

## مدلسازی عملکرد حرارتی کندانسورهای تماس مستقیم نوع جت به کمک تئوری فیلمی و تهیه برنامه کامپیوتری DCRC (Direct Contact Condenser Rating Calculation)

محمد جواد موسی مبالی  
دانشگاه صنعت آب و برق (شهید عباسپور)  
علیرضا محمدی  
شرکت سهامی خدمات برق (مشانیر)  
جمهوری اسلامی ایران

واژگان کلیدی: عملکرد حرارتی، گاز میعان ناپذیر، کندانسور، نیروگاه

### چکیده

کندانسور وسیله ایست که در آن گرمای حاصل از تغییر فاز بخار به فاز مایع، به یک سیال خنک کن منتقل میشود و عملکرد آن در ناحیه اشباع صورت میپذیرد. برای یک کندانسور با هندسه معلوم و مشخص، میتوان به کمک معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم وافت فشار حاکم، رفتار حرارتی و سیالاتی آنرا تعیین نمود که اصطلاحاً ری تینگ کندانسور نامیده میشود. طی پروسه ری تینگ، میتوان توزیع دماهای هر دو سیال سرد و گرم، پروفیل میعان بخار و افت فشار در نقاط مختلف کندانسور را بدست آورد. برای انجام اینکار ضروری است که معادلات انتقال حرارت و انتقال جرم و نیز افت فشار در قسمتهای مختلف کندانسور، بطور همزمان حل شوند، که این خود از پیچیدگیهای مسئله محسوب میشود. هدف اصلی مقاله حاضر آنست که عملکرد حرارتی یک کندانسور تماس مستقیم نوع جت، برای شرایطی که تقطیر بخار آب در حضور هوا (بعنوان گاز میعان ناپذیر)

صورت میگیرد، مدلسازی شود. لازم بذکر است که مسئله افت فشار گاز (مخلوط آب-بخار) در نظر گرفته نمی شود.

### ۱. انتقال حرارت تماس مستقیم

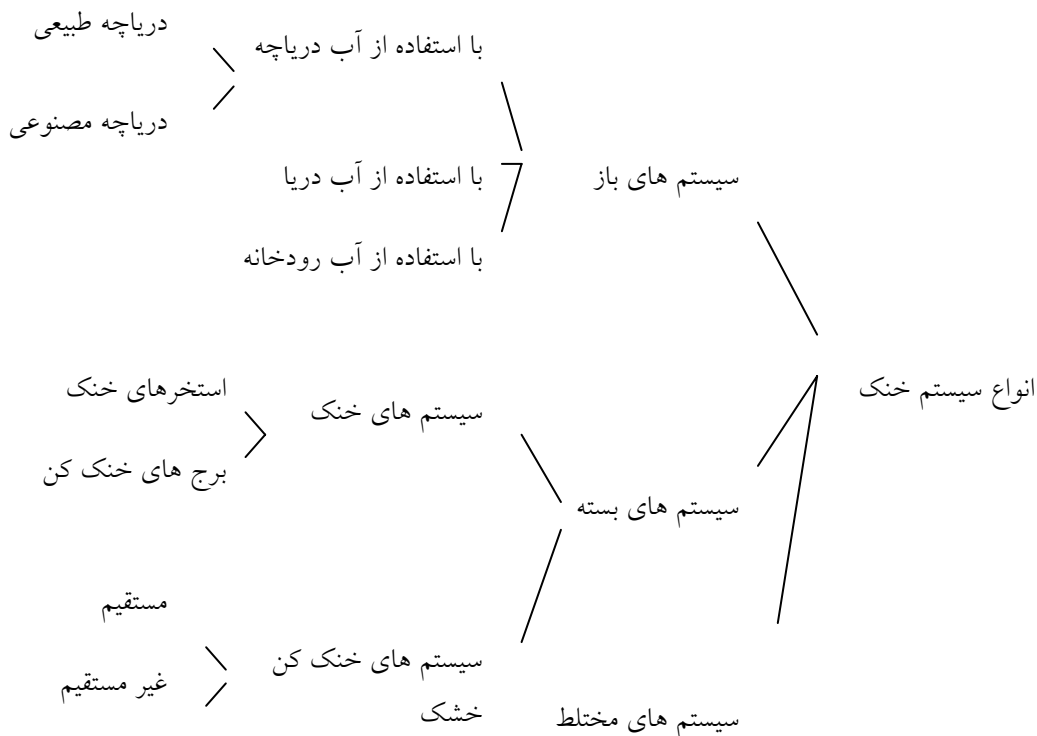
انتقال حرارت تماس مستقیم هنگامی است که دو جریان سیال با دماهای متفاوت، بدون واسطه با همدیگر بطور فیزیکی برخورد نمایند و گرما از سیالی به سیال دیگر انتقال یابد. در انتقال حرارت غیر مستقیم دو سیال بطور جداگانه جریان می یابد و در نتیجه هیچگونه آلودگی از سیالی به سیال دیگر منتقل نمی شود، در حالیکه در انتقال حرارت تماس مستقیم، دو سیال با همدیگر مخلوط شده و جریان حاصل شامل همه اجزاء مخلوط است که ممکن است این اجزاء با هم مخلوط شده و برای سیستم مضر باشد. علی رغم محدودیتهای و مشکلات ذکر شده، انتقال حرارت تماس مستقیم دارای مزایای زیر می باشد:

۱- انتقال حرارت در فازهای گاز- مایع. ۲- انتقال حرارت در فازهای مایع- مایع. ۳- انتقال حرارت در فازهای مایع- جامد.

## ۲- انواع سیستم های خنک کن

بعد از تقطیر بخار در کندانسور توسط آب خنک کن، سیستمی مورد نیاز می باشد که سیال خنک کننده را خنک نموده و برای تقطیر مجدد بخار به کندانسور وارد نماید، که این سیستم، سیستم خنک کن نامیده می شود. تقسیم بندی سیستم های خنک کن بر اساس نحوه دسترسی به سیال خنک کننده، نوع سیال خنک کننده و نوع کندانسور بکار رفته، صورت میگیرد که در نمودار شکل (۱) مشاهده میشود.

