در این پروژه سعی بر آن شده که از روی یک نمونه سردخانه چند منظوره احداث شده در قزوین الگو برداری شود.در ابتدای کار ،تمامی نکات فنی و حرفه ای مرتبط با طراحی سرد خانه کاملا بترتیب و گویا شدهد.سپس بعد از محاسبات اولیه ،بطور دقیق به بررسی و محاسبه واستفاده از این نکات فنی و همچنین فرمولهای گسترده در امرانتخاب تجهیزات و مسیر لوله کشی پرداخته شده.

# طراحی سرد خانه تراکمی

سرد خانه چند منظوره بامبردR22

**سعید غیاثوند** **1393/06/07**

بسم الله الرحمن الرحيم
الحمد لله رب العالمين الرحمن الرحيم مالك يوم الدين
اهدنا الصراط المستقيم صراط الذين أنعمت عليهم غير المغضوب عليهم ولا الضالين

موضوع پروژه:

# طراحی سردخانه ای چند منظوره در قزوین

تهیه کننده:

مهندس سعید غیاثوند

تقدیم به تمامی دانشجویان رشته تاسیسات

شهریور 1393

# فهرست


- عنوان..... صفحه
- مقدمه.....4
- چکیده.....4
- شرح اصول و مبانی محاسبات بارها.....6
- محاسبات مربوط به بارهای سردخانه.....20
- توضیح روش انتخاب تجهیزات.....57
- انتخاب دستگاهها برای سیستم سردخانه.....71
- اصول طراحی لوله کشی سردخانه.....87
- مراحل تعیین اندازه قطر.....94

## مقدمه

نگهداری مواد غذایی به مدت زیاد و جلوگیری از فساد آن از نظر بهداشتی، اقتصادی و اجتماعی دارای اهمیت فراوان است. انسان از روزگاران گذشته راه های گوناگونی را برای نگه داری مواد غذایی مازاد بر احتیاج خود، از قبیل نمک سود کردن خشک کردن و..... به کار می برده است. امروزه با افزایش جمعیت و گسترش و پیشرفت شهر نشینی دیگر راههای فوق کارایی خود را از دست داده اند و برای نگه داری مواد غذایی بیش تر از روش سرد و منجمد کردن استفاده می کنند، بنابراین علم و اصول تبرید و ساخت سردخانه های بزرگ یکی از ضرورت های زندگی امروز شده و پیشرفت در این صنعت نه تنها برای نگهداری مواد غذایی بلکه برای استفاده کردن در صنایع دارو سازی، ساختمانی، دفاعی و..... از اهداف کشورهای جهان شده لذا گسترش و دقت در امر تحقیق در زمینه سردخانه های گوناگون از اهمیت و جایگاه خاصی بر خوردار می شود.

## چکیده

در این پروژه سعی بر آن شده که از روی یک نمونه سردخانه چند منظوره احداث شده در قزوین الگو برداری شود. در ابتدای کار، تمامی نکات فنی و حرفه ای مرتبط با طراحی سردخانه کاملا بترتیب و گویا باشد. سپس بعد از محاسبات اولیه در پروژه که مختص به دیوارها و بار محصول و غیره میشود، بطور دقیق به بررسی و محاسبه و استفاده از این نکات فنی و همچنین فرمولهای گسترده در امر انتخاب تجهیزات و مسیر لوله کشی پرداخته شده که همین امر باعث شده که این پروژه از یک کار دانشگاهی و پروژه های مشابه، وسیع تر و کاملتر باشد.

CHAPTER 1

# اصول و مبانی محاسبه بار برودتی سردخانه

## اصول و مبانی محاسبه بار برودتی سردخانه

برای محاسبه بار برودتی سردخانه ابتدا مقدار حرارتی که از طریق مختلف وارد سردخانه شده و یا باعث تلفات حرارتی می شود تعیین کرد و سپس هرکدام از این بارها محاسبه و در نهایت با یکدیگر جمع می شود. مجموع این بارها به بار برودتی معروف است. بطور کلی بارهای موجود را به چهار قسمت تقسیم می کنیم.

1) تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه wall load

2) بار حرارتی حاصل از تعویض هوا air change or infiltration load

3) بار حرارتی محصول product load

4) بارهای حرارتی متفرقه miscellaneous load

## ساختمان سردخانه

حالا برای محاسبه و بررسی تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه نیاز به اطلاعات مفید و کامل از شرایط آب و هوایی منطقه یا شهری که سردخانه در آن احداث شده و همچنین نیاز به اطلاعات و نکاتی در مورد مصالح و شماتیک ساختمان و نحوه طراحی و چیدمان سالن های سردخانه داریم که در زیر در محاسبات آورده شده است.

این پروژه در شهر قزوین بصورت سوله ساخته می شود که در محاسبات یک ارتفاع متوسط برای کل اتاق ها در نظر گرفته شده است.

این ساختمان با استفاده از اسکلت فلزی طراحی شده که دیوارهای خارجی آن به ترتیب از (آجر، ملات و سیمان) به ضخامت 25cm و دیوارهای داخلی نیز از آجر، ملات، ماسه و سیمان به ضخامت 15cm ساخته شده اند. عایق های داخلی و خارجی از جنس پلی یورتان تزریقی به ضخامت های 15cm ساخته شده اند.

در کف سردخانه علاوه بر عایق حرارتی می بایست از عایق های رطوبت و مقاومتی نیز استفاده کرد بنابراین به ترتیب 30cm بتن ، یک لایه قیرگونی ، دو لایه عایق ، 5 cm پلی یورتان و سطح تمام شده از نوع بتن تخته ماله زبر جهت جلوگیری از لغزندگی کف سردخانه استفاده شده است.

(نکته اینکه فقط در کف سالن های نگهداری، انجاد و راهروی پیش سردکن از عایق های ذکر شده استفاده شده است).

سقف سردخانه بصورت شیب دار برای دفع بیشتر تابش نور خورشید است، که به وسیله ی ایرانیت پوشانده شده است وزیر ایرانیت عایق پشم شیشه به کمک توری فلزی نصب می شوند و عایق های هدایتی و رطوبتی در سقف کاذب قرار می گیرند.

این سردخانه شامل 3 اتاق (اداری، انبار و موتورخانه) می باشد و همچنین دارای هشت 8 سالن که یکی به عنوان سالن انجاد و پیش سردکن و مابقی به عنوان سالن نگهداری می باشد و یک راهرو هم در نظر گرفته شده است.

سیستم سردخانه به دو صورت زیر صفر و بالای صفر طراحی شده با توجه به اینکه در سردخانه ما، از چند سالن برای نگهداری استفاده شده بس در نتیجه بایدیک سالن بعنوان رزرو در نظر بگیریم تا در صورت خرابی احتمالی دستگاههای یک سالن از آن استفاده کنیم و محصول فاسد نشود، ناگفته نماند این سالن ذکر شده تنها عمل رزرو را انجام نمیدهد و طوری طراحی شده که بعنوان سالن پیش سردکن و حتی در صورت خرابی ماشینهای عمل گوشت بعنوان سالن انجاد نیز بکار آید.

## نکات فنی ساختمانی:

نکات فنی به نکاتی گفته میشود که در ضمینه طراحی بسیار حائض اهمیت هست، و باید در طراحی و محاسبات به آنها توجه شود، اغلب نکات فنی همان نکات مهندسی ساختمان سردخانه است که باید قبل از ساخت سردخانه به آن پرداخت که در زیر به چند مورد اشاره میشود.

