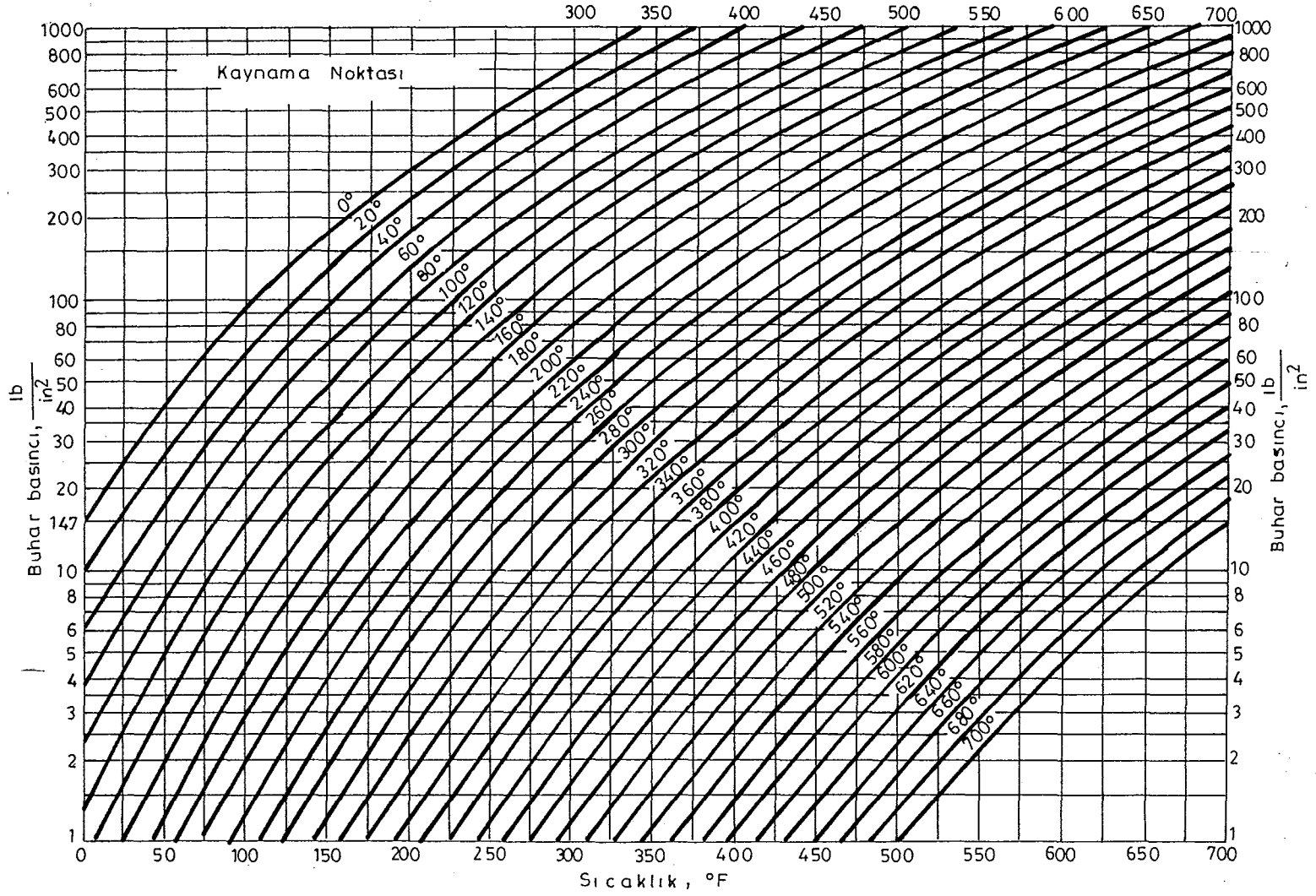
12. Elde edilen eğri 1 atm. basınçtaki E.F.C. eğrisidir. Diğer basınçlara karşı gelen E.F.C. eğrilerini elde etmek için hidrokarbonların buhar basıncı grafiğinden (Şekil 2.5) yararlanır. E.F.C. referans ve ASTM referans doğrularının kesiştiği noktadaki sıcaklık bulunur. Bu sıcaklığa karşılık gelen eğri ile istenilen basınç doğrusunun kesim noktasından absise bir dik çizilerek sıcaklık okunur. Bulunan bu sıcaklık ile kesim noktası sıcaklığı arasındaki fark 1 atm. için bulunan E.F.C. eğrisinin her noktasına ilave edilir.

2.3. Gaz Yağı İçin E.F.C. Eğrisinin Hesaplanması

Bölüm 2.2'de açıklanan yöntem adım adım izlenerek gaz yağı için 1 atmosferdeki E.F.C. eğrisi aşağıdaki şekilde bulunur. Bu amaç için kullanılan ASTM değerleri beş ayrı ürünün ortalamasıdır.

| <u>% Buharlaştırma</u> | <u>Sıcaklık (°C)</u> |
|------------------------------|----------------------|
| İlk kaynama noktası (I.B.P.) | 166 |
| 5 | 171 |
| 10 | 174 |
| 20 | 179 |
| 30 | 181 |
| 40 | 186 |
| 50 | 190 |
| 60 | 195 |
| 70 | 201 |
| 80 | 207 |
| 90 | 216 |
| 95 | 225 |
| Son nokta (E.P.) | 244 |

Şekil 2.5 Hidrokarbonların buhar basıncı (Kern, 1950)



(1),(2) Yukarıdaki ASTM verilerinden yararlanarak Şekil 2.1'de gösterilen ASTM eğrisi ve referans doğrusu çizilir.

$$(3) \text{ ASTM referans doğrusunun eğimi} = \frac{\% 70 - \% 10}{60}$$

$$= \frac{201 - 174}{60} = 0.45 \text{ } ^\circ\text{C}/\%$$

$$(4) \text{ Ortalama } \% 50 \text{ noktası} = \frac{\% 20 + \% 50 + \% 80}{3}$$

$$= \frac{179 + 190 + 207}{3} = 192 \text{ } ^\circ\text{C}$$

(5) ASTM referans doğrusunun % 50 noktası ile E.F.C. referans doğrusunun % 50 noktası arasındaki ilişkiyi bulmak için Şekil 2.2 kullanılır. Ancak şekildeki eğriler sıcaklığın $^{\circ}\text{F}$ olması durumuna göre çizilmiş olduğundan yukarıdaki değerler $^{\circ}\text{F}$ cinsinden ifade edilmelidir. Buna göre eğim $0.81 \text{ } ^\circ\text{F}/\%$ ve ASTM % 50 ortalama noktası $377.6 \text{ } ^\circ\text{F}$ olur.

Böylece;

ASTM % 50 noktası-E.F.C. % 50 noktası=1 $^{\circ}\text{F}$ olarak okunur. Bu okumadan E.F.C. referans doğrusu üzerindeki % 50 noktası,

$$377.6 - 1 = 376.6 \text{ } ^\circ\text{F} (191.4 \text{ } ^\circ\text{C})$$

olarak hesaplanır.

(6) Şekil 2.3'teki eğriden E.F.C. referans doğrusunun eğimi $0.4 \text{ } ^\circ\text{F}/\%$ olarak okunur. E.F.C. referans doğrusu üzerindeki % 10 değeri= $\% 50 - \% 40 = 376.6 - 40 \times 0.4 = 360.6 \text{ } ^\circ\text{F} (182.6 \text{ } ^\circ\text{C})$
E.F.C. referans doğrusu üzerindeki % 70 değeri= $\% 50 + \% 20$
 $= 376.6 + 20 \times 0.4 = 384.6 \text{ } ^\circ\text{F} (195.9 \text{ } ^\circ\text{C})$

(7) Yukarıda bulunan % 10 ve % 70 noktaları birleştirilerek % 50 noktasından da geçen E.F.C. referans doğrusu elde edilir. Değişik buharlaşma yüzdelerine göre E.F.C. eğrisi değerleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır.

$$(8) \Delta T \text{ ASTM} = \text{ASTM} - \text{ASTM referans}$$

$$(9) \Delta T \text{ E.F.C.} = \Delta T \text{ ASTM} \times \text{faktör} \text{ (Şekil 2.4'ten)}$$

$$(10) \text{ E.F.C. eğrisi} = \Delta T \text{ E.F.C.} + \text{E.F.C. referans}$$

(11) % 0 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 166 - 169.5 = -3.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = -3.5 \times 0.5 = -1.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = -1.75 + 180 = 178.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 10 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 174 - 174 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = \text{E.F.C. referans} = 182.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 20 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 179 - 179 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = \text{E.F.C. referans} = 184.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 30 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 181 - 183 = -2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = -2 \times 0.67 = -1.34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = -1.34 + 184 = 185.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 40 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 186 - 187.5 = -1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = -1.5 \times 0.57 = -0.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = -0.86 + 189 = 188.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 50 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 190 - 192 = -2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = -2 \times 0.44 = -0.88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = -0.88 + 191.3 = 190.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 60 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 195 - 196.5 = -1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = -1.5 \times 0.41 = -0.62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = -0.62 + 194 = 193.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 70 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 201 - 201 = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = \text{E.F.C. referans} = 196 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 80 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 207 - 205.5 = 1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = 1.5 \times 0.3 = 0.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = 0.45 + 198 = 198.45 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 90 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 216 - 210 = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = 6 \times 0.25 = 1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = 1.5 + 200.5 = 202 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 95 buharlaşma

$$\Delta T \text{ ASTM} = 225 - 212.5 = 12.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = 12.5 \times 0.22 = 2.75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = 2.75 + 201.5 = 204.25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

% 100 buharlaşma

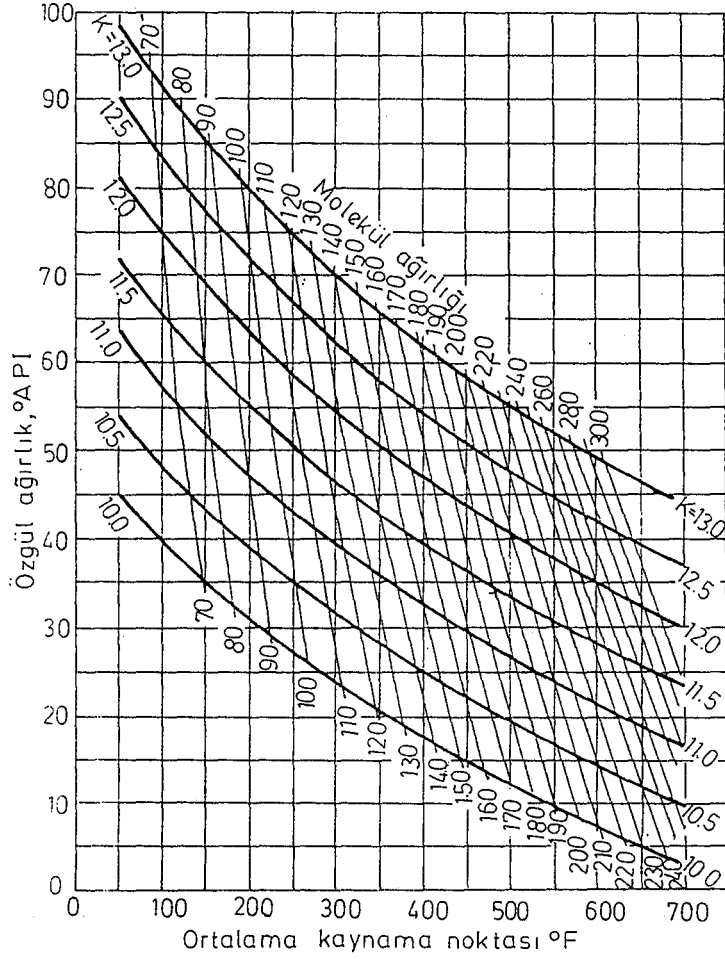
$$\Delta T \text{ ASTM} = 244 - 214.5 = 29.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T \text{ E.F.C.} = 29.5 \times 0.2 = 5.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{E.F.C.} = 5.9 + 202.5 = 208.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Hesaplamalarımızda temel teşkil eden E.F.C. eğrisine ait bulunan bu değerler Şekil 2.1'de gösterilmiştir.

Hesaplamalarda kullanılan gazyağı molekül ağırlığı
Şekil 2.6'dan okunmuştur.



Şekil 2.6. Petrol fraksiyonlarının molekül ağırlıkları
(Watson, et al: Kern'den, 1950)

3. PROBLEMİN TANIMI

Tekstil sanayinin basma boyama ünitelerinde gazyağı boya çözücüsü olarak kullanılır. Kurutucudan önceki basma boyama ünitesinde gazyağı içeren boya patı sisteme verilerek daha sonra kurutucuya gönderilir. Kurutucudan atılan gaz karışımı belli oranda gazyağı buharı içerir. Bu bölümde ısı değiştiricileri yardımı ile gaz karışımını doygunluk sıcaklığının altına kadar soğutarak gazyağının geri kazanılması araştırıldı.

Eskişehir Sümerbank basma fabrikasında alınan veriler řu şekildedir (E. Kıykaç, 1987, sözlü görüşme):

Günlük çalışma süresi = 18 saat

Günlük kullanılan boya patı miktarı = 9500 kg

Pat analiz sonuçları:

Gaz yağı = 0.350 kg/kg pat

Su = 0.350 kg/kg pat

Boya ve diğer katkı maddeleri = 0.300 kg/kg pat

Kurutucudan çıkan gaz karışım sıcaklığı = 110 °C

Kurutucudan atılan gaz karışımı içindeki gaz yağı buhar derişimini gaz yağının alt patlama sınırı tayin eder. Gaz yağı için bu değer hacimce % 1.16 dır (Nelson, 1958).

Emniyet amacıyla, Avrupa'da bu sınırın % 50'si, İngiltere'de % 33'ü, Amerika ve Kanada'da % 25'i ile çalışılır.

Hesaplamalarda gaz yağı buhar derişimi 4000 ppm (hacimce) alınmıştır. Bu değer patlama alt sınırının yaklaşık % 35'ine karşılık gelir. Kurutucuya verilen gaz yağı miktarı bilindiğine göre bu derişimi sağlayacak hava miktarı hesaplanabilir.

E.F.C. eğrisinin % 50 noktasına karşılık gelen sıcaklık (191 °C) gaz yağının ortalama kaynama noktası kabul edilir ve gaz yağı için API derecesinin de 48 olduğu göz önünde tutulursa Şekil 2.6'dan ortalama moleköl ağırlığı yaklaşık 156 olarak okunur.

3.1. Kurutucudan Çıkan Karışım Bileşiminin Hesaplanması

$$\begin{aligned} \text{Giren gaz yağı miktarı} &= \frac{9500}{18} \times 0.350 = 184.72 \text{ kg/hr} \\ &= 1.184 \text{ kg mol/hr} \end{aligned}$$

Kurutucu çıkış sıcaklığında gaz yağı buhar hacmi,

$$V_g = \frac{nRT}{P} = \frac{1.184 \times 0.082 \times (273 + 110)}{0.91} = 40.86 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Burada alınan 0.91 atm, Eskişehir'deki ortalama basınç değeridir.

$$\begin{aligned} \text{Giren su miktarı (boya patı ile)} &= \frac{9500}{18} \times 0.350 = 184.72 \text{ kg/hr} \\ &= 10.26 \text{ kg mol/hr} \end{aligned}$$

Kurutucu çıkış sıcaklığındaki su buharı hacmi,

$$V_s = \frac{10.26 \times 0.082 \times (273 + 110)}{0.91} = 354.1 \text{ m}^3/\text{hr}'\text{dir.}$$

Gaz yağı buhar derişiminin 4000 ppm olması için karışımın toplam hacmi

$$40.86 \frac{1000000}{4000} = 10215 \text{ m}^3/\text{hr}$$

olacaktır. Bir başka deyişle 110 °C ve 0.91 atm koşullarında fan kapasitesi yaklaşık 10200 m³/hr olmalıdır. Kurutucuya giren taze hava hacmi ise

$$V_h = 10215 - (40.86 + 354.1) = 9820 \text{ m}^3/\text{hr}$$

olarak bulunur. Bu değer kurutucuya giren havanın 110 °C ve 0.91 atm deki hacmidir.

Kurutucu dışındaki gaz karışımının bileşimini tayin ederken atmosferde bulunabilecek su buharı miktarını da hesaba katmak gerekir. Su buharı oranının yüksek olması ısı değiştirici kapasitesinin yüksek olmasını gerektirir. Bu nedenle atmosferdeki su buharı miktarının en yüksek olduğu değer hesaplamalarda esas alınmıştır.

Eskişehir Meteoroloji Bölge Müdürlüğü'nden elde edilen bilgilere göre en yüksek nem oranına temmuz ayında rastlanmaktadır. Bu aya ait ortalama değerler aşağıda verilmiştir.

$$\text{Basınç}=0.91 \text{ atm}$$

$$\text{Sıcaklık}=23^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Bağıl nem}=\% 62$$

Su buharı doygunluk basıncı (23 ° da) $P'_{\text{su}}=0.0277 \text{ atm}$ olduğundan atmosferdeki su buharı kısmı basıncı

$$0.62 \times 0.0277 = 0.01717 \text{ atm'dir.}$$

Buna göre

$$\begin{aligned} \text{mutlak nem} &= \frac{P'_{\text{su}}}{P_t - P'_{\text{su}}} \cdot \frac{18}{29} = \frac{0.01717}{0.91 - 0.01717} \cdot \frac{18}{29} \\ &= 0.01194 \frac{\text{kg su buharı}}{\text{kg kuru hava}} \end{aligned}$$

Bu sıcaklık ve basınçta fan tarafından emilen hacim

$$V = 9820 \cdot \frac{296}{383} = 7590 \text{ m}^3/\text{hr},$$

Buna karşılık gelen kütle ise,

$$m = \frac{PV}{RT} \bar{M} = \frac{0.91 \times 7590}{0.082 \times 296} (28.8) = 8195 \text{ kg/hr}$$

Bu durumda emilen kuru hava miktarı,

$$\frac{8195}{1.01194} = 8098 \text{ kg/hr}$$

ve su buharı miktarı,

$$8195 - 8098 = 97 \text{ kg/hr}$$

olarak hesaplanır.

Kurutucuya giren toplam su buharı miktarı:

$$97(\text{hava ile}) + 184.7(\text{boya patı ile}) = 281.7 \text{ kg/hr}$$

Bütün bu hesaplamaların sonucu olarak kurutucudan çıkan karışımın (ısı değiştiricisine giren karışım) ağırlık bileşimi aşağıdaki gibi olacaktır.