۱- نسبت انتقال حرارت، بسته به میزان سطح تماس و اغتشاش جریان، زیاد می باشد.  
۲- تجهیزات مورد نیاز به سبب حذف لوله ها و صفحات بشقابی بسیار ساده تر و ارزاتر می باشد.  
۳- حذف دیواره های فلزی و در واقع حذف مقاومت حرارتی باعث افزایش میزان انتقال حرارت میشود.  
۴- امکان انتقال حرارت در درجه حرارتهای بالا بدون نگرانی از تنش های حرارتی در دیواره های فلزی لوله ها انتقال حرارت تماس مستقیم شامل انتقال حرارت بین دو و یا حتی سه فاز، یعنی گاز، مایع و جامد می باشد، در نتیجه به انواع مختلف تقسیم بندی میگردد که ساده ترین تقسیم بندی بر اساس فازهای موجود در پروسه انتقال حرارت می باشد. کریس و بوهم سه نوع تقسیم بندی زیر را پیشنهاد می کنند:



شکل (۱): انواع سیستم های خنک

خشک غیرمستقیم با توجه به کارایی و نیز کمبود منابع آبی در جهان، اجتناب ناپذیر می باشد. در سیستم خنک کن خشک غیر مستقیم، ابتدا بخار در یک کندانسور سطحی و یا یک کندانسور تماس مستقیم، توسط آب، خنک شده و تبدیل به

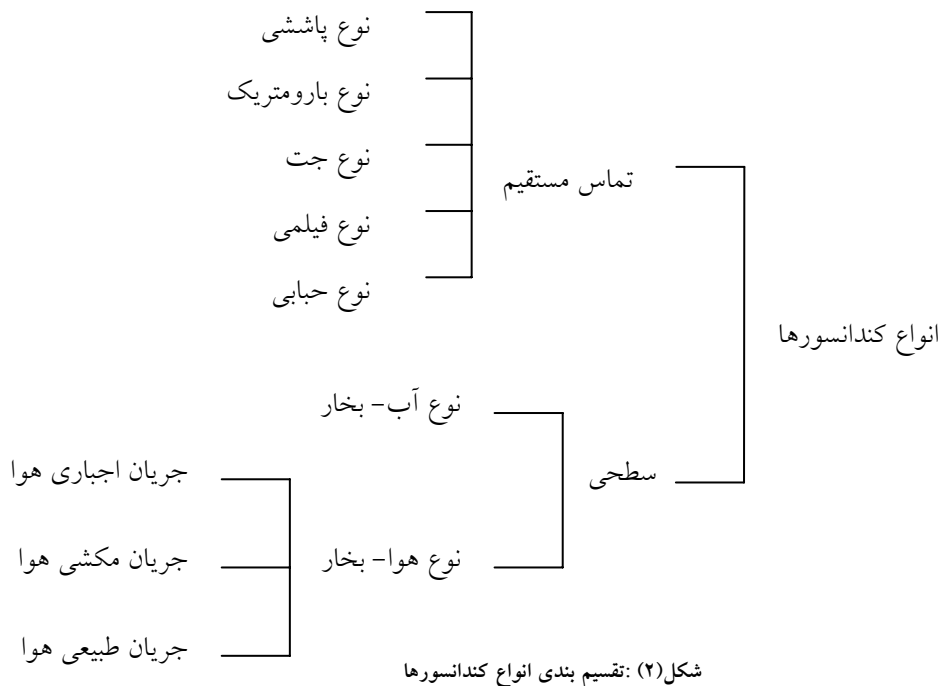
در انتخاب سیستم های خنک کن فاکتورهایی مانند راندمان، موقعیت نیروگاه، نحوه دسترسی به منابع آب، هزینه تمام شده آب تغذیه و آب خنک کننده و هزینه های بهره برداری دخالت می کنند. امروزه استفاده از سیستم خنک کن

عمل تقطیر بخار خروجی از آگزوز توربین را بر عهده دارند. تقسیم بندی انواع کندانسورها بر حسب نوع تماس بخار و سیال خنک کن و نیز بر حسب جهت جریانهای بخار و سیال خنک کننده می باشد و هر کدام از این کندانسورها بر حسب مصارف صنعتی و محل بکارگیری آن انتخاب میشوند. نمودار شکل (۲) تقسیم بندی انواع کندانسورها را نشان میدهد.

مایع می شود، سپس آب خنک کن در یک مبدل هوایی درون برج که دارای جریان طبیعی و یا جریان اجباری هوا می باشد، خنک می شود.

### ۳- انواع کندانسور

کندانسورها بعنوان یک مبدل اصلی در سیکل نیروگاه بخار و مرتبط با سیستم های خنک کن بکار گرفته می شوند و

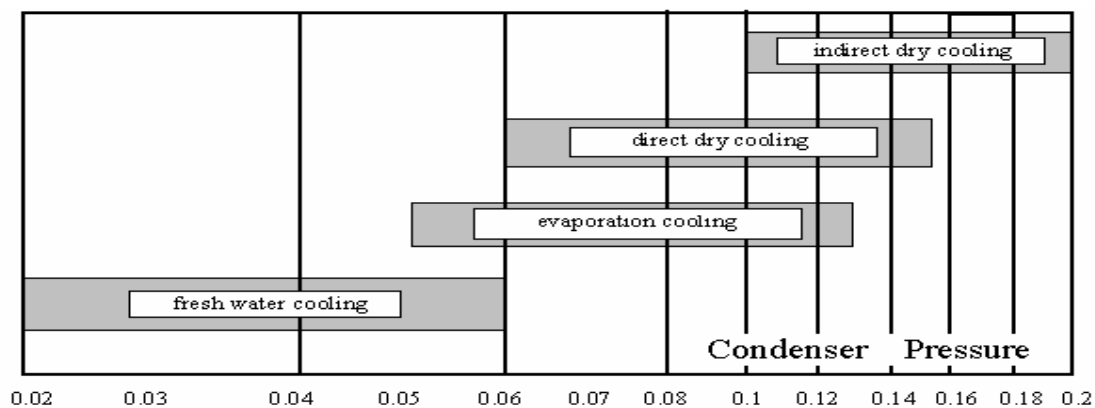


شکل (۲): تقسیم بندی انواع کندانسورها

ملاحظه میشود که با بکارگیری چگالنده تماس مستقیم پاششی رسیدن به محدوده صدم اتمسفر در چگالنده امکان پذیر نمی باشد.

### ۳-۱- محدوده کاربرد انواع چگالنده ها

هرچگالنده سطحی یا تماس مستقیم با توجه به نوع خنک کن اصلی، محدوده های خاصی از فشار چگالنده را تامین می نمایند. این مطلب در شکل (۳) نمایش داده شده است.



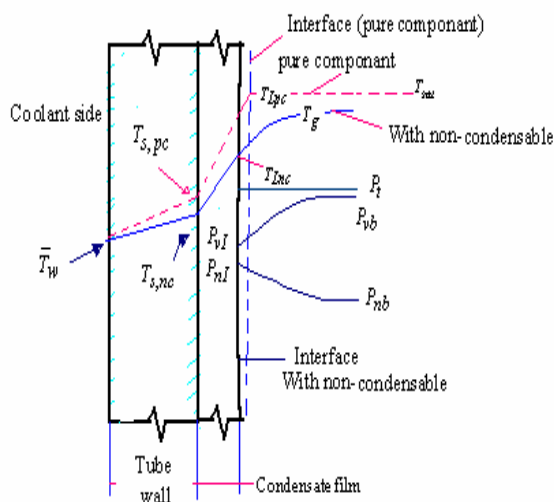
شکل (۳): محدوده فشار چگالنده بر حسب نوع سیستم خنک کن

' $3^{\circ}\text{C}$  تا  $5^{\circ}\text{C}$ ' می باشد [3]. بنابراین با حرکت بخار در طول مسیر کندانسور، دمای اشباع بنابراین میزان گرم شدن فیلم آب کاهش می یابد. کاهش اختلاف دما در ارتفاع ردیف ها چندان محسوس نمی باشد، اما در قسمت خنک کن ثانوی محسوس تر است، چرا که در این قسمت اثر میزان هوا در مقابل ضریب انتقال حرارت، قابل توجه می باشد. مرز دقیق دو ناحیه فوق مشخص نمی باشد و به شرایط بهره برداری و شرایط چگالنده بستگی دارد [3].