1) در سردخانه از پنجره، به علت عدم لزوم وبار حرارتی ایجاد شده صرف نظر می شود.

2) درب کلیه اتاق ها بصورت کشویی بوده و بگی متناسب با دمای اتاق عایق کاری شده اند ( 15 cm پلی یورتان تزریقی)

3) در قسمت ورودی سردخانه برای سهولت بارگیری از یک سکو با سکول (نیرو سنج) استفاده شده است.

4) کلیه اعداد و ارقام از جداول و نمودارهای استاندارد جهانی بدست آمده است.

5) در تمام سالنها از شبکه فاضلاب به صورت گریل (کانالهای شیب دار بتونی برای خروج آب سطحی حاصل از شستشوی سالنها) استفاده شده، که این امر از تجمع ویخ زدگی آب در سیفون سالن نسبت به سیستم فاضلاب لوله ای و همچنین از ورود حشرات موذی جلوگیری بعمل می آورد.

6) ارتفاع مفید سردخانه 6 m است و محصولات تا 1.5 m زیر سقف چیده می شوند چون اواپراتورهای ما در سقف قرار دارند و محصولات تا ارتفاع 4.5 متری چیده میشوند این کار برای تبادل و حرکت بهتر سرما است زیرا همیشه گرما به سمت بالا حرکت می کند و همچنین برای جلوگیری از وزش باد مستقیم بر روی محصولاتی نظیر سیب.... است که باعث خرابی آنها نشوند.

7) فاصله دیوارهای شرقی و غربی از باکس پالت ها 20 cm است و فاصله ی دیوار انتهایی اتاق های سردخانه از باکس پالت ها 50 cm می باشد. فاصله ی باکس پالت ها از یکدیگر 15 cm می باشد و یک راهروی 250 cm برای رفت و آمد لیفتراک در وسط قرار می گیرد.

8) برای جابجایی محصول در سردخانه از یک لیفتراک (3 ton) استفاده می شود

9) همچنین برای روشنایی سالن ها به ازای هر متر مربع ، 10 w روشنایی پیش بینی شده است (در بعضی از سردخانه های محصولات فاسد شدنی مثل میوه ها نباید شدت نور زیاد باشد چون باعث رشد و نمو میکروب و باکتری میشود ؛ در سردخانه های مخصوص میوه ها چون محصولات را انبار نمی کنیم و در حالتی قرار میدهیم که

نفس بکشد بس باید به شدت تابش برای آن محصول نیز توجه کنیم از این رو در برخی از استانداردها برای محصولات مختلف شدت تابش متفاوتی توصیه میشود که ما در اینجا از ده ولت استفاده کرده ایم.

(البته طبق استاندارد دو نوع چیدمان داریم: نوع دسترسی کم برای گوشت ها و نوع دسترسی زیاد برای میوه ها).

10) چون در سالن انجماد سرعت انجماد محصول بسیار مهم است از این رو برای کاهش زمان، ضخامت حایق را برای اطلاق انجماد بیشتر کرده تا هدایت حرارت کم شود.

11) برای حایق کاری از پلی یورتان تزریقی (فومی) استفاده شده، با قابلیت هدایت حرارتی $(k=0.0216\ {}^{W}/_{m^2 * k})$

12) نحوه ورود محصولات گوشتی بصورت قطعه قطعه شده میباشد و قبل از ورود محصول به سردخانه توسط ماشینهای یخچال دار گشتار گاه منجمد شده و به منظور مدت زمان طولانی نگهداری به سردخانه انتقال می یابند.

# شرایط آب و هوایی شهر قزوین

شرایط آب و هوایی شامل تمام پارامترهای آب و هوا می باشد که توسط سازمان هواشناسی شهر مربوطه محاسبه و اندازه گیری میشود و بصورت جدول در اختیار متقاضیان قرار میدهند.

| | |
|---|---|
| مشخصات اقلیمی و موقعیت جغرافیایی قزوین: | عرض جغرافیایی 36.15 و ارتفاع از سطح دریا 1302m |
| رطوبت نسبی هوا در قزوین: | % 24 |
| درجه حرارت زمستانی هوای خارج: | -10.5 ℃ |
| درجه حرارت تابستانی هوای خارج: | 38 ℃ |
| دمای کف زمین: | 22℃ |
| رطوبت نسبی در داخل سردخانه: | بستگی به نوع محصول دارد |
| ضریب تصحیح برای آفتاب در سقف: | صفر(0)، به دلیل استفاده از سقف کاذب |
| ضریب تصحیح در دیوارها طبق جدول: | شرقی 3، غربی 3، جنوبی 2 |

## تذکر

❖ سقف اصلی سردخانه در زیر سقف سوله که بصورت شیب دار قرار گرفته واز تابش آفتاب در امان است وبه همین علت ضریب تصحیح برای آفتاب راصفر در نظر میگیریم.

❖ اگر سقف سردخانه با محیط خارج در ارتباط باشد تعیین اختلاف درجه حرارت مثل دیوارهای خارجی خواهد بود.

❖ در مورد کف که با هوای خارج در ارتباط نمی باشند درجه حرارت کف زمین راکه بر حسب درجه حرارت زمستانی هوای خارج می باشد انتخاب می کنند دمای کف زمین استخراج شده از جدول 1

❖ ضریب تصحیح برای دیوارها استخراج شده از جدول 2

جدول 1

| درجه حرارت زمستانی هوای خارج بر حسب سانتی گراد | درجه حرارت داخل زمین برای کف بر حسب سانتی گراد |
|---|---|
| -40 | 7 |
| -35 | 10 |
| -30 | 12 |
| -25 | 15 |
| -20 | 17 |
| -15 | 20 |
| -10 | 22 |
| -5 | 25 |
| 0 | 27 |

جدول2

| نوع سطح | دیوار شرقی | دیوار جنوبی | دیوار غربی | سقف تخت |
|---|---|---|---|---|
| سطح بارنگ تیره مثل سقف های آسفالت رنگ سیاه | 5 | 3 | 5 | 11 |
| سطح بارنگ متوسط مثل چوبهای رنگ نشده، آجر سفال قرمز، سیمان تیره رنگهای قرمز، خاکستری و سبز | 3 | 2 | 3 | 8 |
| سطح بارنگ روشن مثل سنگ سفید، سیمان سفید، رنگ سفید | 2 | 1 | 2 | 5 |

❖ حالا برای استخراج ضریب هدایت حرارتی ابتدا جدارها و مصالح بکار رفته در جنس دیوار را شناسایی می کنیم و سپس با توجه به جداول استاندارد در این ضمینه، آنها را بصورت جدول مینویسیم. در اینجا یک نکته لازم بذکر است که در پروژه های بزرگ این کار به ندرت صورت میگیرد یعنی اغلب با نرم افزارهای مربوطه تمام این محاسبات را انجام میدهند و یا اگر هم از نرم افزار استفاده نکنند فقط و فقط ضریب هدایت حایق اصلی و بکار رفته در جدار را مورد بررسی قرار میدهند چون مقاومت حایق مصرفی قابل توجه بوده ولی سایر لایه ها و هوای داخل و خارج ارقام ناچیزی را نشان میدهند و در مقدار U تاثیر زیادی ندارند.