Kuru hava miktarı=2.249 kg/s=0.0776 kg mol/s

Su buharı miktarı=0.0782 kg/s=4.34x10⁻³ kg mol/s

Mutlak nem =0.0348 kg su buharı/kg kuru hava

Gaz yağı buhar miktarı=0.0513 kg/s=3.288x10⁻⁴ kg mol/s

Gaz yağı buharı mutlak oranı=0.022 kg gaz yağı buharı/kg kuru hava

Sıcaklık = 110 °C

Basınç = 0.91 atm=9.22x10⁴ N/m²

3.2. Su Buharı Yoğuşması

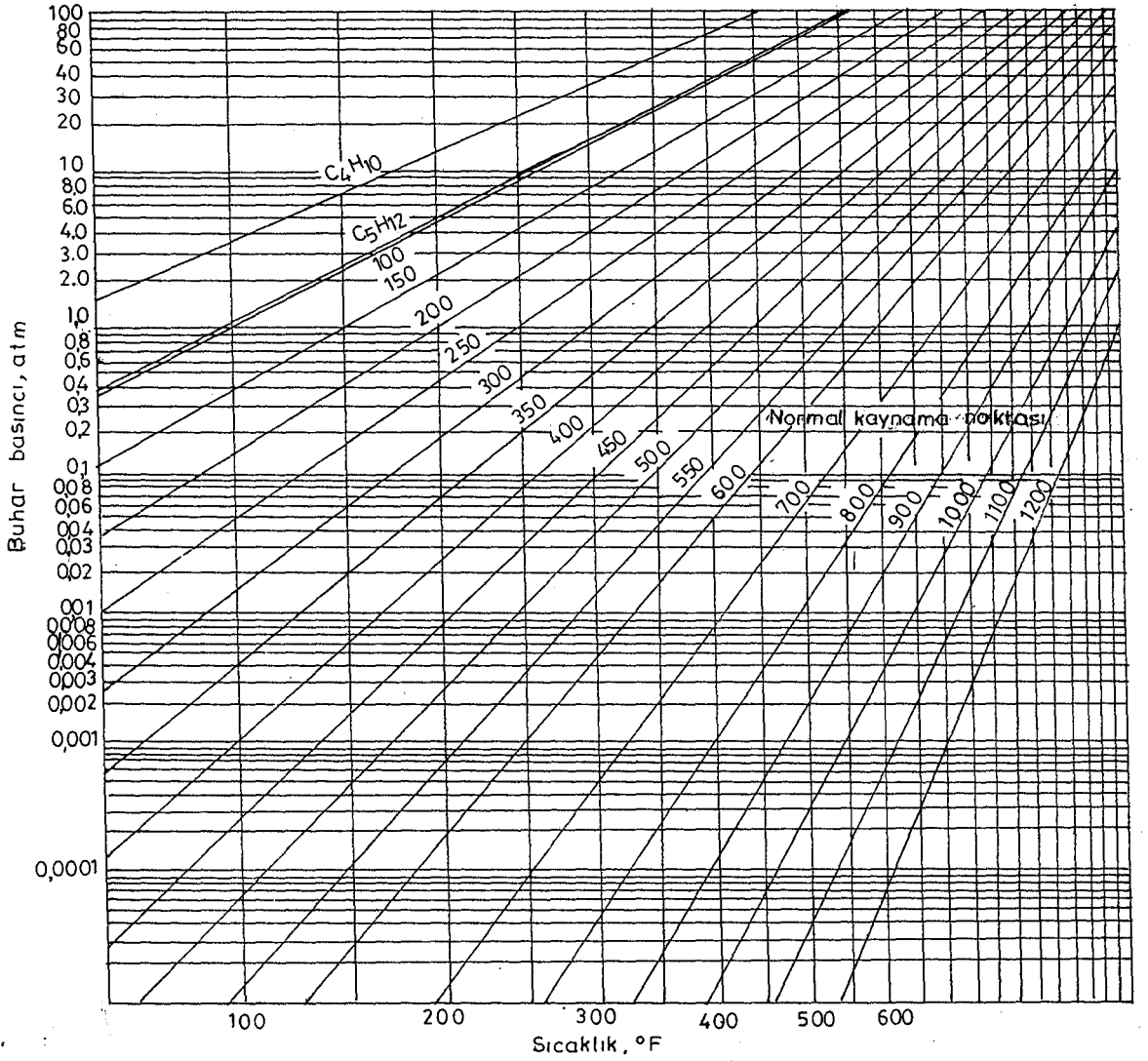
Karışımındaki gaz yağı ve su buharı derişimlerinin küçük olmaları nedeniyle yoğuşma süresince karışım miktarındaki azalma ihmal edilebilir düzeydedir. Bu durum göz önünde tutularak su buharı çığlenme noktası için,

$$x'_{su} = \frac{P'_{su}}{P_t - P'_{su}} \frac{18}{29} = 0.0348 \text{ kg su buharı/kg kuru hava}$$

$P_t = 0.91 \text{ atm}$ alınarak, $P'_{su} = 0.0484 \text{ atm}$ (0.0478 bar) bulunur. Bu doyunluk basıncına karşılık gelen sıcaklık 32.4 °C olarak su buharının çığlenme noktasıdır. Bu noktadan itibaren çıkış sıcaklığı olan 9 °C'a kadar su buharı karışım içinde daima doyun halde bulunacaktır. Çıkış sıcaklığında ise su buharı miktarı, 0.0078 kg su buharı/kg kuru hava olarak hesaplanmıştır.

3.3. Gaz Yağı Buharları Yoğuşması

Gaz yağı saf bir madde olmadığından buhar basıncının hesaplanmasında ortalama değerler kullanılır. Bunun için ise Şekil 2.1, 2.6 ve 3.1'den (Himmelblau, 1982) yararlanılır. Bu yöntem ile gaz yağının çığlenme noktası aşağıdaki şekilde bulunur.



Şekil 3.1. Hidrokarbonların buhar basıncı¹ (Himmelblau, 1982)

Şekil 2.1'deki E.F.C. eğrisinden gaz yağı için son kaynama noktası 208 °C (406.4 °F) okunur. Buna karşılık gelen molekül ağırlığının Şekil 2.6'dan 169 olduğu görülür. Böylece

$$x_{\text{gaz yağı}} = \frac{P'_{\text{gaz yağı}}}{P'_t - P'_{\text{gaz yağı}}} = \frac{169}{29} = 0.022$$

eşitliğinden, P'_t 'nin de 0.91 atm olduğu göz önünde tutularak $P'_{\text{gaz yağı}} = 3.8 \times 10^{-3}$ atm bulunur. Bu doygunluk basıncına karşılık gelen sıcaklık Şekil 3.1'den 57.8 °C (406 °F kaynama noktası doğrusu ile 0.0038 atm basınç doğrusunun kesim noktasına karşılık gelen sıcaklık) olarak okunur. Bu sıcaklık

¹ Basıncı okuma aralığı daha geniş olduğundan Şekil 2.5 yerine kullanılmıştır.

gaz yağı buharlarının çığlenme noktasıdır. Bu noktadan itibaren çıkış sıcaklığı olan 9 °C'a kadar gaz yağı buharları, karışım içinde daima doymuş halde bulunacaktır. Değişik yoğuşma yüzdelerine karşılık gelen sıcaklıklar ve gaz yağı özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Değişik yoğuşma yüzdelerine karşılık gelen karışım sıcaklıkları

| Gaz yağı % yoğuşma | Karışımındaki gaz yağı buhar miktarı (kg/s) | Ortalama kaynama noktası (E.F.C.'den) (°C) | Gaz yağı molekül ağırlığı | Karışımındaki gaz yağı buhar basıncı (atm) | Karışım Sıcaklığı (°C) |
|--------------------|---|--|---------------------------|--|------------------------|
| 0 | 0.0513 | 208.0 | 169 | 3.55×10^{-3} | 57.8 |
| 20 | 0.0410 | 198.0 | 160 | 3.00×10^{-3} | 52.2 |
| 40 | 0.0308 | 193.0 | 157 | 2.30×10^{-3} | 38.9 |
| 60 | 0.0206 | 188.0 | 153 | 1.58×10^{-3} | 31.1 |
| 80 | 0.0103 | 184.5 | 149 | 8.10×10^{-4} | 18.3 |
| 90 | 0.00513 | 182.5 | 148 | 4.07×10^{-4} | 8.9 |
| 95 | 0.0027 | 181.5 | 147 | 2.15×10^{-4} | 2.8 |
| 100 | - | 178.0 | 146 | - | - |

Çizelge 3.1'in nasıl oluşturulduğunu açıklamak amacı ile % 20 gaz yağı yoğuşmasına ait hesaplamaları bir örnek olarak burada göstermek yararlı olacaktır.

% gaz yağı yoğuşması = % 20

Karışımındaki gaz yağı buhar miktarı = 0.80×0.0513
= 0.0410 kg/s

Ortalama kaynama noktası (% 80 buhar) = 198 °C (Şekil 2.1, E.F.C. eğrisi)

Gaz yağı molekül ağırlığı = 160 (Şekil 2.6)

Karışımındaki gaz yağı buhar basıncının hesaplanmasında buhar derişimlerinin çok küçük olması nedeniyle karışım mol sayısının kuru hava mol sayısına eşit olduğu varsayımı ya-

pıldığında büyük bir hata yapılmaz. Çünkü bu hata, en büyük olduğu giriş koşullarında bile % 5 dolayındadır. Böylece

Karışımındaki gaz yağı buhar basıncı=

$$P_{\text{gaz yağı}} = \frac{\frac{0.0410}{160}}{\frac{2.249}{29}} (0.91) = 3 \times 10^{-3} \text{ atm}$$

Karışımın sıcaklığı ise Şekil 3.1'den 198 °C(388 °F) kaynama noktası doğrusu ile 0.003 atm basınç doğrusunun kesim noktasına karşılık gelen sıcaklık olarak 126°F(52.2°C) okunur.

Çizelge 3.1 oluşturulurken diğer yoğuşma yüzdelerine karşılık gelen hesaplamalar da benzer şekilde yapılmıştır.

4. ISI DEĞİŞTİRİCİ İLE GERİ KAZANIM YÖNTEMİ

4.1. Isı Değiştirici Tasarımı

Yukarıdaki hesaplamalardan da görüleceği gibi kurutucudan çıkan gaz yağının % 90 oranında yoğuşabilmesi için 110 °C'daki gaz karışımının yaklaşık 9 °C'a kadar soğutulması gerekmektedir. Normal soğutma suyu kullanılarak bu sıcaklığın elde edilmesi zor olacağından amonyak soğutucu kullanılması uygun görüldü. Ayrıca 0 °C'ın altında, karışımdaki suyun donması ile ısı değiştiricisi tüp yüzeylerindeki buz oluşumu bir çok problemlere neden olacaktır. Bu durum göz önünde tutularak soğutucu çalışma sıcaklık aralığı 1.1 °C ile 30 °C olarak seçildi.

Diğer soğutucu akışkanlar yerine amonyağın seçilme nedeni, daha yüksek buharlaşma entalpisine sahip olmasıdır. Böylece daha az miktarda soğutucu pompalanarak enerji kullanımını minimuma indirgenir. Ayrıca son yıllarda Freon türü soğutucuların atmosferdeki ozon tabakasına gözlenebilir oranda zarar verdiği gerçeği de bu seçimde göz önünde bulundurulmuştur.

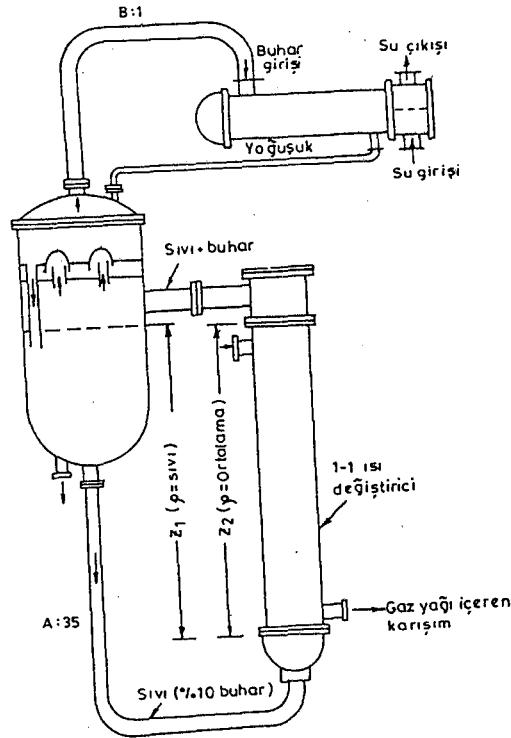
Bu soğutma sisteminde 1.1 °C'daki % 10 buhar kaliteli sıvı amonyak ısı değiştiricisinin tüp tarafından girerek izotermal olarak buharlaştırılır. Böylece kabuk tarafındaki gaz karışımı istenilen sıcaklığa kadar soğutulmuş olur. Isı değiştiricisinden çıkan doymuş amonyak buharları yoğuşturularak ısı değiştiricisine tekrar verilir. Isı değiştiricisi ve yoğuşturucuya ait tasarım hesaplamalarına geçmeden önce konuyla ilgili kuramsal bilgilerin kısaca verilmesi yararlı olacaktır.

4.1.1. Buharlaştırma işlemi

Buharlaştırma işlemi, bir ısı değiştiricisinin hem ce- ket tarafında hem de tüp tarafında gerçekleştirilebilir. Bizim örneğimizde soğutulan akışkan bir gaz karışımı oldu-

ğundan bunun tüp tarafından geçirilmesinde büyük basınç düşüşü nedeniyle enerji gereksinimi artacaktır. Bu durum göz önünde tutularak gaz karışımını ceket tarafından geçirip buharlaştırma işleminin tüp tarafında gerçekleştirilmesi daha uygun bulunmuştur.

Isı değiştiricisi içinde soğutucunun tamamen buharlaştırılması pek arzu edilmez. Çünkü buharlaşmayan kirletici maddelerin birikimi sonucu tüp içindeki kirlenmeler hızlı bir şekilde artır. Ayrıca tüplerden sıvı soğutucunun geçirilmesi ısı aktarım kat sayısını büyütür (direnç küçülür). Bu durumu sağlamak için tüplere, ısı dengesinden bulunan miktardan daha fazla sıvı soğutucu verilir. Bu işlem Şekil 4.1'de gösterilen geri döngülü dikey termosifon türü ısı değiştiricileri ile gerçekleştirilir. Enerji kullanımını düşürmek ve geri döngü işlemini kolaylaştırmak için bunlar genellikle 1-1 türünde ısı değiştiricileridir.



Şekil 4.1. Geri döngülü dikey buharlaştırıcı

Akışkan dolaşımının sağlanması için sistem içinde oluşan dirençlerin toplamı, buharlaşan akışkan üzerindeki hidrostatik itici kuvvete eşit olmalıdır. Şekil 4.1'deki dikey termosifon sisteminde beş ana direnç bulunur:

1. Giriş borusundaki sürtünmelerin neden olduğu basınç düşüşü,
2. Tüplerdeki sürtünmelerin neden olduğu basınç düşüşü,
3. Tüplerdeki genişlemenin neden olduğu kayıplar,
4. Tüplerde bulunan sıvı ve buhar karışımının statik basıncı,
5. Çıkış borusundaki sürtünmelerin neden olduğu basınç düşüşü.

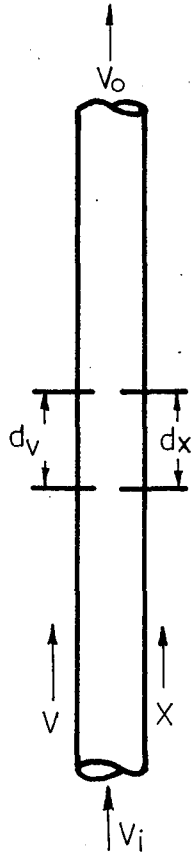
Buharlaşmanın neden olduğu genişleme kayıpları, geri döngü oranının yüksek ve buna bağlı olarak giriş ve çıkış noktalarındaki yoğunluk farklarının küçük olduğu durumlarda ihmal edilebilir büyüklüktedir. Ayrıca giriş ve çıkış borularındaki sürtünme kayıpları, tüplerdeki basınç düşüşü yanında ihmal edilebilir düzeydedir.

Bir sıvı ve buhar karışım kolonunun ağırlığını kesin olarak hesaplamak oldukça zordur. Çünkü buharın genişlemesi, geri döngü oranı, ortalama buhar özgül hacmi ve sıvının genişleme kat sayısı gibi faktörlerin bir fonksiyonudur. Bu nedenle hemen bütün pratik durumlarda özgül ağırlığın giriş ve çıkış noktaları arasında doğrusal değiştiği kabul edilir. Şekil 4.2'deki kolonun yüksekliği L , giriş ve çıkış noktalarındaki özgül hacimler sıra ile v_i ve v_o ise herhangi bir x yüksekliğindeki v , özgül hacmi

$$v = v_i + \frac{(v_o - v_i)x}{L} \quad (4.1)$$

eşitliği ile verilir.

Karışım kolonunun kütlesi m ve kolon kesiti a ise dx elemanındaki dm kütlesi



Şekil 4.2. Tek bir tüpte hacim değişimi

$$dm = \frac{a}{v} dx \quad (4.2)$$

olur. Kolon kesit alanı birim alındığında statik basınç

$$z_2 \rho_{ort} g = g \int_0^L \frac{dx}{v} = g \int_0^L \frac{dx}{v_i + (v_o - v_i)x/L} \quad (4.3)$$

ifadesi ile hesaplanır. Gerekli matematiksel işlem yapıldığında sıvı buhar karışımının statik basıncının

$$z_2 \rho_{ort} g = \frac{gL}{v_o - v_i} \ln \frac{v_o}{v_i} \quad (4.4)$$

eşitliği ile verileceği bulunur.

Tüplerdeki basınç düşmesi ise bilinen

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{2 \rho D_t \phi_t} \quad (\text{Kern, 1950}) \quad (4.5)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada ρ , giriş ve çıkış noktalarındaki akışkan yoğunluklarının ortalamasıdır.

Tüp tarafı toplam basınç düşüşü, eşitlik 4.4 ve eşitlik 4.5'de bulunan değerlerin toplamıdır.

Verilen bir geri döngü oranı için toplam basınç düşüşünü karşılayacak z_1 sıvı yüksekliği hesaplanabilir (Bkz. Bölüm 4.3)

Tüp ve ceket tarafına ait ısı aktarım katsayıları ile ceket tarafına ait basınç düşüşü bilinen yöntemlerle bulunur. Bölüm 4.3'de verilen tasarım hesaplamalarında bu yöntemlerin nasıl kullanıldığı gösterilmiştir.

4.1.2. Yoğuşturma işlemi

Isı değiştiriciden çıkan doymuş amonyak buharlarının tekrar kullanılması için geri döngü tankına gönderilmeden önce yoğuşturulması gerekmektedir. Yoğuşturma işlemi ceket tarafında 30 °C'da izotermal olarak gerçekleştirilir. Soğutucu su ise tüp tarafından geçirilir. Burada da tasarım hesaplamalarına geçmeden önce hesaplamalara temel teşkil eden kuramsal bilgilerin kısaca açıklanmasında yarar vardır.

Yoğuşturucular ile ilgili ilk çalışmalar 1916 yılında Nusselt tarafından yapılmıştır (Nusselt, 1916; Gaddis'den, 1979). Nusselt düz dikey ve silindirik yatay yüzeylerde buharların yoğuşmasını analitik olarak incelemiştir. Daha sonra, yatay silindirlerde buhar yoğuşmasının teknik önemi, birçok araştırmacıyı bu konuda çalışmalara yöneltmiştir (Sparrow and Gregg, 1959; Chen, 1961). Bu çalışmaların çoğu, ısı aktarım mekanizmasını önemli ölçüde etkileyen buhar hızları ile ilgilidir. Fuks (1953), Berman ve Tumanov (1962), Shekriladze ve Gomelauri (1966) yapmış oldukları çalışmalarda yoğuşma ısı aktarım kat sayısının buhar hızı ile arttığını göstermişlerdir. İngiltere'de National Engineering Laboratory'de Grant ve Chisholm (1979) tarafından yapılan bir çalışmada yoğuşturuculardaki faz dağılımı, akış

modelleri ve basınç düşüşü incelenerek bunlara ait korelasyonlar geliştirilmiştir.