#### ۴- تئوری فیلمی برای یک مخلوط دو تائی تقطیر شونده

##### ۴-۱- مکانیزم تقطیر بخار در حضور گاز میعان ناپذیر

شماتیک کلی تقیر بخار در حضور یک گاز میعان ناپذیر در شکل (۴) نشان داده شده است. فرض میشود که بالک بخار، همگن بوده و غلظت گاز میعان ناپذیر در آن ثابت است. تشکیل لایه میعان ناپذیر در سطح مشترک بخار-مایع، بعنوان مقاومتی در برابر انتقال جرم و حرارت تلقی شده و بدین ترتیب نرخ انتقال گرما در مقایسه با تقطیر بخار خالص، بدون وجود گاز غیر قابل تقطیر، کمتر خواهد بود.



شکل (۴) شماتیک تقطیر بخار در حضور گاز میعان ناپذیر

حضور لایه گاز در سطح مشترک، به طرق مختلفی نرخ انتقال گرما را تحت شعاع قرار میدهد. نخست، برای آنکه بخار به سطح مشترک برسد، باید از میان این لایه عبور کند،

#### ۳-۲- کندانسورهای تماس مستقیم و مکانیزم

##### عملکرد چگالنده پاششی

کندانسورهای تماس مستقیم به دلیل اختلاط دو جریان بخار و سیال خنک کن، دارای محدودیت هایی میباشد و از آنجاییکه در این کندانسورها مانعی بین بخار و سیال خنک کن وجود ندارد، کم هزینه بوده و مساله رسوب گذاری از بین رفته و نرخ انتقال گرما در واحد حجم، بسیار بالا خواهد بود. مکانیزم چگالنده پاششی به گونه ایست که آب خنک کن توسط نازلهایی در محیط محفظه های بخار پاشیده میشود، بطوریکه بر روی تیغه های هدایت کننده، فیلم آب تشکیل می گردد. در واقع انتقال حرارت بین آب و بخار توسط همین فیلم های آب انجام میشود. جریان آب خروجی از یک نازل به دو شاخه تقسیم میگردد که در خروجی از نازلها، هر یک از جریانهای آب با تیغه های هدایت کننده در دو طرف برخورد نموده و به فیلم های آب تبدیل میگردد. نازلها در یک ردیف و در کنار یکدیگر قرار گرفته اند، بنابراین بخار از بین فیلم های نازک آب که به فاصله کمی (مثلا  $30$  میلیمتر) از یکدیگر قرار گرفته اند، عبور می نماید. بدیهی است که میزان انتقال حرارت به اختلاف دما، سطح انتقال حرارت و ضرایب انتقال حرارت وابسته می باشد. قابل ذکر است که در محاسبات، بایستی میزان دبی هوای نفوذ کرده به داخل چگالنده مشخص گردد، سپس می توان بر اساس دبی هوا و دبی بخار، ضریب انتقال حرارت را مشخص کرد.

مطابق قانون دالتون، فشار کل برابر است با مجموع فشار جزئی هوای نشتی به چگالنده و فشار جزئی بخار، یعنی:

$$P_{tot} = P_a + P_s \quad (1)$$

با توجه به تقطیر بخار در طول مسیر چگالنده و کاهش فشار جزئی بخار که در نتیجه آن، دمای اشباع بخار کاهش می یابد، بنابراین دمای اشباع آب چگالنده خروجی از کندانسور برابر با دمای اشباع بخار در مقطع خروجی توربین نمی باشد. این اختلاف دمای اشباع برای چگالنده هایی که در آنها بخار مستقیما به چاهک آب داغ دسترسی دارد (مانند چگالنده پاششی) برابر با ' $0^{\circ}\text{C}$  تا  $1^{\circ}\text{C}$ ' و برای انواع دیگر چگالنده ها

مخلوط، در لایه نازکی نزدیک سطح مشترک بخار و مایع حاصل از تقطیر اتفاق می افتد، بطوریکه این لایه با گرادیان غلظت، فشار و دما همراه می باشد (شکل ۵)، و نیز فرض میشود که خارج از این لایه، مخلوط دارای ترکیب و درجه حرارت یکنواختی است. بدلیل انتقال ملکولی از میان این لایه، از قسمت بالک گاز تا سطح مشترک، جرم منتقل میشود. نرخ انتقال حرارت و جرم به کمک روابط موجود برای محاسبه ضریب انتقال حرارت و آنالوژی انتقال حرارت و جرم تعیین شده و نیز تاثیر فعل و انفعالات انتقال جرم بر انتقال گرما در نظر گرفته میشود [4]. شار حرارتی که از سطح مشترک بخار-مایع به سیال خنک کن منتقل میشود، برابر با شار گرمائی است که از بالک گاز (مخلوط) به سطح مشترک میرسد، این مقدار حرارت متشکل از دو ترم گرمای نهان و گرمای محسوس می باشد. دما و فشار بخار تقطیر شونده در سطح مشترک، مجهولات مساله میباشند که بایستی به روش سعی و خطا تعیین شوند. شار گرمای نهان به نرخ نفوذ ملکولهای بخار از میان فیلم گاز و همچنین ضرایب انتقال جرم بستگی دارد که این ضرایب از معادلات مربوط به آنالوژی انتقال حرارت و انتقال جرم بدست می آیند.

#### ۴-۲-۱- معادلات تئوری فیلمی برای مخلوط دو جزئی

شکل (۵) شرایط یک نقطه از سطح خنک کن کندانسور (جت آب) را تحت عملکرد پایدار نشان میدهد، که در آن آب خنک کن با درجه حرارت  $t_c$  به صورت جت آب جریان می یابد. در اطراف جت، مخلوط بخار با کسر مولی  $\nu$  برای یکی از اجزاء آن، با دمای  $t_v$  جریان داشته، بطوریکه لایه مقطر تشکیل شده به دیواره جت آب چسبیده است.

شار حرارتی نقطه ای  $q$  که بوسیله آب خنک کن جذب میشود، مجموع سه عبارت مختلف می باشد:  $q_c$  گرمای محسوس مربوط به خنک شدن لایه تقطیر؛  $q_r$  گرمای نهان

بنحویکه هر چه ضریب نفوذ کوچکتر باشد، نرخ انتقال گرما کمتر خواهد بود. از طرفی، در فشار کل معلوم مخلوط، بدلیل افزایش غلظت گاز میعان ناپذیر از سمت بالک تا سطح مشترک، فشار جزئی آن نیز بیشتر شده، که این امر موجب کاهش فشار جزئی بخار شده و بنابراین درجه حرارت اشباع که تقطیر در این دما صورت میگیرد، کاهش خواهد یافت. لذا اختلاف دمای موثر در انتقال حرارت کمتر شده و در نتیجه، متناسب با آن نرخ انتقال حرارت با کاهش مواجه خواهد شد. برای آنالیز تقطیر بخار در حضور گاز میعان ناپذیر روشهای مختلفی وجود دارد. کالبرن و هوگن برای اولین بار روشی را با معادلات مربوط جهت پیش بینی تقطیر بخار خالص در حضور یک گاز میعان ناپذیر ارائه کردند. همچنین معادلات تحلیلی تقطیر یک سیستم دو جزئی، با هر دو جزء تقطیر شونده، توسط کالبرن و درو استخراج شده است.

