



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

NEMLİ HAVALI BİR KLİMA SÜRECİNİN ENERJİSEL VE EKSERJİSEL ANALİZİ

**(DİE ENERGETISCHE UND EXERGETISCHE
ANALYSE EİNES GEGEBENEN PROZESSES
MİT DER FEUCHTEN LUFT)**

ANTUN GALOVIĆ
ZAGREB ÜNİVERSİTESİ

AHMET CAN
İSTANBUL AREL ÜNİVERSİTESİ

MARIJA ZİVIĆ
JJ STROSSMAYER ÜNİVERSİTESİ

NEMLİ HAVALI BİR KLİMA SÜRECİNİN ENERJİSEL VE EKSERJİSEL ANALİZİ

Antun GALOVIĆ
Ahmet CAN
Marija ZIVIĆ

ÖZET

Çalışmada, bir hacmin ısıtılması için kullanılacak hava şartlandırmanın enerjisel ekserjisel analizinin analitik formülasyonu verilmiştir. Hava şartlandırma, dışarıdan ve içeriden alınan havaların karıştırılması, karışım havasının ön ısıtması, nemlendirilmesi ve son ısıtılması süreç bölümlerinden oluşur. Ön ısıtma ve son ısıtma, 80°C/60°C sıcak su yardımıyla ve nemlendirme 12 °C normal su ile yapılmıştır. Bu süreç için gerekli nemli hava debisi 7200 m³/h olarak verilmiştir. (Bu hacme nemli havanın verilmeden önceki durumuna uymaktadır) Tanıtılan matematik modelde değişken olarak dış (taze) hava ve iç (hacim) havası arasındaki bağıntı alınmıştır. Kuru havanın toplam kütleli debisi 8330 kg/h değerindedir ve sabit varsayılmıştır. Her iki ısıtma elemanındaki toplam ısıtma akısı $\Phi_{HKges} = \Phi_{HK1} + \Phi_{HK2} = 43,35$ kW değerine $g_1 = 0,51$ olduğunda ulaşıldığı gösterilmiştir. Çalışmada verilmiş ekserji analizi, karıştırma, nemlendirme ve her iki ısıtıcı ünitelerdeki ısı geçişi ile olan ekserji yok edilmesini kapsamaktadır. Ayrıca en büyük ekserji yok edilmesinin her iki ısıtıcıdaki ısı geçişi ile olduğu gösterilmiştir. Tüm sürecin maksimum ekserjisel verimi $\epsilon_{ex} = 0,71$ değerindedir, $g_1 = 0,45$ iken ulaşılmıştır ve bunun için çevrenin gece durum büyüklükleri $p_u = 1$ bar; $\vartheta_u = 0$ °C, $\varphi_u = 100\%$ şeklinde alınmışlardır. Bunun anlamı, en az ısıtma akısı ve maksimum ekserji verimi için $g_1 = 0,45$ eşitliğine uygun olduğudur. Ekserjisel verimin göreceli en yüksek değerleri, bu yöntemle ekserjisel kriterlere göre değerlendirilmiş sürecin oldukça uygun olacağını göstermiştir.

Bu çalışma kapsamındaki diğer incelemeler, püskürtülen suyun farklı sıcaklık değerlerinin ve nemlendirmede püskürtülen buharın entalpisinin her iki ısıtıcıdaki ısı geçişi değerlerine, ekserji yok edilmesine ve toplam ekserjisel verime etkisi üzerine olmuştur. Hesaplamalardan elde edilmiş sonuçlar, bunlara uyan şekilde nemli hava diyagramlarında gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Nemli hava, Karışım, Isıtma, Nemlendirme, Enerjisel ve Ekserjisel Analiz.

ABSTRACT

In this study, the analytical formulation of energy and exergy analysis for air conditioning which will be used to heat a volume was given. Air conditioning is composed of process sections containing mixing of air taking from inside and outside, preheating of air mixture, moistening and last heating. Pre and last heating and moistening were carried out by using 80 °C/60 °C hot water and 12 °C normal water, respectively. Required humid air flow rate for this process was given as 7200 m³/h (This conformed with case of before humid air is given to volume). Correlation between outside (fresh) and inside (volume) air was taken as variable in introduced mathematical model. Total mass flow rate of dry air is assumed as constant with 8330 kg/h. It was reached to minimum heating flux value with $\Phi_{HKges} = \Phi_{HK1} + \Phi_{HK2} = 43,35$ kW both in heating element when it is $g_1 = 0,45$ value. Exergy analysis given in this study includes mixing, moistening and exergy destruction of both heating units with heat transfer. Besides, it was shown that maximum exergy destruction occurred in both heaters with heat transfer.

Maximum exergy efficiency of all process is $\varepsilon_{ex} = 0,71$ and it is reached to this value while it is $g_1 = 0,45$ and also night case magnitudes of environment is taken as $p_u = 1$ bar; $\vartheta_u = 0$ °C, $\varphi_u = 100$ %. This means that it is suitable equality with $g_1 = 0,45$ for minimum heating flux and maximum exergy efficiency. Relative maximum values of exergy efficiency were indicated that evaluated process with respect to exergy criterias will be considerably suitable with this method.

Another investigations in this study scope were the effect of different temperature values of sprayed water and enthalpy of sprayed steam in moistening on the heat transfer values both heaters, exergy destruction and total exergy efficiency. Obtained results from calculations were illustrated in humid air diagrams to fit them.

Key Words: Humid air, mixing, heating, moistening, energy and exergy analysis

1. GİRİŞ

Psikrometri, nemli havanın hissedilmesi ile uğraşan bilim dalıdır. Nemli hava, kuru hava ve su nemi olan ikili bir karışımıdır. Nemli havanın teknik kullanımı, kurutma tekniğindeki örnekler, değişik yaşam hacimlerinin ve diğer hacimlerin kliması ve birçok hacmin havalandırmasındaki örnekler gibi çok geniş bir sahayı kapsamaktadır. Bu amaçlar için nemli hava hazırlanmasında enerjinin gerekli olduğu açıktır. Nemli hava ile birçok süreç, kütle ve enerjinin korunumu yasaları yardımıyla çok yaygın olarak araştırılmıştır, bunların sonuçları çok sayıda bilimsel makale ile ve birçok makalede ve kitapta yayınlanmıştır. Ancak, içinde değişik süreçleri barındıran birleşik sistemlerin, Termodinamiğin ikinci Kanunu ile en iyi duruma getirilmesine, son zamanlarda birçok bilim adamı tarafından büyük bir ilgi gösterilmektedir. Bu nedenle, çalışma kapsamında verilmiş bir hacmin kış koşullarındaki kliması için nemli havanın şartlandırılması, hem enerjisel hem de ekserjisel olarak değerlendirilmiştir. Tüm süreç, hem iç (hacim havasının) hem de dış (taze havanın) karışımı, ön ısıtılması, hem soğuk su ile hem de 100 °C sıcaklıklı sıcak su ile ve de 100 °C sıcaklıklı kuru doymuş buharla nemlendirilmesi, son olarak ikinci ısıtma şeklindeki süreçlerden oluşmaktadır.

2. MATEMATİK MODEL

Tüm süreç modeli Şekil 1 ile h_{1+x} , x - grafiğinde sunulmuştur. Bu diyagramdan nemli hava ile ilgili tüm ısı alışverişisi durumlarının doyma bölgesinde olduğu hemen görülebilir.

Zagreb şehrinde bir yerin ısıtılması amacıyla kullanılan bir tesisatta gerçekleşen sürecin büyüklükleri ve değerler bir tasarım bürosundan alınmıştır.

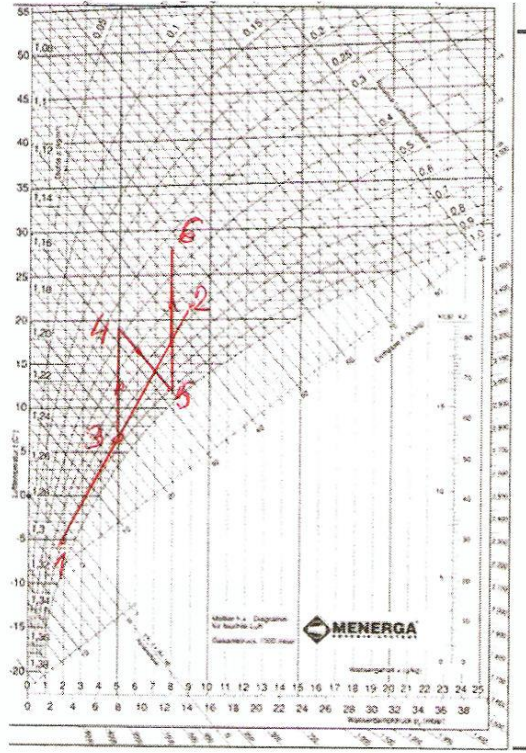
Burada incelenen problemde nemli havanın durum değişkenleri önceden verilmiştir: Durum 1 taze nemli hava (açık hava); durum 2 kapalı hacimden alınan nemli havayı (iç hava, hava sirkülasyonu); durum 5 adyabatik nemlendirme sonrasını ve durum 6 (hacme verilen) oda içine akıtma öncesi durumdur.

Diyagramda gösterilmiş noktadaki durum büyüklükleri: $\vartheta_1 = 0$ °C, $\varphi_1 = 90\%$; $\vartheta_2 = 22$ °C, $\varphi_2 = 55\%$; $\vartheta_5 = 12$ °C, $\varphi_5 = 90\%$ ve $\vartheta_6 = 28$ °C, $x_6 = x_5$. 6 durumundaki gerekli hacimsel debi 7200 m³/h değerindedir.

Tüm sürece ait her bir kısmi sürecin, 1-2 iç hacimden alınmış kısmi hava akımı ile dışardan alınan hava akımının karıştırılması, 3-4 karıştırılmış hava akımının ısıtılması, 4-5 nemlendirilmesi ve 5-6 son ısıtılması olduğu anlaşılabilir.

Nemlendirme 12 °C sıcaklığındaki soğuk su ile gerçekleştirilir. Bu nedenle, nemli havanın 4 durumunu karıştırma ve nemlendirme süreçlerinin belirlendiği kolayca anlaşılabilir. Aynı anda 3-4 arası, birinci ısıtmadaki ısı gücünü belirler.

Analizde, dışarıdan alınan taze havanın kütleli debisi(1) ile iç hacimden alınan kısmi havanın kütleli debisi(2) oranı, 0,40 ile 1.0 arasında değiştirilmiştir.



11

Şekil 1. Tüm sürecin h_{1+x}, x –Diyagramında gösterilmesi

Diğer bir anlatımla; mevcut sabit koşullar için ve yukarıda açıklanmış seçilmiş değerler için ikinci hava ısıtıcısındaki ısı gücünün sabit olduğu ancak birinci hava ısıtıcısındaki ısı gücü ile nemlendiricideki su kütleli debisi sabit değildir.

Bütün durum değişimlerinde toplam basınç 1000 mbar değerindedir ve çevre koşulu, $p_u = 1000$ mbar, $\vartheta_u = 0$ °C olarak tanımlanmıştır.

Şekil 1’de gösterildiği gibi nemli havanın bütün hal değişimleri doymamış bölgede bulunduğundan, durum noktalarına ait termodinamik büyüklükler aşağıdaki eşitlikler yardımıyla hesaplanmıştır; [1]

Nemli havanın spesifik entalpisı:

$$h_{1+x} = c_{pL} \vartheta + x(r_0 + c_{pD} \vartheta) \quad (1)$$

Nemli havanın spesifik hacmi:

$$v_{1+x} = 461,5 \frac{T}{p} (0,622 + x) \quad (2)$$

Nemli havanın spesifik ekserjisi

$$ex_{1+x} = (c_{pL} + xc_{pD})T_u \left(\frac{T}{T_u} - 1 - \ln \frac{T}{T_u} \right) + (1 + \kappa)R_L T_u \ln \frac{P}{P_u} + R_L T_0 \left[(1 + \kappa) \ln \frac{1 + \kappa_0}{1 + \kappa} + \kappa \ln \frac{\kappa}{\kappa_0} \right] \quad (3)$$

Denklem (3)'ün sağ tarafındaki ilk terim, çevre sıcaklığına göre değişik sıcaklıklardan dolayı aşırı kızdırılmış su buharının kuru havanın ekserjisel değerini ifade etmektedir. İkinci terim, çevre basıncına göre nemli havanın toplam basıncının değişik değerlerinden dolayı olan ekserji değerini ifade etmektedir. Son olarak, üçüncü terim, çevrenin ve nemli havanın değişik kimyasal oluşumuna bağlı ekserji değerini tanımlamaktadır. [2] kaynağının tavsiyesine göre, ekserji analizi için çevre şartlarındaki nemli hava doymuş nemli hava olarak göz önüne alınmalıdır.

- Nemlilik derecesi x aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır:

$$x = \frac{m_D}{m_L} = 0.622 \frac{\varphi p_s(T)}{p - \varphi p_s(T)} \quad (4)$$

Bu büyüklük, nemli hava karışımının oluşumu tanımlamaktadır. Bu anda kuru havanın kütlesi standartlaştırılmıştır. (1) - (3) denklemleri ilgili büyüklükleri tanımlamaktadır, burada da kuru havanın kütlesi standartlaştırılmıştır.

- Aşağıdaki büyüklük nemli havanın molekül nemlilik derecesidir:

$$\kappa = \frac{n_D}{n_L} = \frac{\varphi p_s(T)}{p - \varphi p_s(T)} \quad (5)$$

Su buharının doyma basıncı $p_s(T)$, aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır: [3]

$$p_s(T) = \exp \left(- \frac{7843,15}{T} - 11,714 \ln T - 0,010713T + 86,405 \right) \quad (5a)$$

Denklemlerde sıcaklık T Kelvin K ile ve doyma basınçları bar olarak tanımlanır.