Yoğuşma işlemi ile ilgili 1916 yılından başlayarak günümüze kadar olan gelişmelerin bir özeti Marto (1984) tarafından verilmiştir. Marto'nun bu yayınında ceket ve tüp tarafına ait ısı aktarım kat sayıları ile her iki tarafa ait basınç düşüşlerine ait korelasyonları görmek mümkündür.

Yoğuşma iki farklı fiziksel mekanizmadan birisi ile olur. Bunlara damla ve film tipi yoğuşma adı verilir. Bu mekanizmaları kısaca açıklamak yararlı olacaktır.

4.1.2.1. Damla tipi yoğuşma

Saf doygun buhar soğuk bir yüzeyle temas ettiğinde sıvı damlacıkları oluşturacak şekilde yoğuşabilir. Bu damlacıklar bir ıslaklığa neden olmadan yüzeyi terk eder ve yeni damlacıkların oluşumuna olanak sağlar. Bu tür yoğuşmaya damla tipi yoğuşma denir. Damla tipi yoğuşmada ısı aktarım kat sayısı büyüktür. Çünkü ilave bir akışkan film direnci söz konusu değildir. Damla tipi yoğuşmanın olabilmesi için bazı koşulların sağlanması gereklidir. Bu koşulların neler olabileceği konusunda birçok çalışmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmaların büyük bir kısmı su buharı üzerine olmakla beraber etilen glikol, nitrobenzen, izohepten ve diğer organik buharlar kullanılarak da gerçekleştirilmiştir (Welch and Westwater, 1963; McCabe and Smith'den, 1976).

Bu çalışmalardan çıkartılan ortak sonuç, kirli yüzeylerde damla tipi yoğuşma olasılığının arttığı doğrultusundadır. Ayrıca yoğuşan buhardaki safsızlıklar da damla tipi yoğuşmaya neden olurlar. Özellikle sıvı halde birbiriyle karışmayan buharların yoğuşmasında bu durum daha kuvvetli olarak kendisini gösterir. Bütün bunlara ilave olarak damla tipi yoğuşmayla başlayan bir yoğuşma işlemi daha sonra film tipi yoğuşmaya dönüşebilir.

4.1.2.2. Film tipi yoğuşma

Temiz soğutma yüzeyinde saf buharların yoğuşması genellikle film tipi yoğuşmadır. Bu tür yoğuşmada yoğuşan sıvı, yüzey üzerinde bir film tabakası oluşturur. Oluşacak yeni yoğuşma işlemi, damla tipi yoğuşmada olduğu gibi kuru metal yüzeyde değil, bu film üzerinde gerçekleşir. Film tabakasının göstereceği ilave bir direnç nedeniyle film tipi yoğuşmada ısı aktarım kat sayısı damla tipi yoğuşmaya ait ısı aktarım kat sayısından genellikle $\frac{1}{4}$ ile $\frac{1}{5}$ 'i kadardır (Kern, 1950).

Yoğuşma mekanizmasının türünü kesin olarak belirlemek her zaman mümkün olmadığından damla tipi yoğuşma için büyük olan ısı aktarım kat sayısını kullanarak tasarım yapılması pek düşünülmez. Endüstride, yoğuşturucular hemen her zaman film tipi yoğuşmanın olduğu varsayımına dayanılarak tasarlanır (Bennett and Myers, 1974). Bu tür tasarımın daima daha emniyetli olacağı açıktır.

4.1.2.3. Yoğuşturucularda ısı aktarım kat sayıları

Endüstriyel uygulamaların çoğunda soğutma suyu tüp tarafından verildiği için örneğimizdeki doymuş amonyak buharları yoğuşturucunun ceket tarafında yoğuşturulur. Bu nedenle burada ceket tarafı ısı aktarım kat sayısı araştırılacaktır.

Isı aktarım kat sayısı değerleri yoğuşturucunun konumuna bağlı olarak değişir. Nusselt yapmış olduğu teorik çalışmada film tipi yoğuşma durumunda dikey yüzeylerdeki ortalama ısı aktarım kat sayısını

$$\bar{h}=0.943\left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f L \Delta t_f}\right)^{1/4} \quad (4.6)$$

ifadesi ile vermiştir. Burada Δt_f film sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki farkı, f indisi ise söz konusu

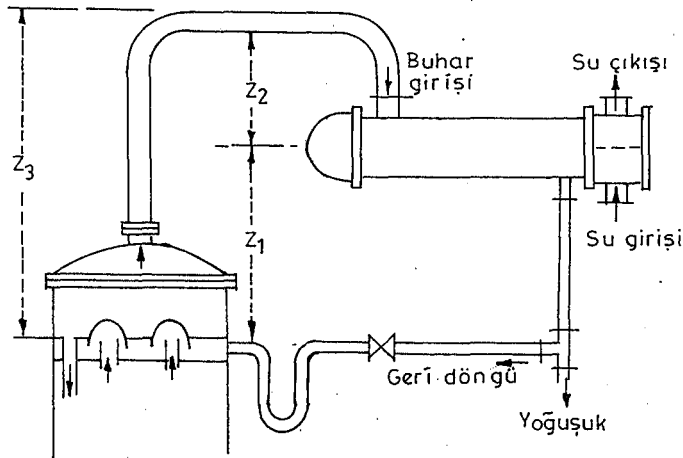
fiziksel sabitlerin film sıcaklığına karşılık gelen değerlerini gösterir. Nusselt'in yatay yüzeyler için vermiş olduğu ortalama ısı aktarım kat sayısı ise

$$\bar{h}=0.725\left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 \lambda g}{\mu_f D_o \Delta t_f}\right)^{1/4} \quad (4.7)$$

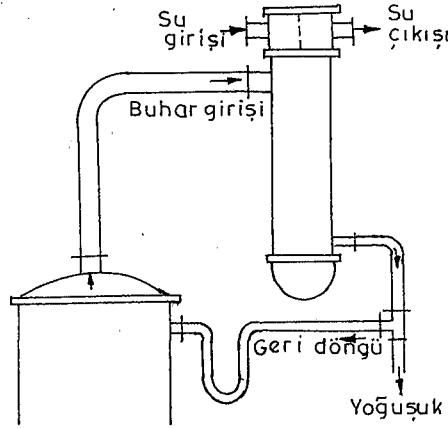
şeklindedir. Bu iki eşitliğin birbirine oranlanmasıyla dikey ve yatay yüzeylere ait ısı aktarım kat sayıları arasındaki ilişki bulunabilir. Bu işlem yapıldığında yatay yüzeyler için ısı aktarım kat sayısının dikey yüzeylere ait ısı aktarım kat sayısına oranı

$$\frac{0.725}{0.943} \left(\frac{L}{D}\right)^{1/4}$$

olarak elde edilir. Bir örnek olarak tüp dış çapı 0.0191 ($\frac{3}{4}$ in) ve uzunluğu 4.877 m (16 ft) olan yoğuşturucunun yatay durumdaki ısı aktarım kat sayısı dikey konumdakinin 3.07 katı kadar daha büyük olacaktır. Ancak bu durum tüp yüzeylerindeki akışın laminer olması halinde doğrudur. Yoğuşma hızı büyük olduğunda dikey yüzeylerdeki akış, özellikle yoğuşturucu alt bölgesinde türbülent olabilir. O zaman yukarıda verilen orandan dikey yüzeylerdeki ısı aktarım kat sayısı lehine sapmalar olur. Yatay ve dikey yoğuşturucuların konumları Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3. Yatay konumlu yoğuşturucu



Şekil 4.4. Dikey konumlu yoğuşturucu

İşletmelerde yer sorunu olmadığı sürece yatay yoğuşturucular tercih edilir. Kendi hesaplamalarımızda da yatay yoğuşturucu tasarımı yapılmıştır.

Yatay ve dikey yoğuşturuculara ait ceket tarafı ısı aktarım kat sayıları tek bir ifade halinde aşağıdaki gibi verilir (Kern, 1950).

$$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.5 \left(\frac{4G'}{\mu_f} \right)^{-1/3} = 1.5 \left(\frac{4G''}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (4.8)$$

Burada

$$G' = \frac{D_e G}{4}$$

olup dikey yoğuşturucular içindir. Yatay yoğuşturucular için ise

$$G'' = \frac{W}{LN_t}$$

bağıntısı kullanılır. Yatay yoğuşturucularda G'' hesaplanırken N_t yerine $N_t^{2/3}$ değerinin kullanılması daha doğru sonuçlar vermiştir (Kern, 1950). Böylece

$$G'' = \frac{W}{LN_t^{2/3}} \quad (4.9)$$

değeri hesaplarımızda kullanılmıştır. Eşitlik 4.8'in grafiksel çözümü Şekil 4.5'de verilmiştir.

4.1.2.4. Yoğuşturucularda basınç düşmesi

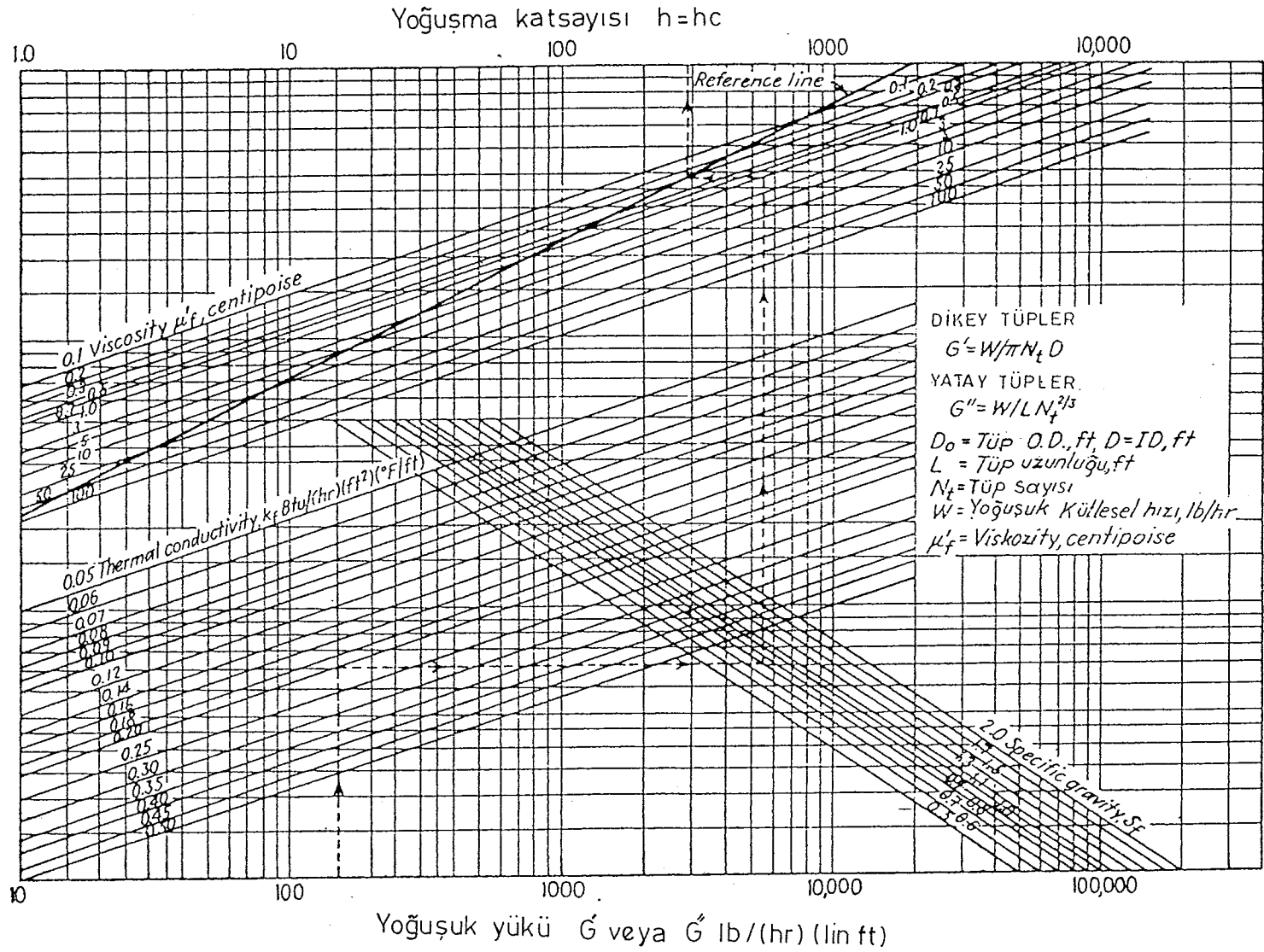
Saf bir buharın yoğuşmasında buhar, yoğuşturucuya uygunluk sıcaklığında girer ve sıvı olarak çıkar. Bunun sonucu olarak basınç düşmesi, buhar yoğunluğu esas alınarak (giriş koşulları) hesaplanan basınç düşmesinden küçük ve sıvı yoğunluğu esas alınarak (çıkış koşulları) bulunan basınç düşmesinden büyük olacaktır. Elde daha doğru sonuçlar veren bir eşitliğin bulunmaması durumunda verilen bir kütleli hız için giriş ve çıkış koşullarındaki yoğunlukların ortalaması kullanılarak basınç düşmesi hesaplanabilir. Bu şekilde bulunan basınç düşmesi gerçeğe oldukça yakındır. Böylece ceket tarafı basınç düşmesi

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{2 \rho D_e \phi_s} \quad (4.10)$$

eşitliği ile hesaplanır. Burada ρ , yukarıda da belirtildiği gibi giriş ve çıkış koşullarındaki yoğunlukların ortalamasıdır.

4.2. Islak Gazlar İçin Soğutucu Tasarımı

Kurutucudan çıkan gaz karışımı, su buharı ve gaz yağı buharları içerdiğinden uygunluk sıcaklığı altına soğutulmaları sırasında bu buharlar yoğuşur. Böyle bir işlem için gerekli olan soğutucu tasarımı yoğuşmanın olmadığı kuru bir gazın soğutulmasından farklı olarak ele alınmalıdır. Herşeyden önce ısı yükleri hesaplanırken gaz soğumasının yanı sıra yoğuşan buharların gizli ısıları da göz önüne alınmalıdır. Soğutucuya giren gaz karışım sıcaklığı çığlenme noktasının üzerinde ise soğutucu iki bölgeye ayrılarak ince-



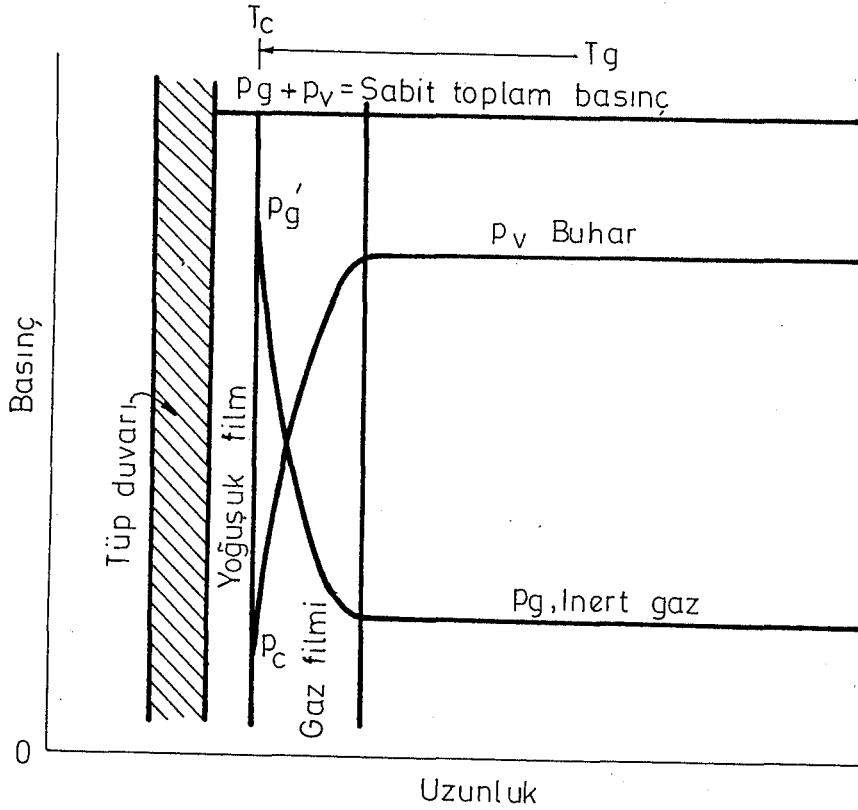
Şekil 4.5. Yoğuşma katsayıları, Eşitlik 4.8'in grafiksel çözümü

lenir:

1. Giriş sıcaklığından çığlenme noktasına kadar olan olan bölge. Bu bölgede hiç bir yoğuşma olmadan gaz ve buhar birlikte soğurlar. Çoğu kez soğutucu yüzey sıcaklığı karışımın çığlenme noktasından daha düşük olduğu için ıslaktır. Isı aktarım kat sayısı hesaplanırken bu durum göz önüne alınmaz. Sadece kuru gaz soğumasındaki yöntemler kullanılır. Çünkü bu şekilde tasarımı yapılan soğutucunun soğutma kapasitesi daha büyük olacaktır.
2. Çığlenme noktasından çıkış sıcaklığına kadar olan bölge. Bu bölgede yoğuşmayan gaz soğumaya devam ederken, buharlar yoğuşmaya başlar. Ayrıca yoğuşmadan kalan buhar ve yoğuşan sıvı çıkış sıcaklığına kadar birlikte soğur. Bu bölgeye ait ısı yükleri hesaplamalarında yoğuşma gizli ısısı mutlaka hesaba katılmalıdır.

Birinci bölge için tasarım hesapları bilinen yöntemlerle yapılırken ikinci bölge için hesaplamalar çoğu kez uzun ve karışıktır. Burada birinci bölge için herhangi bir ayrıntıya girmeden ikinci bölgeye ait hesaplama yöntemleri açıklanacaktır.

İkinci bölgede ısı aktarım kat sayısı çığlenme noktasından çıkış sıcaklığına kadar önemli ölçüde değişir. Karışım içindeki buhar molekülleri yayınarak (difüzlenme) soğutucu yüzeye ulaşır ve yoğuşarak ısısını bırakır. Böylece bu bölgede ısı ve kütle aktarımı birlikte düşünülmelidir. Bu bölgeye ait kütle ve ısı aktarım mekanizması Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Yoğuşmayan gazların varlığında sıvı buharının yoğuşması

Genellikle yoğuşan sıvı film yüzeyindeki buhar basıncı, doyumluk basıncı olarak alınır. Bu nedenle sıvı film yüzeyindeki p_c basıncı sıvıya ait doyumluk basıncı olur. Gaz filmi içindeki buharın kısmi basıncı ise p_c basıncı ile gaz kütlesi içindeki buhar kısmi basıncı (p_v) arasında bir değerde olur. Gaz kütlesi içindeki buharın sürekli olarak yoğuşabilmesi için buhar moleküllerinin gaz film tabakasından geçerek sıvı film yüzeyine ulaşmaları gerekir. Bu nedenle itici güç, film yüzeyindeki buhar basıncı (p_c) ile gaz kütlesi içindeki buhar kısmi basıncı (p_v) arasındaki farktır. Ayrıca film yüzey sıcaklığı (T_c) ile gaz kütlesinin sıcaklığı (T_g) arasındaki fark nedeniyle ısı aktarımı da kütle aktarımı ile birlikte yürür.

Birçok araştırmacı kütle aktarımı ile ısı aktarımı arasındaki benzerliği araştırmış ve bazı sonuçlara varmışlardır. Bununla beraber burada Colburn, Colburn ve Hougén ile Chilton ve Colburn'nun çalışmaları esas alınmıştır. (Kern, 1950).