بطور کلی چهار روش تحلیلی در ارتباط با میعان مخلوط بخارهای تقطیر شونده و گازهای میعان ناپذیر ارائه شده است: روش تقریبی، مدل تئوری فیلمی، مدل نفوذی و تئوری لایه مرزی.

روش تقریبی یکی از رایج ترین شیوه های طراحی می باشد که در کاربردهای عملی نیز بکار گرفته می شود. به کمک مدل تئوری فیلمی می توان به نتایج مناسبتری دست یافت که البته در صورت استفاده از ضرایب نفوذ نامعین، دقت محاسبات محدودتر شده و این روش لزوما نتایج معتبری در بر نخواهد داشت. روش مدل نفوذی و نیز تئوری لایه مرزی عموماً در مسائل طراحی مورد استفاده قرار نمی گیرند، ولی با استفاده از آنها می توان به اطلاعات زیادی درباره مکانیزم و رفتار کلی فرآیند تقطیر بدست آورد.

#### ۴-۲-۲- تئوری فیلمی

به هنگام تقطیر بخار در مخلوطی از اجزاء تقطیر شونده یا با برخی اجزاء میعان ناپذیر، مدل تئوری فیلمی یکی از بهترین شیوه های تحلیل پدیده تقطیر است که با استفاده از آن می توان اثرات پروسه انتقال جرم بر انتقال حرارت در فاز بخار را بررسی کرد. فرض می شود، تمامی تغییرات در ترکیب

از آنجائیکه شار مولی هر دو جزء مخلوط مستقل از Z می باشد، شار مولی  $\frac{\dot{N}_1}{A}$  و همچنین ترم  $\frac{\dot{N}_1}{\dot{N}}$  مستقل از Z خواهند بود. بنابراین با انتگرالگیری از معادله (۳) از سطح مشترک تا بالک خواهیم داشت:

$$\frac{\dot{N}_1}{A} = F \ln \left( \frac{(\frac{\dot{N}_1}{\dot{N}}) - y_{i1}}{(\frac{\dot{N}_1}{\dot{N}}) - y_{v1}} \right) \quad (5)$$

که در آن F، بعنوان ضریب انتقال جرم فیلم بخار میباشد.

$$F = \frac{Dc}{\delta_g} \quad (6)$$

حال چنانچه یکی از دو جزء مخلوط، گاز میعان ناپذیر باشد. نرخ تقطیر جزء ۱ با کل نرخ تقطیر برابر میشود ( $\dot{N}_1 = \dot{N}$ ) و لذا معادله (۵) برای حالتی که فقط یکی از عناصر مخلوط دو جزئی، تقطیر پذیر است (مانند مخلوط هوا و بخار آب) و با در نظر گرفتن  $N_t = \dot{N} / A$  (نرخ تقطیر بر واحد سطح) بصورت زیر خواهد بود [۹].

$$N_t = F \ln \left( \frac{1 - y_i}{1 - y_v} \right) \quad (7)$$

که در آن  $y_i$  و  $y_v$  به ترتیب بیانگر کسر مولی جزء تقطیر شونده در بالک گاز و سطح مشترک است. قبل از ادامه بحث، لازم به ذکر است که عباراتی نظیر مخلوط و یا گاز به مفهوم ترکیب هوا-بخار می باشد. با معلوم بودن نرخ تقطیر، میتوان ترم گرمای نهان را از رابطه زیر تعیین کرد:

$$q_{\lambda} = N_{\lambda} \quad (8)$$

شار حرارتی  $q_v$  که بیانگر گرمای محسوس است، مجموعی از دو ترم مختلف می باشد:

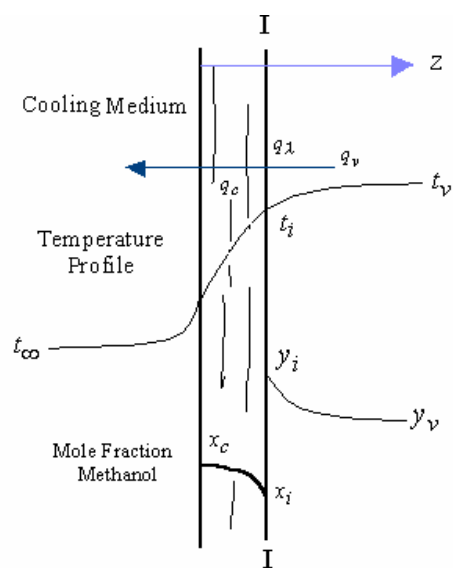
اولی حرارت ناشی از خنک شدن جریان اصلی گاز  $-VCp_g \frac{dt_v}{dA}$  (v نرخ بخاری است که از سطح dA عبور می نماید و  $Cp_g$  گرمای ویژه مخلوط می باشد) و دیگری، حرارت مربوط به سرد شدن مقدار بخار تقطیر شده از درجه حرارت بالک گاز تا دمای سطح مشترک  $(N_t Cp_v (t_v - t_i))$ .

با معرفی ضریب انتقال حرارت لایه گاز  $h_g$ ، و فرض

اینکه در این لایه هیچ تقطیری رخ نمی دهد، خواهیم داشت:

تقطیر در سطح مشترک I-I و  $q_v$  گرمای محسوس حاصل از خنک شدن بالک بخار.

تمامی مقادیر فوق بر اساس سطح بیرونی دیواره تعیین میگردند که معمولاً مقدار عددی  $q_{\lambda}$  بزرگتر از بقیه پارامترها می باشد. اگر درجه حرارت سطح مشترک بخار-مایع،  $t_i$  تعیین شود، مساله انتقال گرما برای شرایط موجود قابل حل خواهد بود.