- Nemli havanın nemlendirilmesi veya ısıtılması için kullanılan sıvı suyun spesifik ekserjisi aşağıdaki eşitlikten hesaplanır.

$$ex_w = c_w \left(T_w - T_u - T_u \ln \frac{T_w}{T_u} \right) \quad (6)$$

- Nemli havanın nemlendirilmesi için de gereksinim duyulan doymuş nemli havanın spesifik ekserjisi aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanır.

$$ex_D = h - h_u - T_u (s - s_u) \quad (7)$$

2.1. Sürecin Madde ve Enerji Denklemleri

Gözlenen durumda kuru havanın kütleli debisi sabittir ve verilmiş 6 durumundan değerlendirilebilir. Çünkü 6 durumunda tüm durumların değişkenleri ve nemli havanın hacimsel debisi (verilmiştir) bilinmektedir. Kuru havanın kütleli debisi hesaplamadan sonra $q_{mL} = 8330$ kg/h değerindedir. Süreçte taze havanın ve geri dönüş havasının karışımı mevcut olduğundan aşağıdaki eşitlik geçerlidir:

$$q_{mL} = g_1 q_{mL} + (1 - g_1) q_{mL} \quad (6)$$

Bu esnada, $g_1 = q_{mL1} / (q_{mL1} + q_{mL2})$ eşitliğinin geçerli olduğu 1 ve 2 akımlarının adyabatik karışımı için termodinamiğin birinci yasasının uygulanması ile spesifik entalpi hesaplanmıştır.

$$(h_{1+x})_3 = g_1 (h_{1+x})_1 + (1 - g_1) (h_{1+x})_2 \quad (7)$$

Karıştırma sürecinin kütle denkleğinden x_3 nemlilik derecesi elde edilir.

$$x_3 = g_1 x_1 + (1 - g_1) x_2 \quad (8)$$

(7) ve (8) eşitlikleri kullanılarak kolayca g_3 sıcaklığı tespit edilebilir.

$$g_3 = \frac{(h_{1+x})_3 - x_3 r_0}{c_{pL} + x_3 c_{pD}} \quad (9)$$

3 ve 4 durumundaki nemlilik dereceleri $x_4 = x_3$ eşit olduğundan spesifik entalpi $(h_{1+x})_4$ kolayca hesaplanır. Bu süreçte nemli hava soğuk su, sıcak su veya sıcak su buharı ile adyabatik nemlendirilmesi kuralına geçelidir.

$$(h_{1+x})_4 = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) h_D \quad (10a)$$

$$(h_{1+x})_4 = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) h_w = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) c_w g_w \quad (10b)$$

Burada h_w soğuk yada sıcak suyun spesifik entalpisi ve h_D sıcak su buharının spesifik entalpisi olarak tanımlanır.

3-4 arası ısıtıcıda gerekli olan ısıtma gücü aşağıdaki değerdedir:

$$\Phi_{HK1} = \Phi_{3-4} = q_{mL} ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3) \quad (11)$$

Nemli havanın adyabatik nemlendirilmesindeki suyun veya su buharının kütleel debisi aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$q_{mD} = q_{mw} = q_{mL} (x_5 - x_4) \quad (12)$$

5-6 arası hava ısıtıcısında gerekli ısı gücü aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir:

$$\Phi_{HK2} = \Phi_{5-6} = q_{mL} ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5) \quad (12a)$$

2.2. Sürecin Ekserjisel Analizi

Verilmiş analiz kütle ve enerji denklekleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Fakat incelenen süreç tersinir olmadığından süreçte ekserji yok edilmesi veya entropi artışı olmaktadır. Ekserji yok edilmesi veya entropi artışı bilindiğı gibi termodinamiğin ikinci yasası ile tanımlanır.

2.2.1. Karıştırma Hacminde Ekserji Kaybı

Karıştırma hacmindeki ekserji kaybı Şekil 2'de şematik olarak gösterilmiştir.

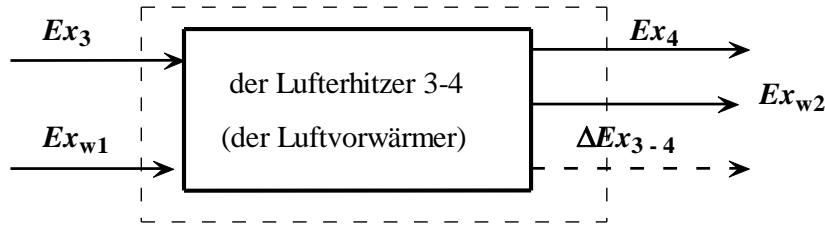


Şekil 2. Karıştırma hacminde ekserji kaybı

$$\Delta Ex_{1-2} = g_1 q_m ex_1 + (1 - g_1) q_m ex_2 - q_m ex_3 \quad (13)$$

2.2.2. 3-4 Isıtıcısındaki Ekserji Kaybı

3-4 arası hava ısıtıcısında ekserji kaybı Şekil 3'te gösterilmiştir.



Şekil 3. Hava ısıtıcısında 3-4 arası ekserji kaybı

3-4 arası hava ısıtıcısında ekserji kaybı aşağıdaki eşitlikten hesaplanır:

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m (ex_3 - ex_4) + q_{nw1} (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (14a)$$

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m (ex_3 - ex_4) + q_{nw1} \left(c_{wm} \left(T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}} - T_u \ln \frac{T_{w\text{ein}}}{T_{w\text{aus}}} \right) \right) \quad (14)$$

Bu esnada sıcak suyun kütleli debisi 3-4 arası hava ısıtıcısının enerji denkliği denkleminde göre hesaplanır.

$$q_{nw1} = \frac{\Phi_{HK1}}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} = \frac{q_{mL} ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3)}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} \quad (14b)$$

2.2.4. Hava Nemlendiricideki Ekserji Kaybı

Şekil 4'e göre hava nemlendiricinin ekserji kaybı gösterilmiştir.



Şekil 4. Nemlendiricideki 4-5 arası Ekserji Kaybı

Nemlendiricideki ekserji kaybı aşağıdaki eşitliğe göre belirlenir.

$$\Delta Ex_{4-5} = q_m (ex_4 - ex_5) + Ex_w \quad (15)$$

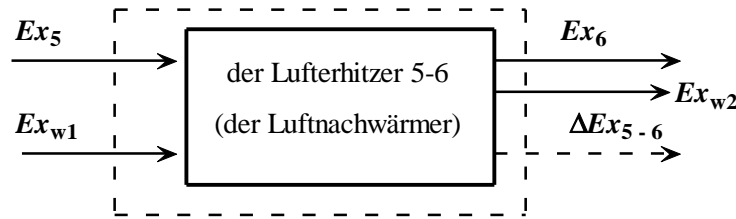
Bu eşitlik içinde ilave edilen suyun ekserjisi aşağıdaki denklemin kullanılması ile hesaplanır.

$$Ex_w = q_{nw} c_w \left(T_w - T_u - T_u \ln \frac{T_w}{T_u} \right) \quad (16)$$

Bu esnada ilave edilen suyun kütleli debisi (12) denkleminde göre değerlendirilir.

2.2.5. Hava Isıtıcısındaki 5-6 Arası Ekserji Kaybı

Şekil 5'e göre 5-6 arası hava ısıtıcısındaki ekserji kaybı aşağıdaki denkleme göre tanımlanır.



Şekil. 5. Hava ısıtıcısındaki 5-6 arası ekserji kaybı

$$\Delta Ex_{5-6} = q_m (ex_5 - ex_6) + q_{nw2} (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (17)$$

Bu eşitlikte hava ısıtıcısındaki sıcak suyun kütleli debisi aşağıdaki eşitlik ile tanımlanır.

$$q_{nw2} = \frac{\Phi_{HK2}}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} = \frac{q_{mL} ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5)}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} \quad (18)$$

2.2.5. Bütün Sürecin Ekserji Kaybı

Son olarak, bütün sürecin ekserji kaybı 1-6 arasında yazılmış tüm ekserji denklemlerinden yazılır ve buna uyan denklem aşağıdaki şekilde elde edilir:

$$\Delta Ex_{1-6} = q_m [g_1 ex_1 + (1 - g_1) ex_2 - ex_6] + (q_{nw1} + q_{nw2}) (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (19)$$

Tüm tesisatın her bir ünitesinin ekserji kaybının toplamalarının toplam ekserji kaybına eşit olması gerektiği için (19) numaralı eşitliğin kontrol eşitliği olarak kullanılabilmesi açık şekilde görülebilir.

$$\Delta Ex_{1-6} = \Delta Ex_{1-2} + \Delta Ex_{3-4} + \Delta Ex_{4-5} + \Delta Ex_{5-6} \quad (20)$$

Hem eski yayınlarda hem de yeni yayınlarda ekserji verimi (kalite derecesi) için değişik tanımlar görülebilir. Yayın [4]'te gözlenen süreç için ekserji verimi, çıkan ekserjilerin tamamının toplamının giren ekserjilerin tamamının toplamına oranı şeklinde tanımlanmıştır. Bu sebeple aşağıdaki biçimde nemlendirmenin soğuk su ile, sıcak su ile ya da buharla yapıldığına bakılmaksızın eşitlikler yazılabilir.

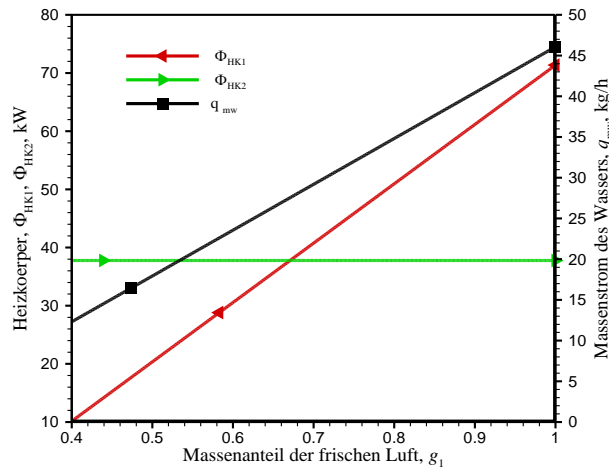
$$\psi = \frac{Ex_{\text{aus}}}{Ex_{\text{ein}}} = \frac{q_{mL} (ex_{1+x})_6 + (q_{nw1} + q_{nw2}) ex_{w\text{aus}}}{g_1 q_{mL} (ex_{1+x})_1 + (1 - g_1) q_{mL} (ex_{1+x})_2 + Ex_w + (q_{nw1} + q_{nw2}) ex_{w\text{ein}}} \quad (20a)$$

$$\psi = \frac{Ex_{\text{aus}}}{Ex_{\text{ein}}} = \frac{q_{\text{nL}}(ex_{1+x})_6 + (q_{\text{mw1}} + q_{\text{mw2}})ex_{\text{w aus}}}{g_1 q_{\text{nL}}(ex_{1+x})_1 + (1 - g_1) q_{\text{nL}}(ex_{1+x})_2 + Ex_{\text{D}} + (q_{\text{mw1}} + q_{\text{mw2}})ex_{\text{w ein}}} \quad (21)$$

3. HESAPLAMA SONUÇLARININ ŞEMATİK GÖSTERİLMESİ

Şekil 6'da her iki hava ısıtıcısında hem verilen ısı gücü hem de nemli havanın 12 °C sıcaklığında püskürtülen suyun kütsel debisi gösterilmiştir. Bu şematik şekilde ilgili parametre g_1 kütle oranıdır.

Grafik şeklinde gösterimden 5-6 hava ısıtıcısında verilen $\Phi_{\text{HK2}} = 37,78$ kW değerindeki ısı gücünün yeşil çizgi olduğu ve sabit olduğu görülebilir. Ancak, 3-4 hava ısıtıcısında verilen 10,14 kW ile 71,37 kW arasındaki ısı gücünün sabit olmadığı, pratik olarak lineer değiştiği ve yükselen g_1 kütle oranına bağlı olarak arttığı tespit edilebilir.

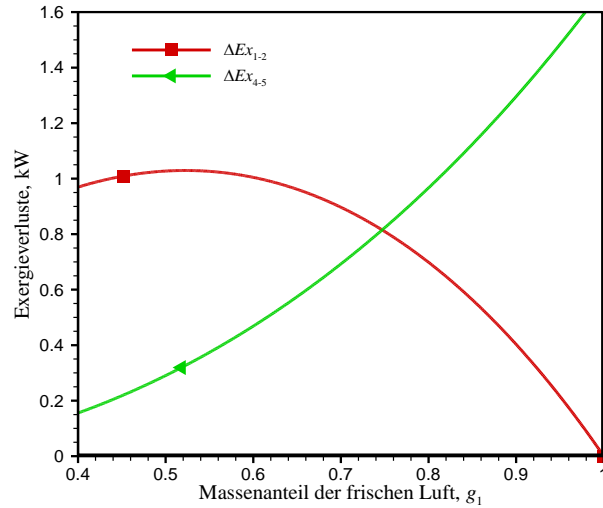


Şekil 6. 3-4 hava ısıtıcısında verilen ısı gücü (kırmızı çizgi) ve 5-6 hava ısıtıcısında verilen ısı gücü (ince siyah çizgi), taze havanın kütle oranına bağlı olarak 4-5 arasında adyabatik 12 °C sıcaklıklı su ile nemlendirmede kullanılan suyun kütsel debisi değişimleri

Tekrar püskürtülen suyun kütsel debisinin siyah çizgi, pratik lineer olduğu, yükselen g_1 ile arttığı görülebilir. Bu gözlem mantıklıdır, çünkü yükselen g_1 ile $x_5 - x_4$ nemlilik dereceleri farkı da artmaktadır ve (12) eşitliğine göre püskürtme suyunun kütsel debisi de artmaktadır. (Şekil 6'dan $g_1 = 0,4$ için suyun kütsel debisinin 12,31 kg/h ve $g_1 = 1,0$ için 46,08 kg/h olarak lineer arttığı görülebilir).

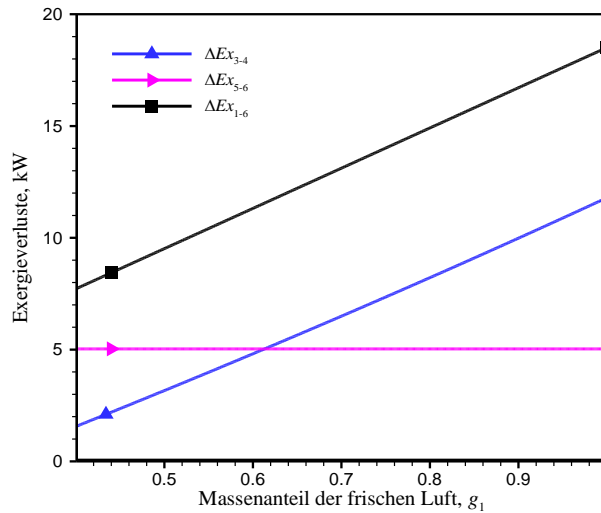
Şekil 7'de dışarıdan alınan taze hava ile geri dönüş havasının karışımından oluşan ekserji kayıpları, kırmızı çizgi, gösterilmiştir. Sonuçlar taze havanın g_1 kütle oranına bağlıdır.