جدول3

| جنس مواد | قابلیت هدایت حرارتی $k\ {}^{W}/_{m^2} * \mathrm{k}$ |
|---|---|
| ملات سیمانی | 0/72 |
| آجر معمولی | 0/72 |
| پشم شیشه با پوشش قیر | 0/36 |
| عایق پلی یورتان تزریقی | 0/0216 |
| ملات سیمانی سخت | 1.73 |

جدول3

| جنس مواد | ضریب هدایتی حرارتی $\mathrm{c}= {}^{W}/_{\mathrm{kg} * \mathrm{k}}$ |
|---|---|
| قیرگونی 9mm | 17.03 |
| بتن سیمانی با نوع شن 300 mm | 3.01 |

1) ضریب فیلم هوا بر حسب تغییرات سرعت باد متغیر بوده و مقدار آنها را می توان از جداول تبریدو یا جداول منتشر شده در مورد عایقهای سردخانه استخراج کرد.

ضریب فیلم هوای داخل سردخانه: $f_i = 9.37^{W}/_{kg * k}$

ضریب فیلم هوای خارج سردخانه: $f_o = 22.7^{W}/_{kg * k}$

حالا با توجه به جداول و توضیحات بالا به سراغ مرحله بعدی از کار میرویم . طراحی سردخانه با نوع محصول، زمان نگهداری، محل سردخانه، روش تخلیه و بارگیری بستگی دارد. برای تعیین حجم سردخانه چند روش معمول است.

1. به ازای هر تن وزن محصول 2 تا 3 متر مکعب فضا در نظر میگیریم که این روش هم برای سالنهای زیر صفر هست هم بالای صفر.
2. با تعیین نوع محصول و وزن محصولی که قرار است در سردخانه نگهداری شود حجم کل آنرا محاسبه و آنرا در ضریب 2 یا 3 ضرب کرده و حجم سالن سردخانه را بدست می آورند. (چند برابر کردن حجم سالن برای اینست که فضای کافی بین جعبه های محصول وجود داشته باشد تا جریان هوای سرد رفت و آمد کارگران امکان پذیر باشد.)
3. بهرحال فرمول خاصی برای تعیین حجم سردخانه وجود ندارد و این روشهای تجربی است.

... در اینجا ما از فرمول اول استفاده می کنیم ...

- جدول 4. بخشی از اطلاعات و پارامترهای محصولات است که از جداول نظام مهندسی مکانیک آمریکا ASHRAE استخراج شده و کامل نیست در جداول کامل تمامی آیتم ها مثل شدت جریان هوا، دما برای نگهداری کوتاه مدت یا بلندمدت، درجه حرارت توصیه شده، نسبت رطوبت..... ذکر شده که استفاده از آنها از حوصله این پروژه خارج می باشد.

## جدول 4 اطلاعات محصول به شرح زیر می باشد

| نوع محصول | وزن محصول ton | درجه حرارت سرد خانه °C | | گرمای نهان $kj/kg$ | گرمای ویژه نقطه ی انجماد $kj$kg.k | | دمای انجماد °C | گرمای تنفسی $kj/kg.k$ | درصد رطوبت | ضریب سرد سازی | حداکثر زمان نگهداری |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | کوتاه | طولانی | | بالا | زیر | | | | | |
| سیب | 80 | 3.5 4.5 | 0 -1 | 284 | 3.72 | 1.82 | -1.75 | 1.92 | 85 88 | 0.67 | 48 ماه |
| گوجه فرنگی | 60 | 12.7 21.1 | 4.5 10 | 307 | 3.85 | 1.92 | -1 | 7.2 | 85 95 | 1 | 10 روز |
| پرتغال شهسوار | 80 | 4.5 | 0 1.2 | 291 | 3.81 | 1.84 | -2.2 | 1.64 | 85 90 | 0.7 | 10 هفته |
| موزسبز | 60 | 16.7 21 | 13.2 15.8 | 251 | 3.77 | 1.76 | -1 | 11 | 85 95 | 0.1 | 15 روز |
| گوشت گاوی | 20 | 3.3 5.6 | -1.1 0 | 228 | 3.2 | 1.67 | -0.5 | ..... | 70 | 0.56 | ..... |
| گوشت مرغ | 20 | -1.6 0 | -1.2 -2.3 | 246 | 3.18 | 1.55 | -2.7 | ..... | 85 87 | 1 | 10 ماه |
| گوشت ماهی | 20 | -3.8 -1.2 | -3.89 | 245 | 3.26 | 1.74 | -2.3 | ..... | 80 85 | ..... | 6 ماه |

در مرحله بعد ما با توجه به تناژ محصول از روش اول استفاده می کنیم تا حجم و ابعاد سردخانه و سالنهای آن را مشخص کنیم اما توجه داشته باشید که ما از ارتفاع فقط **4.5متر** را استفاده می کنیم. برای محصول سیب و پرتقال داریم.

$$80ton \times 3\ m^3/_{ton} = 240m^3$$

یعنی ما برای نگهداری سیب و پرتقال برای هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم $240m^3$ باشد.

پس ابعاد سالن ما میشود $(4.5 \times 6 \times 9)$ که به دو تا سالن از این ابعاد احتیاج داریم.

برای محصول گوجه و موز داریم

$$60ton \times 3\ m^3/_{ton} = 180m^3$$

یعنی ما برای نگهداری گوجه و موز برای هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم $180m^3$ باشد.

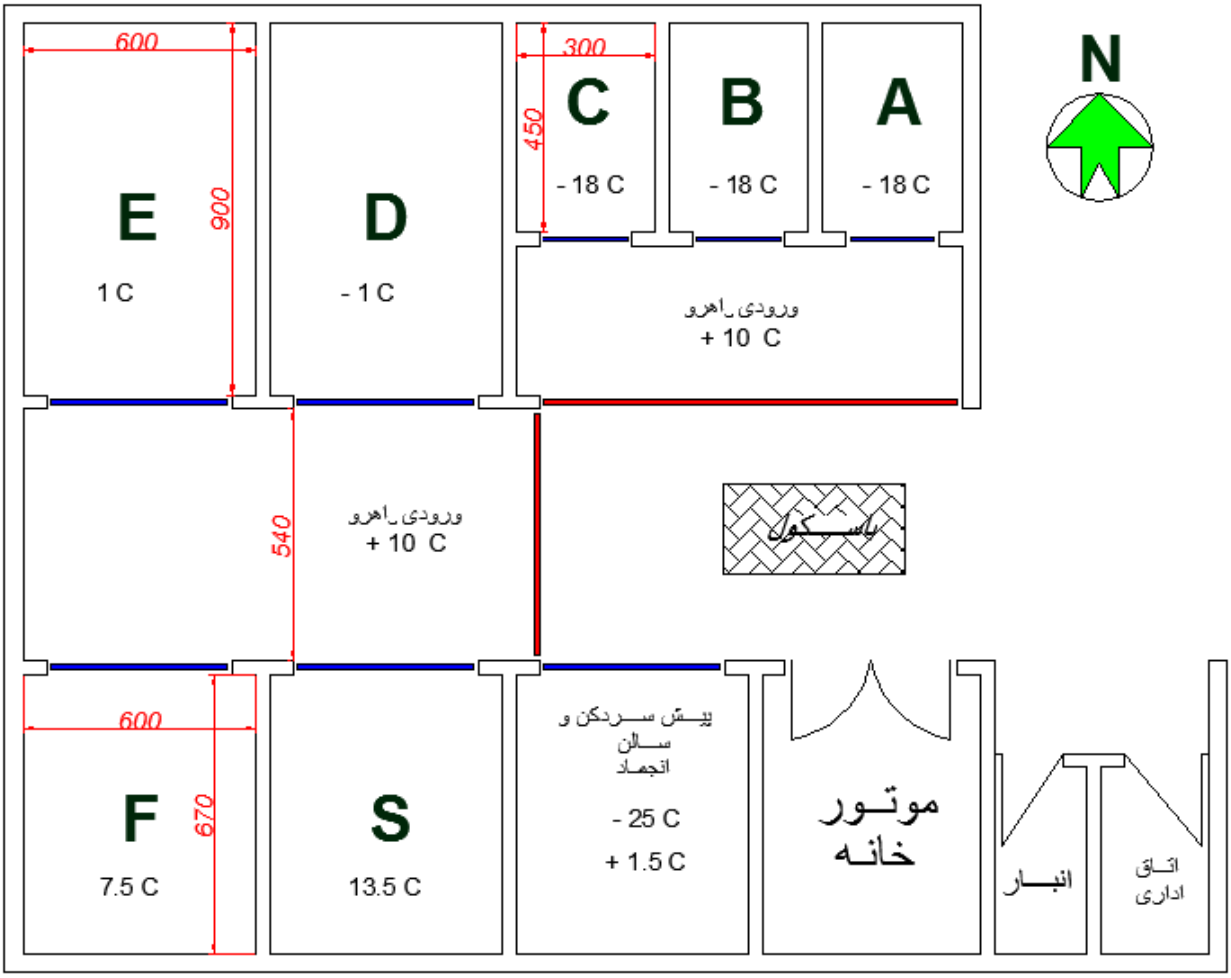
پس ابعاد سالن ما میشود $(4.5 \times 6 \times 6.7)$ که به دو تا سالن از این ابعاد احتیاج داریم.