شکل (۵) شرایط موضعی تقطیر از سطح خنک کن کندانسور

بافرض اینکه شار جرمی، پایا (stationary) و یک بعدی است و بصورت عمودی بسمت سطح مشترک منتقل میشود، و با توجه به اینکه  $\dot{M}_1 = M_1 \times \dot{N}_1$  است ( $\dot{M}_1$  جرم ملکولی و  $\dot{N}_1$  نرخ مولی تقطیر) می باشد، خواهیم داشت:

$$\frac{\partial \dot{N}_1}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

نرخ تقطیر  $\dot{N}_1$ ، متشکل از دو ترم نرخ مولی پخش  $j_1 \times A$  و نرخ مولی جایجائی  $y_1 \times \dot{N}$  می باشد، بطوریکه  $\dot{N}$  بیانگر کل نرخ تقطیر است. بنابراین میتوان نوشت:

$$\dot{N}_1 = j_1 A + y_1 \dot{N}_1 \quad (3)$$

که در آن:

$$j_1 = Dc \frac{\partial y_1}{\partial z} \quad (4)$$

۴-۲-۲- محاسبه ضرایب انتقال حرارت

۴-۲-۱- محاسبه ضریب انتقال حرارت گاز [1]

از نتایج تجربی معلوم شده است که ضریب اصطکاک موضعی برای اعداد رینولدز بین  $10^5$  و  $10^7$ ، به خوبی (همچنین با خطای ۱۵٪ برای مقادیر رینولدز تا  $10^8$  نیز معتبر است) با عبارت زیر قابل بیان است:

$$C_{f_x} = 0.0592 Re_x^{-1/2} \quad 5 \times 10^5 < Re < 1 \times 10^7 \quad (15)$$

علاوه بر این معلوم شده است که با یک تقریب معلوم، ضخامت لایه مرزی سرعت، چنین بیان میشود:

$$\delta = 0.37 \times Re_x^{-1/2} \quad (16)$$

در جریان مغشوش، رشد لایه مرزی به شدت تحت تاثیر نوسانات تصادفی در سیال، نه تحت تاثیر پخش مولکولی، قرار دارد. بنابراین رشد نسبی لایه مرزی به مقدار عدد پرانتل وابسته نیست و از معادله (۱۶) میتوان برای تعیین ضخامت لایه های مرزی سرعت و گرمایی استفاده کرد. با استفاده از معادله (۱۵) همراه با تشابه اصلاح شده رینولدز یا تشابه چیلتون- کولبرن،  $0.6 < Pr < 60$   $\frac{C_f}{2} = St Pr^{2/3}$  عدد نوسلت برای جریان مغشوش برابر است با:

$$\overline{Nu}_D = 0.057 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \quad (17)$$

۴-۲-۲- محاسبه ضریب انتقال حرارت لایه تقطیر [5]

برای محاسبه ضریب انتقال حرارت لایه تقطیر شده روی جت، کارپنتر و کالبرن تحقیقاتی را انجام دادند که تئوری بدست آمده با نتایج آزمایشات تجربی مطابقت داشت. آنها در سال ۱۹۵۱ دریافتند که تبدیل جریان لایه تقطیر شده از جریان آرام به جریان مغشوش در اعداد رینولدز بسیار پایین انجام میگیرد که مهمترین عامل آن، پروفیل سرعت در لایه فیلم تقطیر شده می باشد، که با آنالوژی جریان لایه تقطیر شده، تخمین زده میشود. معادله پیشنهادی آنان برای محاسبه ضریب انتقال حرارت موضعی بصورت زیر می باشد:

$$\left[ \frac{h_f(z) \mu_f}{k_f \rho_f^2} \right] = 0.045 \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]_f^{1/2} \tau_w^{1/2} \quad (18)$$

$$q_v = h_g \frac{dt}{d\eta} + N_t C_{p_v} (t_v - t_i) \quad w/m^2 \quad (9)$$

$\eta$ ، بصورت نسبت فاصله نقطه دلخواه داخل لایه گاز از سطح مشترک به ضخامت آن ( $\delta_g$ ) تعریف می شود. مرتب کردن معادله (۹) و انتگرالگیری از آن خواهیم داشت:

$$q_v = h_g \varepsilon (t_v - t_i) \quad (10)$$

که در آن  $\varepsilon$ ، ضریب تصحیح اکرمین نامیده می شود، بطوریکه:

$$\varepsilon = \frac{(N_t C_{p_v} / h_g)}{1 - \exp(-N_t C_{p_v} / h_g)} \quad (11)$$

با توجه به رابطه اخیر، در شرایطی که تقطیری صورت نمی گیرد،  $\varepsilon$  برابر واحد بوده که در واقع کمترین مقدار آن است. شار گرمایی کل که از سمت گاز به سطح مشترک می رسد، مجموع روابط (۸) و (۱۰) خواهد بود، که بیانگر مقدار گرمایی است که به آب خنک کن منتقل می شود، یعنی:

$$q_{tot} = q_v + q_\lambda = h_g \varepsilon (t_v - t_i) + N_t \lambda = h_{ol} (t_i - t_w) \quad (12)$$

در معادله فوق،  $h_{ol}$  بیانگر ضریب انتقال حرارت از سطح مشترک تا آب خنک کن است که در بر گیرنده مقاومت های حرارتی لایه تقطیر، دیواره و فیلم آب خنک کن می باشد. همچنین معادله بالا برای یک نقطه دلخواه کندانسور می باشد و می توان آنرا برای سطح دلخواه  $\Delta A$  (سطح موثر در انتقال حرارت و جرم) تعمیم داد:

$$h_g \varepsilon (t_v - t_i) \Delta A + N_t \lambda \Delta A = h_{ol} (t_i - t_w) \Delta A \quad (13)$$

نکته مهم آنکه، جهت تعیین درجه حرارت سطح مشترک،  $t_i$  و نرخ تقطیر بخار  $N_t$ ، ضروری است که معادلات (۷) و (۱۲) همزمان حل شوند و از آنجا که این معادلات غیر خطی می باشند، بکارگیری یک روش سعی و خطا سودمند خواهد بود.

معمولاً، جهت محاسبه ضریب انتقال جرم،  $F$  از آنالوژی انتقال حرارت و انتقال جرم استفاده می شود، بنحوی که با تعیین ضریب انتقال حرارت گاز به کمک آنالوژی مورد نظر، میتوان ضریب انتقال جرم را تعیین نمود. برای این منظور، آنالوژیهای مختلفی وجود دارد که یکی از معتبرترین آنها، آنالوژی رینولدز است [2].

$$F = \frac{h_g}{C_{p_g}} \quad (14)$$

آخرین مادامی صادق است که عدد جاکوب  $ja = \frac{\rho_l \Delta h}{\rho_f c_{p_f} (T_{sat} - T_i)} \gg 1$  باشد. به بیان دیگر درجه حرارت مایع سرد کننده تقریباً برابر با درجه حرارت اشباع است.

معادلات زیر روابط تکمیلی برای جت می باشند. این روابط برای اعداد کوچک  $Gz$  بصورت زیر است:

$$Nu(x) = 5.784 \quad (jet) \quad (22)$$

$$\frac{T_{sat} - T_m(x)}{T_{sat} - T_i} = 0.6915 \exp\left(-\frac{23.136}{Gz}\right) \quad (23)$$

و برای اعداد بزرگ گراتز بصورت زیر می باشد:

$$Nu(x) = \frac{Gz}{\sqrt{\pi}} \quad (jet) \quad (24)$$

$$\frac{T_{sat} - T_m(x)}{T_{sat} - T_i} = 1 - \frac{\delta}{\sqrt{\pi Gz}} \quad (jet) \quad (25)$$

در شکل (۶) نتایج تئوری درجه حرارت متوسط خنک کننده، برای سه نوع جریان مختلف بصورت تابعی از اعداد  $Gz$  نشان داده شده است. در معادلات فوق عدد گراتز بصورت زیر است:

$$Gz = \frac{D Pr_D Re_D}{X} \quad (26)$$

که  $D$  قطر جت و  $X$  طولی از جت که در انتقال حرارت و انتقال جرم تاثیر دارد، می باشد.