Bu ekserji kaybının $g_1 = 0,52$ iken 1,0294 kW değerinde bir maksimuma ulaştığı ve sonra $g_1 = 1,0$ iken sıfıra düştüğü görülebilir. Ayrıca karıştırma sürecinde ekserji kaybı değerlerinin oldukça küçük nümerik değerlerde olduğu fark edilebilir.



Şekil 7. Taze havanın karıştırma sürecindeki ekserji kaybının ΔEx_{1-2} (kırmızı çizgi) ve nemlendirmedeki ekserji kaybının ΔEx_{4-5} (yeşil çizgi) kütle oranına bağımlılığı.

Şekil 7'deki yeşil çizgi, soğuk suyun nemlendirme için püskürtülmesinde ortaya çıkan ekserji kaybını göstermektedir. Diyagram, ekserji kaybının 0,156 kW değerinden 1,689 değerine kadar permanent bir artışa ulaştığını göstermektedir. Bu olay doğrudur, çünkü g_1 değerinin artan oranıyla püskürtülen suyun ekserjisi ve 4 durumundaki nemli havanın ekserjisi de artmaktadır. Bu esnada, 5 durumundaki nemli havanın ekserjisi sabittir. Sonra (15) eşitliğinden verilmiş olan tahmin ortaya çıkmaktadır. Şekil 8'deki diyagramda hem 3-4 arası hava ısıtıcısındaki ekserji değerlerinin hem de 5-6 arası hava ısıtıcısındaki ekserji değerlerinin nümerik şekilde gösterilmiştir. Burada, ekserji kayıplarının elde edilmiş değerlerinin, karıştırmada ve nemlendirmede tespit edilmiş ekserji değerlerinden daha büyük olduğu görülür.



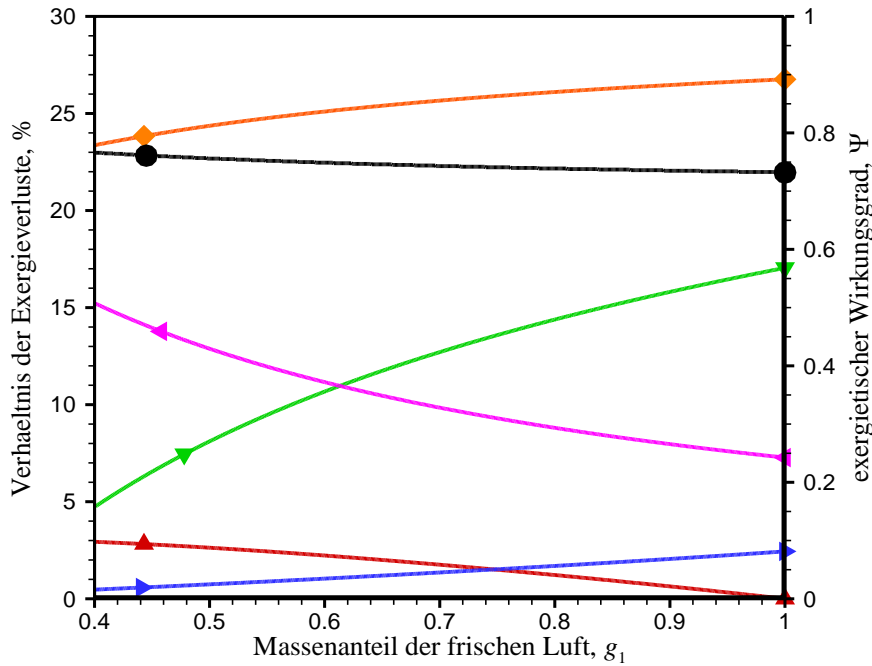
Şekil 8. Hava ısıtıcısındaki 3-4 arası ekserji kayıplarının ΔEx_{3-4} (mavi çizgi), 5-6 arası hava ısıtıcısındaki ekserji kayıplarının ΔEx_{5-6} (viyole rengi) ve toplam ekserji kayıplarının ΔEx_{1-6} (siyah çizgi) taze havanın g_1 kütle oranına bağımlılığı

Şekil 8'den 3-4 arası hava ısıtıcısındaki ekserji kaybının yükselen g_1 değeri ile pratik lineer 1,56 kW değerinden 11,7934 kW değerine arttığı (mavi eğri) ve bu esnada 5-6 arası hava ısıtıcısında 5,03 kW değerinde sabit kaldığı görülmektedir. 5-6 hava ısıtıcısındaki bu sabit ekserji kaybının g_1 değerinden, 5-6 arası hava ısıtıcısında verilen ısı güçten bağımsız olmasının sonucudur. Toplam ekserji kaybının

(13), (14), (15) ve (17) eşitlikleri ile açıklanmış her bir kısmi ekserji kaybı değerinin toplamına eşit olduğu ve bu artışın 7,18 kW değerinden 18,513 kW değerine arttığı görülebilir.

Şekil 9'daki diyagram, kısmi ekserji kayıplarının toplam ekserji kaybına yüzde şeklinde oranını ve giriş toplam ekserjisinin taze havanın kütle oranına bağımlılığını göstermektedir. Toplama ait yüzde oranının (kırmızı çizgi), yükselen g_1 kütle oranı ile 3-4 arası hava ısıtıcısındaki yüzde oranının, 4-5 arası nemlendirmedeki yüzde oranının permanent arttığı fark edilebilir. Diğer taraftan, karıştırmadaki ve 3-4 arası hava ısıtıcısındaki yüzde oranları azalmaktadır.

Aynı diyagramda, tüm sürecin ekserjisel verimi, kırmızı çizgi, ile verilmiştir. Bu ekserjisel verim derecesinin verilmiş değerleri, (0) denkleminde uygun hesaplanmıştır. Artan g_1 değeri ile bu verim çok hafif şekilde 0,766 değerinden 0,732 değerine azalmaktadır.

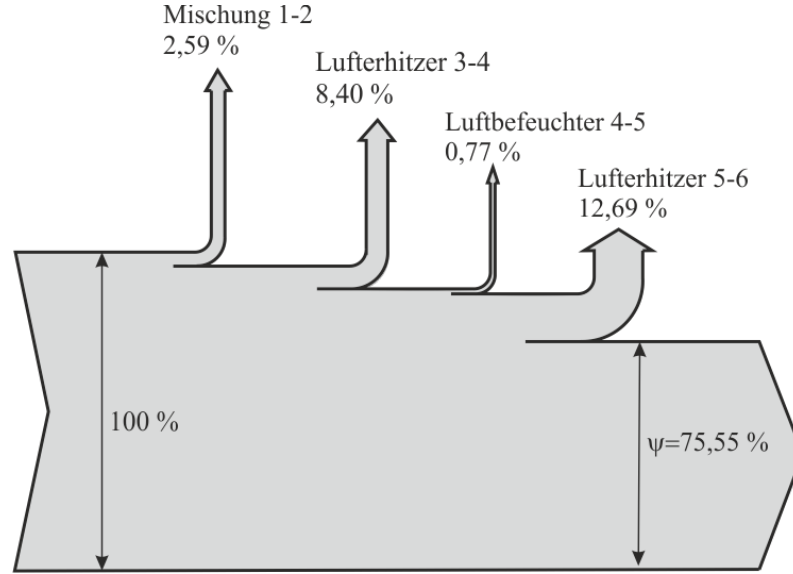


Şekil 9. Giren taze havanın kütle oranına bağlı olarak her bir kısmi süreç ekserji kaybının ve toplam ekserji kaybının toplam giriş ekserjisine oranının yüzdesi ($\Delta Ex/Ex_{\text{ein,ges}}$) 100 %:

Karıştırma 1-2, (kırmızı çizgi), nemlendirme 4-5, (mavi çizgi), ısıtıcı 5-6, (violet çizgi), ısıtıcı 3-4, (yeşil çizgi) ve toplam ekserji kaybı 1-6, (kırmızı çizgi), bütün sürecin ekserjisel verimi (siyah çizgi)
(Kullanılan semboller Şekil 11 ve Şekil 12'dekilere eşittir)

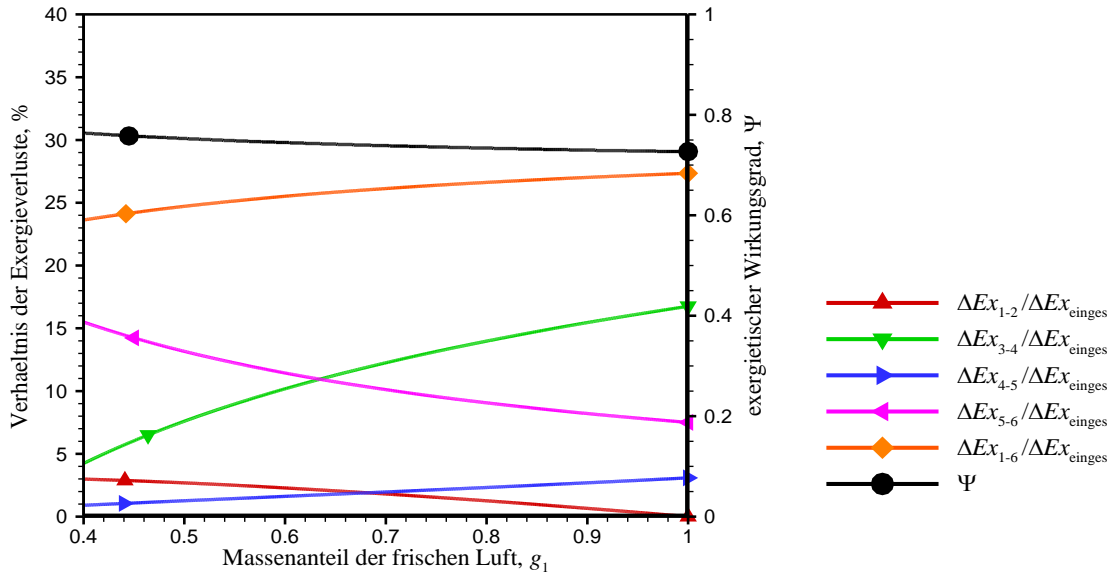
Ekserjisel verimin hesaplanmış değerleri, ekserji kayıpları kriterlerine göre gözlenen sürecin mükemmel şekilde gerçekleştirildiğini göstermiştir. Burada oldukça ilgi çekici olan, tüm sürecin ekserji kayıplarının Şekil 10'daki gibi $g_1 = 0,51$ kütle oranı için bir akış diyagramında gösterilmesidir. (Kütle oranı $g_1 = 0,51$ şeklinde pratik bir değer olarak kabul edildi!)

Yukarıdaki diyagramdan %12,69 değeri ile 5-6 arası hava ısıtıcısına ve diğer taraftan en düşük ekserji kaybının da %0,77 değeri ile hava nemlendirme sürecine ait olduğu sonucu çıkarılabilir.



Şekil 10. Gözlenen sürecin $g_1 = 0,51$ kütle oranı için ekserji akış diyagramı

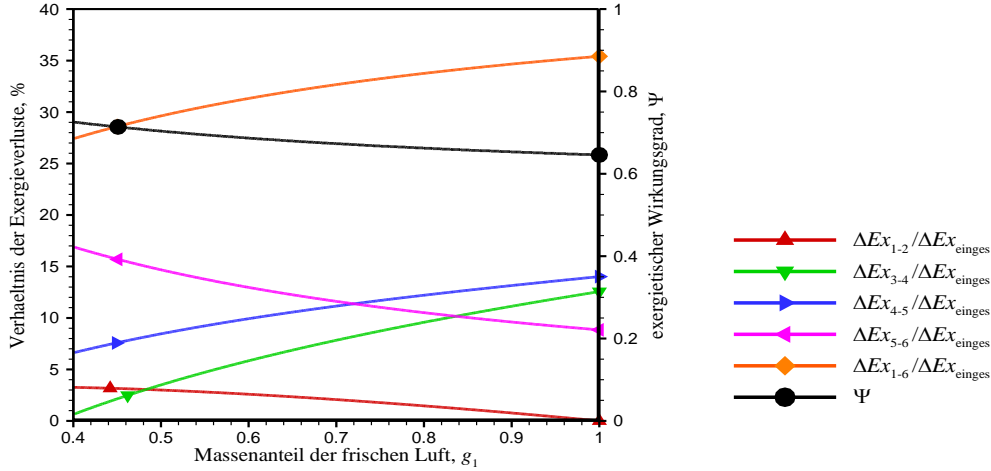
Şekil 11'deki diyagram tüm sürece ait ekserji kaybının toplam giriş ekserjisine oranının yüzdesini taze havanın kütle oranına bağlı olarak göstermektedir. Burada nemlendirme $100\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıktaki sıcak buhar ile yapılmaktadır. Burada hesaplanmış toplam yüzdesel ekserji kaybının daha önce hesaplanmış olandan daha büyük olduğuna ve %23,63 değerinden %35,42'ye kadar arttığına dikkat edilmesi gerekir.



Şekil 11. Taze havanın kütle oranına bağlı olarak tüm sürece ait ekserji kaybının toplam giriş ekserjisine oranının yüzdesi ($\Delta Ex/Ex_{einges}$), Karıştırma 1-2 (kırmızı çizgi), nemlendirme 4-5 (mavi çizgi), Isıtıcı 5-6 (violet çizgi), ısıtıcı 3-4 (yeşil çizgi) ve tüm ekserji kaybı 1-6 (kırmızı çizgi), Bütün sürecin eksejisel verimi (siyah çizgi), $100\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıklı sıcak su püskürtülerek nemlendirmede.

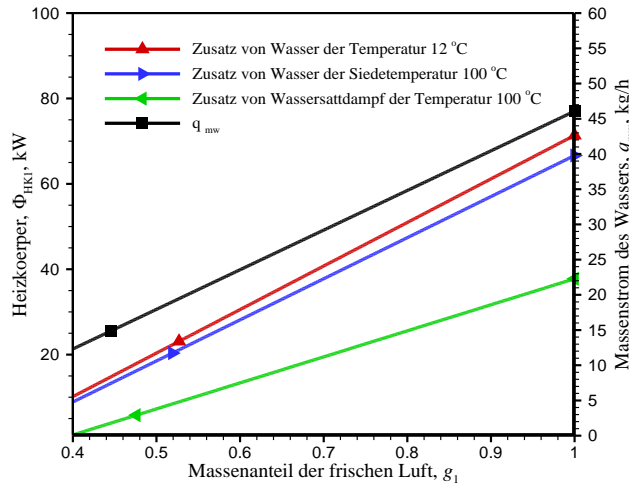
Aynı diyagramda bütün sürecin ekserji verimi eğrisi (ince siyah çizgi) çizilmiştir, toplam ekserji veriminin yükselen g_1 değeri ile permanent yavaş şekilde 0,764 değerinden 0,726 değerine azaldığını göstermektedir. Bu değerlere göre (20) eşitliğine göre tanımlanmış ekserji verimi kriterine göre verilen sürecin ekserji verimi daha önceki sürecin ekserji veriminden daha küçüktür.