برای محصولات گوشتی و زیر صفر داریم.

$$20ton \times 3\ m^3/_{ton} = 60m^3$$

یعنی ما برای نگهداری هر کدام به یک سالنی احتیاج داریم که طول عرض و ارتفاعش با هم $60m^3$ باشد.

پس ابعاد سالن ما میشود $(4.5 \times 3 \times 4.5)$ که به سه تا سالن از این ابعاد احتیاج داریم.




| سالن | ابعاد سالن $m^3$ | کل محصول موجود ton | نوع محصول | دمای توصیه شده سالن برای محصول منجمد و انبار طولانی | ظرفیت هر باکس فلزی kg | تعداد باکس ها | ابعاد هر باکس m |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| A | 4.5×3×4.5 | 20 | گوشت گاوی | -18 | 1000 | 20 | 1.5×2×1.5 |
| B | 4.5×3×4.5 | 20 | گوشت مرغ | -18 | 1000 | 20 | 1.5×2×1.5 |
| C | 4.5×3×4.5 | 20 | گوشت ماهی | -18 | 1000 | 20 | 1.5×2×1.5 |
| D | 9×6×4.5 | 80 | سیب | -1 | 1000 | 80 | 1.5×2×1.5 |
| E | 9×6×4.5 | 80 | پرتغال | 1 | 1000 | 80 | 1.5×2×1.5 |
| F | 6.7×6×4.5 | 60 | گوجه | 7.5 | 1000 | 60 | 1.5×2×1.5 |
| S | 6.7×6×4.5 | 60 | موز | 13.5 | 1000 | 60 | 1.5×2×1.5 |

## الف) تلفات حرارتی از دیوارهای سردخانه wall load

حرارت منتقل شده از دیوارها را با استفاده از فرمولهای زیر محاسبه می کنیم و به صورت جدول برای هر سالن تبدیل می کنیم.

$$Q=A\times U\times \Delta T$$

در این فرمول Q بار ورودی کل مبادله شده از دیوار بر حسب کیلووات، U ضریب انتقال حرارت دیوار بر حسب کیلووات بر متر مربع درکیلوین، A سطح دیوار بر حسب متر مربع ودلتا تیا اختلاف دمای داخل و خارج دیوار بر حسب سانتی گراد است.

$$1/U = 1/f_i + X_1/k_1 + X_2/k_2 + \cdots + 1/f_o$$

توجه داشته باشید وقتی که از مواد غیر همجنس با ضخامت معلوم استفاده شود بجای $X_1/k_1$ از $1/C$ استفاده میشود.

ولی از آنجاکه قبلا گفته شده ما فقط ضریب انتقال حرارت حایق را مد نظر قرار میدهیم.

# ثبیت محاسبات مربوط به سالن A

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 18 | 38 | -18 | 56 | 145.2 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 18-5=13 | 10 | -18 | 28 | 52.5 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 27 | 38 | -18 | 56+3 | 230 |
| دیوار غربی | 0.144 | 27 | -18 | -18 | 0 | 0 |
| سقف | 0.144 | 13.5 | 10 | -18 | 28 | 55 |
| کف | 0.144 | 13.5 | 22 | -18 | 40 | 77.76 |
| درب جنوبی | 0.144 | 2.5×2=5 | 10 | -18 | 28 | 20.20 |
| درب شمالی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 508.66 w = ( 0.509 kw)

## ب)بار حرارتی حاصل از تعویض هوا air change or infiltration load

وقتی درب سردخانه باز و بسته می شود هوای سرد که سنگینتر است از قسمت پایین فضای باز بیرون رفته و هوای گرم از ناحیه بالای درب وارد سردخانه می شود. این هوای گرم باید تا دمای داخل اتاق خنک شود یعنی بار اضافی بر دستگاههای برودتی اعمال می کند. تعیین دقیق این بار بسیار مشکل است و چندین روش پیشنهاد شده است اما تجربه و آزمایش نشان داده است که معقولترین برآورد به روش زیر است.

$$Q_2 = m_a \left({}^{l}/_{s}\right) * \Delta l \left({}^{kj}/_{lit}\right)$$

توجه: با استفاده از فرمول بالا برای یافتن اختلاف آنتالپی و شدت نفوذ هوا به سراغ جداول مربوطه میرویم فقط باید توجه داشته باشیم که از جداول برای سردخانه زیر صفر و بالای صفر استفاده کنیم.

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن **A** طبق داده های زیر:

OAT = 10 °C ≅ 10 °C

OARH = 70% ≅ 70% ⟹ $\begin{cases} ma = 7.3\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0456\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$

ST = -18 °C

$V_T = 81\ M^3$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (7.3 \times 0.0456) \times 0.5 = 0.167 \text{ kw}$$

.....

## ج)بار حرارتی محصول product load

محصولاتی که وارد سردخانه می شوند معمولا دارای درجه حرارتی بیشتر از درجه حرارت سالن نگهداری هستند (مگر اینکه از طریق تونلهای انجماد یا ماشینهای یخچال دار وارد شوند) و برای اینکه در سردخانه سردنگهداری شوند بایستی مقداری از انرژی حرارتی آنها گرفته شود که بنام بار حرارتی محصول خوانده میشوند. مقدار حرارتی که از طریق محصول وارد سردخانه می شود بجرم، گرمای ویژه و اختلاف درجات حرارت محصول در موقع ورود و درجه حرارت نهایی سردخانه بستگی کامل داشته و با استفاده از فرمول زیر محاسبه میشود.

$$Q=m\times c\times \Delta T$$

**Q**=مقدار حرارت بر حسب کیلوژول. **M** =جرم محصول بر حسب کیلوگرم.

**C**=گرمای ویژه محصول در درجه حرارت بالاوزیر نقطه انجماد بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم بر کلوین.