که  $\tau_w$  تنش برشی بین لایه تقطیر شده و جت آب می باشد. برای محاسبه  $\tau_w$  باید تاثیرات نیروی گرانشی زمین بر روی لایه تقطیر و همچنین تغییرات ممتد این لایه و بخار در نظر گرفته شود. برای محاسبه ضریب انتقال حرارت متوسط لایه تقطیر، کارپنتر و کالبرن رابطه زیر را پیشنهاد کرده اند:

$$\left[ \frac{h_f(z) \mu_f}{k_f \rho_f^{1/2}} \right] = 0.045 \left[ \frac{Cp \mu}{k} \right]^{1/2} \tau_i^{1/2} \quad (19)$$

که در آن:

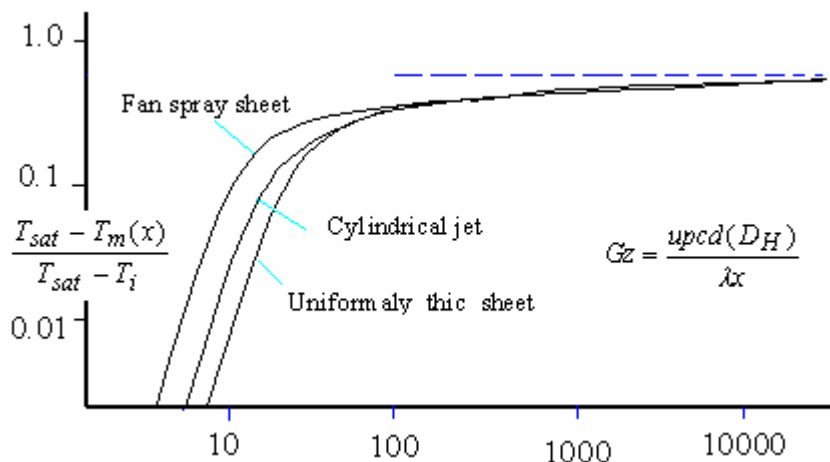
$$\tau_i = \left[ \frac{\bar{G}_g^2}{2 \rho_g} \right] \quad (20)$$

$\bar{G}_g$  عباتست از سرعت متوسط لایه تقطیر که برای محاسبه آن داریم:

$$\bar{G}_g = 0.58 u_g \quad (21)$$

#### ۴-۲-۳ محاسبه ضریب انتقال حرارت جت آب [6]

آنالیزهای دنبال شده برای محاسبه ضریب انتقال حرارت جت آب مربوط به کارهای Kutateladze است که فرض کرده بود، بخار عاری از مواد غیر قابل تقطیر است و مقاومت جرم اضافه شده ناشی از تقطیر، ناچیز می باشد. البته فرض



شکل (۶) نتایج تئوری درجه حرارت متوسط سیال خنک کننده برای اعداد مختلف گراتز وقتی که  $ja$  بینهایت است



که در آن  $W_{Nom}$  عرض کندانسور و  $W_w$  عرض یک محفظه می باشد.

دو رابطه اخیر طول و عرض چگالنده را بدست می دهد. در حالت کلی برای آنکه توزیع بخار در چگالنده و در بین فیلم ها بهتر صورت گیرد، بایستی مقطع چگالنده هر چه بیشتر به شکل مربع نزدیک باشد. یعنی  $W_{Nom}$  نزدیک به  $n_R$  باشد. این امر را می توان با انتخاب مناسب  $n_W$  و  $n_R$  انجام داد. لازم به ذکر است که هدرها معمولاً دارای چهار یا پنج ردیف نازل می باشند و بنابراین  $n_R$  فقط می تواند یکی از این دو مقدار را اختیار کند. عرض محفظه بخار برای نازل های ۱۳ میلیمتری ۱/۲ متر و برای نازل های ۱۵ میلیمتری ۱/۵ متر می باشد. برای واحدهای با ظرفیت ۱۰۰ و یا حتی ۱۵۰ مگاوات، نازل های ۱۵ میلیمتری پیشنهاد می گردد. چنانچه گفته شد، محفظه های بخار از مدول هایی تشکیل شده است که طول و عرض مشخص دارند. بنابراین مقدار  $L_{Nom}$  بدست آمده از رابطه (۲۹) را باید به گونه ای تصحیح نمود که مقدار آن برابر با مضرب صحیحی از طول یک مدول باشد. این تصحیح بوسیله رابطه زیر قابل انجام است:

$$L'_{Nom} = 720n_M + 750 \quad (31)$$

$n_M$  نشان دهنده تعداد مدول بخار در طول چگالنده است. در رابطه فوق باید برای  $n_M$ ، مقدار صحیحی اختیار کرد، بطوریکه اندازه  $L_{Nom}$  هر چه نزدیک تر به  $L_{Nom}$  بدست آمده از رابطه (۲۹) باشد. از این پس هر جا نیاز به طول چگالنده داشته باشیم، از مقدار تصحیح شده  $L_{Nom}$  استفاده می کنیم. پس از بدست آوردن  $L_{Nom}$  تعداد نازل ها که از رابطه (۲۸) بدست آمده است، با جایگذاری در معادله (۲۹) اصلاح می شود و مقدار جدید  $n_N$  برای آن بدست می آید و در نتیجه  $V_N$  هم از رابطه (۲۸) به عنوان مقدار اصلاح شده، بدست می آید. با در دست داشتن طول و عرض چگالنده می توان سطح عبور بخار را محاسبه کرد:

$$A = L'_{Nom} \times W_{Nom} \quad (32)$$

مقدار بخار ویژه (مقدار بخار عبوری از واحد سطح چگالنده) به صورت زیر تعریف می شود:

#### ۴-۲-۲-۴- محاسبه ضریب انتقال حرارت $h_{ol}$

ضریب انتقال حرارت  $h_{ol}$  متشکل از دو ترم مختلف است که عبارتند از:

الف- ضریب انتقال حرارت لایه تقطیر

ب- ضریب انتقال حرارت آب خنک کن

$$\frac{1}{h_{ol}} = \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_w} \quad (27)$$