Colburn ve Hougen çalışmalarında gazlar için yeni bir ısı aktarım faktörünü

$$J_h = \frac{h}{cG} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{2/3} \quad (4.11)$$

şeklinde tanımlamışlardır. Böylece k'nın sıcaklıkla değişimi elimine edilmiştir. Çünkü geniş bir sıcaklık aralığında bile $(c\mu/k)$ değeri pek az değişir.

$$Q = wc(t_2 - t_1) = h \pi D L \Delta t$$

ve

$$G = \frac{4w}{\pi D^2}$$

olduğundan h ve G değerleri 4.11 eşitliğinde yerine konularak

$$J_h = \frac{h}{cG} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{2/3} = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t} \frac{D}{4L} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{2/3} \quad (4.12)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadenin son terimini $(\pi D/\pi D)$ ile çarparak

$$J_h = \frac{t_2 - t_1}{\Delta t} \left(\frac{a}{A} \right) \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{2/3} \quad (4.13)$$

eşitliği elde edilir. Burada $a = \pi D^2/4$ olarak akış alanı ve $A = \pi DL$ olarak tüp yüzeyidir.

Bir gaz karışımı içindeki buharın sıvı film yüzeyine moleküler yayınma hızı, buhar derişiminin çok yüksek olmadığı durumlarda

$$dN = \frac{G a dp_v}{M_m p_t} = K_G \Delta p dA \quad (4.14)$$

ifadesi ile verilir (Kern, 1950). Bu ifadenin ikinci ve üçüncü terimlerinin yeniden gruplandırılmasıyla

$$\frac{K_G p_{gf}}{G/M_m} = \left(\frac{dp_v}{\Delta p} \right) \left(\frac{p_{gf}}{p_t} \right) \left(\frac{a}{dA} \right) \quad (4.15)$$

eşitliği elde edilir. Burada p_{gf} gaz karışımı içindeki yoğuşmayan gazın kısmi basıncı (p_g) ile aynı gazın sıvı film yüzeyindeki kısmi basıncının ($p'_g = p_t - p_c$) logaritmik ortalamasıdır. Eşitlik 4.15'in integralinin alınmış şekliyle ifadesi

$$\frac{K_G p_{gf}}{G/M_m} = \left(\frac{p_1 - p_2}{\Delta p} \right) \left(\frac{p_{gf}}{p_t} \right) \left(\frac{a}{A} \right) \quad (4.16)$$

olacaktır. Reynolds benzetişimi ile $\frac{c\mu}{k}$ oranının ısı aktarımındaki etkisine benzer şekilde $\frac{\mu}{\rho k_d}$ oranının da kütle aktarımını etkilediği kabul edilir.

Böylece 4.16 eşitliği $\left(\frac{\mu}{\rho k_d} \right)^{2/3}$ terimi ile çarpılıp $\frac{p_{gf}}{p_t} = 1$ kabul edilerek tekrar düzenlenirse yayınlılık faktörü

$$J_d = \left(\frac{p_1 - p_2}{\Delta p} \right) \left(\frac{a}{A} \right) \left(\frac{\mu}{\rho k_d} \right)^{2/3} \quad (4.17)$$

şeklinde tanımlanır. Reynold benzetişiminden hareketle 4.12 eşitliği ve 4.17 eşitliği birbirine eşit kabul edilerek, kütle aktarım kat sayısı (K_G) ile ısı aktarım kat sayısı (h) arasındaki ilişki

$$K_G = \frac{h (c\mu/k)^{2/3}}{c p_{gf} M_m (\mu/\rho k_d)^{2/3}} \quad (4.18)$$

şeklinde verilir. Şekil 4.6 göz önüne alındığında gaz filminden aktarılan toplam ısı, yayınımla taşınan buharın gizli ısı ile gazdan uzaklaştırılan duyulan ısının toplamı olacaktır. Böylece gaz ve buhar karışımının ceket tarafından geçmesi halinde birim yüzey başına aktarılan ısı dengesi,

$$h_o(T_g - T_c) + K_G M_v \lambda (p_v - p_c) = h_{io}(T_c - t_{NH_3}) = U(T_g - t_{NH_3}) \quad (4.19)$$

şeklinde verilir. Bu ısı dengesinde tüp yüzeyindeki buharların aşırı soğumaları ihmal edilmiştir. Çünkü bu değerler büyük gizli ısı değerleri yanında çok küçüktür.

Eşitlik 4.18 ve eşitlik 4.19 yardımıyla soğutucu tasarımında izlenilmesi gereken yöntem aşağıda özet olarak verilmiştir.

1. Süreç koşullarında h_o ve h_{io} değerleri hesaplanır. Buhar miktarlarının yoğuşmayan gaza oranla çok yüksek olması durumunda gaz fazı kütlelesel hızı soğutucu boyunca değişeceğinden h_o değerleri her nokta için ayrı ayrı hesaplanmalıdır.

2. Eşitlik 4.18 yardımıyla h_o değeri kullanılarak K_G/p_{gf} oranı bulunur.

3. Gaz giriş sıcaklığı ilk nokta kabul edilerek bu nokta için p_v , p_g , t_{NH_3} ve $\Delta t = T_g - t_{NH_3}$ değerleri belirlenir.

4. Bir T_c sıcaklığı varsayımı yapılarak bu sıcaklığa karşılık gelen buhar doyumluk basıncı p_c ve $p'_g = p_t - p_c$ değerleri hesaplanır.

5. Üçüncü ve dördüncü basamaklarda bulunan değerler yardımıyla 4.19a ve 4.19b eşitliğinin sağlanıp sağlanmadığı kontrol edilir. Eşitlik sağlanmadığında yeni bir T_c varsayımı yapılarak dördüncü basamaktan sonraki işlemler tekrarlanır.

6. Eşitlik 4.19a ve 4.19b sağlandığında 4.19c yardımıyla da toplam ısı aktarım kat sayısı (U) bulunur.

7. Yeni ve daha düşük bir gaz sıcaklığında işlemler tekrarlanır. Böylece gaz giriş sıcaklığından gaz çıkış sıcaklığına kadar belirli noktalara ait ısı aktarım kat sayıları ve ısı yükleri bulunarak bir tablo halinde düzenlenir.

Soğutucu tasarımının yapıldığı Bölüm 4.3 incelendiğinde bu hesaplama yöntemi daha iyi anlaşılacaktır.

4.3. Soğutucu İçin Tasarım Hesaplamaları

Soğutucu girişindeki gaz karışımının bileşimi üçüncü bölümde hesaplanmıştır. Bulunan sonuçları bir kez daha burada verelim.

| | |
|-------------------------|--|
| Kuru hava miktarı | = 2.249 kg/s |
| Su buharı miktarı | = 0.0782 kg/s |
| Mutlak nem | = 0.0348 kg su buharı/kg kuru hava |
| Gaz yağı buharı miktarı | = 0.0513 kg/s |
| Sıcaklık | = 110 °C |
| Basınç | = 0.91 atm = 9.22×10^4 N/m ² |

Bu bölümde bileşimi yukarıda verilen gaz karışımını yaklaşık 9 °C sıcaklığa kadar soğutabilecek bir soğutucu tasarımı yapılacaktır. Daha önce de belirtildiği gibi soğutucu sıvı olarak 1.1 °C sıcaklığındaki % 10 buhar kalitesine sahip sıvı amonyak kullanılacaktır.

Isı değiştiricilerde ceket tarafı basınç düşmesinin 1.38×10^4 N/m², tüp tarafı basınç düşmesinin ise 6.7×10^4 N/m² değerinden büyük olması istenmez.

Ayrıca konuyla ilgili yayınlanmış eserlerde sıvı amonyak için kirlenme faktörü 1.76×10^{-4} (s)(m²)(°C)/J, hava için ise, 3.52×10^{-4} (s)(m²)(°C)/J (Rohsenow and Hartnett, 1973) olarak verildiğinden tasarımı yapılan soğutucu için kirlenme faktörü 5.2×10^{-4} (s)(m²)(°C)/J değerinden daha düşük olmamalıdır.

Bunun için standart ısı değiştiricilerin performansı araştırılarak uygun olanı seçilmiştir. Bu amaç için ceket iç çapı 0.737 m (29 in) olan ve 0.0191 m ($\frac{3}{4}$ in) dış çaplı standart 16 BWG borularından 630 tane içeren 2.44 m (8 ft) uzunluğundaki ısı değiştiricisi kullanılacaktır. Boruların ısı değiştirici içindeki yerleşim türü üçgen diziliş olup merkezler arası uzaklık 0.0254 m'dir (1 in). Ayrıca 1-1/2 geçişli olan bu ısı değiştiricisinin engel aralığı 0.61 m (24 in) olarak alınmıştır.

Isı değiştirici performans hesapları:

Isı dengesi:

Birinci bölge(Giriş sıcaklığı olan 110 °C'tan suyun çiğlenme noktası olan 32.4 °C'a kadar olan bölge): Bu bölgeye ait ısı dengesi hesaplanırken gazyağı buhar derişiminin çok küçük olması göz önünde tutularak gazyağı duyulan ısısı ayrıca hesaplanmamıştır. Bu bölgede uzaklaştırılan ısı,

$$Q_1 = m(H_1 - H_2')$$

olacaktır. Burada H_1 karışımın giriş koşullarındaki, H_2' ise birinci bölge sonundaki entalpileri gösterir. Su buharı ile doygun lmayan havanın entalpisi, hava ve su buharı için 0 °C referans sıcaklığına göre SI birim sisteminde

$$H = 4186.8 \kappa t_{DP} + \kappa \lambda_{DP} + 1884 \kappa (t - t_{DP}) + 1005 t \quad (4.20a)$$

ifadesi ile verilir. Doygun karışımın entalpisi ise yine aynı referans sıcaklığında,

$$H' = (1005 + 1884 \kappa)t + 2502300 \kappa \quad (4.20b)$$

olacaktır. Buna göre eşitlik 4.20a'dan H_1 ,

$$H_1 = 4186.8(0.0348)32.4 + 0.0348 \times 2.42 \times 10^6 + 1884 \times 0.0348(110 - 32.4) + 1005 \times 110$$

$$H_1 = 204761 \text{ J/kg kuru hava}$$

ve eşitlik 4.20b'den H_2' ,

$$H_2' = (1005 + 1884 \times 0.0348)32.4 + 2502300 \times 0.0348$$

$$H_2' = 121766 \text{ J/kg kuru hava}$$

olarak hesaplanır. Buradan da

$$Q_1 = 2.249(204761 - 121766) = 186656 \text{ J/s}$$

bulunur. İkinci bölge(Suyun iğlenme noktası olan 32.4 °C'tan çıkış sıcaklığı olan 9 °C'a kadar olan bölge): Bu bölgede uzaklaştırılan toplam ısı ise,

$$Q_2 = m(H_2' - H_3')$$

eşitliğiyle hesaplanır. İkinci bölgede karışım sürekli olarak su buharı ile doygun olduğundan entalpilerin hesaplanmasında eşitlik 4.20b kullanılır. Buna göre

$H_2' = 121766$ J/kg kuru hava ve H_3' ise

$$H_3' = (1005 + 1884 \times 0.0076)8.6 + 2502300 \times 0.0076$$

$H_3' = 27910$ J/kg kuru hava

olacaktır. Böylece

$$Q_2 = 2.249(121766 - 27910) = 211082 \text{ J/s}$$

bulunur. Isı değiştirici tarafından uzaklaştırılan toplam ısı,

$$Q_t = Q_1 + Q_2 = 186656 + 211082 = 397738 \text{ J/s}$$

olarak hesaplanır. Bu ısı yükünü karşılayacak gerekli amonyak miktarı Şekil 4.7'den görüleceği üzere

$$m_{\text{NH}_3} = \frac{Q_t}{h_1 - h_4} = \frac{397738}{(620 - 138)2326} = 0.3548 \text{ kg/s}$$

Yine aynı grafikten ısı değiştiriciye verilen 1.1 °C'daki amonyak buhar kalitesinin yaklaşık 0.1 olduğu görülür.

Soğutucuda geri döngü oranı $35:1$ olarak alınmıştır. (Şekil 4.1, $\frac{A}{B} = \frac{35}{1}$). Bu durumda devreden amonyak miktarı,

$$w_t = 36 m_{\text{NH}_3} = 36 \times 0.3548 = 12.77 \text{ kg/s}$$

bulunur.

Tüp tarafı hesaplamaları:

$$a_t = \frac{N_t \times a_t'}{n} = \frac{630 \times 1.948 \times 10^{-4}}{1} = 0.1227 \text{ m}^2$$

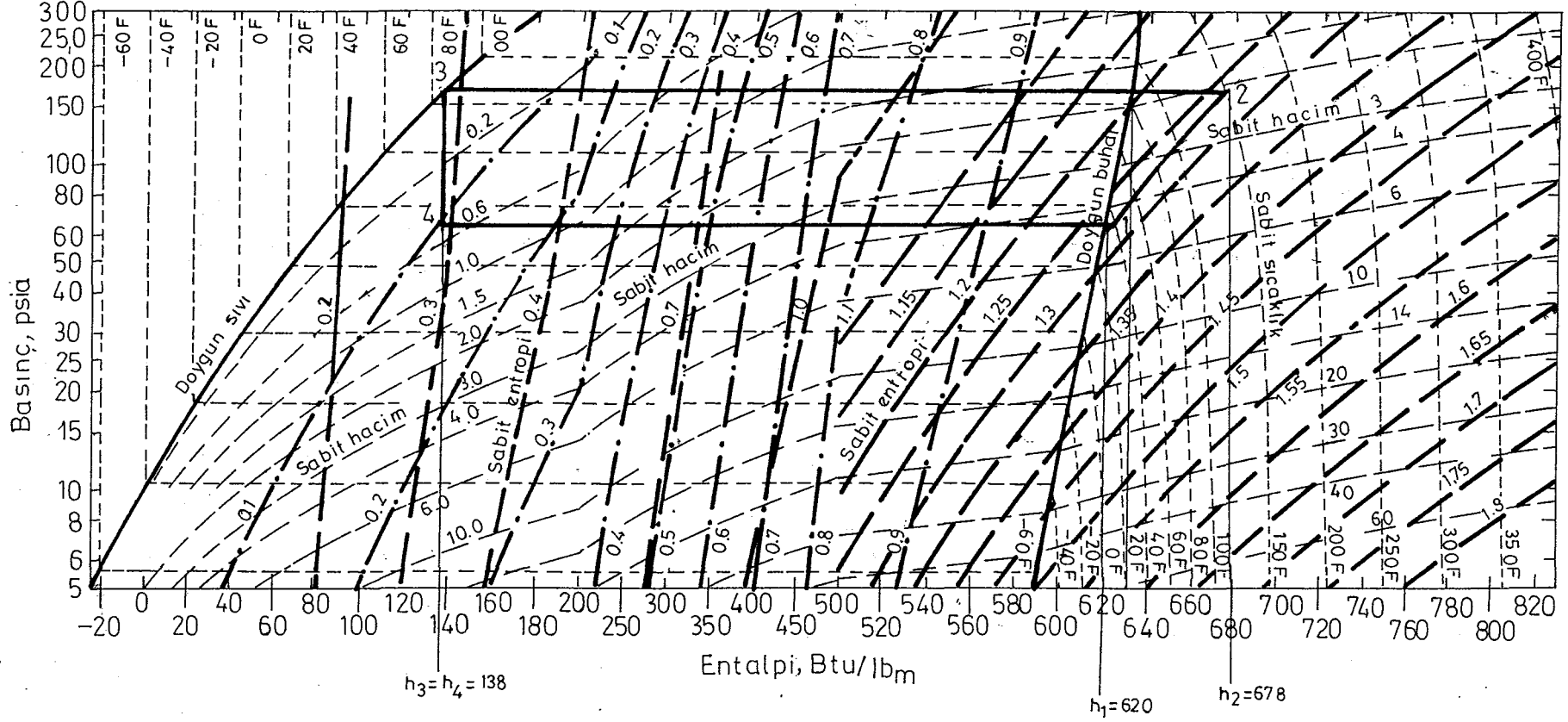
$$G_t = \frac{w_t}{a_t} = \frac{12.77}{0.1227} = 104 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$$

1.1 °C'da sıvı amonyaka ait fiziksel özellikler

$$\mu = 1.45 \times 10^{-4} \text{ kg}/(\text{s})(\text{m})$$

$$c = 4605.8 \text{ J}/(\text{kg})(^\circ\text{K})$$

$$k = 0.5016 \text{ W}/(\text{m})(^\circ\text{K})$$



Şekil 4.7. Amonyak için p-H diyagramı (Saad, 1966)

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{4605.8 \times 1.45 \times 10^{-4}}{0.5016}\right)^{1/3} = 1.1$$

$$Re_t = DG/\mu = \frac{0.01575 \times 104.07}{1.45 \times 10^{-4}} = 11268$$

$$J_H = 42$$

(Kern, 1950; Şekil 24)

$$h_i = J_H \frac{k}{D} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi$$

$$h_i = 42 \times \frac{0.5016}{0.01575} \times 1.1 \times 1 = 1471.36 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

$$h_{io} = h_i \times \frac{ID}{OD} = 1471.36 \times \frac{0.01575}{0.01905} = 1216.8 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

Ceket tarafı hesaplamaları:

Ceket tarafına ait hesaplamalarda soğutucuya ait birinci bölge iki ayrı alt bölgede incelenirken ikinci bölge ayrıca ele alınacaktır. Bunlar:

1a. Giriş sıcaklığından (110 °C), gaz yağı doygunluk sıcaklığı olan 57.8 °C'a kadar olan bölge

1b. Gaz yağı doygunluk sıcaklığından (57.8 °C), ilk su damlacığının oluştuğu 32.4 °C'a kadar olan bölge

2. Su buharı doygunluk noktasından (32.4 °C) çıkış sıcaklığına (9 °C) kadar olan bölge.

Karışımındaki gaz yağı buhar derişiminin düşük olmasına ilave olarak gaz yağı yoğunlaşma gizli ısısının da suya oranla küçük olması, 1a ve 1b bölgelerinin tek bölgede incelenmesine olanak verir. Daha sonraki hesaplamalarda bu durum açıklanacaktır.

Isı aktarım katsayıları:

$$a_s = \frac{ID \times C' B}{P_T} = \frac{0.737 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.61}{0.0254} = 0.1124 \text{ m}^2$$

$$W_s = \frac{W_{s, giris} + W_{s, cikis}}{2} = \frac{2.378 + 2.270}{2} = 2.324 \text{ kg/s}$$

$W_{s, \text{çıkış}}$ değeri, gaz yağı buharlarının % 90, su buharının ise % 80 tutulduğu varsayılarak bulunmuştur.

$$G_s = W_s / a_s = 2.324 / 0.1123 = 20.70 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$$

Karışımındaki gaz yağı ve su buharı derişimlerinin düşük olmaları nedeni ile karışıma ait fiziksel sabitler, hava için verilenlere eşit kabul edilebilir. Ayrıca bu sabitlerin soğutucu boyunca değişmediği varsayılır.

$$T_a = \frac{T_{\text{giris}} + T_{\text{çıkış}}}{2} = \frac{110 + 9}{2} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

60 °C'da havanın fiziksel özellikleri:

$$\mu = 1.9 \times 10^{-5} \text{ N}(\text{s})/(\text{m}^2)$$

$$k = 0.0285 \text{ W}/(\text{m})(^\circ\text{K})$$

$$c = 1046.7 \text{ J}/(\text{kg})(^\circ\text{K})$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{1046.7 \times 1.9 \times 10^{-5}}{0.0285}\right)^{1/3} = 0.89$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.0185 \times 20.70}{1.9 \times 10^{-5}} = 20155$$

$$J_H = 79$$

(Kern, 1950: Şekil 28)

$$h_o = J_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \phi_s$$

$$h_o = \frac{79 \times 0.0285 \times 0.89 \times 1}{0.0185} = 108.3 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

Sıcaklığın 57.8 °C ile 32.4 °C arasındaki bölgede (1b bölgesi) hava ve su buharı yoğunlaşmayan gaz karışımını gaz yağı ise yoğunlaşan maddeyi temsil eder. Bu nedenle Bölüm 4.2'de verilen yöntem uygulanacaktır.