Şekil 12, 100 °C sıcaklığında doymuş su buharı püskürtülerek nemlendirmede hem kısmi yüzde ekserji kayıplarını hem de toplam ekserji kaybını göstermektedir. Bu durumda toplam yüzde ekserji kaybının sürekli şekilde %27,41 değerinden %35,42 değerine kadar yükseldiği görülebilir. Bunun anlamı, bu sürecin ekserji kaybı kriterine göre önceki sürecin altında bulunduğudır. Hem bu süreçte hem de önceki süreçlerdeki ekserji kayıplarının değişik olduğu açık ve nettir. Nümerik değerler yukarıdaki diyagramlardan okunabilir.



Şekil 12. Kısmi ve toplam ekserji kayıplarının toplam giriş ekserjine oranının yüzdesi ($\Delta Ex/Ex_{\text{einges}}$) 100 %, Taze havanın kütle oranına bağlı olarak: Karıştırma 1-2 (kırmızı çizgi), nemlendirme 4-5 (mavi çizgi), ısıtıcı 5-6 (violet çizgi), ısıtıcı 3-4 (yeşil çizgi) ve tüm sürecin ekserjisel verimi (siyah çizgi), 100°C sıcaklığında sıcak su püskürtülerek nemlendirmede.

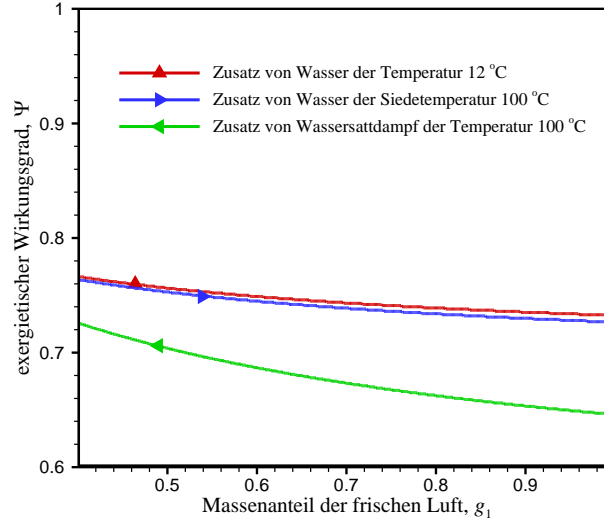
Yükselen kütle oranı ile ekserjisel verim (siyah çizgi), 0,725 değerinden 0,646 kadar sürekli şekilde azalmaktadır. Tespit edilebileceği gibi, üç süreç arasındaki en büyük fark, 3-4 hava ısıtıcısında ve 4-5 nemlendirme sürecinde ortaya çıkmaktadır. Bunun fiziksel açıklaması, en büyük entalpiye sahip doymuş su buharı püskürtülerek nemlendirmede, 3-4 hava ısıtıcısında en düşük ısı gücünün gerekli olmasıdır. Çünkü, nemlendirme süreci 3-4 ısıtıcısında (ön ısıtıcı) en büyük etkinin olduğunu, Şekil 13'deki diyagram bu üç farklı nemlendirme süreci için verilen ısı güçlerinin değerlerini göstermektedir.



Şekil 13. 3-4 ısıtıcısında verilen ısı gücünün Nemlendirme sürecinin şekline ve g_1 kütle oranına bağlı olarak değişimi. (siyah çizgi püskürtülen suyun veya doymuş buharın durumunu temsil etmektedir)

Diyagram, verilen ısı gücünün g_1 değerinin artışı ile lineer yükselmesi sonucunu ortaya koymaktadır. En büyük değerler 12 °C sıcaklığındaki su püskürtülmesinde ve en düşük değerler 100 °C sıcaklıktaki doymuş buharın püskürtülmesinde bulunmaktadır. Bu durum çok normal bir sonuçtur, çünkü doymuş

su buharı nemlendirmede en büyük entalpi değerine sahiptir. (10a) ve (10b) denklemlerine göre nemli havanın spesifik entalpisi (h_{1+x})₄ en küçük değerlere gitmektedir. Bu sebeple (11) eşitliği verilmesi gerekli en düşük ısı gücü Φ_{HK1} değerini vermektedir. Şekil 14'teki diyagram önceden verilmiş sürecin toplam ekserjisel veriminin 12 °C sıcaklıklı soğuk suyun, 100 °C'de kaynayan suyun ve benzer şekilde 100 °C sıcaklıklı doymuş buharın ve de g_1 kütle oranı değişkenine bağlı olarak değişimini göstermektedir.



Şekil 14. önceden verilmiş sürecin toplam ekserjisel veriminin 12 °C sıcaklıklı soğuk suyun, 100 °C'de kaynayan suyun ve benzer şekilde 100 °C sıcaklıklı doymuş buharın ve de g_1 kütle oranı değişkenine bağlı olarak değişimi.

Şekil 14'teki diyagramdan ekserjisel verimin g_1 yükselen kütle oranı ile sürekli şekilde arttığı görülmektedir. En yüksek değerler 12 °C sıcaklıklı soğuk su ile nemlendirmede bulunmaktadır. Burada değerler 0,766'dan 0,732'ye değişmektedir. Biraz daha farklı değerler 100 °C sıcaklıklı kaynayan su ile nemlendirmede ortaya çıkmaktadır ve değerler 0,764'ten 0,727'ye değişmektedir. Fark edilir şekilde en düşük değerler 100 °C sıcaklıklı buhar ile nemlendirmede gerçekleşmektedir ve 0,726 değerinden 0,646 değerine değişmektedir. Bunun sebebi, 100 °C sıcaklıklı doymuş buharın ekserjisinin hem 12 °C sıcaklıklı soğuk suyun hem de 100 °C sıcaklıklı kaynayan sıcak suyun ekserjisinden oldukça büyük olmasındandır. Şekil 1'de şematik gösterilmiş süreç için ve 12 °C sıcaklıklı soğuk su ile 100 °C sıcaklıklı kaynayan sıcak su ile ve de 100 °C sıcaklıklı doymuş buhar ile nemlendirme için 3-4 ısıtıcısında verilen ısı gücü sırasıyla 21,4 kW, 19,47 kW ve 7,87 kW değerlerindedir. Fakat 5-6 ısıtıcısında üç farklı durumda da aynıdır ve 37,78 kW değerindedir. Bunlara ait toplam ekserjisel verimler 0,756; 0,752 ve 0,702 değerlerine sahiptir. Bunlara ait toplam ısı güçleri 59,18 kW, 57,18 kW ve 45,65 kW olmaktadır.

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Gerçekleştirilmiş enerjisel ve ekserjisel analizlerden aşağıdaki tespitler yapılabilir:

- Taze havanın kütle oranı, 3-4 hava ısıtıcısında çok kuvvetli şekilde etkiye sahiptir, (ön ısıtma), an dem püskürtülen suyun kütsel debisine ve sürecin toplam ekserji verimine, hem gerekli ısı güçlerine hem de püskürtülen suyun kütsel debilerine sürekli şekilde taze havanın yükselen kütle oranı ile etki artmaktadır. Ancak, toplam ekserji verimi sürekli şekilde azalma göstermektedir.

- Ekserji kayıpları nemlendirme ve karıştırma ile sıkı ilişkilidir, bu ilişki ısıtıcılardaki ısı geçişi ile daha az ilişkilidir.



- En büyük toplam ekserji verimi 12 °C sıcaklıktaki su ile nemlendirme sürecinde, en az ise 100 °C sıcak buharla nemlendirmede ortaya çıkmaktadır. Ancak, tam tersi durum, 3-4 arası ısıtıcıda verilen ısı gücü ile yani ön ısıtıcıda görülmektedir.

SEMBOLLER

c	J/(kg·K)	- spesifik ısı kapasitesi
c_p	J/(kg·K)	- p = sabit iken ideal gazın spesifik ısı kapasitesi.
Ex	W	- ekserji
ex	J/kg	- spesifik ekserji
g_1	-	- taze havanın kütle oranı
h	J/kg	- spesifik enthalpi
h_{1+x}	J/kg	- nemli havanın spesifik enthalpisi
m	kg	- kütle
p	Pa	- basınç
q_m	kg/s	- kütleli debi
R	J/(kg·K)	- gaz sabiti
r_0	J/kg	- 0 °C'deki suyun spesifik buharlaşma enthalpisi
s	J/(kg·K)	- spesifik entropi
T	K	- termodinamik sıcaklık
v_{1+x}	m ³ /kg	- nemli havanın spesifik hacmi
x	kg/kg	- nemli havanın nemlilik derecesi
ΔEx	W	- ekserji kaybı
ϑ	°C	- empirik sıcaklık
κ	kmol/kmol	- nemli havanın molar nemlilik derecesi
Φ	W	- ısı gücü
φ	Pa/Pa	- nemli havanın göreceli nemliliği
ψ	-	- ekserjisel verim

INDİSLER:

aus	çıkış
ein	giriş
D	buhar
d	nemli havadaki su buharı
HK1	ısıtıcı eleman 1
HK2	ısıtıcı eleman 2
L	kuru hava
w	su
u	çevre
1	taze hava
2	geri dönüş

KAYNAKLAR

- [1] BOSNJAKOVIĆ, F; K. F. KNOCH: Technische Thermodynamik. Teil II, 6. vollständig neubearbeitete und erweiterte Auflage, Steinkopf, Darmstadt, 1997.
- [2] KANOGLU, M; CENGEL, Y.A.; DINCER, I.: Efficiency Evaluation of Energy Systems, Springer Briefs in Energy, Springer Verlag, New York, 2012
- [3] GALOVIĆ, A; BORAS, I.: Analiza krivulje napetosti za vodu, Radovi FSB-a, Zagreb, 1997., pp. 63 – 60 (kroatische Sprache)



[4] DİNCER,İ; ROSEN,M.A: Exergy, Energy, Enviroment and Sustainable Development, Second Edition, Elsevier, Oxford, UK, 2013

ÖZGEÇMİŞ

Antun GALOVIĆ

Prof. Dr. sc., 27.04.1950 Sikirevci (Hırvatistan)'da doğdu. Doğduğu yerde sekiz yıl ilköğretim okulunda okudu. Arkasından dört yıl teknik ortaokulu Bosanski Šamac şehrinde okudu. 1969 yılında Zagreb şehrinde Gemi ve Makine İnşa Fakültesinde yükseköğrenime başladı ve buradaki öğrenimi Temmuz 1974 tarihine kadar sürdürdü. Bu güne kadar Zagreb şehrindeki Gemi ve Makine İnşa Fakültesinde çalıştı. Önce 1974 – 1986 yılları arası asistan olarak, sonra 1986 -1992 yılları arası Doçent, 1992-1998 yılları arası eylemsiz Profesör olarak ve 1998 yılında kadrolu Profesör olarak atandı ve bu güne kadar şuan çalışmaktadır. Verdiği dersler ve bilimsel çalışmaları Termodinamik Bilim dalı ile ilgilidir.

1979 yılında Yüksek Lisans Tezini ve 1986 yılında da Doktora Tezini başarı ile savunmuştur.

Prof. Galović'in Termodinamik I ve Termodinamik II isimli iki kitabı yayınlanmıştır. Bunun haricinde Teknik Ansiklopedinin 13. Bölümünü Hırvatça olarak yazmıştır. Prof. Galović 20 yıldır Zagreb Makine ve Gemi İnşa Fakültesi Termodinamik Kürsüsü Başkanıdır.

Bilim dalı alanı ile ilgili bu güne kadar 60'ın üzerinde makale yayınlamıştır.

1998 yılında Hırvatistan Teknik Bilimler Akademisi Üyesi seçilmiştir. 2010 yılında Isı ve Madde Transferi Uluslararası Konseyi ICHMT bilim kurulu üyesi seçilmiştir.

Ahmet CAN

Prof. Dr.-Ing.Termodinamik Anabilim Dalında Profesördür, İstanbul Arel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanı, Tepekent Yerleşkesi, Türkiye.

1953 yılında Tekirdağ'da doğmuş, 1974'te YTÜ Makina Fakültesi'nden mezun olmuştur. 1978 yılında 1416 sayılı Türkiye Cumhuriyeti kanununa tabi devlet bursiyeri olarak Almanya Berlin Teknik Üniversitesi'ne giden CAN, 1984'de "Diplom Ingenieur-Yüksek Mühendis" ve 1984'te "Doktor Ingenieur- Doktor Mühendis" unvanlarını almıştır. Bu arada Berlin Teknik Üniversitesi Mess-und Regelungstechnik Enstitüsünde „Wissenschaftlicher Mitarbeiter-Araştırma Görevlisi“ olarak çalışmıştır. 1984 Yılında Türkiye'ye dönerek Trakya Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi'nde Yardımcı Doçent, 1989 yılında Doçent ve 1997'de Profesör unvanlarını almıştır. Aynı üniversitede Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanı olarak bir dönem görev yapmıştır. 2012-2014 Yılları arasında Türk Alman Üniversitesi Mühendislik Fakültesi öğretim üyesi olarak çalışmıştır. İki dil bilen Can, dünyada bu güne kadar 10 dile çevrilmiş „HÜTTE Grundlagen der Ingenieurwissenschaften“ Mühendislik Bilimi adlı Almanca Temel Eserini 11.nci dil olarak Türkçeye kazandırmıştır ve „Goethe Institut Internationes Bonn“ tarafından ödüllendirilmiştir. Ulusal ve uluslararası 150'nin üzerinde makale ve bildirisi yayınlanmıştır.

Marija ŽIVIĆ

Prof. Dr. sc. Marija Živić, 16 Ağustos 1965'te Slavopnski Brod, Hırvatistan doğumludur. Slavonski Brod Makine Fakültesinden Haziran 1989 yılında Makine Yüksek Mühendisi olarak mezun oldu. 1990 yılında Osijek şehrindeki J.J.Strossmayer Üniversitesi Slavonski Brod Makine Fakültesi Termodinamik ve Akışkanlar Mekaniği Kürsüsüne Asistan olarak girdi.1995 Yılında Yüksek Lisansını ve 2001 yılında Doktor Mühendis unvanlarını almıştır. Doktora çalışması "Faz değişimli Süreçlerde Doğal Konveksiyonun Etkileri" ismini taşımaktadır. 2004-2008 Yılları arası Termodinamik Doçenti ve arkasından Termodinamik Bilim Dalına eylemsiz Profesör olarak atanmıştır. 2011 yılında Kadrolu olarak Termodinamik Profesörü olmuştur ve halen bu görevi yapmaktadır. Bu güne kadar 30 üzerinde bilimsel makalesi yayınlanmıştır.