#### ۵- مدلسازی عملکرد حرارتی کندانسور تماس مستقیم

##### ۱-۵- طراحی هندسی کندانسور

برای طراحی هندسی کندانسور تماس مستقیم به محاسبه ابعاد کلی چگالنده، تعداد نازلها، تعداد محفظه های بخار و تعیین تعداد ردیف نازلها مورد نیاز، می پردازیم. با توجه به دبی آب محاسبه شده برای خنک کردن، تعداد نازل های مورد نیاز از رابطه زیر تعیین می شود

$$n_N = \frac{(0.9-0.95) G_W}{V_N} \quad (28)$$

که  $G_W$  و  $V_N$  در واحد  $\text{ton/hr}$  می باشند. مقدار  $V_N$  بین ۵ تا ۶ تن در ساعت در نظر گرفته می شود. در حدود ۹۰ تا ۹۵ درصد  $G_N$  در محفظه بخار تبادل حرارت انجام می دهد و بقیه در خنک کن های ثانویه وارد پروسه تبادل حرارت می گردد. سپس به محاسبه طول محفظه های بخار (یا طول هدرها) که همان طول کندانسور است، می پردازیم. برای محاسبه طول محفظه های بخار از رابطه زیر استفاده می شود:

$$L_{Nom} = \frac{60 \times n_N}{n_R \times n_N} \quad (29)$$

که در آن  $n_R$  تعداد ردیف نازل ها روی هدر و  $n_W$  تعداد محفظه های بخار بوده و  $L_{Nom}$  طول محفظه های بخار بر حسب میلیمتر می باشد. هدرها از مدول هایی تشکیل می شوند که طول و عرض و تعداد نازل های روی هر مدول از قبل مشخص است. بنابراین با انتخاب تعداد ردیف محفظه های بخار می توان عرض چگالنده را نیز محاسبه کرد:

$$W_{Nom} = \quad (30)$$

$$W_W \times n_W$$

$$q_v = h_g \varepsilon (t_s - t_i) \quad (34)$$

که  $q_v$  بیانگر گرمای محسوس حاصل از سرد شدن گاز و گرمای محسوس مربوط به خنک شدن مقدار بخار تقطیر شده است. با استفاده از معادلات انتقال حرارت و تعریف پارامتر  $a$

$$a = \frac{N_t C p_g}{h_g} \quad \text{بصورت } a, \text{ داریم:}$$

$$q_v = h_g \left[ \frac{a}{1 - \exp(-a)} \right] (t_g - t_i) \quad (35)$$

و برای گرمای محسوس ناشی از سرد شدن گاز، با تعریف

$$b = \frac{a}{\exp(a) - 1} \quad \text{پارامتر } b \text{ بصورت } b, \text{ از رابطه (34) استفاده می کنیم:}$$

$$q_{gs} = h_g b (t_g - t_i) \quad (36)$$

با اعمال قانون بقای انرژی، از معادله (37) برای تعیین

دمای گاز خروجی از حجم کنترل، استفاده می کنیم:

$$t_{g2} = t_i + (t_{g1} - t_i) \exp\left(-\frac{h_g b \Delta A}{\dot{m}_g C p_g}\right) \quad (37)$$

از طرفی با اعمال قانون بقای جرم، خواهیم داشت:

$$\dot{m}_{v2} = \dot{m}_{v1} - N_t \Delta A \quad (38)$$

مشابه روش فوق، با اعمال قانون بقای جرم و انرژی برای

تعیین درجه حرارت آب خنک کن خروجی از کندانسور،

داریم:

$$t_{c2} = t_i - (t_i - t_{c1}) \exp\left(\frac{h_{ol} \Delta A}{\dot{m}_c C p_{cg}}\right) \quad (39)$$

بنابراین با استفاده از روابط (37) و (38) و (39) به ترتیب

توزیع دمای گاز (مخلوط هوا-بخار)، نرخ تقطیر بخار و

درجه حرارت آب خنک کن در طول کندانسور، قابل تعیین

است. بدیهی است که هر چه حجم کنترل شکل (7) کوچکتر

باشد، دقت محاسبات بالاتر بوده و به عبارت دیگر، منحنی

توزیع دما و نرخ تقطیر دقیقتری خواهیم داشت؛ که البته در

اینصورت با محاسبات حجم و پیچیده تری روبرو خواهیم بود.

یک روش مناسب و نسبتاً ساده برای یافتن توزیع دما و

نرخ تقطیر، اینست که هر ردیف از جت ها را به عنوان یک

حجم کنترل در نظر گرفته و درجه حرارت گاز و آب خنک

کن و نیز دبی بخار در خروج از ردیف جت محاسبه شود، با

ذکر این نکته که مقادیر خروجی هر حجم کنترل، ورودی

حجم کنترل بعدی خواهد بود.

$$g_{st} = \frac{m_v}{A} \quad (33)$$

مقدار بهینه برای  $g_{st}$  در حدود 7 تا 8 تن در ساعت بر متر مربع سطح چگالنده است. بنابراین  $A$  که در محاسبات بالا بدست آمده است، باید این شرایط را ارضا کند، در غیر این صورت باید به روش سعی و خطا با تغییر پارامترهای بکار رفته در محاسبات، به  $A$  مناسب رسید.

باید توجه داشت که محاسبات طراحی چگالنده، لزوماً به نتیجه واحد نخواهیم رسید و در بین طراحی های ممکن با توجه به جای پیش بینی شده در سالن توربین، ملاحظات اقتصادی و ... طرح مناسب، بایستی انتخاب گردد.

## ۵-۲- آنالیز جریان گاز و جریان جت آب

فرض کنید برای حجم کنترل کوچک شکل (7) به مساحت

موثر  $\Delta A$ ، مخلوط هوا - بخار با دمای  $t_{g1}$  و دبی بخار  $m_{v1}$

وارد شده و پس از تقطیر بخار و افت دمای گاز، با دمای  $t_{g2}$

و دبی بخار  $m_{v2}$  از آن خارج می شود (شکل 7). به بیان

دیگر طی عبور مخلوط از این المان، بخار به اندازه  $m_{v1} - m_{v2}$

تقطیر می شود. آب خنک کن نیز با دمای  $t_{c1}$  وارد می شود

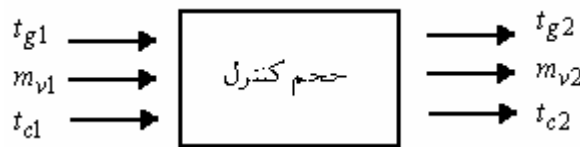
و با گرفتن حرارت از گازی با دمای  $t_{c2}$  آن را ترک می کند.

حال شرایط ورودی حجم کنترل  $(t_{c1}, m_{v1}, t_{g1})$  معلوم است

و هدف، تعیین درجه حرارت گاز خروجی و نیز دبی بخار

خروجی  $(m_{v2}, t_{g2})$  و همچنین دمای آب خنک کن در

خروجی حجم کنترل  $(t_{c2})$  می باشد.