Birinci nokta,

$$T_g = 57.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_v = x_{\text{gaz yağı}} \times P_t = \frac{3.288 \times 10^{-4} \times 0.91}{3.288 \times 10^{-4} + 0.0776 + 4.34 \times 10^{-3}}$$

$$= 3.64 \times 10^{-3} \text{ atm} = 369 \text{ N/m}^2$$

$$P_g = 0.91 - 3.64 \times 10^{-3} = 0.9064 \text{ atm}$$

$$t_{\text{NH}_3} = 1.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = T_g - t_{\text{NH}_3} = 57.8 - 1.1 = 56.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_{\text{gaz yağı}} = 325640 \text{ J/kg (Kern, 1950)}$$

Burada değişik T_c varsayımları yapılarak deneme-yanılma yöntemi ile gerçek T_c değeri $6 \text{ } ^\circ\text{C}$ olarak bulunmuştur. Doğru olmayan varsayımlara ait hesaplamalar burada verilmemiştir. $T_c = 6 \text{ } ^\circ\text{C}$ için ise hesaplamalar aşağıdaki gibidir. Ayrıca p_c değerinin hesaplanabilmesi için bu sıcaklıktaki yoğuşan gaz yağı yüzdesinin de bilinmesi gerekir. Bunun için de değişik varsayımlar yapılarak gerçek yoğuşma yüzdesi deneme-yanılma yöntemi ile bulunur. Seçilen yoğuşma derecesinin, sıcaklığın $9 \text{ } ^\circ\text{C}$ 'ın altında olması nedeniyle % 93 kabul edilmesi uygundur.

Yoğuşmayan gaz yağı buharlarının ortalama kaynama noktasının Şekil 2.1'den $181 \text{ } ^\circ\text{C}$ (358.7°F) ve molekül ağırlığının ise Şekil 2.6'dan 146 olduğu okunur. Buna göre

$$P_c = x_{\text{gaz yağı}} \times P_t$$

$$n_{\text{gaz yağı}} = \frac{0.0513 \times 0.07}{146} = 2.46 \times 10^{-5} \text{ kg.mol}$$

$$P_c = \frac{2.46 \times 10^{-5} \times 0.91}{2.46 \times 10^{-5} + 0.0776 + 4.34 \times 10^{-3}} = 2.7 \times 10^{-4} \text{ atm}$$

$$= 27.4 \text{ N/m}^2$$

bulunur. Bu değer Şekil 3.1'de okunan değerle aynı olması yapılan yoğuşma yüzdesi varsayımını doğrular.

$$p_g' = 0.91 - 0.00027 = 0.9097 \text{ atm}$$

$$p_{gf} = \frac{p_g' - p_g}{\ln \frac{p_g'}{p_g}} = \frac{0.9097 - 0.9064}{\ln \frac{0.9097}{0.9064}} = 0.9080 \text{ atm}$$

$$= 92000 \text{ N/m}^2$$

$$\left(\frac{c_H}{k}\right)^{2/3} = \left(\frac{1046.7 \times 1.9 \times 10^{-5}}{0.0285}\right)^{2/3} = 0.787$$

Eşitlik 4.18'den K_G değerini bulabilmek için karışımın ortalama sıcaklığı olan 60°C da gaz yağı buharlarının hava içindeki yayınlılık kat sayısı k_d 'nin bilinmesi gerekir. Bunun için Gilliland (Gilliland, 1934; Kern'den, 1950) eşitliği kullanılabilir. Ancak gaz yağının moleküler hacmi bilinmelidir. Gaz yağının, molekül ağırlığı 146 olan doymuş hidrokarbona karşılık geldiği kabul edilerek karbon ve hidrojen sayıları ve buna bağlı olarak da moleküler hacmi hesaplanır.

$$12n + (2n + 2) = 146$$

eşitliğinden karbon atom sayısı $n = 10.29$ ve hidrojen atom sayısı ise $2n + 2 = 22.58$ bulunur. Karbon ve hidrojene ait atomik hacimler ise sırayla 14.8 ve 3.7'dir (Kern, 1950). Böylece gaz yağı moleküler hacmi

$$V_A = 10.29(14.8) + 22.58(3.7) = 235.8$$

olarak hesaplanır. Hava için bu değer, $v_B = 29.9$ olarak alınır (Kern, 1950). Diğer taraftan,

$$p_t = 0.91 \text{ atm}$$

$$T = 333 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$M_B = 29$$

$$M_A = 246$$

değerleri Gilliland eşitliğinde verilen birimlerle yerine konularak

$$k_d = 0.0166 \frac{T^{3/2}}{P_t (V_A^{1/3} + V_B^{1/3})^2} \left(\frac{1}{M_A} + \frac{1}{M_B} \right)^{1/2} = 0.262 \text{ ft}^2/\text{hr}$$

$$= 6.76 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

bulunur.

$$\left(\frac{\mu}{\rho k_d} \right)^{2/3} = \left(\frac{1.9 \times 10^{-5}}{0.973 \times 6.76 \times 10^{-6}} \right)^{2/3} = 2.03$$

$$K_G = \frac{h_o (c\mu/k)^{2/3}}{c P_{gf} M_m (\mu/\rho k_d)^{2/3}}$$

$$K_G = \frac{108.3 \times 0.787}{1046.7 \times 92000 \times 29 \times 2.03} = 1.5 \times 10^{-8} \text{ kg mol}/(\text{s})(\text{m}^2)(\text{N}/\text{m}^2)$$

olarak hesaplanır.

$$h_o (T_g - T_c) + K_G M_v \lambda (p_v - p_c) = h_{io} (T_c - t_{\text{NH}_3})$$

$$108.3(57.8 - 6) + 1.5 \times 10^{-8} \times 146 \times 325640(369 - 27.4) = 1216.8(6 - 1.1)$$

$$5854 \approx 5962$$

Bu değerler kabul edilebilir oranda birbirine yakın olduğundan T_c için yapılan varsayım doğrudur.

Eşitlik 4.19c'den

$$U(T_g - t_{\text{NH}_3}) = \frac{5854 + 5962}{2} = 5904$$

$$U = \frac{5904}{57.8 - 1.1} = 104 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

Diğer taraftan herhangi bir yoğuşmanın olmadığı durumda

$$U = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1216.8 \times 108.3}{1216.8 + 108.3} = 100 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

bulunur. Görülüyor ki gaz yağı yoğuşmasının neden olduğu değişme çok küçüktür. Böylece daha önce söylediğimiz gibi soğutucudaki la ve lb bölgelerini tek bir bölgeye indirgediğimizde büyük bir hata yapmış olmayız.

İkinci bölgeye ait hesaplamalar:

Su buharı damlacığının ilk kez oluştuğu 32.4 °C'ı ilk nokta olarak seçelim.

$$T_g = 32.4 \text{ °C}$$

$$p_v = 0.0475 \text{ atm} = 4813 \text{ N/m}^2$$

$$p_g = 0.91 - 0.0475 = 0.8625 \text{ atm} = 87393 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta t = T_g - t_{\text{NH}_3} = 32.4 - 1.1 = 31.3 \text{ °C}$$

$$T_c = 8.9 \text{ °C olsun}$$

$$p_c = 0.01124 \text{ atm} = 1139 \text{ N/m}^2$$

$$p_g' = 0.91 - 0.01124 = 0.8988 \text{ atm}$$

$$p_{gf} = \frac{p_g' - p_g}{\ln p_g' / p_g} = \frac{0.8988 - 0.8625}{\ln 0.8988 / 0.8625} = 0.8805 \text{ atm} \\ = 89217 \text{ N/m}^2$$

Hava için 32.4 °C da

$$(c_{\mu}/k)^{2/3} = 0.80$$

Hava içindeki su buharının yayınırlık kat sayısı,

$$k_d = 2.62 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{Treybal, 1981})$$

$$(\mu/\rho k_d)^{2/3} = \left(\frac{1.82 \times 10^{-5}}{1.062 \times 2.62 \times 10^{-5}} \right)^{2/3} = 0.753$$

$$K_G = \frac{h_o (c_{\mu}/k)^{2/3}}{c p_{gf} M_m (\mu/\rho k_d)^{2/3}}$$

$$= \frac{108.3 \times 0.80}{1046.7 \times 89217 \times 29 \times 0.753}$$

$$= 4.25 \times 10^{-8} \text{ kg mol}/(\text{s})(\text{m}^2)(\text{N/m}^2)$$

$$32.4 \text{ °C da } \lambda = 2.43 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$h_o (T_g - T_c) + K_G M_v \lambda (p_v - p_c) = h_{io} (T_c - t_{\text{NH}_3})$$

$$108.3(32.4-8.9)+4.25 \times 10^{-8} \times 18 \times 2.43 \times 10^6 (4813-1139)$$

$$=1216.8 (8.9-1.1)$$

$$9375 \approx 9491$$

Değerlerin birbirine yakın olması T_c varsayımının doğru olduğunu gösterir. Eşitlik 4.19c'den

$$U(T_g - t_{NH_3}) = \frac{9375+9491}{2} = 9433$$

$$U = \frac{9433}{32.4-1.1} = 301.4 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

Bulunan bu değer, su buharı yoğunlaşmasının hesaba katılmadığı durumda bulunan $100 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$ den çok farklı olması, ikinci bölgede, 1b bölgesinde yapılan yaklaştırmanın yapılamayacağını gösterir.

Gaz sıcaklığındaki $5.6 \text{ }^\circ\text{C}$ (10°F) sıcaklık düşmesine karşılık gelen hesaplamalar yukarıdaki gibi yapılarak bulunan sonuçlar Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Değişik gaz sıcaklıklarına karşılık gelen toplam ısı aktarım kat sayıları

| | | | | | | |
|---|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $T_g, \text{ }^\circ\text{C}$ | 32.4 | 26.8 | 21.2 | 15.6 | 10.00 | 8.60 |
| $T_c, \text{ }^\circ\text{C}$ | 8.9 | 6.7 | 5.0 | 3.67 | 2.56 | 2.30 |
| $K_G, \text{ kgmol/}$ $(s)(m^2)(N/m^2)$ $\times 10^8$ | 4.250 | 4.230 | 4.235 | 4.245 | 4.270 | 4.290 |
| $U, \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$ | 301.4 | 266.2 | 238.4 | 215.3 | 197.7 | 195.1 |

İkinci bölgeye ait ısı yükleri hesaplanması:

Eşitlik 4.20b kullanılarak Çizelge 4.1'deki sıcaklıklara karşılık gelen entalpiler ve bunlara bağlı olarak ısı yükleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$H'_{32.4} = (1005 + 1884x)t + 2502300x$$

$$= (1005 + 1884 \times 0.0348)32.4 + 2502300 \times 0.0348 = 121766 \text{ J/kg}$$

$$H'_{26.8} = (1005 + 1884 \times 0.0245)26.8 + 2502300 \times 0.0245$$

$$= 89372 \text{ J/kg}$$

$$Q_{32.4-26.8} = 2.249(121766 - 89372) = 72854 \text{ J/s}$$

Diğer sıcaklık aralıklarındaki ısı yükleri de benzer şekilde hesaplanarak Çizelge 4.2 oluşturulur.

Birinci bölgeye ait Δt_{LMTD} ,

$$(\Delta t_{LMTD}) = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \Delta t_2 / \Delta t_1} = \frac{108.9 - 31.3}{\ln 108.9 / 31.3} = 62.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A_{c_1} = \frac{Q_{it}}{U \Delta t} = \frac{186656}{100 \times 62.2} = 30 \text{ m}^2$$

$$\frac{Q_{it}}{\Delta t} = 3000$$

$$A_{c_2} = 47.65 \text{ m}^2$$

$$\text{Ağırlıklı } \Delta t = \frac{Q_t}{\sum \frac{q}{\Delta t}} = \frac{397738}{3000 + 11195} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A_c = A_{c_1} + A_{c_2} = 30 + 47.65 = 77.65 \text{ m}^2$$

$$\text{Ağırlıklı } U_c = \frac{\sum U A_c}{\sum A_c} = \frac{3000 + 11195}{77.65} = 182.8 \text{ W/(m}^2\text{)}(^\circ\text{K)}$$

$$A_D = 630 \times (0.1963 \times 0.3048) \times 2.44 = 91.97 \text{ m}^2$$

$$U_D = \frac{Q_t}{A_D \Delta t_{LMTD}} = \frac{397738}{91.97 \times 28} = 154.45 \text{ W/(m}^2\text{)}(^\circ\text{K)}$$

Çizelge 4.2. Değişik gaz sıcaklıklarında hesaplanan gerekli değerler

| Nokta | $T_g, ^\circ\text{C}$ | $T_c, ^\circ\text{C}$ | $U\Delta t$ | $(U\Delta t)_{\text{ort}}$ | $q, \frac{\text{J}}{\text{s}}$ | $A = \frac{q}{(U\Delta t)_{\text{ort}}}$ | Δt | Δt_{ort} | $\frac{q}{\Delta t_{\text{ort}}}$ |
|-------|-----------------------|-----------------------|-------------|----------------------------|--------------------------------|--|------------|-------------------------|-----------------------------------|
| 1 | 32.4 | 8.90 | 9433 | 8125.8 | 72854 | 8.97 | 31.3 | 28.5 | 2556.3 |
| 2 | 26.8 | 6.70 | 6818.5 | 5793.3 | 54401 | 9.39 | 25.7 | 22.9 | 2376 |
| 3 | 21.2 | 5.00 | 4768 | 3945 | 42443 | 10.76 | 20.1 | 17.3 | 2453.4 |
| 4 | 15.6 | 3.67 | 3122 | 2441 | 33922 | 13.90 | 14.5 | 11.7 | 2899.0 |
| 5 | 10.0 | 2.56 | 1760 | 1611.8 | 7462 | 4.63 | 8.9 | 8.2 | 910 |
| 6 | 8.6 | 2.30 | 1463.5 | | 211082 | 47.65 | 7.5 | | 11195 |

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{182.8 - 154.45}{182.8 \times 154.45} = 1 \times 10^{-3} \text{ (s)(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)/J}$$

Bu değer öngörülen kirlenme faktöründen daha büyük olduğu için seçilen soğutucu amaç için uygundur.

Basınç düşüşü hesaplamaları:

Tüp tarafı;

$$V_{\text{buhar}} = 0.279 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$V_i = V_{\text{sıvı}} = 1.578 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

Isı değiştiriciden geçirilen amonyak = 12.77 kg/s

Girişteki amonyak % 10 buhar içerdiğinden ısı değiştiriciden geçen toplam hacim aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned} \text{Sıvı hacmi} &= \left[12.77 - \left(1.277 + \frac{Q_t}{\lambda_{\text{NH}_3}} \right) \right] \times V_i \\ &= \left[12.77 - \left(1.277 + \frac{397738}{1256000} \right) \right] \times 1.578 \times 10^{-3} \\ &= 0.0176 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$\text{Buhar hacmi} = (1.277 + 0.317) \times 0.279 = 0.445 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Toplam hacim} = 0.4626 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_o = \frac{0.4626}{12.77} = 0.0362 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\begin{aligned} \text{Statik basınç, } z_2 \rho_{\text{ort}} g &= \frac{g L}{v_o - v_i} \ln \frac{v_o}{v_i} \\ &= \frac{9.8 \times 2.44}{0.0362 - 1.578 \times 10^{-3}} \ln \frac{0.0362}{1.578 \times 10^{-3}} \\ &= 2164 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Sürtünmeden ileri gelen basınç düşüşü:

$$Re_t = 11268 \text{ için}$$

$$f=0.00026 \frac{ft^2}{in^2} \times 144 \frac{in^2}{ft^2} = 0.03744 \text{ (Kern, 1950: Şekil 26)}$$

$$\rho_{ort} = \frac{\rho_{giris} + \rho_{cikis}}{2}$$

Giriş toplam hacim:

$$\text{Sıvı hacmi} = 12.77 \times 0.90 \times 1.578 \times 10^{-3} = 0.0181 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Buhar hacmi} = 12.77 \times 0.10 \times 0.279 = 0.3563 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Toplam hacim} = 0.0181 + 0.3563 = 0.3744 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V_{o,giris} = \frac{0.3744}{12.77} = 0.0293 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_{giris} = 34.1 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{cikis} = 27.6 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{ort} = \frac{34.1 + 27.6}{2} = 30.85 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_t = \frac{f G_t^2 L n}{2 \rho_{ort} D \phi} = \frac{0.03744 (104)^2 \times 2.44 \times 1}{2 \times 30.85 \times 0.01575}$$

$$\Delta p_t = 1018 \text{ N/m}^2$$

Tüp tarafı toplam basınç düşüşü, $\Delta p_t = 2164 + 1018 = 3182 \text{ N/m}^2$

Bu basıncı yenebilecek geri döngü tankındaki sıvı yüksekliği aşağıdaki gibi bulunur.

$$\Delta p_t = \frac{g z_1}{v_o - v_i} \ln \frac{v_o}{v_i} = 3182$$

$$= \frac{9.8 \times z_1}{0.0293 - 1.578 \times 10^{-3}} \ln \frac{0.0293}{1.578 \times 10^{-3}} = 3182$$

$$z_1 = 3 \text{ m}$$

Bir başka deyişle geri döngü tankındaki sıvı seviyesi ısı değiştirici yüksekliğinin yaklaşık 0.60 m üzerinde olmalıdır.

Ceket tarafı:

$$Re_s = 20155 \text{ için}$$

$$f = 0.0018 \frac{ft^2}{in^2} \times 144 \frac{in^2}{ft^2} = 0.2592 \text{ (Kern, 1950: Şekil 29)}$$

$$N+1 = \frac{L}{B} = \frac{2.44}{0.61} = 4$$

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{2 \rho D_e \phi_s} = \frac{0.2592 (20.7)^2 \times 0.737 \times 4}{2 \times 0.972 \times 0.0185 \times 1}$$

$$\Delta p_s = 9100 \text{ N/m}^2$$

Bulunan bu değer öngörülen basınç düşüşünden daha küçük olduğu için tasarım hesaplamalarının başında verilen soğutucu amaca uygundur.

4.4. Yoğuşturucu Tasarımı

Soğutucuyu 1.1 °C'da doğun olarak terk eden amonyak buharları izoentropik olarak 11.67 bar basınca kadar bir kompresörde sıkıştırılır. Aşırı ısınmış bu buhar, aynı basınçta doğunluk sıcaklığına (30 °C) kadar soğutulduktan sonra izotermal olarak yoğuşturulur. Tasarlanan yoğuşturucu bu işlemin üstesinden gelebilmelidir. Ayrıca basınç düşmelerinin ceket tarafında $1.38 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ 'den tüp tarafında ise $6.7 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ den daha büyük olması arzu edilmez. Bunlara ilave olarak yoğuşturucuya ait kirlenme faktörü ise $5 \times 10^{-4} \text{ (s)(m}^2\text{)(}^\circ\text{C)/J}$ değerinden daha küçük olmamalıdır. Bu amaca uygun standart yoğuşturucu boyutları aşağıda verilmiştir.