DIE ENERGETISCHE UND EXERGETISCHE ANALYSE EINES GEGEBENEN PROZESSES MIT DER FEUCHTEN LUFT

Antun GALOVIĆ
Ahmet CAN
Marija ŽIVIĆ

ZUSAMMENFASSUNG

Im diesen Artikel ist die analytische Formulierung der energetischen – exergetischen Analyse der Vorbereitung der Luft für Erwärmung eines Raumes gegeben. Die Vorbereitung der Luft besteht sich von der Mischung der äußeren und inneren Luft, der Vorerwärmung, der Befeuchtung und Nacherwärmung der gesamten Luft. Die Vorerwärmung und Nacherwärmung wurde mit warmem Wasser 80 °C/60 °C und die Befeuchtung mit kaltem Wasser der Temperatur 12 °C gemacht (getan). Dazu wurde der notwendige Volumenstrom der vorbereiteten Luft 7200 m³/h gegeben. (Es entspricht dem Luftzustand vor der Einführung in den Raum!) Im dargestellten mathematischen Modell als die Variable wurde die Beziehung der Massenströme der inneren und der frischen Luft genommen. Der gesamte Massenstrom der trockenen Luft mit dem Wert 8330 kg/h wurde dabei auch konstant genommen. Es wurde gezeigt, dass der gesamte Wärmestrom an der beiden Heizkörpern $\Phi_{HKges} = \Phi_{HK1} + \Phi_{HK2} = 58,4$ kW bei $g_1 = 0,51$ erreicht wurde. Das im Artikel gegebene Exergieanalyse wurde die Exergiedestruktion durch Mischung, Befeuchtung und Wärmeübertragung an der beiden Heizkörpern umfasst. Es wurde gezeigt dass die größten Exergiedestruktionen durch Wärmeübertragung an den beiden Heizkörpern entstanden wurden. Der exergetische Wirkungsgrad, bei der Beziehung $g_1 = 0,51$, des gesamten Prozesses beträgt $\varepsilon_{ex} = 0,755$ wurde erreicht. dazu wurde die nächste Zustandgrößen der Umgebung im Betracht genommen: $p_u = 1$ bar; $T_u = -5$ °C an $\phi_u = 100\%$. Die relativ hohen Werte, bei der Befeuchtung mit kaltem Wasser der Temperatur 12 °C, des exergetischen Wirkungsgrad zeigen, dass auf dieser Weise durchgeführte Prozesse nach exergetische Kriterien relativ gut sind.

In der weiteren Betrachtungen, im Rahmen dieses Artikel, wurde der Einfluss der verschiedenen Temperaturen des eingespritzten Wassers und der Enthalpie des eingespritzten Wasserdampfes bei der Befeuchtung an der Werte des Wärmestromes an der beiden Heizkörpern, an der Werten der Exergiedestruktionen und an der Werten des gesamte exergetischen Wirkungsgrades untersucht. Die gewonnenen Ergebnisse der Berechnung sind in den entsprechenden Diagrammen dargestellt.

Schlusswörtern: feuchte Luft, Mischung, Erwärmung, Befeuchtung, energetische und exergetische Analyse.

ABSTRACT

In this study, the analytical formulation of energy and exergy analysis for air conditioning which will be used to heat a volume was given. Air conditioning is composed of process sections containing mixing of air taking from inside and outside, preheating of air mixture, moistening and last heating. Pre and last heating and moistening were carried out by using 80 °C/60 °C hot water and 12 °C normal water, respectively. Required humid air flow rate for this process was given as 7200 m³/h (This conformed with case of before humid air is given to volume). Correlation between outside (fresh) and inside

(volume) air was taken as variable in introduced mathematical model. Total mass flow rate of dry air is assumed as constant with 8330 kg/h. It was reached to minimum heating flux value with $\Phi_{HKges} = \Phi_{HK1} + \Phi_{HK2} = 43,35$ kW both in heating element when it is $g_1 = 0,45$ value. Exergy analysis given in this study includes mixing, moistening and exergy destruction of both heating units with heat transfer. Besides, it was shown that maximum exergy destruction occurred in both heaters with heat transfer. Maximum exergy efficiency of all process is $\varepsilon_{ex} = 0,71$ and it is reached to this value while it is $g_1 = 0,45$ and also night case magnitudes of environment is taken as $p_u = 1$ bar; $T_u = 0$ °C, $\varphi_u = 100$ %. This means that it is suitable equality with $g_1 = 0,45$ for minimum heating flux and maximum exergy efficiency. Relative maximum values of exergy efficiency were indicated that evaluated process with respect to exergy criterias will be considerably suitable with this method.

Another investigations in this study scope were the effect of different temperature values of sprayed water and enthalpy of sprayed steam in moistening on the heat transfer values both heaters, exergy destruction and total exergy efficiency. Obtained results from calculations were illustrated in humid air diagrams to fit them.

Key Words: Humid air, mixing, heating, moistening, energy and exergy analysis

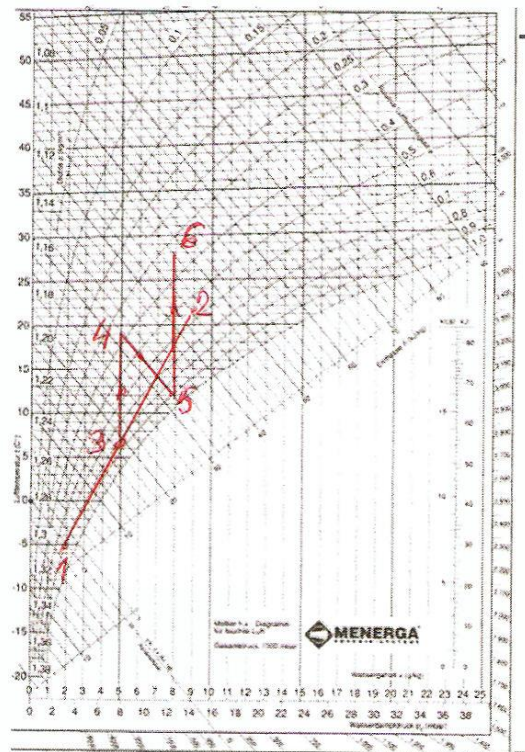
1. EINLEITUNG

Das Psychrometrics ist die Wissenschaft die mit der Benennung der feuchten Luft sich befasst. Die feuchte Luft stellt eine binäre Mischung der trockenen Luft und der Wasserfeuchtigkeit. Die technische Nutzung der feuchten Luft ist sehr breit, wie zum Beispiel in der Trocknungstechnik, im Gebiet der Klimatisierung der verschiedenen Wohnungen und andere Objekten als auch im Ventilation vielen Raume. Es ist klar, dass für solche Zwecke die Energie der Vorbereitung der feuchten Luft notwendig ist. Viele Prozesse mit der feuchten Luft sind sehr breit erforscht, durch den Erhaltungsgesetzen von Massen und Energie, und in vielen wissenschaftlichen Artikeln als auch in vielen Fachartikeln und Büchern veröffentlicht wurden. Aber die Optimierung solchen zusammengesetzten Prozessen, die mit der Einführung des zweiten Hauptsatz der Thermodynamik verbunden sind, stellen in der letzten Zeiten die große Interesse der vielen Wissenschaftlern dar. Deshalb, in dem Rahmen dieses Artikels ist die Vorbereitung der feuchten Luft für die Klimatisierung eines gegebenen Raumes in den Winterbedingungen, wobei die Vorbereitung die energische als auch die exergetische Berechnung eingeschlossen wurde. Der ganze Prozess besteht sich von der Mischung der inneren (vom Raum) als auch die äußere (frische Umgebungsluft), der ersten Erhitzung, der Befeuchtung mit kaltem Wasser, als auch die Befeuchtung mit warmem Wasser der Temperatur 100 °C und mit trocken gesättigten Wasserdampf der Temperatur auch 100 °C und endlich von der zweiten Erhitzung.

2. DAS MATHEMATISCHE MODEL

Die Abbildung 1 präsentiert das Model mit dem ganzen Prozess im h_{1+x} -Diagramm. Von diesem Diagramm kann man sofort sehen, dass die alle Wärmezustände der feuchten Luft in ungesättigtem Bereich liegen.

(Dieser Prozess der Vorbereitung der feuchten Luft wurde für Erwärmung eines Objektes im Zagreb verwendet und den ganzen Prozess habe ich vom einen Konstruktionsbüro übernommen.)



11

Abb. 1. Die Darstellung des ganzen Prozesses im h_{1+x}, x -Diagramm

In dem untersuchten Problem sind die folgende Zustandsgrößen der feuchten Luft vorgeschrieben: Zustand 1 als der Zustand der frischen feuchten Luft (Außenluft); Zustand 2 präsentiert die feuchte Luft im Raum (innere Luft, Umluft); Zustand 5 ist der Zustand nach der adiabatischen Befeuchtung und Zustand 6 (Zuluft) ist der Zustand vor der Einblasung in den Raum. Die zugehörige Zustandsgrößen in der obigen Punkte sind: $\vartheta_1 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_1 = 90\%$; $\vartheta_2 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_2 = 55\%$; $\vartheta_5 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ i $\varphi_5 = 90\%$ und $\vartheta_6 = 28 \text{ }^\circ\text{C}$ $x_6 = x_5$. Der notwendige Volumenstrom im Zustand 6 beträgt $7200 \text{ m}^3/\text{h}$. Es ist sichtbar dass der ganze Prozess von einem Mischraum 1-2, Luftherhitzer 3-4, Befeuchter 4-5 und Luftherhitzer 5-6 besteht. Die Befeuchtung wird durch Zusatz von kaltem Wasser der Temperatur $12 \text{ }^\circ\text{C}$ durchgeführt. Deshalb ist es sehr klar dass der Zustand 4 der feuchten Luft durch die Mischung und Befeuchtungsprozess bestimmt ist. Damit ist auch die Wärmeleistung am ersten Erhitzer 3-4 ganz bestimmt. Durch die Analyse wurde die Beziehung der Massenströme der äußeren (frischen Umgebungsluft) (1) und inneren (2) feuchten Luft zwischen 0,40 und 1,0 variiert. Das heißt, für solche gegebene konstante Bedingungen und solche gewählte Variable die zugeführte Wärmeleistung am zweiten Luftherhitzer konstant ist, aber der zugeführte Wärmeleistung am ersten Luftherhitzer und Massenstrom des Wassers bei Befeuchtung sind nicht konstant. Der Gesamtdruck der allen Zuständen beträgt 1000 mbar, und Umgebungszustand ist mit $p_u = 1000 \text{ mbar}$, $\vartheta_u = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ bestimmt. Weil die alle Wärmezustände der feuchten Luft, wie Abb. 1. zeigt, im ungesättigten Bereich liegen, die entsprechende Größe wurde nach den nächsten Formeln berechnet: [1]

- spezifische Enthalpie der feuchten Luft:

$$h_{1+x} = c_{pL} \vartheta + x(r_0 + c_{pD} \vartheta) \quad (1)$$

- spezifisches Volumen der feuchten Luft

$$v_{1+x} = 461,5 \frac{T}{p} (0,622 + x) \quad (2)$$

- spezifische Exergie der feuchten Luft

$$ex_{1+x} = (c_{pL} + xc_{pD})T_u \left(\frac{T}{T_u} - 1 - \ln \frac{T}{T_u} \right) + (1 + \kappa)R_L T_u \ln \frac{p}{p_u} + R_L T_0 \left[(1 + \kappa) \ln \frac{1 + \kappa_0}{1 + \kappa} + \kappa \ln \frac{\kappa}{\kappa_0} \right] \quad (3)$$

Der erste Glied an der rechten Seite der Gleichung (3) stellt der exergetische Beitrag der trockenen Luft und des überhitzten Wasserdampfes wegen ihrer verschiedenen Temperatur im Verhältnis zur Umgebungstemperatur dar. Der zweite Glied stellt exergetische Beitrag wegen des verschiedenen Gesamtdruckes der feuchten Luft zur Umgebungsdruck dar. Endlich, der dritte Glied beschreibt der Beitrag wegen der verschiedenen chemischen Zusammensetzung der feuchten Luft und der Umgebung. Nach der Empfehlung [2], die feuchte Luft im Umgebungszustand, für die exergetische Analyse, muss man als gesättigte Luft betrachten.

- der Wassergehalt x ist definiert nach folgende Formel

$$x = \frac{m_D}{m_L} = 0.622 \frac{\varphi p_s(T)}{p - \varphi p_s(T)} \quad (4)$$

und das heißt dass diese Größe, die zur Beschreibung der Zusammensetzung der feuchten Luft ausgenutzt ist, an dem Masse der trockenen Luft normiert ist. (Und die Größen die Gleichungen (1) – (3) beschreiben, sind auch am Masse der trockenen Luft normiert!)

- die nächste Größe ist der molare Wassergehalt der feuchten Luft

$$\kappa = \frac{n_D}{n_L} = \frac{\varphi p_s(T)}{p - \varphi p_s(T)} \quad (5)$$

Der Sättigungsdruck des Wasserdampfes $p_s(T)$, wurde nach der folgende Gleichung berechnet: [3]

$$p_s(T) = \exp \left(- \frac{7843,15}{T} - 11,714 \ln T - 0,010713T + 86,405 \right) \quad (5a)$$

(In der Gleichung die Temperatur T ist im K, und dann der Sättigungsdruck ist in bar!)