شکل (7) حجم کنترل دیفرانسیلی از کندانسور

همانطور که در فصل قبل ذکر شد، حرارت انتقال یافته به

آب خنک کن متشکل از گرمای محسوس لایه تقطیر و بالک

گاز و گرمای نهان حاصل از تقطیر بخار می باشد، که ترم

گرمای محسوس گاز، خود از دو منبع ناشی می شود،

بطوریکه خواهیم داشت:

تقطیر  $N_t$ ، خواهیم کرد. لازم به ذکر است که الگوریتم محاسبه پارامترهای ذکر شده فوق، بسیار حجیم و پیچیده بوده که از حوصله این مقاله خارج می باشد. برای انجام محاسبات مذکور نرم افزار کامپیوتری تحت عنوان "DCRC" یا "محاسبات ری تینگ کندانسورهای تماس مستقیم" نوشته شده و به عنوان مثال، جدول (۲) نمونه ای از داده های ورودی برنامه مذکور را نشان می دهد که مربوط به نیروگاه شهید رجایی می باشند، و نیز جدول (۳)، نتایج خروجی برنامه کامپیوتری را نشان می دهد:

### ۳-۵- محاسبات عملکرد حرارتی کندانسور تماس مستقیم

برای انجام محاسبات عملکرد حرارتی کندانسور تماس مستقیم، ابتدا الگوریتم انجام این محاسبات بایستی با تکیه بر روش سعی و خطا و حدس مقادیر اولیه برای پارامترهای  $t_{c2}$ ،  $t_{g2}$  و میانگین آنها، نیز خواص فیزیکی و ضرایب انتقال حرارت هوا و بخار و آب خنک کن در درجه حرارت های فرضی و محاسبه خواص فیزیکی گاز با استفاده از روابط پیشنهادی ویلک، سعی در محاسبه درجه حرارت سطح مشترک جت آب با بالک بخار  $T_i$  و نرخ

دبی آب خنک کن ( $\dot{m}_c$ یا $G_w$ ) (ton/hr)	دبی بخار ورودی به کندانسور ton/hr ( $\dot{m}_v$ )	دمای آب خنک کن ورودی ( $T_{c1}$ ) °C	دمای گاز ورودی ( $T_{g1}$ ) °C	دبی هوای ورودی ( $\dot{m}_{air}$ ) Kg/hr	عرض جت آب ( $a_1$ ) m
26640	555.921	47.5	59.66	30.6	0.02
طول جت آب m ( $L_j$ )	ارتفاع جت آب m ( $a_2$ )	تعداد جت ها در هر ردیف ( $N_j$ )	تعداد ریف های جت در هر محفظه ( $n_r$ )	تعداد محفظه های کندانسور ( $n_w$ )	
0.75	0.07	144	5	6	

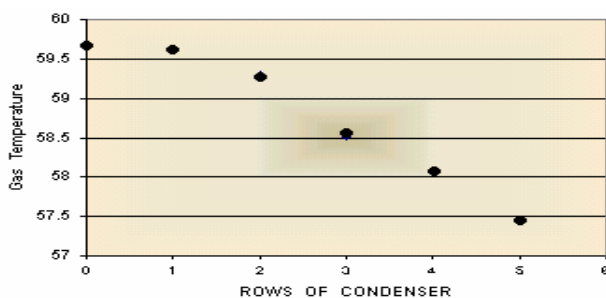
جدول (۲) داده ها و شرایط کندانسور نیروگاه شهید رجایی

$T_i$ °C	$T_w$ °C	$T_f$ °C	$h_{fg}$ J/kg	$\rho_f$ kg/m <sup>3</sup>	$\bar{h}_f$ w/m <sup>2</sup> K	$h_{o1g}$ w/m <sup>2</sup> K	$Y_i$	$N_t$ w/m <sup>2</sup> s	$\varepsilon$
58.25	56.26	56.97	2365712	984.21	388106.45	124498	0.92063	0.52776	16.922
58.046	56.145	56.884	2365918	984.23	387834.71	124470.1	0.91185	0.53477	17.151
57.987	56.104	56.853	236593	984.25	388004.07	124487.6	0.90932	0.63666	17.131
58.01	56.121	56.866	2365962	984.25	387777.11	124464.2	0.91030	0.53593	17.516

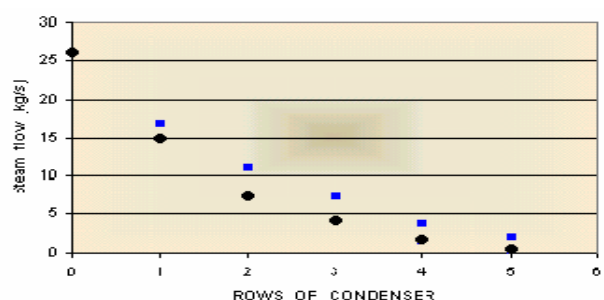
جدول (۳) خروجیهای برنامه کامپیوتری

بخار خروجی، پروفیل افت دمای گاز و نمودار نرخ تقطیر بخار بر حسب ردیف های جت را نشان می دهند.

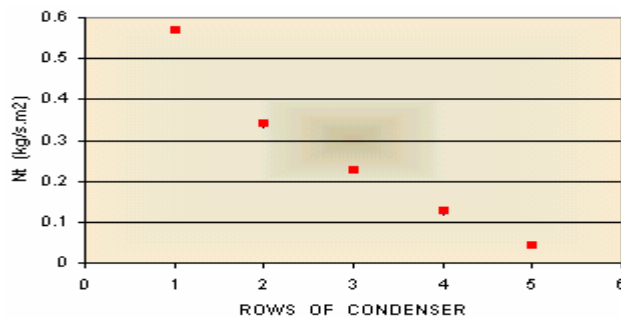
شکلهای زیر برخی از خروجیهای این برنامه محاسباتی می باشند، که شکل (۷) و (۸) و (۹) به ترتیب، پروفیل دبی



شکل (۸) پروفیل افت دمای گاز بر حسب ردیف های جت



شکل (۷) پروفیل دبی بخار خروجی بر حسب ردیف های جت



شکل (۹) پروفیل نرخ تقطیر بخار بر حسب ردیف های جت

با مقایسه نتایج فوق با نتایج واقعی بدست آمده از نیروگاه شهید رجایی، خطای محاسبات این نرم افزار بسیار ناچیز و در حدود ۰/۵۳ درصد می باشد، که استفاده از این نرم افزار برای محاسبات ری تینگ کندانسورها، معقول و منطقی به نظر می رسد.

### مراجع

۱. فرانک-پ. این کروپرا، " مقدمه ای بر انتقال گرما"، ترجمه علی اصغر رستمی و شهرام حمایت، دانشگاه صنعتی اصفهان.
۲. دکتر رضا متقیان، " پروژه طراحی تحقیقاتی نیروگاه بخار SPRD"، شرکت توانیر، معاونت تحقیقات و تکنولوژی، ۱۳۷۸.
۳. علیرضا محمدی، "مدلسازی عملکرد حرارتی کندانسور تماس مستقیم نوع جت به کمک تئوری فیلمی و تهیه برنامه کامپیوتری DCRC"، پروژه پایان نامه مهندسی مکانیک نیروگاه، دانشکده صنعت آب و برق، ۱۳۸۰.

4. S. kakac, A. E. Berrgles and E. O. Fernandes, " Two phase Flow Heat Exchanger ", NATO ASI Series, Kluwer, Academic Publishers, 1987.
5. A. E. Berrgles & J. G. Collier J. M. Delhay & G. F Hewitt, "Two phase Flow and Heat Transfer in The Power and Process Industries", Washington New York Londen, 1981.
6. Int. J. "Heat Mass Transfer", VOL. 7, PP 969-981, Pergamon Press 1964, Printed in Great Britain