Ceket iç çapı (ID): 0.59055 m ($23\frac{1}{4}$ in)

Tüp dış çapı (OD) : 0.0191 m ($\frac{3}{4}$ in), 16 BWG

Tüp sayısı (N_t) : 342

Yoğuşturucu boyu(L): 3.66 m (12 ft)

Tüplerin yerleşime türü: Merkezler arası uzaklık 0.0254 m (1 in) olacak şekilde üçgen diziliş.

Geçiş sayısı (n): 1-6 geçiş

Engeller arası uzaklık (B): 0.3048 m (12 in)

Yoğuşturucu performans hesapları:

Isı yükü:

Şekil 4.7'deki grafikten, yoğuşturucudan uzaklaştırılması gereken ısının

$$Q_t = W_s (H_2 - H_3) = 2813(678 - 138) = 1519020 \text{ Btu/hr}$$

$$= 445200 \text{ J/s}$$

olduğu bulunur. Soğutma suyunun yoğuşturucuya giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla 18 °C ve 27 °C alınır, kullanılan su miktarı,

$$w_t = \frac{Q_t}{c \Delta t} = \frac{445200}{4186.8(27-18)} = 11.81 \text{ kg/s} \text{ olacaktır.}$$

Tüp tarafı ısı aktarım kat sayısı:

$$a_t = N_t \frac{a_t'}{n} = \frac{342 [0.302 \times (0.0254)^2]}{6} = 0.0111 \text{ m}^2$$

$$G_t = \frac{w_t}{a_t} = \frac{11.81}{0.0111} = 1064 \text{ kg/(m}^2\text{)(s)}$$

$$V = \frac{G_t}{\rho} = \frac{1064}{1000} = 1.064 \text{ m/s (3.5 ft/s)}$$

$$h_{i0} = h_i \frac{ID}{OD} = 4315 \frac{0.62}{0.75} = 3567 \text{ W/(m}^2\text{)}(^{\circ}\text{K)}$$

Ceket tarafı ısı aktarım kat sayısı:

Ceket tarafı ısı aktarım katsayısını iki ayrı bölgede incelemek gerekir.

1. Amonyak buharlarının 66 °C dan doygunluk sıcaklığına kadar soğutulduğu bölge (Şekil 4.7'de görüldüğü gibi amonyak buharları izoentropik sıkıştırma sonucu 66 °C'a kadar ısınır).

2. Yoğuşmanın olduğu bölge.

Birinci bölgeye ait hesaplamalar:

$$a_s = \frac{ID \times C' B}{P_T} = \frac{0.59055 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.3048}{0.0254} = 0.045 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{0.3548}{0.045} = 7.88 \text{ kg/(m}^2\text{)}(s)$$

$$T_a = \frac{66+30}{2} = 48 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\mu = 1.1 \times 10^{-5} \text{ N(s)/m}^2, \quad k = 0.0272 \text{ W/(m)}(^{\circ}\text{K)}$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = 0.92$$

$$D_e = 0.0185 \text{ m}$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.0185 \times 7.88}{1.1 \times 10^{-5}} = 13250$$

$$J_H = 64$$

(Kern, 1950: Şekil 28)

$$h_o = J_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times \emptyset$$

$$= 64 \frac{0.0272}{0.0185} \times 0.92 \times 1 = 86.6 \text{ W/(m}^2\text{)}(^{\circ}\text{K)}$$

$$\text{Uzaklaştırılan ısı, } Q_1 = 2813(678-634) = 123800 \text{ Btu/hr}$$

$$= 36300 \text{ J/s (Şekil 4.7)}$$

Yoğuşturucunun paralel akımlı olduğu varsayıldığında
Birinci bölge çıkışında su sıcaklığı,

$$t_2 = \frac{Q_1}{w_t c} + t_1 = \frac{36300}{11.81 \times 4186.8} + 18 = 18.7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

bulunur.

$$(\Delta t)_{1,LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{48 - 11.3}{\ln \frac{48}{11.3}} = 25.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_{c1} = \frac{h_{i0} (h_o)}{h_{i0} + h_o} = \frac{3567 \times 86.6}{3567 + 86.6} = 84.5 \text{ W/(m}^2\text{)}(^{\circ}\text{K)}$$

$$A_{c1} = \frac{Q_1}{U_c \Delta t} = \frac{36300}{84.5 \times 25.4} = 16.9 \text{ m}^2$$

İkinci bölgeye ait hesaplamalar:

$$\text{Uzaklaştırılan ısı, } Q_2 = Q_t - Q_1$$

$$Q_2 = 445200 - 36300 = 408900 \text{ J/s}$$

$$a_s = 0.045 \text{ m}^2$$

$$G_s = 7.88 \text{ kg/(m}^2\text{)}(s)$$

Yoğuşmanın olduğu bölgenin, toplam yoğuşturucunun % 60'ını oluşturduğunu kabul edelim.

$$L = 0.60 \times 3.66 = 2.2 \text{ m}$$

$$G'' = \frac{W_s}{L N_t^{2/3}} = \frac{0.3548}{2.2 (342)^{2/3}} = 3.30 \times 10^{-3} \text{ kg/(s)}(\text{lin m})$$

olarak hesaplanır. Diğer taraftan eşitlik 4.8'deki fiziksel sabitlerin değerlerini bulabilmek için film sıcaklığının bilinmesi gerekir. Bunun için ise önce bir h_o varsayımı yapılır. Daha sonra deneme-yanılma yöntemi ile gerçek h_o değeri bulunur.

$$h_o = 10000 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)} \text{ olsun}$$

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{i_o} + h_o} (T_v - t_a)$$

ve

$$t_a = \frac{27+18}{2} = 22.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_w = 22.5 + \frac{10000}{3567+10000} (30-22.5) = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{T_v + t_w}{2} = \frac{30+28}{2} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$$

Bu sıcaklıktaki fiziksel sabitler:

$$k_f = 0.5017 \text{ W/(m)(}^\circ\text{K)}$$

$$\rho_f = 610 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_f = 1 \times 10^{-4} \text{ kg/(m)(s)}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\bar{h} \left(\frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.5 \left(\frac{4G''''}{\mu_f} \right)^{-1/3}$$

$$\bar{h} \left[\frac{(10^{-4})^2}{(0.5017)^3 (610)^2 (9.81)} \right]^{1/3} = 1.5 \left(\frac{4 \times 3.30 \times 10^{-3}}{10^{-4}} \right)^{-1/3}$$

$$2.79 \times 10^{-5} \bar{h} = 0.295$$

$$\bar{h} = h_o = 10570 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

bulunur. Bu değeri kullanarak t_f sıcaklığını tekrar hesaplayalım.

$$t_w = 22.5 + \frac{10570}{10570+3567} (30-22.5) = 28 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_f = \frac{30+28}{2} = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bulunan bu değer daha önce bulunan t_f değeri ile aynı olduğundan fiziksel sabitlerin değerleri değişmeyecektir. Başka bir deyişle

$h_o = 10570 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$ olarak alınabilecektir. Bu bölgeye ait ısı aktarım katsayısı,

$$U_{c_2} = \frac{h_{i_o} \times h_o}{h_{i_o} + h_o} = \frac{3567 \times 10570}{3567 + 10570} = 2667 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$(\Delta t)_{2,LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{11.3-3}{\ln \frac{11.3}{3}} = 6.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Isı aktarım yüzeyi,

$$A_{c_2} = \frac{Q_2}{U_{c_2} (\Delta t)_2} = \frac{408900}{2667 \times 6.3} = 24.3 \text{ m}^2$$

olarak hesaplanır. Toplam ısı aktarım yüzeyi ise

$$A_c = A_{c_1} + A_{c_2} = 16.9 + 24.3 = 41.2 \text{ m}^2$$

olacaktır. Yoğuşmanın olduğu bölge alanının toplam alandaki payı,

$$\frac{A_{c_2}}{A_c} \times 100 = \frac{24.3}{41.2} \times 100 = \% 59$$

olduğundan soğutucu uzunluğu için yapılan %60 varsayımı doğru kabul edilebilir. Diğer taraftan

$$\frac{Q_1}{(\Delta t)_1} = \frac{36300}{25.4} = 1429 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$\frac{Q_2}{(\Delta t)_2} = \frac{408900}{6.3} = 64900 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

olduğundan,

$$\text{Ağırlıklı } \Delta t = \frac{Q_t}{\sum \frac{Q}{\Delta t}} = \frac{445200}{1429+64900} = 6.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Ağırlıklı } U_c = \frac{\sum U_c A_c}{\sum A_c} = \frac{84.5 (16.9) + 2667(24.3)}{41.2}$$

$$= 1608 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

olarak hesaplanır.

Kirlenme faktörü:

$$A_D = 342 \times 3.66 (0.1963 \times 0.3048) = 74.9 \text{ m}^2$$

$$U_D = \frac{Q_t}{\Delta t A_D} = \frac{445200}{74.9 \times 6.7} = 887 \text{ W/(m}^2\text{)(}^\circ\text{K)}$$

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} = \frac{1608 - 887}{1608 \times 887} = 5.1 \times 10^{-4} \text{ (s)(m}^2\text{)(}^\circ\text{C)/J}$$

olarak öngörülen koşulu sağlar.

Basınç düşmesi:

Ceket tarafı, birinci bölge:

$$Re_s = 13250 \text{ için}$$

$$f = 0.002 \frac{ft^2}{in^2} \times 144 \frac{in^2}{ft^2} = 0.288 \text{ (Kern, 1950: Şekil 29)}$$

$$\rho = \frac{P.M}{RT} = \frac{11.52 \times 17}{0.082(273+48)} = 7.4 \text{ kg/m}^3$$

$$N+1 = \frac{L}{B} = \frac{0.40 \times 3.66}{0.3048} = 5$$

$$\Delta P_{s,1} = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{2 \rho D_e \phi} = \frac{0.288 (7.88)^2 \times 0.591 \times 5}{2 \times 7.4 \times 0.0185 \times 1} = 193 \text{ N/m}^2$$

Ceket tarafı, ikinci bölge

$$N+1 = \frac{L}{B} = \frac{0.60 \times 3.66}{0.3048} = 8$$

$$\rho_{\text{ort}} = \frac{\rho_{\text{buhar}} + \rho_{\text{sıvı}}}{2} = \frac{9+610}{2} = 310 \text{ kg/m}^3$$

$$\Delta p_{s,2} = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{2 \rho D_e \phi} = \frac{0.288(7.88)^2 \times 0.591 \times 8}{2 \times 310 \times 0.0185 \times 1}$$

$$= 7 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_s = \Delta p_{s,1} + \Delta p_{s,2} = 193 + 7 = 200 \text{ N/m}^2$$

Görülüyor ki ceket tarafı basınç düşüşü ihmal edilecek kadar küçüktür.

Tüp tarafı basınç düşüşü:

$$Re_t = \frac{DG}{\mu} = \frac{0.0157 \times 1064}{10^{-3}} = 16700 \text{ için}$$

$$f = 0.00024 \frac{ft^2}{in^2} \times 144 \frac{in^2}{ft^2} = 0.0347$$

$$\Delta p_t = \frac{f G_t^2 L_n}{2 \rho D_t \phi} = \frac{0.0347(1064)^2 \times 3.66 \times 6}{2 \times 1000 \times 0.0157 \times 1}$$

$$= 2.7 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_r = 4n \rho \frac{v^2}{2} = 4 \times 6 \times 1000 \frac{(1.06)^2}{2} = 1.3 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta p_t = (2.7 + 1.3) \times 10^4 = 4 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

bulunur. Bu değer öngörülen basınç düşüşünden küçük olduğundan seçilen yoğunlaştırucu amaca uygundur.

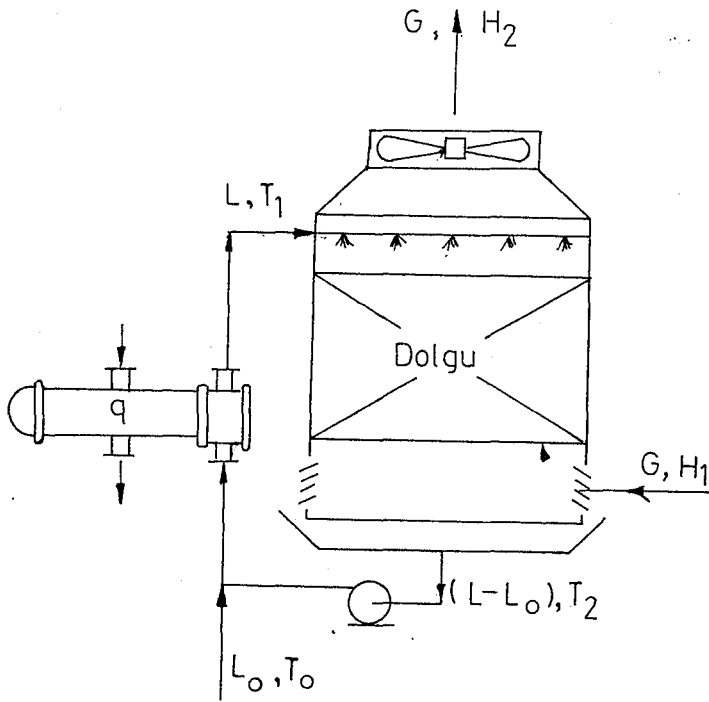
5. DOĞRUDAN TEMAS YÖNTEMİ İLE GERİ KAZANIM

Isı değişitricilerde sıcak ve soğuk akışkanın doğrudan temasını engelleyen tp yüzeylerindeki kirlenme problemin-den dolayı, sıcak ve soğuk akışkanın birbirleriyle etkilenmediği durumlarda doğrudan temas yöntemi tercih edilir. Kendi örneğimizde geri kazanmaya çalıştığımız gaz yağının su içinde çözünmediğini göz önünde tutarak doğrudan temas yönteminin incelenmesi yararlı olacaktır. Bu yöntemde ısı aktarım kat sayısı ısı değiştirici sistemlerindeki oranla daha büyüktür (Kern, 1950).

Doğrudan temas yönteminin en önemli uygulama alanı soğutma kuleleridir. Soğutma kulelerinin yapı malzemesi dolgu maddeleri de dahil olmak üzere çoğu kez ağaçtır (redwood). Ağaç yapısında olan bu i kısmın fonksiyonu, hem arayüzey alanını, hem de sıvıdaki kargaşayı ve temas süresini artırmaktır (T.M.M.O.B. Kim.Müh.Odası, 1980). Bu kuleler yardımıyla üçüncü bölümde tanımlanan gaz karışımını 9 'a kadar soğuttuğumuzda içinde bulunan gaz yağı buharının % 90 oranında geri kazanabileceğimiz daha önce belirtilmişti.

Tipik bir soğutma kulesi ve çalışma sistemi Şekil 5.1'de görülmektedir.

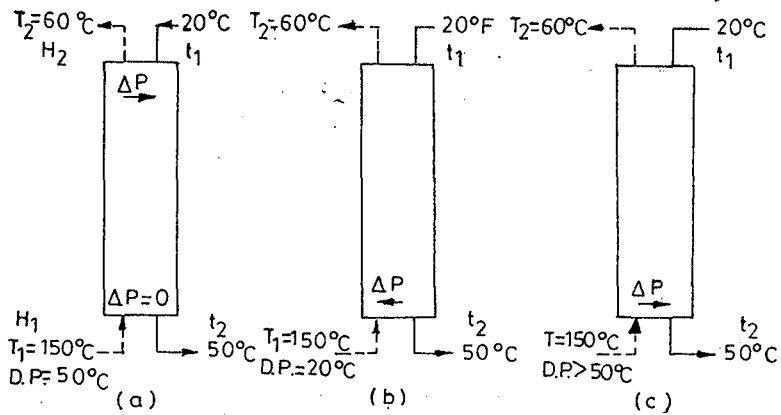
Kule tasarımı hesaplamalarını daha anlaşılır kılmak için konuyla ilgili kısa kuramsal bilgi vermek yararlı olacaktır.



Şekil 5.1. Soğutma kulesinde su ve gaz akımı

5.1. Gaz Fazından Su Fazına Isı Aktarımı

Sıcak gazların uygun dolgu maddeleri içeren bir kulede soğuk su ile doğrudan teması gerçekleştirildiğinde ısı aktarımı, ısı değiştirici kullanımına oranla çok daha ucuz bir şekilde başarılır.



Şekil 5.2. Kütle aktarım yönüne çığlenme noktasının etkisi

Şekil 5.2'deki tipik durumların incelenmesinden aşağıdaki sonuçları çıkartabiliriz.

1. Şekil 5.2a'da sıcak gazların kuleye 150 °C'da girip 60 °C'da çıktığını düşünelim. Buna karşılık soğuk su kuleye 20 °C'da girip 50 °C'da çıkmış olsun. Giriş gazındaki su buharı çiğlenme noktası da 50 °C olduğunda kule dibindeki basınç farkı sıfır olacağından herhangi bir kütle aktarımı olmaz. Ancak kule içinde aşağıdan yukarı doğru gidildikçe gaz fazındaki su buharı basıncı su fazı yüzeyindeki buhar basıncından daha yüksek olacağı için gaz fazından su fazına doğru bir kütle aktarımı gözlenir.

2. Şekil 5.2b'de gaz ve su fazlarının kuleye giriş ve çıkış sıcaklıkları Şekil 5.2a'da verilen değerlerle aynı olsun. Ancak bu kez gaz giriş koşullarında su buharı çiğlenme noktasını 20 °C olarak kabul edelim. Bu durumda kule girişindeki su buharı kısmi basınçları su fazı tarafında daha büyük olduğundan kütle aktarımı su fazından gaz fazına doğrudur. Kule içinde aşağıdan yukarı doğru gidildikçe basınç farkı azalarak kule çıkışında sıfır olur. Buna bağlı olarak su fazından gaz fazına kütle aktarım hızı da yavaş yavaş azalarak kule çıkışında sıfır değerini alır.

3. Şekil 5.2c durumunda gaz ve su fazına ait giriş ve çıkış sıcaklıkları daha önceki değerlerle aynıdır. Fakat giriş gazındaki su buharı çiğlenme noktası 50 °C'ın üzerinde olsun. Böylece kulenin her noktasında su fazı yüzeyindeki su buharı basıncı gaz fazındaki su buharı basıncından küçük olacağı için gaz fazından su fazına doğru sürekli bir kütle aktarımı olur.

Bütün bu analizlerin sonucundan anlaşıldığı gibi doğrudan temas yöntemiyle duyulan ısı aktarımı daima bir miktar kütle aktarımı ile birlikte yürür. Gaz fazından su fazına doğru kütle aktarımı olduğunda aktarılan kütleyle karşılık gelen yoğunlaşma gizli ısısı da gaz karışımından uzaklaştırıldığı için daha etkin bir soğuma sağlanır. Bu durum göz önünde tutularak çalışmamızda Şekil 5.1c durumu esas alınmıştır.