**ΔT**=تغییرات درجه حرارت بر حسب سانتی گراد.

محصولات گوشتی ورودی که با دمای کمتر از دمای سردخانه وارد میشوند بنظر میرسد چون محصولات منجمد شده اند پس از ورود به سردخانه مقداری حرارت می گیرند تا به دمای سالن برسند، در محاسبات میبایستی بعنوان بار منفی بحساب آیند، پس این تصور را نداشته باشیم که همیشه محصولات با دمای بالا بار منفی دارند. ولی اگر محصولات یاد شده به دمای سالن نگهداری برسند دیگر هیچ باری برای دستگاههای تبرید ایجاد نمی کنند ولی میوه جات و سبزیجات که معمولا در دمای بالای انجماد نگهداری میشوند پس از رسیدن به درجه حرارت نهایی سالن نگهداری، در آنها بار حرارتی تنفسی (در میوه ها و سبزیجات بعلت تغییرات و واکنشهای شیمیایی گاز $CO_2$ تولید میشود که باعث انرژی حرارتی میشود) ادامه دارد.

20000 کیلوگرم گوشت تازه ی گاوی با دمای 5°C- یعنی دمای ماشین وارد سالن می شود و تا 17.5- درجه زیر نقطه ی انجماد گوشت، یعنی (18-) خنک می شود و زمان آن 24 ساعت تعیین شده است (این رقم جدول، زمان سرد شدن محصول است یعنی اگر از این ساعت بیشتر طول بکشد در کیفیت گوشت تاثیر میگذارد و از جدول اطلاعات محصول استخراج میشود) که باید بر حسب ثانیه نوشته شود بس در 3600 ضرب میشود؛ این زمان اختیاری است و میتوان از 24 ساعت هم کمتر شود ولی بیشتر نشود بستگی به شرایط سردخانه و کارایی دستگاههای سردخانه..... تعیین میکرد و البته مهمتر از همه زمان بارگیری و ادامه ورود محصول جدید میباشد.

نکته 1) در این سردخانه چون محصولات گوشتی در مدت زمان کمتر از 3 ساعت در ماشین یخچالدار قرار می گیرند و عمل انجماد بر روی آنها خوب صورت نمی گیرد پس لازم است که ما در محاسبات خود از فرمول زیر حتما استفاده کنیم و کیلو وات بدست آمده را در انتخاب دستگاهها مد نظر قرار دهیم و اما اگر محصول مورد نظر ما در شرایط و زمان مناسب خوب منجمد شده باشد دیگر نیاز نیست آن را در محاسبات لحاظ کنیم (فرمول زیر برای مقدار حرارتی که از محصول گرفته می شود تا از دمای ورودی به دمای انجماد برسد.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{20000\times (3.2)\times(-5+0.5)}{(24\times3600)\times(0.56)} = 5.96\ KW$$

$$Q_3 = 5.96\ KW$$

**نکته 2)** زمانی که محصول وارد سردخانه میشود تا وقتی که بدرجه حرارت نهایی سردخانه نرسیده است بار حرارتی محصول بیشتر از زمان نگهداری آن است زیرا در زمان ورود درجه حرارت محصول بیشتر بوده ودر نتیجه اختلاف درجه حرارت نیز بیشتر است بنابراین در انتخاب دستگاههای سردکننده باید دقت کرد که با ظرفیت زمان اضافه باری یعنی سرد کردن انتخاب شوند تا قادر بسرد کردن محصولات در زمان معین باشند به این ترتیب در محاسبات بار حرارتی محصول ضریبی را بنام ضریب سرد کردن منظور میکنند مقدار آن ضریب را در جدول محصول می توان بدست آورد. (که برای گوشت گاوی برابر 0.56 می باشد.)

حالا با استفاده از فرمول زیر مقدار حرارتی که از شروع انجماد از محصول گرفته میشود تا به انجماد کامل برسد را بدست می آوریم.

$$Q_f = m * hl$$

$$Q_f = \frac{20000\times228}{(24\times3600)\times(0.56)} = 94.25\ kw$$

$$Q_3 = 94.25\ kw$$

حالا با استفاده از فرمول زیر مقدار حرارتی که از محصول گرفته می شود تا از انجماد بکامل به دمای نهایی سردخانه برسد.

$$Q_{a*f} = m * C_{a*f} * \Delta t$$

$$Q_{a*f} = \frac{20000\times1.67\times(-0.5-(-18))}{(24\times3600)\times(0.56)} = 12.08\ kw$$

$$Q_3 = 12.08\ kw$$

## د) بارهای حرارتی متفرقه miscellaneous load

در واقع این بار به هر چیزی که در سردخانه تولید گرما می کند مانند موتور جرثقیل و یا حمل کننده ها... و همچنین هر چیز دیگر که در سردخانه سرما را جذب می کند مانند جعبه و پالت ها تعلق می گیرد در کل به چند گروه زیر تقسیم میشوند.

1) **بار ناشی از افراد:** مقدار حرارتی که از طریق افراد و کارگرانی که در سردخانه کار می کنند حاصل می شود بوسیله فرمول و جدول زیر محاسبه میشود.

بار حرارتی افراد

$$Q_a = \frac{N_{p*}\, T_{p*}\, H_p}{24}$$

**Q** = مقدار حرارت بر حسب کیلووات.

**N** = تعداد کارگران.

**T** = ساعات کار در سردخانه.

**H** = معادل حرارتی هر نفر از جدول زیر.

| درجه حرارت سردخانه °C | معادل حرارتی هر نفر kw |
|---|---|
| 10 | 0.211 |
| 5 | 0.242 |
| 0 | 0.275 |
| -5 | 0.305 |
| -10 | 0.347 |
| -15 | 0.378 |
| -20 | 0.407 |

2) **بار حرارتی لامپ ها:** کلیه لامپ ها ووسایل جهت روشنایی به علت ایجاد گرما باید در محاسبات لحاظ شوند که بوسیله فرمول زیر انجام می شود.

$$Q_l = \frac{P_{L*} T_L}{24}$$

**Q**=مقدار حرارت بر حسب وات . **P** =توان لامپ ها بر حسب وات. **T**=ساعت روشن بودن.

3) **بار حرارتی از موتور ووسایل الکتریکی:** که از فرمول وجدول زیر حساب می شود.

$$Q_m = \frac{P_{m*} T_m}{24}$$

**Q**=مقدار حرارت بر حسب کیلووات . **P** =قدرت مصرفی کل دستگاه.

**T**=زمان کار کرد دستگاه. **H** =ضریب معادل حرارتی موتور الکتریکی.

| قدرت خروجی موتور | راندمان موتور بر حسب | ضرایبی که ضرب می شود | | |
|---|---|---|---|---|
| کیلووات | درصد | یک موتوروفن داخل سردخانه | دو موتوروفن داخل سردخانه | سه موتوروفن داخل سردخانه |
| 0.5تا0.1 | 60 | 1.67 | 1 | 0.67 |
| 2تا0.5 | 70 | 1.45 | 1 | 0.45 |
| 15تا2 | 87 | 1.15 | 1 | 0.15 |

4) **بار ناشی از دیفراست الکتریکی:** دیفراست یا برفک زدایی الکتریکی در مواقع یخ زدن پره های اواپراتور صورت می گیرد و مقداری بار بر دوش سردخانه می گذارد که از فرمول زیر حساب می شود.

$$Q_d = \frac{P_{\mathrm{d}} * T_{\mathrm{d}}}{24}$$

**Q** =مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  **P** =قدرت مصرفی کل المنت ها بر حسب کیلووات که از کاتالوگ استخراج می شود.