- spezifische Exergie des flüssigen Wassers, dass für Befeuchtung oder Erwärmung der feuchten Luft ausgenutzt wird, berechnet man sich nach Formel.

$$ex_w = c_w \left(T_w - T_u - T_u \ln \frac{T_w}{T_u} \right) \quad (6)$$

- spezifische Exergie des gesättigten Wasserdampfes, dass man für die Befeuchtung der feuchten Luft auch verbraucht, berechnet man nach Formel:

$$ex_D = h - h_u - T_u (s - s_u) \quad (7)$$

2.1. Die Massen und Energiebilanz des Prozesses

Im betrachteten Zufall ist der Massenstrom der trockener Luft konstant und es kann aus dem gegebenen Zustand 6 bewerten, weil im Zustand 6 sind alle Zustandsgrößen und Volumenstrom der feuchten Luft bekannt (gegeben) sind. Nach Berechnung der Massenstrom der trockenen Luft beträgt $q_{mL} = 8330 \text{ kg/h}$. Weil im Prozess die Mischung der Frisch und Umluft existiert, dann ist die nächste Gleichung gültig:

$$q_{mL} = g_1 q_{mL} + (1 - g_1) q_{mL} \quad (6)$$

Die spezifische Enthalpie bestimmen wir nach Verwendung des 1. Hauptsatzes für adiabatische Mischung der Ströme 1 und 2, wobei $g_1 = q_{mL1} / (q_{mL1} + q_{mL2})$

$$(h_{1+x})_3 = g_1 (h_{1+x})_1 + (1 - g_1) (h_{1+x})_2 \quad (7)$$

und Wassergehalt x_3 folgt von der Massenbilanz des Mischungsprozesses:

$$x_3 = g_1 x_1 + (1 - g_1) x_2 \quad (8)$$

Nach den Gleichungen (7) and (8) ist sehr einfach die Temperatur ϑ_3 zu bestimmen

$$\vartheta_3 = \frac{(h_{1+x})_3 - x_3 r_0}{c_{pL} + x_3 c_{pD}} \quad (9)$$

Es ist klar dass die Wassergehalten um Zustand 3 und 4 gleich sind, $x_4 = x_3$, und die spezifische Enthalpie $(h_{1+x})_4$ ist sehr leicht zu bestimmen von dem Gesetz der adiabatischen Befeuchtung der feuchten Luft mit Zusatz des kaltes, warmes Wassers oder warmes Wasserdampfes:

$$(h_{1+x})_4 = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) h_D \quad (10a)$$

$$(h_{1+x})_4 = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) h_w = (h_{1+x})_5 - (x_5 - x_4) c_w \vartheta_w \quad (10b)$$

wobei h_w and h_D die spezifische Enthalpie des kaltes (warmes) Wassers und warmes Wasserdampfes stellen dar.

Die notwendige Wärmeleistung des Erhitzers 3 – 4 dann beträgt

$$\Phi_{HK1} = \Phi_{3-4} = q_{mL} ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3) \quad (11)$$

Der Massenstrom des Wasserdampfes oder flüssigen Wassers bei adiabatischer Befeuchtung der feuchten Luft ist:

$$q_{mD} = q_{mw} = q_{mL} (x_5 - x_4) \quad (12)$$

Und die notwendige Wärmeleistung des Lufterhitzers 5 - 6 wird nach der nächsten Gleichung berechnet

$$\Phi_{HK2} = \Phi_{5-6} = q_{mL} ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5) \quad (12a)$$

2.2. Die exergetische Analyse des Prozesses

Die vorher gegebene Analyse wurde nach der Verwendung Massen und Energiebilanz durchgeführt. Aber, weil das untersuchte Prozess nicht umkehrbar ist, es hat zur Folge, die Entropiezunahme oder die Exergiedestruction beim diesen Prozess. Es ist klar dass die Entropiezunahme oder Exergiedestruction mit dem 2. Hauptsatz verbunden sind.

2.2.1. Der Exergieverlust in der Mischaum

Die schematische Darstellung des Exergieverlustes in dem Mischaum zeigt die Abb.2.



Abb. 2. Mit dem Exergieverlust in der Mischaum

$$\Delta Ex_{1-2} = g_1 q_m ex_1 + (1 - g_1) q_m ex_2 - q_m ex_3 \quad (13)$$

2.2.2. Der Exergieverlust an dem Luftherhitzer 3 - 4

Der Exergieverlust an dem Luftherhitzer 3 – 4, wird, nach Abb. 3,

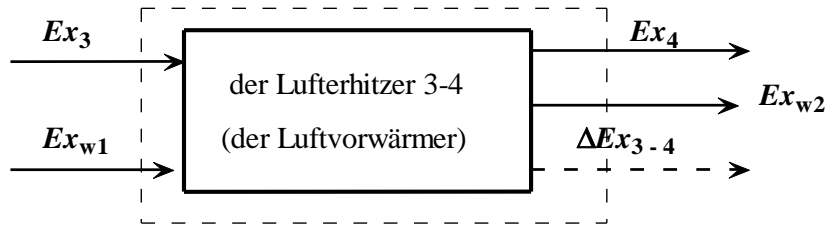


Abb. 3. Mit dem Exergieverlust am Luftherhitzer 3 - 4

nach der folgenden Gleichung berechnet

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m (ex_3 - ex_4) + q_{nw1} (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (14a)$$

$$\Delta Ex_{3-4} = q_m (ex_3 - ex_4) + q_{nw1} \left(c_{wm} \left(T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}} - T_u \ln \frac{T_{w\text{ein}}}{T_{w\text{aus}}} \right) \right) \quad (14)$$

dabei wurde der Massenstrom des warmen Wassers nach der Gleichung der Energiebilanz des Luftherhitzers 3 - 4 berechnet

$$q_{nw1} = \frac{\Phi_{HK1}}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} = \frac{q_{mL} ((h_{1+x})_4 - (h_{1+x})_3)}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} \quad (14b)$$

2.2.4. Der Exergieverlust an dem Luftbefeuchter

Nach Abb. 4. wird der Exergieverlust am Luftbefeuchter 4 - 5 dargestellt.

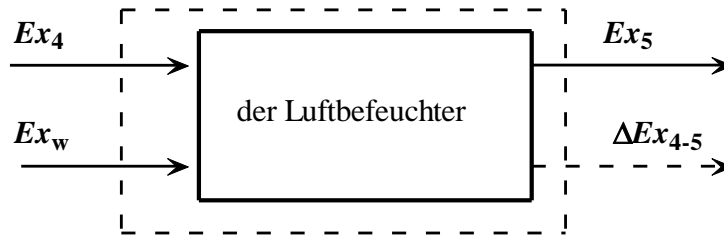


Abb. 4. Mit dem Exergieverlust am Befeuchter 4 - 5

der Exergieverlust am Luftbefeuchter wird nach der folgenden Gleichung bestimmt

$$\Delta Ex_{4-5} = q_m (ex_4 - ex_5) + Ex_w \quad (15)$$

worin die Exergie des zusätzlichen Wassers mit der Nutzung der folgenden Gleichung berechnet wird

$$Ex_w = q_{nw} c_w \left(T_w - T_u - T_u \ln \frac{T_w}{T_u} \right) \quad (16)$$

und dabei der Massenstrom des zusätzlichen Wassers wird nach der Gl. (12) bewertet.

2.2.5. Der Exergieverlust an dem Lufterhitzer 5 – 6

Nach der Abb. 5. der Exergieverlust am Lufterhitzer 5 - 6 wird nach der nächsten Gleichung ausgedrückt.

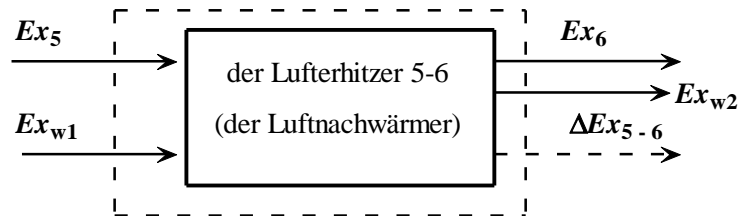


Abb. 5. Mit dem Exergieverlust am Lufterhitzer 5 - 6

$$\Delta Ex_{5-6} = q_m (ex_5 - ex_6) + q_{nw2} (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (17)$$

worin der Massenstrom des warmen Wassers am Lufterhitzer mit nächster Gleichung ausgedrückt ist

$$q_{nw2} = \frac{\Phi_{HK2}}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} = \frac{q_{mL} ((h_{1+x})_6 - (h_{1+x})_5)}{c_{wm} (T_{w\text{ein}} - T_{w\text{aus}})} \quad (18)$$

2.2.5. Der Exergieverlust des gesamten Prozesses

Endlich, der Exergieverlust des gesamten Prozesses bekommt man aus der gesamten Exergiebilanz 1 – 6, und die entsprechende Gleichung lautet

$$\Delta Ex_{1-6} = q_m [g_1 ex_1 + (1 - g_1) ex_2 - ex_6] + (q_{mw1} + q_{mw2}) (ex_{w\text{ein}} - ex_{w\text{aus}}) \quad (19)$$

Es ist verständlich, dass die Gl. (19) als die Kontrollgleichung sich ausnutzen kann, weil, von der anderen Seite, der gesamte Exergieverlust der Summe der einzelnen Exergieverluste gleich sein muss.

$$\Delta Ex_{1-6} = \Delta Ex_{1-2} + \Delta Ex_{3-4} + \Delta Ex_{4-5} + \Delta Ex_{5-6} \quad (20)$$

In der älteren als auch in neuerer wissenschaftlichen Literatur kann man verschiedene Ausdrücke für den exergietischen Wirkungsgrad (Gütegrad). Für das betrachtende Prozess, nach [4], der exergietische Wirkungsgrad wird als Verhältnis der gesamten ausgegangenen und gesamten eingegangenen Exergien definiert. Deshalb, kann man die nächste, abhängig ob man die Befeuchtung mit kaltem oder siedendem Wasser als auch mit Wasserdampf durchgeführt wird, Gleichungen schreiben,

$$\psi = \frac{Ex_{\text{aus}}}{Ex_{\text{ein}}} = \frac{q_{mL} (ex_{1+x})_6 + (q_{mw1} + q_{mw2}) ex_{w\text{aus}}}{g_1 q_{mL} (ex_{1+x})_1 + (1 - g_1) q_{mL} (ex_{1+x})_2 + Ex_w + (q_{mw1} + q_{mw2}) ex_{w\text{ein}}} \quad (20a)$$

$$\psi = \frac{Ex_{\text{aus}}}{Ex_{\text{ein}}} = \frac{q_{mL} (ex_{1+x})_6 + (q_{mw1} + q_{mw2}) ex_{w\text{aus}}}{g_1 q_{mL} (ex_{1+x})_1 + (1 - g_1) q_{mL} (ex_{1+x})_2 + Ex_D + (q_{mw1} + q_{mw2}) ex_{w\text{ein}}} \quad (21)$$

3. DIE DARSTELLUNG DER BERECHNUNGSERGEBNISSE

In der Abb. 6 sind die zugeführte Wärmeleistungen an den beiden Lufterhitzern als auch der Massenstrom des zusätzlichen Wasser der Temperatur 12 °C bei der adiabatischen Befeuchtung der feuchten Luft dargestellt. Die zugehörige Variable dabei ist der Massenanteil g_1 .

Es ist von der diagrammatischen Darstellung zu bemerken, dass der zugeführte Wärmestrom am Lufterhitzer 5 – 6, grüne Linie, konstant ist, und beträgt $\Phi_{HK2} = 37,78$ kW. Aber, von der andere Seite der zugeführte Wärmestrom am Lufterhitzer 3 – 4, rote Linie, ist nicht konstant und praktisch linear, mit wachsenden Massenanteil g_1 , zunimmt, von 10,14 kW bis 71,37 kW.

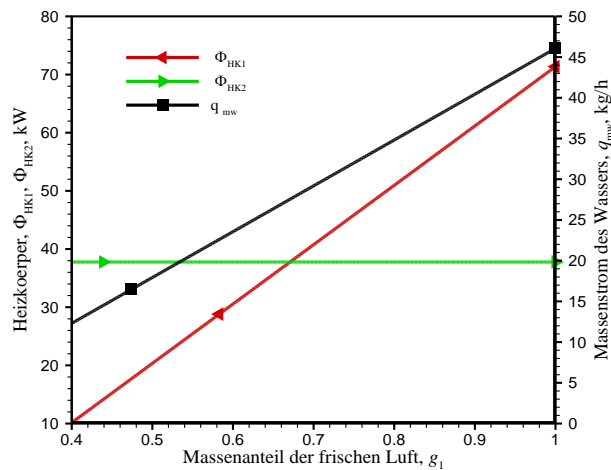


Abb. 6. Die zugeführte Wärmeleistung am Luftherhizer 3 – 4 (rote Linie) und Luftherhizer 5 -6 (dünne schwarze Linie) als auch der Massenstrom des zusätzlichen Wassers der Temperatur 12 °C, bei der adiabatischen Befeuchtung 4 -5 in der Abhängigkeit vom Massenanteil g_1 der frischen Luft

Weiter ist auch klar sichtbar, dass der Massenstrom des zusätzlichen Wasser, schwarze Linie, praktisch auch linear, mit wachsendem g_1 , zunimmt. Diese Behauptung ist verständlich, weil mit wachsendem g_1 , das Differenz des Wassergehaltes $x_5 - x_4$ auch zunimmt, und nach Gl. (12) nimmt auch der Massenstrom des Wassers zu. (Von Abb. 6. ist sichtbar dass der Massenstrom des Wassers von 12,31 kg/h, für $g_1 = 0,4$, bis 46,08 kg/h, für $g_1 = 1,0$, linear zunimmt.)

In Abb. 7 sind die Exergieverluste, die bei der Mischung des frischen und Umluftstromes, rote Linie, entstehen, dargestellt. Die Ergebnisse sind im Verhältnis g_1 (Massenanteil der frischen Luft)

Es ist sichtbar dass dieser Exergieverlust ein Maximum von 1,0294 kW, bei $g_1 = 0,52$, erreicht und dann der Wert, bei $g_1 = 1,0$, nach Null fällt. Weiter ist auch bemerkbar, dass die numerischen Werte der Exergieverluste bei dem Mischungsprozess relativ klein sind.