5.2. Isı ve Kütle Aktarımının Birlikte Olduğu Durum

Sıcak gaz akımının soğuk su ile temasında (Şekil 5.2c) aktarılan toplam ısı gazın duyulan ısısındaki azalma ile su fazına geçen buhar miktarına karşılık gelen yoğuşma gizli ısısının toplamıdır.

$$q=q_d+q_c \quad (5.1)$$

T sıcaklığındaki gaz karışımından, t sıcaklığındaki suya olan duyulan ısı aktarımı

$$dq_c=h(T-t)a dV \quad (5.2)$$

Burada a kule birim hacmi başına gaz-sıvı temas yüzeyidir. Bir başka deyişle A, ısı aktarım yüzeyini göstermek üzere $adV=dA$ olur. Benzer şekilde yayınma sonucu aktarılan ısı,

$$dq_d=K_\kappa \lambda (\kappa - \kappa') a dV \quad (5.3)$$

ile verilir. Burada κ , T sıcaklığındaki gaz karışımında bulunan mutlak nemi, κ' ise t sıcaklığındaki doygun mutlak nemi gösterir. Her iki aktarım toplandığında

$$dq=dq_c+dq_d=h(T-t)a dv+K_\kappa \lambda (\kappa - \kappa') a dV \quad (5.4)$$

ve

$$dq=GdH \quad (5.5)$$

eşitlikleri elde edilir.

Bir kg kuru havaya karşılık κ kg su buharı içeren su-hava karışımı için ısınma ısısı, C, yoğuşma gizli ısısı λ ise aşırı ısınmalar da ihmal edildiğinde

$$H=1Ct+\lambda \kappa \quad (5.6)$$

ve

$$GdH=G(Cdt+\lambda d\kappa) \quad (5.7)$$

eşitlikleri yazılabilir. Eşitlik 5.4

$$dq = K_{\kappa} a dV \left[\left(\frac{hT}{K_{\kappa}} + \lambda_{\kappa} \right) - \left(\frac{ht}{K_{\kappa}} + \lambda_{\kappa}' \right) \right] \quad (5.8)$$

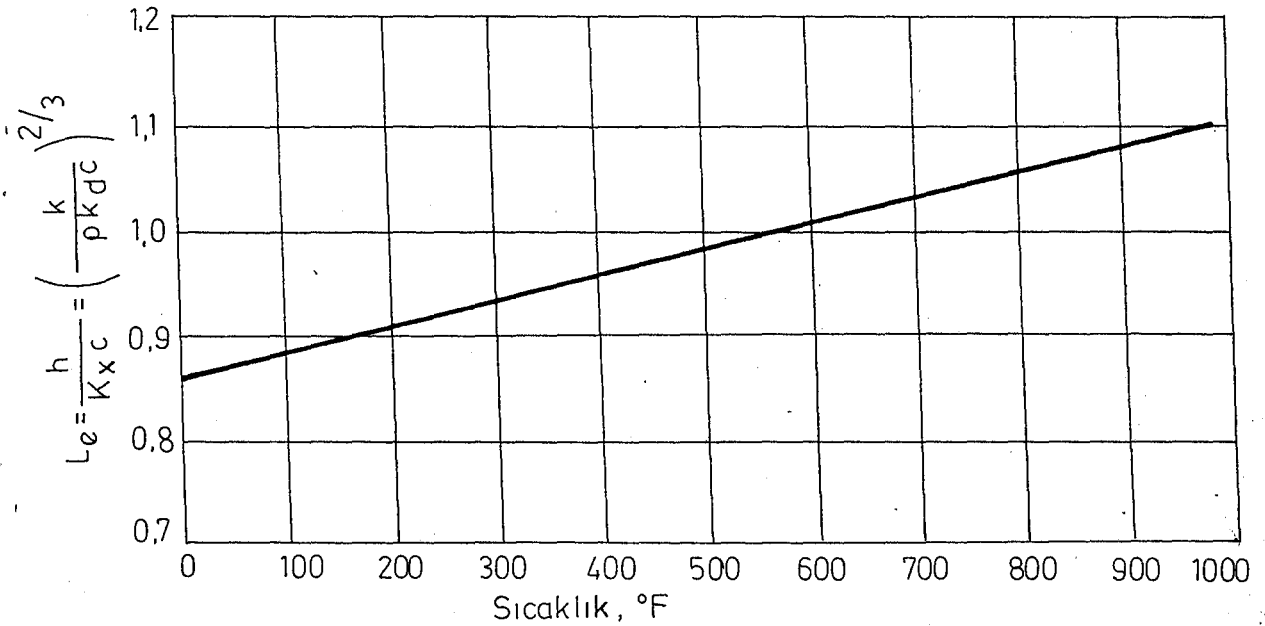
şeklinde düzenlenip $C(T-t)$ terimi eşitliğe hem eklenip hem çıkartıldığında

$$dq = K_{\kappa} a dV \left[(CT + \lambda_{\kappa}) - (Ct + \lambda_{\kappa}') + C(T-t) \left(\frac{h}{K_{\kappa} C} - 1 \right) \right] \quad (5.9)$$

ifadesi elde edilir. Eşitlik 5.6, Eşitlik 5.9'da yerine konulduğunda,

$$dq = K_{\kappa} a dV \left[(H - H') + C(T-t) \left(\frac{h}{K_{\kappa} C} - 1 \right) \right] \quad (5.10)$$

eşitliği türetilmiş olur. Burada $\frac{h}{K_{\kappa} C} = Le$, Lewis sayısı olarak bilinir ve değeri Şekil 5.3'de verilmiştir.



Şekil 5.3. Hava-su sistemi için Lewis sayısı

Gaz yükü kuru gaz temeline göre verildiğinden G değeri kule boyunca sabittir. Buna karşılık kuleden geçen su mik-

tarı L, yoğuşmalar ve buharlaşmalar nedeniyle bir miktar değişir. Bu değişim genellikle % 2'den daha fazla olmaz. Bu nedenle su fazının kazanmış olduğu enerji gaz fazının kaybettiği enerjiye eşit olacağından

$$LcdT=GdH \quad (5.11)$$

yazılabilir. Hava-su karışımı için Lewis sayısı $\frac{h}{K_{\kappa}C} = 1$ alınırsa 5.10 eşitliğinden 5.11 eşitliğini de kullanarak

$$LcdT=GdH=K_{\kappa}(H-H')a dV \quad (5.12)$$

ifadesini türetebiliriz.

Gerçekte hava-su sistemi için Lewis sayısı tam 1'e eşit olmayıp 0.9 dolaylarındadır.

Kule tasarımında önemli bir parametre olan yayınma birimleri sayısı n_d , eşitlik 5.12'den

$$n_d = \int \frac{dT}{H-H'} = K_{\kappa} a \frac{V}{Lc} \quad (5.13)$$

olarak bulunur. Verilen bir dolgu türü için tek bir yayınma birim yüksekliği (H.D.U.), biliniyorsa kule yüksekliği $n_d \times H.D.U.$ olarak hesaplanır. Yayınma birim yüksekliği verilen kule ve dolgu türü için deneysel olarak bulunmalıdır. Çeşitli kule ve dolgu türleri için deneysel veriler literatürde mevcuttur (Simpson and Sherwood, 1946; Colburn, 1939; Kern'den, 1950).

5.3. Lewis Sayısının Bir Alınmadığı Durumlarda Hesaplamalar

Eşitlik, 5.12 Lewis sayısının 1 olması durumunda bulunmuştur. Eşitlik 5.11 de $Le = \frac{h}{K_{\kappa}C} = 1$ alınmadığı taktirde

$$n_d = \frac{K_{\kappa} a V}{Lc} = \int \frac{dT}{(H-H') + C(T-t)(Le-1)} \quad (5.14)$$

olmalıdır.

Diğer taraftan Lewis sayısını basitleştirmeksizin soğutma kulelerine ait enerji ve kütle denklikleri aşağıdaki üç temel ifade ile verilir.

$$dq_c = h \, adV(T-t) = GCdT \quad (5.15)$$

$$dq_d = K_{\kappa} \, adV\lambda(\kappa - \kappa') = \lambda dL \quad (5.16)$$

$$Ldt = GdH \quad (5.17)$$

Bu sistemdeki eşitliklerin birincisi ulaşım, ikincisi yayınma ve üçüncüsü ise toplam ısı denkliklerine karşılık gelir. Sistemin çözümü oldukça karmaşıktır. Genellikle deneme-yanılma yolu ile çözüme ulaşılır. Bölüm 5.4'te kule tasarım hesaplamaları yapılırken bu deneme-yanılmanın nasıl yapıldığı daha iyi anlaşılacaktır.

5.4. Kule Tasarım Hesaplamaları

Burada da tanımı ve bileşimi üçüncü bölümde verilen gaz karışımı 9 °C'a kadar soğutulacaktır. Soğutma suyu kule üzerinden 5 °C'da girip 20 °C'da kule dibinden çıkmaktadır.

Kullanılan kule ve dolgu türüne ait verileri elde etmek için aşağıda gösterilen deneysel sonuçlardan yararlanacaktır (Simpson and Sherwood, 1946: Kern'den, 1950).

Deneyin gerçekleştirildiği kule ve dolgu türüne ait veriler ve bulunan sonuçlar:

$$\text{Kule kesiti} = 1.057 \times 0.606 \, \text{m}^2$$

$$\text{Dolgu yüksekliği} = 1.051 \, \text{m}$$

$$\text{Tahtadan yapılmış dolgu maddesi kalınlığı} = 3.18 \times 10^{-3} \, \text{m}$$

$$\text{Dolgu maddelerinin yatay dizilişte merkezler arası uzaklığı} = 1.59 \times 10^{-2} \, \text{m}$$

$$\text{Sprey sayısı} : 18$$

Bulunmuş deney sonuçları:

| $L, \frac{\text{kg su}}{(\text{s})(\text{m}^2)}$ | $G, \frac{\text{kg hava}}{(\text{s})(\text{m}^2)}$ | $K_{\text{a}}, \frac{\text{kg}}{(\text{s})(\text{m}^3)}$ | $\Delta P, \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ |
|--|--|--|---|
| 1.197 | 0.9502 | 0.846 | 10.0 |
| | 1.4932 | 1.149 | 20.7 |
| | 2.0362 | 1.390 | 33.9 |
| 1.599 | 0.9502 | 0.891 | 12.2 |
| | 1.4932 | 1.292 | 23.7 |
| 1.999 | 2.0362 | 1.661 | 37.4 |
| | 0.9502 | 0.917 | 14.9 |
| | 1.4932 | 1.403 | 26.4 |
| | 2.0362 | 1.871 | 40.4 |

Gaz besleme akısı olarak literatür verilerinden biri olan $0.9502 \frac{\text{kg}}{(\text{s})(\text{m}^2)}$ değerini kullanabiliriz. Böylece

Gaz giriş akısı, $G=0.9502 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$

Gaz giriş sıcaklığı=110 °C

Gaz çıkış sıcaklığı= 9 °C

Su giriş sıcaklığı = 5 °C

Su çıkış " = 20 °C

$$\text{Kule kesiti} = \frac{W}{G} = \frac{2.249}{0.9502} = 2.367 \text{ m}^2$$

$$\text{Giriş gazı mutlak nemi, } x_1 = \frac{0.0782}{2.249} = 0.0348 \frac{\text{kg su buharı}}{\text{kg kuru hava}}$$

$$\begin{aligned} \text{Kule birim yüzeyi başına giren su buharı} &= 0.9502 \times 0.0348 \\ &= 0.0331 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2) \end{aligned}$$

Gaz karışımındaki su buharının tutulma oranı % 81 olsun. Bu değer bir varsayım olup, deneme-yanılma yöntemi ile gerçek değeri bulunacaktır.

Yapılan varsayıma göre,

$$\begin{aligned} \text{Çıkış gazı mutlak nemi, } x_2 &= \frac{0.0782 \times 0.19}{2.249} \\ &= 0.00665 \frac{\text{kg su buharı}}{\text{kg kuru hava}} \end{aligned}$$

olacaktır. Buna karşılık gelen çiglenme noktası ise 6.7 °C'dir.

Isı yükleri:

Gaz yağı buhar derişiminin düşüklüğüne ilave olarak yoğuşma gizli ısısının da küçük olduğu göz önünde tutularak kuleye ait ısı yükü hesaplanmasında gaz yağına ait veriler ihmal edilmiştir. Eşitlik 4.20a'dan

$$H_1 = 4186.8 \times 0.0348 \times 32.4 + 0.0348 \times 2.426 \times 10^6 + 1884(0.0348) \times (110 - 32.4) + 1005 \times 110 = 204800 \text{ J/kg}$$

ve

$$H_2 = 4186.8 \times 0.00665 \times 6.7 + 0.00665 \times 2484300 + 1884 \times 0.00665 \times (9 - 6.7) + 1005 \times 9 = 25800 \text{ J/kg}$$

Temel olarak 1 m²'lik kule kesitini alalım.

Kuleden uzaklaştırılan ısı miktarı;

$$q = G(H_1 - H_2) = 0.9502(204800 - 25800) = 170000 \text{ J/(s)(m}^2\text{)}$$

$$\text{Gerekli su miktarı, } L = \frac{q}{c\Delta t} = \frac{170000}{4186.8(20 - 5)} = 2.7 \text{ kg/(s)(m}^2\text{)}$$

$$\text{Birinci aralık: } K_{\kappa} a \frac{\Delta V}{L} = 0 - 0.05$$

Şekil 5.3'den $Le = 0.92$ okunur.

$$C = 1005 + 1884 \kappa$$

$$C = 1005 + 1884(0.0348) = 1071 \text{ J/(kg)(}^{\circ}\text{K)}$$

Diğer taraftan

$$\frac{h}{K_{\kappa} C} = Le$$

$$\frac{h a V L}{K_{\kappa} C} = (Le) a V L$$

$$h a V = (K_{\kappa} a \frac{V}{L}) L (Le) C$$

olacağından

$$h a V = (0.05) 2.7 \times 0.92 \times 1071 = 133 \text{ J/(s)(}^{\circ}\text{K)}$$

$$q_c = haV(T-t)$$

$$q_c = 133(110-20) = 11970 \text{ J/s}$$

$$\Delta T = \frac{q_c}{CG} = \frac{11970}{1071 \times 0.9502} = 11.76 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{0.05} = 110 - 11.76 = 98.24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P'_{20^\circ\text{C}} = 0.02306 \text{ atm}$$

$$x'_{20^\circ\text{C}} = \frac{0.02306}{0.91 - 0.02360} \times \frac{18}{29} = 0.0161 \text{ kg H}_2\text{O/kg kuru hava}$$

$$\lambda_{20^\circ\text{C}} = 2.45 \times 10^6 \text{ J/kg}$$

$$K_x aV = K_x a \frac{V}{L} = 0.05(2.7) = 0.135$$

Difüzlünen su miktarı,

$$K_x aV(x - x') = 0.135(0.0348 - 0.0161) = 2.525 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$(q_d)_{\text{su}} = 2.525 \times 10^{-3} \times 2.45 \times 10^6 = 6185 \text{ J/s}$$

suyun kazandığı toplam ısı, $q = q_c + q_d$

$$q = 11970 + 6185 = 18155 \text{ J/s}$$

$$\Delta t = \frac{18155}{4186.8(2.7)} = 1.61 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{0.05} = 20 - 1.61 = 18.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Böylece birinci aralık sonundaki koşullar,

$$T_{0.05} = 98.24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{0.05} = 18.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p'_{18.4^\circ\text{C}} = 0.0209 \text{ atm}$$

$$x'_{18.4^{\circ}\text{C}} = \frac{0.0209}{0.91-0.0209} \times \frac{18}{29} = 0.0146 \text{ kg su/kg kuru hava}$$

$$\begin{aligned} \text{Gaz fazında kalan su buharı miktarı} &= 0.0331 - 0.002525 \\ &= 0.0306 \text{ kg su} \end{aligned}$$

$$x_{98.24^{\circ}\text{C}} = \frac{0.0306}{0.9502} = 0.0322 \text{ kg su /kg kuru hava}$$

$$\lambda_{18.4^{\circ}\text{C}} = 2458815 \text{ J/kg}$$

olarak belirlenir.

$$\text{İkinci aralık: } K_x a \frac{V}{L} = 0.05 - 0.15$$

Şekil 5.3'ten 98.24°C için $Le = 0.91$

$$C = 1005 + 1884(0.0322) = 1066 \text{ J/(kg)(}^{\circ}\text{K)}$$

$$haV = \left(K_x a \frac{V}{L} \right) L (Le) C$$

$$haV = 0.1 \times 2.7 \times 0.91 \times 1066 = 262 \text{ J/(s)(}^{\circ}\text{K)}$$

$$q_c = haV(T - t)$$

$$q_c = 262(98.24 - 18.4) = 20918 \text{ J/s}$$

$$\Delta T = \frac{q_c}{CG} = \frac{20918}{2066(0.9502)} = 20.65^{\circ}\text{C}$$

$$T_{0.15} = 98.24 - 20.65 = 77.59^{\circ}\text{C}$$

$$K_x a V = K_x a \frac{V}{L} L = 0.1 \times 2.7 = 0.27$$

Difüzlünen su miktarı,

$$K_x a V(x - x') = 0.27(0.0322 - 0.0146) = 4.752 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$$

$$(q_d)_{\text{su}} = 4.752 \times 10^{-3} \times 2458815 = 11684 \text{ J/s}$$

$$q = 20918 + 11684 = 32602 \text{ J/s}$$

$$\Delta t = \frac{32602}{4186.8(2.7)} = 2.88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{0.15} = 18.4 - 2.88 = 15.52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Böylece ikinci aralık sonundaki koşullar,

$$T_{0.15} = 77.59 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{0.15} = 15.52 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P'_{15.52^\circ\text{C}} = 0.0174 \text{ atm}$$

$$x'_{15.52^\circ\text{C}} = \frac{0.0174}{0.91 - 0.0174} \times \frac{18}{29} = 0.01211 \text{ kg su/kg kuru hava}$$

$$\begin{aligned} \text{Gaz fazında kalan su buharı miktarı: } & 0.0306 - 0.00475 \\ & = 0.02585 \end{aligned}$$

$$x_{77.59^\circ\text{C}} = \frac{0.02585}{0.9502} = 0.0273 \text{ kg su/kg kuru hava}$$

$$\lambda_{15.52^\circ\text{C}} = 2465327 \text{ J/kg}$$

olarak belirlenir. $K_x a \frac{\Delta V}{L}$ değerlerini her seferinde 0.10 arttırarak diğer aralıklar için hesaplamalar benzer şekilde tekrarlanır. Bunlara ait sonuçlar Çizelge 5.1'de toplu olarak verilmiştir.

$$q_t = (q_c)_t + (q_d)_t = 100849 + 65907 = 166756 \text{ J/s}$$

Kule çıkışındaki (son aralık) gaz ve su sıcaklıkları ile daha önce öngörülen gaz ve su sıcaklıkları yaklaşık olarak aynı değerde olduklarından kule girişinde yapılan varsayımlar doğrudur. Ayrıca son aralıktan çıkan gaz karışımındaki su buharı miktarından % 81 yoğuşma varsayımı da doğrulanmıştır.

Problemin başında verilen deney sonuçlarından da görüldüğü gibi $G = 0.9502 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$ sabit gaz akısı için değişik L değerlerine karşılık bulunan $K_x a \Delta V$ değerleri farklıdır.