**T** =ساعت روشن بودن.

5) **بار ناشی از جعبه ها:** بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی) از فرمول زیر حساب می شود.

$$Q_j = \mathrm{m} * c_p * \Delta t$$

**Q** =مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  **M** =جرم جعبه بر حسب کیلوگرم.

$\Delta t$ =اختلاف دما.  **C** =گرمای ویژه جعبه از پلاستیک بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم.

6) **بار حرارتی ناشی از پالت های آهنی:**

$$Q_i = \mathrm{m} * c_p * \Delta t$$

**Q** =مقدار حرارت بر حسب کیلووات .  **M** =جرم پالت بر حسب کیلوگرم.

$\Delta t$ =اختلاف دما.  **C** =گرمای ویژه پالت از آهن بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم.

حالا بعد از شناخت بارهای حرارتی متفرقه به سراغ حساب کردن آنها برای سالن اول یعنی A میرویم. اما قبل از شروع محاسبات یک تذکر لازم است اگر ما مشخصات المنتهای دیفراست را نداشتیم (معمولا دستگاههاو وسایل جانبی را بعد از محاسبات بارها انتخاب می کنند) آن را حذف می کنیم و بعد در انتها با دخالت دادن یک ضریب آن را جبران می کنیم.

## {بار حرارتی متفرقه سالن A}

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کار می کنند. $Q_{\mathrm{a}} = \frac{5\times2\times0.407}{24} = 0.17\ kw$

در سالن دو عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیروها یعنی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2 \times 100) \times 2}{24} = 0.017\ kw$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17 $Q_{\mathrm{m}} = \frac{4.17\times2}{24} = 0.35\ \mathrm{kw}$

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود.

در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جعبه استفاده نمی شود و پالت ها را بصورت طبقه ای می سازند.

در سالن تعداد بیست عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلوگرم وجود دارد بس داریم.

$$Q_i = (90\ \mathrm{kg}) * \left(0.47\ {}^{\mathrm{kj}}/_{\mathrm{kg}*\mathrm{k}}\right) * (10 - \{-18\}) = 1184.4\ \mathrm{kj}$$

در فرمول بالا دمای ورودی را ده فرض کردیم چون پالتهای مادر راهروها قرار دارند و بعد از ورود ماشین ها و بارگیری به داخل سالن میروند.

$$Q_{\mathrm{i}} = \frac{(20\times1184.4)\mathrm{kj}}{(24\times3600)\mathrm{s}} = 0.274\ \mathrm{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{\mathrm{a}} + Q_{\mathrm{l}} + Q_{\mathrm{m}} + Q_{\mathrm{d}} + Q_{\mathrm{j}} + Q_{\mathrm{i}}$$

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.509 + 0.167 + 112.29 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = \mathbf{113.78\ kw}$$

پس از بدست آوردن بارهای حرارتی سالن، معمولا مقداری نیز بعنوان ضریب اطمینان به آن اظافه می شود. ضریب اطمینان بین 5 تا 10 درصد مناسب بوده و در صورتی که فرمولها و جداول داده شده مورد استفاده قرار گیرند درصد ضریب اضافی ده درصد انتخاب می شود.

پس از اضافه کردن ضریب اطمینان برای اینکه ظرفیت دستگاههای انتخابی بدست آید مجموع بارهای حرارتی را در 24 ساعت ضرب کرده و بساعت کار کرد دستگاه در مدت شبانه روز تقسیم می کنیم.

## ظرفیت دستگاه برای سالن A

$$\boldsymbol{Q_{kw}} = \frac{[\text{بار کل سالن } \boldsymbol{Q_t}\times 1.1]\times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$\mathbf{Q_A} = \frac{[113.78\times1.1]\times24}{18} = \mathbf{166.877\ kw}$$

## نکته بسیار مهم و اساسی:

در محاسبه بالا دیدیم که برای بدست آوردن ظرفیت دستگاهها از فرمولی استفاده کردیم، تنها عاملی که در این فرمول تقریبا نامشخص می باشد ساعات کار دستگاههای در طول شبانه روز است. طراحان سردخانه ها معمولا بنای زمان را 24 ساعت منظور کرده و بعد این زمان را در ضریبی ضرب می کنند و ساعات بدست آمده را بین 14 تا 22 ساعت در شبانه روز برای بارهای حداقل و حداکثر تغییر می دهند و عملا ساعات کار کمپرسور برای محصولات بالای انجاد و منجمد بترتیب زیر محاسبه و منظور می شود.

در صورتیکه درجه حرارت کار اواپراتور بالای انجاد بوده یعنی بالای صفر باشد که دمای محیط سردخانه نیز بالای انجاد خواهد بود در اینحال کار کمپرسور را بین 20 تا 22 ساعت در شبانه روز منظور می کنند. ولی اگر دمای کویل اواپراتور پایین انجاد باشد مثلا (10-) در اینصورت چون بخار آب موجود در هوای جریانی از روی کویل سرد بصورت برفک ظاهر می شود و لازم است که هر چند ساعت یکبار عمل برفک گیری یا دیفراست انجام شود با توجه به اینکه روشهای منظمی برای دیفراست در چنین دستگاههایی پیش بینی شده و بطور خودکار و در ساعات معینی این عمل انجام میشود در اینصورت می توان زمان کار کمپرسور را بین 16 تا 20 ساعت در شبانه روز تغییر داد انتخاب ساعات کار کمپرسور کمتر از 24 ساعت در شبانه روز علاوه بر مسئله دیفراست دلیل دیگری چون خنک شدن کمپرسورها و افزایش عمر دستگاه نیز دارد.

لذا هر چقدر که زمان کار کرد سیستم را کاهش دهیم بار برودتی افزایش می یابد و در نتیجه دستگاههای برودتی بزرگتری مورد نیاز است.

# شیت محاسبات مربوط به سالن B

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 18 | 38 | -18 | 56 | 145.2 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 18-5=13 | 10 | -18 | 28 | 52.5 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 27 | -18 | -18 | 0 | 0 |
| دیوار غربی | 0.144 | 27 | -18 | -18 | 0 | 0 |
| سقف | 0.144 | 13.5 | 10 | -18 | 28 | 55 |
| کف | 0.144 | 13.5 | 22 | -18 | 40 | 77.76 |
| درب جنوبی | 0.144 | 2.5×2=5 | 10 | -18 | 28 | 20.20 |
| درب شمالی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 305.66 w = ( 0.306 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن B طبق داده های زیر:

OAT = 10 °C ≅ 10 °C

OARH = 85% ≅ 80% ⟹ $\begin{cases} ma = 7.3\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0468\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$

ST = -18 °C

$V_T = 81\ M^3$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$Q_2 = (7.3 \times 0.0468) \times 0.5 = 0.17$ kw

.....

20000 کیلوگرم گوشت یخ زده مرغ با دمای 5°C- یعنی دمای ماشین وارد سالن می شود و تا 15.25- درجه زیر نقطه ی انجماد مرغ، یعنی (18-) خنک می شود و زمان آن 20 ساعت تعیین شده است که باید بر حسب ثانیه نوشته شود بس در 3600 ضرب میشود.

$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$

$Q_{b*f} = \frac{20000 \times (3.18) \times (-5+2.75)}{(20 \times 3600) \times (1)} = 2\ KW$

$Q_{3=2\ KW}$

$$Q_f = m * hl$$

$$Q_f = \frac{20000\times246}{(20\times3600)\times(1)} = 68.33 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 68.33 \text{ kw}$$

$$Q_{a*f} = m * C_{a*f} * \Delta t$$

$$Q_{a*f} = \frac{20000\times1.55\times(-2.75-(-18))}{(20\times3600)\times(1)} = 6.57 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 6.57\text{kw}$$

.....