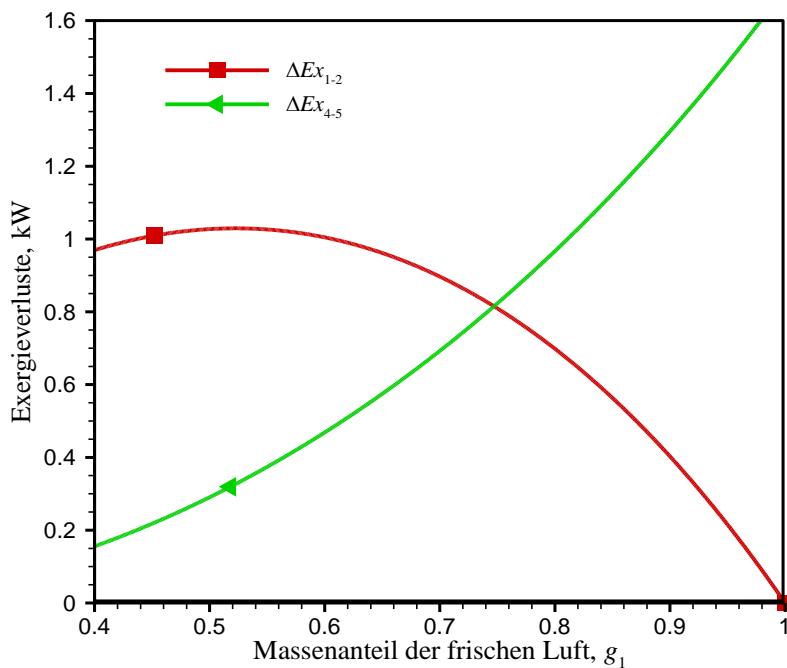


Abb. 7. Die Abhängigkeit des Exergieverlustes bei der Mischung, ΔEx_{1-2} , (rote Linie) und bei der Befeuchtung, ΔEx_{4-5} , (grüne Linie) von dem Massenanteil g_1 der frischen Luft

Die grüne Linie in der Abb. 7 zeigt den Exergieverlust, den bei dem Befeuchtungsprozess mit Zusatz des kalten Wassers erreicht wird. Das Diagramm anschaulich zeigt, dass dieser Exergieverlust permanenter Zuwachs erreicht, und das vom Wert 0,156 kW bis 1,689 kW. Diese Tatsache ist gerechtfertigt, weil mit wachsendem Verhältnis der Größe g_1 , die Exergie des zusätzlichen Wassers und Exergie der feuchten Luft im Zustand 4 auch wächst, wobei die Exergie der feuchten Luft im Zustand 5 konstant ist. Dann aus Gl. (15) folgt die angegebene Behauptung.

Diagramm in der Abb. 8 zeigt die numerischen Werten der Exergieverluste am Luftherhitzer 3 – 4 als auch am Luftherhitzer 5 – 6. Es ist wichtig zu bemerken, dass diese gewonnenen Werte der Exergieverluste viel größer als bei Mischung und Befeuchtung sind.

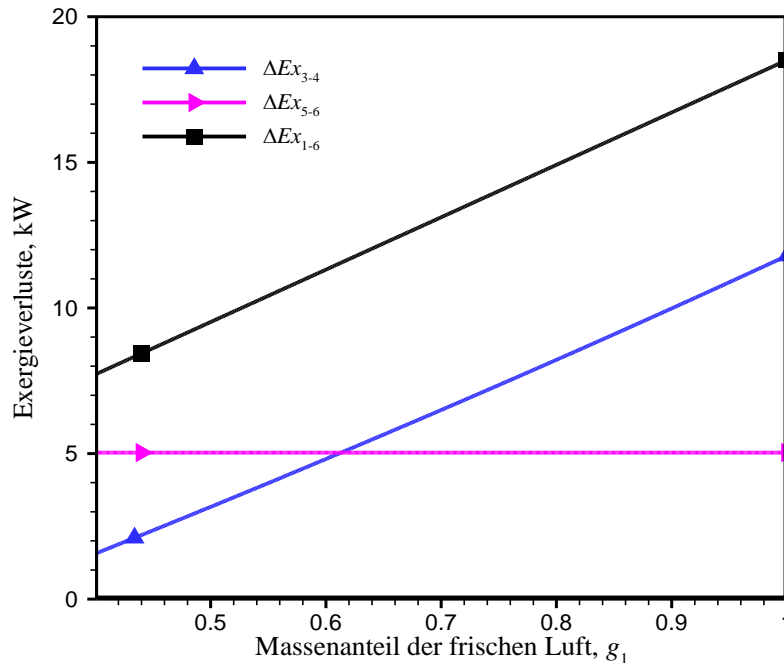


Abb. 8. Die Abhängigkeit des Exergieverlustes bei der Luftherhitzung 3 -4, ΔEx_{3-4} , (blaue Linie) und bei der Luftherhitzung 5 - 6, ΔEx_{5-6} , (violette Linie) und des gesamten Exergieverlustes ΔEx_{1-6} von dem Massenanteil g_1 der frischen Luft (schwarze Linie)

Von der Abb. 8 ist sehr klar, dass der Exergieverlust am Luftherhitzer 3 - 4 praktisch linear mit wachsendem g_1 wächst (blaue Linie) und das vom Wert 1,56 kW nach Wert 11,7934 kW, während der Exergieverlust am Luftherhitzer 5 - 6 konstant ist und beträgt 5,03 kW. Dieser konstante Exergieverlust am Luftherhitzer 5 - 6 ist die Folge der Unabhängigkeit, von g_1 , des zugeführten Wärmestromes am Luftherhitzer 5 – 6. Es ist klar, dass der gesamte Exergieverlust der Summe des einzelnen Exergieverluste, die mit Gl. (13), (14), (15) und (17) gegeben sind, gleich sind und es ist sichtbar dass dieser Zuwachs geht vom Wert 7,18 kW nach Wert 18,513 kW.

Diagram in Abb.9. stellt das prozentuale Verhältnis des einzelnen und gesamten Exergieverlusts und gesamte Eintrittsexergie in der Abhängigkeit von dem Massenanteil der frischen Luft dar. Es ist zu bemerken dass der gesamte prozentuale Verhältnis (rote Linie), prozentuale Verhältnis am Luftherhitzer 3 -4 und prozentuale Verhältnis der Befeuchtung 4 – 5 permanent wächst, mit steigendem Massenanteil g_1 , und von der andere Seite der prozentuale Verhältnis bei der Mischung und am Luftherhitzer 3 – 4 permanent zunimmt.

In dem gleichen Diagramm ist auch der exergietische Wirkungsgrad ψ des gesamten Prozesses, mit rote Linie, auch gegeben. Die gegebene Werte dieses exergietischen Wirkungsgrades wurden nach GL.(20) berechnet. Es ist sichtbar dass dieser Wirkungsgrad sehr schwach mit wachsender g_1 zunimmt, und das vom Wert 0,766 nach Wert 0,732.

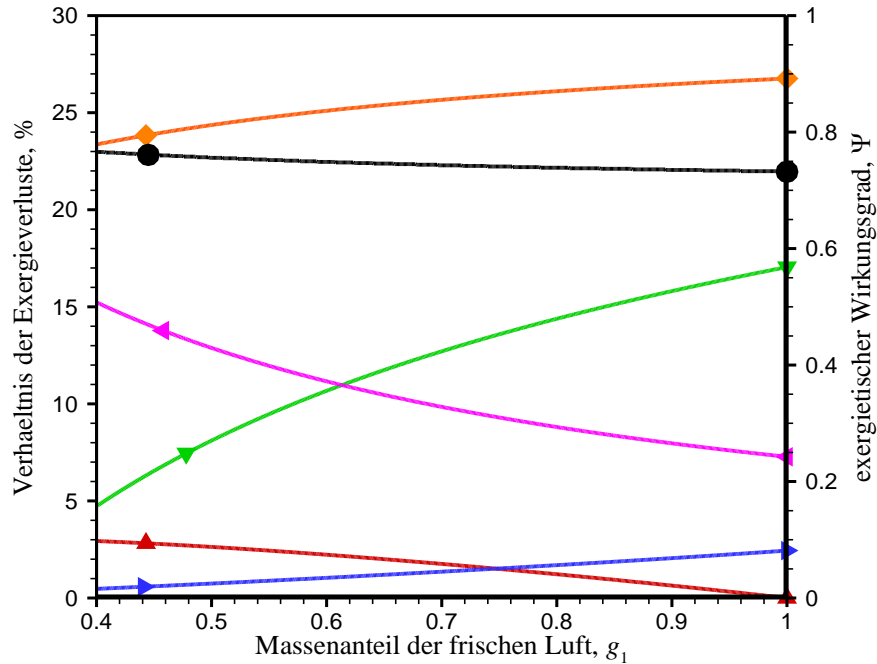


Abb. 9. Das prozentuale Verhältnis der einzelnen und gesamten Exergieverluste nach der gesamten Eintrittsexergie, ($\Delta Ex/Ex_{\text{ein ges}}$)· 100 %, in der Abhängigkeit von dem Massenanteil der frischen Luft: - Mischung 1 -2, (rote Linie), - Befeuchtung 4 -5 (blaue Linie), - Erhitzer 5 – 6 (violette Linie), Erhitzer 3 - 4 (grüne Linie) und gesamte Exergieverluste 1 – 6, (rote Linie), exergietische Wirkungsgrad des gesamten Prozesses (schwarze Linie)(Die verwendete Symbolen sind gleich wie in der Abb.11 und12)

Die berechneten Werte des exergietischen Wirkungsgrades zeigen, dass nach Kriterium der Exergieverluste, dass Betrachtungsprozess ganz gut durchgeführt ist.

Es ist sehr interessant zu zeigen ein Fließdiagramm des Exergieverlustes des gesamten Prozesses für den Massenstromanteil $g_1 = 0,51$ und so ein Diagramm stellt die Abb. 10 dar.

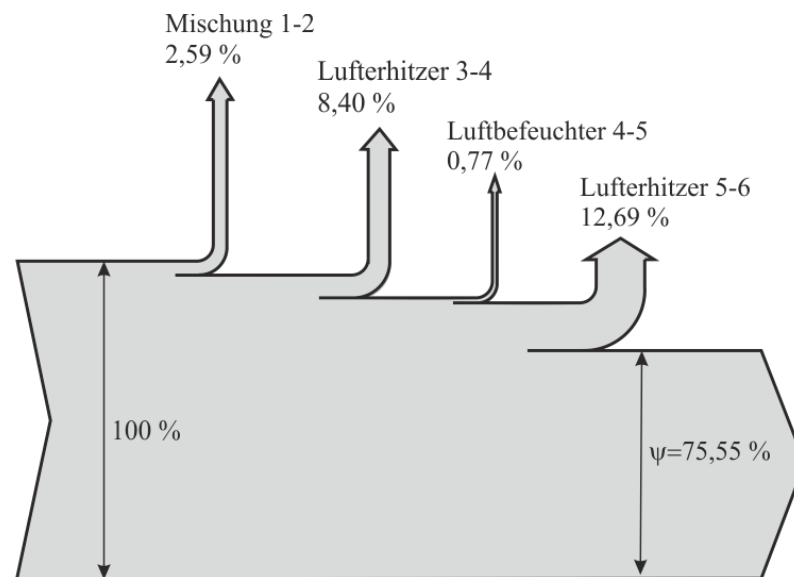


Abb. 10. Exergieflißdiagramm des betrachtetes Prozesses für $g_1 = 0,51$

(Der Massenanteil $g_1 = 0,51$ wurde als der praktische Wert genommen, und ist die Situation die in Abb.1 dargestellt ist!)

Vom obigen Diagramm kann man schließen dass der größte Exergieverlust, 12,69 %, zur Wärmeübertragung am Luftherhitzer 5 – 6 gehört. Der geringste Exergieverlust, von der anderen Seite, gehört dem Prozess der Luftbefeuchtung, der 0,77 % beträgt.

Diagramm in Abb.11. stellt das prozentuale Verhältnis des einzelnen gesamten Exergieverlustes und der gesamten Eintrittsexergie in der Abhängigkeit von dem Massenanteil der frischen Luft dar, bei der Befeuchtung von Zusatz des warmen Wassers der Siedetemperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$. Es ist zu beachten dass im diesen Zufall die berechnete gesamten prozentualen Exergie Verluste größer, als im als im frühem Zufall sind und sie kontinuierlich wachsen vom Wert 23,63 bis 35,42 %.

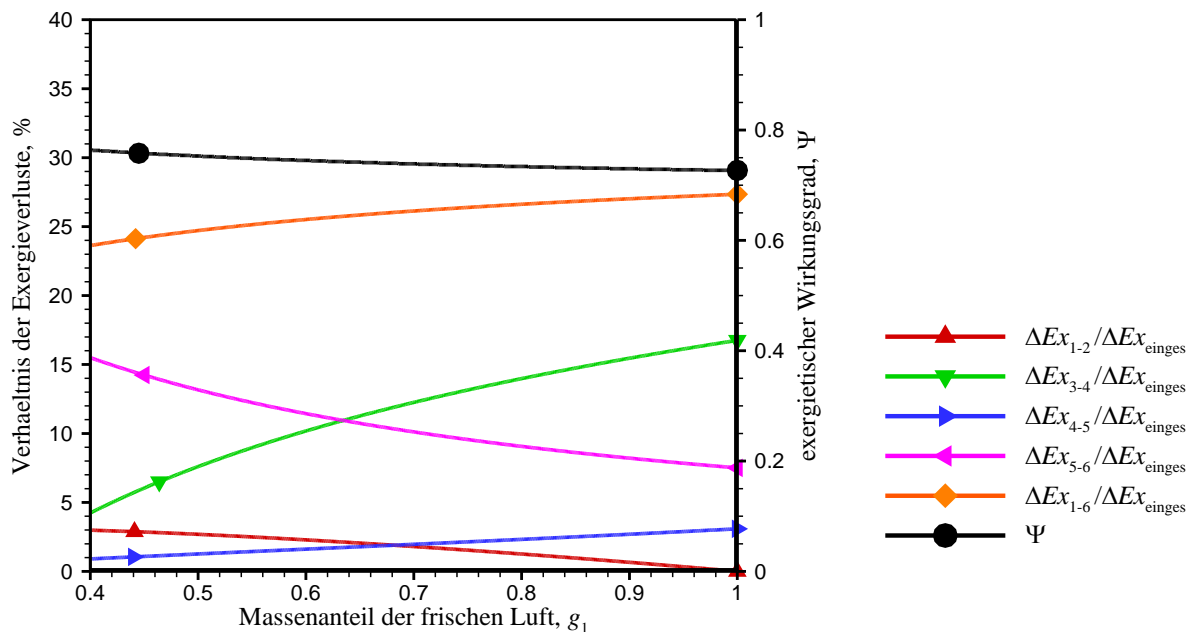


Abb. 11. Das prozentuale Verhältnis der einzelnen gesamten Exergieverluste nach der gesamten Eintrittsexergie, $(\Delta Ex/Ex_{\text{ein ges}}) \cdot 100\%$, in der Abhängigkeit von dem Massenanteil der frischen Luft: - Mischung 1 - 2, (rote Linie), - Befeuchtung 4 -5 (blaue Linie), - Erhitzer 5 – 6 (violette Linie), Erhitzer 3 - 4 (grüne Linie) und gesamte Exergieverluste 1 – 6, (rote Linie), exergietische Wirkungsgrad des gesamten Prozesses (schwarze Linie), bei der Befeuchtung von Zusatz des warmen Wassers der Siedetemperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$.