Çizelge 5.1. Değişik aralıklarda $K_{\kappa} a \frac{\Delta V}{L}$ değerlerine karşılık gelen su ve gaz sıcaklıkları

| Aralık | $K_{\kappa} a \frac{\Delta V}{L}$ | $T_{\text{gaz}}, ^\circ\text{C}$ | $t_{\text{su}}, ^\circ\text{C}$ | Difüzllenen su | $q_c, \frac{\text{J}}{\text{s}}$ | $q_d, \frac{\text{J}}{\text{s}}$ |
|--------|-----------------------------------|----------------------------------|---------------------------------|------------------------|----------------------------------|----------------------------------|
| - | 0 | 110 | 20.00 | - | - | - |
| 1 | 0.05 | 98.24 | 18.40 | 2.525×10^{-3} | 11970 | 6185 |
| 2 | 0.15 | 77.59 | 15.52 | 4.752×10^{-3} | 20918 | 11684 |
| 3 | 0.25 | 61.69 | 13.22 | 4.100×10^{-3} | 15952 | 10104 |
| 4 | 0.35 | 49.28 | 11.38 | 3.394×10^{-3} | 12360 | 8386 |
| 5 | 0.45 | 39.71 | 9.94 | 2.757×10^{-3} | 9475 | 6824 |
| 6 | 0.55 | 32.27 | 8.81 | 2.209×10^{-3} | 7323 | 5475 |
| 7 | 0.65 | 26.47 | 7.92 | 1.750×10^{-3} | 5686 | 4342 |
| 8 | 0.75 | 21.87 | 7.22 | 1.377×10^{-3} | 4486 | 3419 |
| 9 | 0.85 | 18.25 | 6.67 | 1.090×10^{-3} | 3531 | 2708 |
| 10 | 0.95 | 15.39 | 6.24 | 8.478×10^{-4} | 2779 | 2107 |
| 11 | 1.05 | 13.13 | 5.90 | 6.588×10^{-4} | 2196 | 1638 |
| 12 | 1.15 | 11.33 | 5.63 | 5.135×10^{-4} | 1735 | 1277 |
| 13 | 1.25 | 9.92 | 5.42 | 3.977×10^{-4} | 1362 | 989 |
| 14 | 1.35 | 8.82 | 5.26 | 3.090×10^{-4} | 1076 | 769 |
| | | | | 26.68×10^{-3} | 100849 | 65907 |

Aynı gaz akısına karşılık kendi L değerimiz için $K_{\kappa} a$ değeri ekstrapolasyon ile aşağıdaki şekilde bulunur.

| G | L | $K_{\kappa} a$ |
|--------|-------|----------------|
| 0.9502 | 1.599 | 0.891 |
| | 1.999 | 0.917 |
| | 2.700 | κ |

$$\kappa = 0.917 + \frac{0.917 - 0.891}{1.999 - 1.599} (2.700 - 1.999)$$

$$\kappa = 0.963 \text{ bulunur.}$$

Böylece,

$$K_{\kappa} a \frac{V}{L} = 1.35$$

ve

$$V = (\bar{z} \times l)$$

değerlerinden

$$K_{\kappa} a \frac{V}{L} = \frac{0.963(\bar{z} \times l)}{2.7} = 1.35$$

$$z = 3.79 \text{ m}$$

olarak kule yüksekliği bulunmuş olur. Daha önce de belirtildiği gibi kule kesit alanı da 2.367 m² dir. Deney sonuçlarından da görüldüğü gibi soğutma kulelerinde basınç düşüşü ihmal edilebilir düzeydedir. Boyutları böylece belirlenmiş olan kule, deneydeki dolgu türü ile birlikte kullanıldığında amaçladığımız soğutmayı sağlar.

5.5. Su Soğutma Sistemi

Kule çıkışında 20 °C'a kadar ısınmış olan suyu tekrar kule girişine 5 °C'da gönderebilmek için bir soğutucu tasarımı yapmak gerekir. Elde edilmesi gereken sıcaklık düşük

olduğundan soğutucu sıvı olarak amonyak seçildi. Soğutucunun ceket tarafında 1.1 °C'daki amonyak buharlaştırılarak tüp tarafından geçmekte olan suyu 20 °C'dan 5 °C'a kadar soğutacaktır. Bu amaç için seçilen standart soğutucuya ait bilgiler aşağıdadır.

$$\text{Ceket iç çapı (ID)} = 0.5397 \text{ m } (21\frac{1}{4} \text{ in})$$

$$\text{Tüp dış çapı (OD)} = 0.0191 \text{ m } (3/4 \text{ in}), 16 \text{ BWG}$$

$$\text{Tüp sayısı (N}_t) = 260$$

$$\text{Soğutucu boyu (L)} = 4.8768 \text{ (16 ft)}$$

Tüplerin yerleştirme türü=Merkezler arası uzaklık 0.0254 m (1 in) olacak şekilde üçgen diziliş.

$$\text{Geçiş sayısı(n)} = 1-8$$

$$\text{Engeller arası uzaklık (B)} = 0.4064 \text{ m } (16 \text{ in})$$

$$\text{Arzu edilen kirlenme faktörü} \geq 5.2 \times 10^{-4} \frac{(\text{s})(\text{m}^2)(\text{°C})}{\text{J}}$$

$$\text{Tüp tarafı izin verilen basınç düşüşü} \leq 6.7 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

Soğutucu performans hesapları:

$$\text{Isı yükü, } Q = 166756 \times 2.367 \approx 400000 \text{ J/s}$$

$$\text{Kullanılan su miktarı} = \frac{Q}{C\Delta t} = \frac{400000}{4186.8(20.5)}$$

$$= 6.37 \text{ kg/s}$$

$$\text{Buharlaşan amonyak miktarı} = \frac{Q}{\lambda} = \frac{400000}{1256000}$$

$$= 0.32 \text{ kg/s}$$

Bölüm 4.1'de belirtildiği gibi yoğunlaştırıcıdan çıkıp geri döngü tankına gelen amonyak buhar kalitesi % 10'dur. Buna göre amonyak besleme hızı,

$$\frac{0.32}{0.90} = 0.356 \text{ kg/s olmalıdır.}$$

Ayrıca ceket tarafında kuruluğa kadar buharlaşma arzu edilmediğinden soğutucuya daha fazla amonyak göndererek çıkıştaki sıvı amonyak bir geri döngü sistemi ile tekrar kullanılır.

$$\text{Geri döngü oranı} = 8/1$$

olsun. Böylece soğutucu çeket tarafı sürekli olarak sıvı amonyak ile beslenir.

Ceket tarafı ısı aktarım kat sayısı:

$$a_s = \frac{ID \times C' B}{P_T} = \frac{0.5397 \times 6.35 \times 10^{-3} \times 0.4064}{0.0254} = 0.0548 \text{ m}^2$$

$$G_s = \frac{0.356 \times 9}{0.0548} = 58.39 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$$

$$T_a = 1.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\mu = 1.45 \times 10^{-4} \text{ N (s)}/(\text{m}^2)$$

$$k = 0.5016 \text{ W}/(\text{m})(^\circ\text{K}), \quad c = 4605.8 \text{ W}/(\text{kg})(^\circ\text{K})$$

$$\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{4605.8 \times 1.45 \times 10^{-4}}{0.5016}\right)^{1/3} = 1.1$$

$$D_e = 0.01854 \text{ m}$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.01854(58.39)}{1.45 \times 10^{-4}} = 7466$$

$$J_H = 47$$

(Kern, 1950: Şekil 28)

$$h_o = J_H \frac{k}{D_e} \left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3} \times 1$$

$$h_o = 47 \frac{0.5016}{0.01854} (1.1) = 1399 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

Tüp tarafı ısı aktarım kat sayısı:

$$a_t = N_t \frac{a_t'}{n} = \frac{260[0.302 \times (0.0254)^2]}{8} = 6.331 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$G_t = \frac{w_t}{a_t} = \frac{6.37}{6.331 \times 10^{-3}} = 1006 \text{ kg}/(\text{s})(\text{m}^2)$$

$$V = \frac{G_t}{\rho} = \frac{1006}{1000} = 1.006 \text{ m/s}$$

$$h_i = 660 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F}) = 3748 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K}) \quad (\text{Kern, 1950:} \\ \text{Şekil 25})$$

$$h_{i_o} = h_i \frac{ID}{OD} = 3748 \frac{0.62}{0.75} = 3099 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

$$(\Delta t)_{LMTD} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{18.9 - 3.9}{\ln \frac{18.9}{3.9}} = 9.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U_c = \frac{h_{i_o}(h_o)}{h_{i_o} + h_o} = \frac{3099(1399)}{3099 + 1399} = 963.9 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

$$A_c = \frac{Q}{U_c \Delta t} = \frac{400000}{963.9(9.5)} = 43.7 \text{ m}^2$$

Kirlenme faktörü:

$$A_D = 260 \times 4.8768(0.1963 \times 0.3048) = 75.9 \text{ m}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A_D \Delta t} = \frac{400000}{75.9(9.5)} = 554.7 \text{ W}/(\text{m}^2)(^\circ\text{K})$$

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \cdot U_D} = \frac{963.9 - 554.7}{963.9 \times 554.7} = 7.65 \times 10^{-4} \text{ (s)(m}^2)(^\circ\text{C})/\text{J}$$

olarak öngörülen koşulu sağlar.

Tüp tarafı basınç düşüşü

$$T = \frac{20 + 5}{2} = 12.5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{için}$$

$$\mu = 1.2 \times 10^{-3} \text{ N(s)}/\text{m}^2$$

$$D_t = 0.01575 \text{ m}$$

$$Re_t = \frac{D_t G_t}{\mu} = \frac{0.01575 \times 1006}{1.2 \times 10^{-3}} = 13200$$

$f=0.00025 \text{ ft}^2/\text{in}^2 \times 144 \text{ in}^2/\text{ft}^2=0.036$ (Kern, 1950:
Şekil 26)

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{2 \rho D_t \phi}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.036(1006)^2 \times 4.8768 \times 8}{2 \times 1000 \times 0.0157 \times 1} = 45268 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_r = 4n \rho \frac{V^2}{2}$$

$$\Delta P_r = 4 \times 8 \times 1000 \times \frac{(1.006)^2}{2} = 16000 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_t = 45268 + 16000 = 6.1 \times 10^4 \text{ N/m}^2$$

bulunur. Bu değer öngörülen basınç düşüşünden küçük olduğundan seçilen soğutucu amaca uygundur.

Ceket tarafı basınç düşüşü ise ihmal edilebilir düzeydedir.

5.6. Amonyak Yoğuşturucu Tasarımı

Su soğutucudan çıkan amonyak buharlarının tekrar kullanımını için bir yoğuşturucuda yoğuşturulmaları gerekir. Koşullar aynı olduğundan (amonyak buhar miktarı ve sıcaklıklar) Bölüm 4.4'de tasarımı yapılan yoğuşturucu bu amaç için de kullanılabilir.

6. EKONOMİK DEĞERLENDİRME

Kurutucu çıkışından soğutucuya, soğutucudan yoğuşturucuya olan uzaklıklar ünitedeki yerleştirme düzenine bağlıdır. Bu nedenle boru donatımlarındaki sürtünme kayıplarını bu çalışmada hesaplamak mümkün olmamıştır. Ancak soğutucular ve yoğuşturucular için hesaplanmış basınç düşmelerinden yararlanarak bunların neden olduğu kayıplar burada verilmiştir.

6.1. Isı Değiştirici Yöntemi İle Geri Kazanım

Gaz soğutucu,

Tüp tarafı:

Basınç düşüşü, 3182 N/m²

Bu basınç düşüşü geri döngü tankındaki 3 m'lik sıvı yüksekliği ile karşılanacağından bir güç kaybı söz konusu değildir.

Ceket tarafı:

Basınç düşüşü, 9100 N/m²

$$T_a = \frac{110+9}{2} \approx 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Bu sıcaklıktaki hava yoğunluğu,

$$\rho = \frac{PM}{RT} = \frac{0.91(29)}{0.082(273+60)} = 0.966 \text{ kg/m}^3$$

Güç kaybı:

$$W_1 = W_s \frac{\Delta P}{\rho} = 2.324 \frac{9100}{0.966} = 21892 \text{ W} = 21.892 \text{ kW}$$

Yoğuşturucu,

Tüp tarafı:

Basınç düşüşü, 4×10^4 N/m²

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Güç kaybı:

$$W_2 = w_t \frac{\Delta P_t}{\rho} = 11.81 \frac{4 \times 10^4}{10^3} = 472 \text{ W} = 0.472 \text{ kW}$$

Ceket tarafı basınç düşüşü 200 N/m^2 olarak ihmal edilebilir düzeydedir. Ancak burada komprasördeki güç kaybını bulmak gerekir.

Komprasörde güç kaybı, Şekil 4.7'den

$$W'_2 = W_s (h_2 - h_1) = 0.3548 (678 - 620) \times 2326 \\ = 47865 \text{ W} = 47.865 \text{ kW}$$

Böylece ısı değiştirici ile geri kazanım yönteminde toplam güç kayıpları,

$$W = W_1 + W_2 + W'_2$$

$$W = 21.892 + 0.472 + 47.865 = 70.229 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

6.1.1. Ekonomik değerlendirme

Yaklaşık bir maliyet hesabı çıkarmak amacıyla, diğer boru donatımındaki kayıpları karşılamak üzere bulunan bu değerlerin % 20 fazlasını alalım.

$$W_{\text{toplam}} = 1.20 \times 70.229 = 84.27 \text{ kW}$$

Pompa ve fan verimlerinin % 65 olduğunu kabul eder ve sa- nayide kullanılan elektrik fiyatının da 87.5 ₺/kW olduğunu göz önünde tutarsak

$$\text{Toplam işletme gideri} = \frac{84.27}{0.65} \times 87.5 \\ = 11350 \text{ ₺/hr}$$

olarak hesaplanır.

Elde edilen gaz yağının değeri:
 Kazanılan miktar (% 90 yoğuşma)
 $=0.0513 \times 3600 \times 0.90 = 166.2 \text{ kg/hr}$

Hacim olarak,

$$V = \frac{166.2}{\rho} = \frac{166.2}{0.80} = 208 \text{ lt/hr}$$

Birim fiyatı = 304 ₺/lt

Toplam değer = $304 \times 208 = 63200 \text{ ₺/hr}$

6.2. Doğrudan Temas Yöntemi

Gaz soğutma kulesi:

Basınç düşüşü ve buna bağlı olarak güç kaybı ihmal edilebilir düzeydedir.

Diğer taraftan yoğuşturucu için komprasördeki güç kaybı Bölüm 6.1'de verilen değerle ($W_2' = 47.865 \text{ kW}$) aynıdır. Yoğuşturucunun tüp tarafındaki güç kaybı ise,

$$W_2 = w_t \frac{\Delta P_t}{\rho} = 6.37 \frac{6.1 \times 10^4}{10^3} = 388 \text{ W} = 0.388 \text{ kW}$$

olarak hesaplanır.

Böylece doğrudan temas ile geri kazanımda toplam güç kayıpları

$$W = W_1 + W_2 + W_2'$$

$$W = 0 + 0.388 + 47.865 = 48.25 \text{ kW}$$

olarak bulunur.

Burada soğuk suyun kule üst girişine pompalanması için gerekli güç ihmal edilmiştir.

6.2.1. Ekonomik değerlendirme

Burada da Bölüm 6.1.1'dek yaklaşımla

$W_{\text{toplam}} = 1.2 \times 48.25 = 57.9 \text{ kW}$
 olacaktır.

Toplam işletme gideri = $\frac{57.9}{0.65} \times 87.5 = 7794$ ₺/hr

Elde edilen gaz yağı değeri = 63200 ₺/hr

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Burada üzerinde çalışılmış olan gaz karışımında gaz yağı buhar derişimi çok küçük olduğundan hesaplamalarda ihmal edilmiştir. Gaz yağı buharları derişiminin yüksek olması durumunda bu ihmaller yapılmamalıdır. Örneğın ısı değıştirici tasarımıında iki bölgede incelediğimiz soğutucuya gerçekte üç bölümde incelemek gerekir.

1. Gaz soğuma bölgesi,
2. Yalnız gaz yağı buharlarının yoğuştuğı bölge,
3. Gaz yağı ve su buharlarının birlikte yoğuştuğı bölge.

Bu bölgeler (özellikle üçüncü bölge) için ısı aktarım katsayılarının hesaplanması bir başka araştırma konusu olarak kalmaktadır.

Bu çalışmada iki geri kazanma yöntemi incelenmiştir. Bunlardan biri ısı değıştirici yöntemi diğeri gaz soğutma kulesi (doğrudan temas) yöntemidir. Bölüm 6.1.1. ve 6.2.1 de görüldüğü gibi doğrudan temas yöntemi ekonomik olarak daha uygundur.

Bu yöntem tekstil sanayinde basma boyama ünitelerine uygulandığında büyük ekonomik kayıpların ve çevre kirliliğinin önlenmesi sağlanmış olur.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Annual Book of ASTM Standarts, 1985, Petroleum and petroleum products distillation, 05.02 (11), D1661-D2896.
- Bennet, C.O. and Myers, J.E., 1974, Momentum, heat, and mass transfer, Mc Graw-Hill Book Com., U.S.A., 810 p.
- Berman, L.D., and Tumanov, Y.A., 1962, Investigation of heat transfer in the condensation of moving steam on a horizontal tube, Teploenegetika, 9, 77-83.
- Chen, M.M., 1961, An analytical study of laminar film condensation, part 2- Single and multiple horizontal tubes, Journal Heat Transfer, 83, 55-60.
- Fuks, S.N., 1953, Condensation of a vapor flow over a horizontal tube, Izvestiya Vses. Teplotekh. Inst., 3, 9-13.
- Gaddis, E.S., 1979, Solution of the two phase boundary-layer equations for laminar film condensation of vapour flowing perpendicular to a horizontal cylinder, Journal of Heat and Mass Transfer, 22, 371-382.
- Grant, I.D.R. and Chisholm, D., 1979, Two phase flow on the shell-side of a segmentally baffled shell-and-tube heat exchanger, Journal of Heat Transfer, 101, 38-42.
- Himmelblau, D.M., 1982, Basic principles and calculations in chemical engineering, Prentice-Hall, Inc., U.S.A., 628 p.
- Kern, D.Q., 1950, Process heat transfer, Mc Graw-Hill Kogakusha, LTD., Tokyo, 871 p.
- Marto, P.J., 1984, Heat transfer and two-phase flow during shell side condensation, Heat Transfer Engineering, 5, 36-61.
- McCabe, W.L. and Smith, J.C., 1976, Unit operations of chemical engineering, Mc Graw-Hill Book Com., New York, 1028 p.

- Nelson, W.L., 1958, Petroleum refinery engineering, Mc Graw-Hill Kogakusha, LTD., Tokyo, 960 p.
- Parmele, C.S., Oconnell, W.L. and Basdekis, H.S., 1979, Adsorption, pollution, recovers solvents, Chemical Engineering, 31, 58-70.
- Rohsenow, M.W. and Hartnett, J.P., 1973, Handbook of heat transfer, U.S.A., 19-23 p.
- Saad, M.A., 1966, Thermodynamics of engineers, Prentice-Hall, Inc., U.S.A., 642 p.
- Shekriladze, I.G. and Gomelauri, V.I., 1966, Theoretical study of laminar film condensation of flowing vapour, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 9, 581-591.
- Sparrow, E.M. and Gregg, J.L., 1959, Laminar condensation heat transfer on a horizontal cylinder, Journal Heat Transfer, 81, 291-296.
- T.M.M.O.B. Kimya Mühendisleri Odası, 1980, Kimya mühendisliğinde momentum, ısı ve kütle aktarımı, İzmir, 540 s.
- Traybal, R.E., 1981, Mass transfer operations, Mc Graw-Hill Book Com., Tokyo, 784 p.