## بار حرارتی متفرقه سالن B

$$Q_a = \frac{5\times2\times0.407}{24} = 0.17\ kw$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کار می کنند.

در سالن دو عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیرو ها یعنی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2\times100)\times2}{24} = 0.017\ kw$$

$$Q_m = \frac{4.17\times2}{24} = 0.35 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جعبه استفاده نمی شود و پالت ها را بصورت طبقه ای می سازند. در سالن تعداد بیست عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلو گرم وجود دارد بس داریم.

$$Q_i = (90\ \text{kg}) * \left(0.47\ {}^{\text{kj}}/_{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - \{-18\}) = 1184.4\ \text{kj}$$

در فرمول بالا دمای ورودی را ده فرض کردیم چون پالتهای مادر راهرو ها قرار دارند و بعد از ورود ماشین ها و بارگیری به داخل سالن میروند.

$$Q_{\text{i}} = \frac{(20\times 1184.4)\text{kj}}{(24\times 3600)\text{s}} = 0.274\ \text{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{\text{a}} + Q_{\text{l}} + Q_{\text{m}} + Q_{\text{d}} + Q_{\text{j}} + Q_{\text{i}}$$

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.306 + 0.17 + 76.9 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = \mathbf{78.187\ kw}$$

ظرفیت دستگاه برای سالن B

$$\boldsymbol{Q_{kw}} = \frac{[\text{بار کل سالن}\ \boldsymbol{Q_t}\times \mathbf{1.1}]\times \mathbf{24}}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$\mathbf{Q_B} = \frac{[78.187\times 1.1]\times 24}{18} = \mathbf{114.7\ kw}$$

# شیت محاسبات مربوط به سالن C

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 18 | 38 | -18 | 56 | 145.2 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 18-5=13 | 10 | -18 | 28 | 52.5 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 27 | -18 | -18 | 0 | 0 |
| دیوار غربی | 0.144 | 27 | -1 | -18 | 17 | 66.1 |
| سقف | 0.144 | 13.5 | 10 | -18 | 28 | 55 |
| کف | 0.144 | 13.5 | 22 | -18 | 40 | 77.76 |
| درب جنوبی | 0.144 | 2.5×2=5 | 10 | -18 | 28 | 20.20 |
| درب شمالی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 305.66 w = ( 0.372 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن C طبق داده های زیر:

OAT = 10 °C ≅ 10 °C

OARH = 85% ≅ 80% ⟹ $\begin{cases} ma = 7.3\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0468\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$

ST = -18 °C

$V_T = 81\ M^3$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$Q_2 = (7.3 \times 0.0468) \times 0.5 = 0.17$ kw

.....

20000 کیلوگرم گوشت یخ زده ماهی با دمای 5°C- یعنی دمای ماشین وارد سالن می شود و تا 15.75- درجه زیر نقطه ی انجادماهی، یعنی (18-) خنک می شود و زمان آن چون قید نشده در جدول به اختیار 24 ساعت تعیین شده است که باید بر حسب ثانیه نوشته شود بس در 3600 ضرب میشود.

$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$

$Q_{b*f} = \frac{20000 \times (3.26) \times (-5+2.25)}{(24 \times 3600) \times (\dots)} = 2\ KW$

$$Q_{3=2\ KW}$$

$Q_f$ = m * hl

$$Q_f = \frac{20000\times245}{(24\times3600)\times(0)} = 56.7 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 56.7 \text{ kw}$$

$Q_{a*f}$ = m * $C_{a*f}$ * $\Delta t$

$$Q_{a*f} = \frac{20000\times1.74\times(-2.25-(-18))}{(24\times3600)\times(\dots)} = 6.35 \text{ kw}$$

$$Q_3 = 6.35 \text{ kw}$$

.....

## بار حرارتی متفرقه سالن C

$$Q_a = \frac{5\times2\times0.407}{24} = 0.17\ kw$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 2 ساعت کار می کنند.

در سالن دو عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیروها یعنی دو ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(2\times100)\times2}{24} = 0.017\ kw$$

$$Q_m = \frac{4.17\times2}{24} = 0.35 \text{ kw}$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات گوشتی از جعبه استفاده نمی شود و پالت ها را بصورت طبقه ای می سازند. در سالن تعداد بیست حدد پالت به جرم هرکدام نود کیلوگرم وجود دارد بس داریم.

$$Q_i = (90\ \text{kg}) * \left(0.47\ {}^{\text{kj}}/_{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - \{-18\}) = 1184.4\ \text{kj}$$

در فرمول بالا دمای ورودی را ده فرض کردیم چون پالتهای ما در راهرو ها قرار دارند و بعد از ورود ماشین ها و بار گیری به داخل سالن میروند.

$$Q_{\text{i}} = \frac{(20\times1184.4)\text{kj}}{(24\times3600)\text{s}} = 0.274\ \text{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{\text{a}} + Q_{\text{l}} + Q_{\text{m}} + Q_{\text{d}} + Q_{\text{j}} + Q_{\text{i}}$$

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.306 + 0.17 + 65.05 + 0.17 + 0.017 + 0.35 + 0 + 0 + 0.274 = \mathbf{66.337\ kw}$$

ظرفیت دستگاه برای سالن C

$$\boldsymbol{Q_{kw}} = \frac{[\text{بار کل سالن}\ \boldsymbol{Q_t}\times \mathbf{1.1}]\times\mathbf{24}}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$\mathbf{Q_C} = \frac{[66.337\times1.1]\times24}{18} = \mathbf{97.3\ kw}$$

# شیت محاسبات مربوط به سالن D

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 36 | 38 | -1 | 39 | 202 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 36-10=26 | 10 | -1 | 11 | 41.2 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 54 | -18 | -1 | 17 | اتلاف ندارد |
| دیوار غربی | 0.144 | 54 | 1 | -1 | 2 | 15.5 |
| سقف | 0.144 | 54 | 10 | -1 | 11 | 85.54 |
| کف | 0.144 | 54 | 22 | -1 | 23 | 178.9 |
| درب جنوبی | 0.144 | 2.5×4=10 | 10 | -1 | 11 | 7.92 |
| درب شمالی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 531.06 w = ( 0.531 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن D طبق داده های زیر:

برای یادآوری از جداول بالای صفر درجه استفاده شود فقط چون سیب در دمای منفی نگهداری میشود از جداول زیر صفر استفاده می کنیم.

$$OAT = 10\ ^\circ C \cong 10\ ^\circ C$$

$$OARH = 85\% \cong 80\% \Rightarrow \begin{cases} ma = 12.9\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0154\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$$

$$ST = -1\ ^\circ C$$

$$V_T = 324\ M^3$$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (11.9 \times 0.0154) \times 0.5 = 0.01\ \text{kw}$$

.....

80000 کیلوگرم سیب تازه با دمای 30°C یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای منفی یک پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود و زمان سرد شدن کل محصول 24 ساعت تعیین شده. میوه جات و سبزیجات که معمولا در دمای بالای انجماد نگهداری میشوند پس از رسیدن به درجه حرارت نهایی سالن نگهداری، در آنها بار حرارتی تنفسی ادامه دارد اما دیگر لازم نیست در محاسبات بار زیر صفر درجه را حساب کنیم یعنی مقدار حرارتی که از محصول گرفته میشد تا از دمای محیط به نقطه انجماد و سپس به انجماد کامل میرسید را حساب کنیم.