Im gleichen Diagramm ist die Linie (dünne schwarze Linie) des gesamten Exergiegütegrades eingezeichnet, die zeigt, dass der gesamte Exergiegütegrad, mit wachsendem g_1 , permanent sich langsam verringert von dem Wert 0,764 zu dem Wert 0,726. Nach diesen Werten kann man schließen, dass nach dem Kriterium definierten Exergiegütegrades nach Gl. (20), dass angegebenes Prozess kleiner ist, als im frühem Zufall.

Die Abb. 12. zeigt die einzelnen als auch gesamte prozentuale Exergieverluste bei Befeuchtung von Zusatz des Sattwasserdampfes der Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$. Es ist sichtbar dass gesamte prozentuale Exergieverluste, im diesen Zufall, kontinuierlich von 27,41 % bis 35,42 % wachsen. Das heißt, dass dieses Prozess, nach Kriterium der Exergieverluste, unterhalb vorigen beiden Prozessen liegt. Es ist auch klar, dass beim diesen Prozess die einzelne Exergieverluste als bei vorigen Prozessen verschieden sind. Die numerischen Werte können sich von der obigen Abbildung vorlesen.

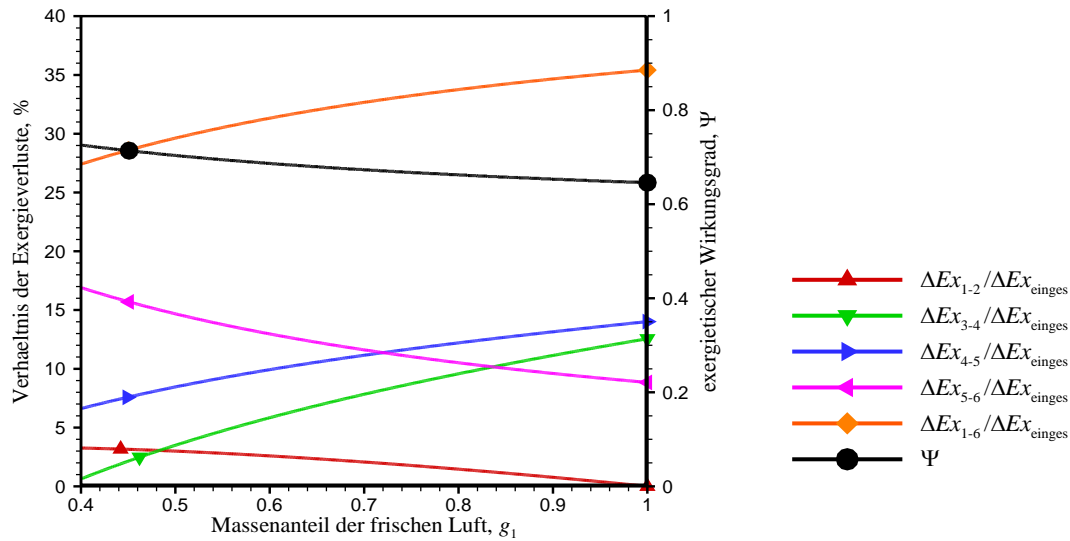


Abb. 12. Das prozentuale Verhältnis der einzelnen und gesamten Exergieverluste nach der gesamten Eintrittsexergie, ($\Delta Ex / Ex_{\text{ein ges}}$): 100 %, in der Abhängigkeit von dem Massenanteil der frischen Luft: - Mischung 1 - 2, (rote Linie), - Befeuchtung 4 - 5 (blaue Linie), - Erhitzer 5 – 6 (violette Linie), Erhitzer 3 - 4 (grüne Linie) und gesamte Exergieverluste 1 – 6, (rote Linie), exergietische Wirkungsgrad des gesamten Prozesses (schwarze Linie), bei der Befeuchtung von Zusatz des warmen Wassers der Siedetemperatur 100 °C.

Der exergietische Wirkungsgrad (schwarze Linie) kontinuierlich nimmt mit steigendem Massenanteil vom Wert 0,725 bis 0,646 ab.

Wie es kann bemerken, die größte Unterschieden zwischen die drei Prozessen erscheinen sich am Luftherhitzer 3-4 und Befeuchtungsprozess 4 – 5, und die physikalische Erklärung liegt in der Tatsache, dass bei Befeuchtung mit Wasserdampf, welches die höchste Enthalpie besitzt, die niedrigste Wärmeleistung am Luftherhitzer 3 – 4 notwendig ist.

Weil das Befeuchtungsprozess, an der zugeführten Wärmeleistung zu dem Erhitzer 3 – 4 (Vorwärmer), den größte Einfluss hat, das Diagramm in der Abb. 13 zeigt die Werte der zugeführten Wärmeleistungen für diese drei Befeuchtungsprozessen.

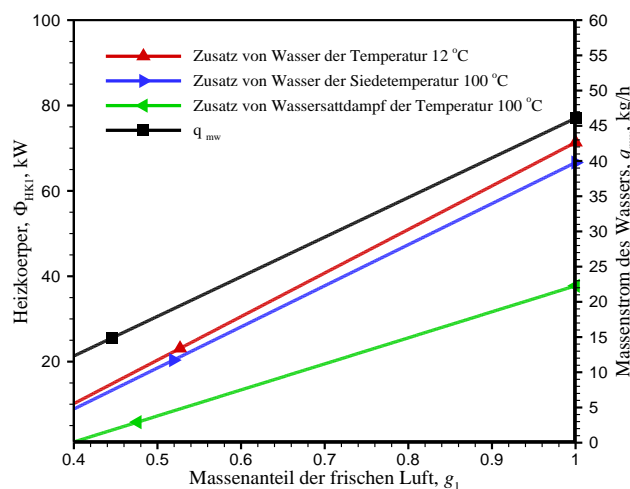


Abb. 13. Die zugeführten Wärmeleistungen zu dem Erhitzer 3 – 4 in Abhängigkeit vom Massenanteil g_1 und der Weise des Befeuchtungsprozesses. (Die schwarze Linie präsentiert des eingespritztes Wassers oder Sattwasserdampfes.)

Das Diagramm zeigt dass die zugeführten Wärmeleistungen den linearen Zuwachs mit Erhöhung von g_1 folgen. Die größten Werte sind beim Zusatz von Wasser der Temperatur $12\text{ }^\circ\text{C}$, und die niedrigste Werte erscheinen sich beim Zusatz von Wasserdampf der Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$. Diese Tatsache ist selbstverständlich, weil Wasserdampf, bei Befeuchtung, die größte Enthalpie besitzt, und nach Gln. (10a) und (10b) die spezifische Enthalpie der feuchten Luft $(h_{1+x})_4$ nimmt die niedrigste Werte über und die Gl.(11) gibt deshalb die niedrigste zugeführte Wärmeleistungen Φ_{HK1} .

Diagramm in Abb.14 zeigt die Abhängigkeit des gesamten exergetische Wirkungsgrades der vorher gegebenen Prozesse von Variablen g_1 und Temperatur des kalten Wassers $12\text{ }^\circ\text{C}$, warmes Wasser der Siedetemperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$ beziehungsweise des Wasserdampfes auch Temperatur von $100\text{ }^\circ\text{C}$.

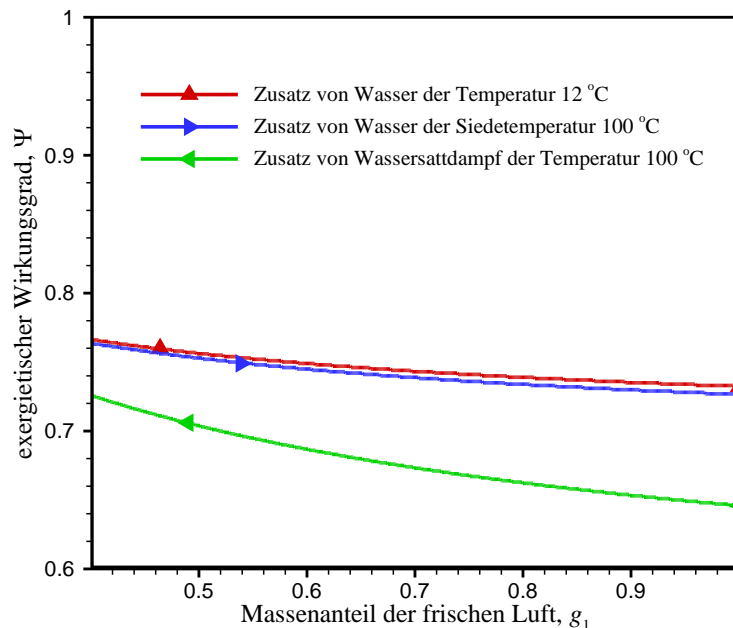


Abb.14. Die graphische Darstellung des gesamten exergetische Wirkungsgrades der betrachtete Prozesse in Abhängigkeit von Massenanteil g_1 und Temperatur kaltes, siedendes Wasser als auch von Temperatur des Wasserdampfes

Das Diagramm zeigt dass alle Wirkungsgrades kontinuierlich nehmen mit steigendem Massenanteil g_1 zu und die größte Werte sind beim Befeuchtung mit kaltem Wasser Temperatur $12\text{ }^\circ\text{C}$ erreicht. Diese Werte fallen von $0,766$ bis $0,732$. Etwas niedrigere Werte erscheinen sich bei der Befeuchtung mit siedendem Wasser Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$ und sie fallen von $0,764$ bis $0,727$. Bemerkbar niedrigste Werte realisieren sich bei der Befeuchtung mit Wasserdampf der Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$ und sie nehmen von dem Wert $0,726$ bis $0,646$ zu. Die Ursache solcher Ergebnisse liegt darin, dass die gesamte Exergie des Wasserdampfes viel größer als die Exergie vom kalten Wasser und siedenden Wasser ist.

Für das präsentierte Prozess in Abb.1 und die durchgeführte Befeuchtung mit kaltem Wasser der Temperatur $12\text{ }^\circ\text{C}$, siedendem Wasser der Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$ und mit dem Wasserdampf der Temperatur $100\text{ }^\circ\text{C}$ die zugeführte Wärmeleistung am Erhitzer 3 – 4 beträgt $21,4$; $19,47$ and $7,87$ kW, aber die zugeführte Wärmeleistung am Erhitzer 5 – 6 ist gleich und beträgt $37,78$ kW. Die zugehörige gesamten exergetische Wirkungsgrade haben die Werte $0,756$; $0,752$ und $0,702$. Die zugehörige gesamte Wärmeleistungen folgen die nächste Werte: $59,18$; $57,25$ und $45,65$ kW.



SCHLUSSFOLGERUNGEN

Von der durchgeführte energische als auch die exergietische Analyse kann man die Bemerkungen bringen:

- Massenanteil der frischen Luft hat sehr stark Einfluss an der notwendige Wärmeleistung vom Lufterhitzer 3 – 4 (Vorwärmer), an dem Massenstrom des eingespritztes Wassers (Wasserdampfes) und am gesamten exergietische Wirkungsgrad des Prozesses, worin die notwendige Wärmeleistungen als auch der Massenströme des eingespritztes Wassers kontinuierlich, mit wachsendem Massenanteil der frischen Luft, zunehmen, aber der gesamte exergietische Wirkungsgrad die kontinuierliche Verminderung zeigt.

- Die Exergieverluste die mit Befeuchten und Mischen verbunden sind, sind viel niedriger als die Exergieverluste die durch Wärmeübertragung an der Heizkörpern verbunden sind.

- Die größte gesamte exergietische Wirkungsgrade erscheinen sich bei Prozessen durch Befeuchtung mit kaltem Wasser der Temperatur 12 °C, und die niedrigste durch Befeuchtung mit Wassersattdampf der Temperatur 100 °C, aber die umgekehrte Situation ist mit zugeführte Wärmeleistung am Heizkörper 3 – 4, der so genante Vorwärmer stellt dar.

Formelzeichen

c	J/(kg·K)	- spezifische Wärmekapazität
c_p	J/(kg·K)	- spezifische Wärmekapazität idealer Gase bei $p = \text{konst.}$
Ex	W	- Exergie
ex	J/kg	- spezifische Exergie
g_1	-	- Massenanteil der frischen Luft
h	J/kg	- spezifische Enthalpie
h_{1+x}	J/kg	- spezifische Enthalpie der feuchten Luft
m	kg	- Masse
p	Pa	- Druck
q_m	kg/s	- Massenstrom
R	J/(kg·K)	- Gaskonstante
r_0	J/kg	- spezifische Verdampfungsenthalpie des Wassers bei 0 °C
s	J/(kg·K)	- spezifische Entropie
T	K	- thermodynamische Temperatur
v_{1+x}	m ³ /kg	- spezifisches Volumen der feuchten Luft
x	kg/kg	- Wassergehalt feuchter Luft
ΔEx	W	- Exergieverlust
ϑ	°C	- empirische Temperatur
κ	kmol/kmol	- molare Wassergehalt feuchter Luft
Φ	W	- Wärmestrom
φ	Pa/Pa	- relative Feuchtigkeit feuchter Luft
ψ	-	- exergietischer Wirkungsgrad

Indizes:

aus	Ausgang
ein	Eingang
D	Dampf
d	Wasserdampf in der feuchten Luft
HK1	Heizkörper 1
HK2	Heizkörper 2
L	trockene Luft
w	Wasser
u	Umgebung
1	frische Luft
2	Umluft



LİTERATUR

- [1] BOSNJAKOVIĆ, F; K. F. KNOCHE: Technische Thermodynamik. Teil II, 6. vollständig neubearbeitete und erweiterte Auflage, Steinkopf, Darmstadt, 1997.
- [2] KANOGLU,M; CENGEL,Y.A.; DİNCER,I.: Efficiency Evaluation of Energy Systems, Springer Briefs in Energy, Springer Verlag, New York, 2012
- [3] GALOVIĆ,A; BORAS,I: Analiza krivulje napetosti za vodu, Radovi FSB-a, Zagreb, 1997., pp. 63 – 60 (kroatische Sprache)
- [4] DİNCER,I; ROSEN,M.A: Exergy, Energy, Enviroment and Sustainable Development, Second Edition, Elsevier, Oxford, UK, 2013

RESUME

Antun GALOVIĆ

Prof. Dr. sc. Antun Galović, der ordentliche Universitätsprofessor, Maschinen und Schiffsbaufakultät, Universität von Zagreb, Kroatien

Ahmet CAN

Prof. Dr.-Ing. Ahmet Can, der ordentliche Universitätsprofessor, İstanbul Arel Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Tepekent Yerleşkesi, Turkey.

Marija ŽIVIĆ

Prof. Dr. sc. Marija Živić, der ordentliche Universitätsprofessor, Universität " J. J. Strossmayer", Osijek, Maschinenfakultät, Slavonski Brod, Kroatien