توجه داشته باشید که وقتی ضریب سردسازی در محاسبه بار حرارتی میوه جات و سبزیجات بکار برده شود در اینجا از مقدار بار حرارتی تنفسی محصول صرفنظر می شود و همچنین بلعکس و زمانیکه ترقی و کاهش درجه حرارت سالن رقم بزرگی باشد می توان از ضریب مقدار سردسازی صرفنظر کرد.

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{80000\times (3.72)\times(30+1)}{(24\times3600)} = 106.77\ KW$$

$$Q_{3=106.77\ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR\ \frac{kj}{kg*k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{80000\times (1.92)}{(24\times3600)} = 1.77\ KW$$

$$Q_{3=1.77\ KW}$$

.....

## {بار حرارتی متفرقه سالن D}

$$Q_a = \frac{5\times5\times0.275}{24} = 0.177\ kw$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کار می کنند.

در سالن 5 حدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیرو ها یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5\times100)\times2}{24} = 41.66\ kw$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور **4.17**

$$Q_{\mathrm{m}} = \frac{4.17\times5}{24} = 0.87\ \mathrm{kw}$$

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات میوه از جعبه استفاده می شود. در سالن تعداد 80 عدد پالت به جرم هرکدام نود کیلوگرم وجود دارد تعداد 400 عدد جعبه داریم.

$$Q_i = (90\ \mathrm{kg}) * \left(0.47\ {}^{\mathrm{kj}}/_{\mathrm{kg}*\mathrm{k}}\right) * (10 - \{-1\}) = 465.3\ \mathrm{kj}$$

$$Q_{\mathrm{i}} = \frac{(80\times465.3)\mathrm{kj}}{(24\times3600)\mathrm{s}} = 0.43\ \mathrm{kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی):

$$Q_i = \mathrm{m} * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5\ \mathrm{kg}) * (0.9\ {}^{kj}/_{kg\ *\ ^{\circ}\mathrm{C}}) * (10 - (-1)) = 24.75\ \mathrm{kj}$$

$$Q_i = \frac{(400*24.75)kj}{(24*3600)s} = 0.115\ \mathrm{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{\mathrm{a}} + Q_{\mathrm{l}} + Q_{\mathrm{m}} + Q_{\mathrm{d}} + Q_{\mathrm{j}} + Q_{\mathrm{i}}$$

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.531 + 0.01 + 108.54 + 0.177 + 41.66 + 0.87 + 0.43 + 0.115 = \mathbf{152.258\ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن D

$$Q_{kw} = \frac{[\text{بار کل سالن } Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_D = \frac{[152.258 \times 1.1] \times 24}{18} = 223.3 \text{ kw}$$

.....

# ثبیت محاسبات مربوط به سالن E

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 36 | 38 | 1 | 37 | 191.8 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 36-10=26 | 10 | 1 | 9 | 33.7 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 54 | -1 | 1 | 2 | 15.5 |
| دیوار غربی | 0.144 | 54 | 38 | 1 | 39+3 | 326.6 |
| سقف | 0.144 | 54 | 10 | 1 | 9 | 70 |
| کف | 0.144 | 54 | 22 | 1 | 21 | 163.3 |
| درب جنوبی | 0.144 | 2.5×4=10 | 10 | 1 | 9 | 12.96 |
| درب شمالی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 813.86 w = ( 0.814 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوابرای سالن E طبق داده های زیر:

برای یادآوری از جداول بالای صفر درجه استفاده شود.

$$OAT = 10\ ^{\circ}C \cong 25\ ^{\circ}C$$

$$OARH = 85\% \cong 70\% \Rightarrow \begin{cases} ma = 0.0606\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 16.7\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$$

$$ST = 1\ ^{\circ}C$$

$$V_T = 324\ M^3$$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$$Q_2 = (15.3 \times 0.0606) \times 0.5 = 0.464\ \text{kw}$$

.....

80000 کیلوگرم پرتقال تازه با دمای 30°C یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای یک پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود و زمان سردشدن کل محصول 22 ساعت تعیین شده

$$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$$

$$Q_{b*f} = \frac{80000\times (3.81)\times(30-1)}{(22\times3600)} = 111.5\ KW$$

$$Q_{3}= 111.5\ KW$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR\ \frac{kj}{kg*k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{80000\times (1.64)}{(22\times3600)} = 1.65\ KW$$

$$Q_{3}=1.65\ KW$$

.....

## بار حرارتی متفرقه سالن E

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کار می کنند. $Q_a = \frac{5\times5\times0.275}{24} = 0.177\ kw$

در سالن 5 عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیروها یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5\times100)\times2}{24} = 41.66\ kw$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17 $Q_m = \frac{4.17\times5}{24} = 0.87\ \text{kw}$

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن نگهداری محصولات میوه از جعبه استفاده می شود. در سالن تعداد 80 حدد پالت به جرم هرکدام نود کیلوگرم وجود دارد تعداد 400 حدد جعبه داریم.

$$Q_i = (90\ \text{kg}) * \left(0.47\ {}^{\text{kj}}/_{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - 1) = 380.7\ \text{kj}$$

$$Q_{\text{i}} = \frac{(80 \times 380.7)\text{kj}}{(22 \times 3600)\text{s}} = 0.384\ \text{kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی):

$$Q_i = \text{m} * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5\ \text{kg}) * (0.9\ {}^{kj}/_{kg * \ ^\circ\text{C}}) * (10 - 1) = 20.25\ \text{kj}$$

$$Q_i = \frac{(400 * 20.25)kj}{(22 * 3600)s} = 0.103\ \text{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.814 + 0.464 + 113.15 + 0.177 + 41.66 + 0.87 + 0.384 + 0.103 = \mathbf{157.465\ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن E

$$Q_{kw} = \frac{[\text{بار کل سالن } Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_E = \frac{[157.465 \times 1.1] \times 24}{18} = 230.95 \text{ kw}$$

.....

# شیت محاسبات مربوط به سالن F

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 36-10=26 | 10 | 7.5 | 2.5 | 9.36 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 36 | 38 | 7.5 | 2+30.5 | 168.48 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 40.2 | 13.5 | 7.5 | 6 | 34.7 |
| دیوار غربی | 0.144 | 40.2 | 38 | 7.5 | 3+30.5 | 194 |
| سقف | 0.144 | 40.2 | 10 | 7.5 | 2.5 | 14.04 |
| کف | 0.144 | 40.2 | 22 | 7.5 | 14.5 | 83.9 |
| درب جنوبی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| درب شمالی | 0.144 | 2.5×4=10 | 10 | 7.5 | 2.5 | 3.6 |

از جدول فوق مجموع بارهای حرارتی جداره ها بدست می آید:

$q_1$ = 498.62 w = ( 0.499 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن F طبق داده های زیر:

OAT = 10 °C ≅ 25 °C

OARH = 85% ≅ 70% ⟹ $\begin{cases} ma = 13.5\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0421\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$

ST = 7.5 °C

$V_T = 241.2\ M^3$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید

در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$Q_2 = (13.5 \times 0.0421) \times 0.5 = 0.284$ kw

.....

60000 کیلوگرم گوجه فرنگی تازه با دمای 30°C یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای 7.5 پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود

و زمان سرد شدن کل محصول 34 ساعت تعیین شده.

$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$

$$Q_{b*f} = \frac{60000\times (3.85)\times(30-7.5)}{(34\times3600)} = 57.56\ KW$$

$$Q_{3=57.56\ KW}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR\ \frac{kj}{kg*k}$$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{60000\times (7.2)}{(34\times3600)} = 3.53\ KW$$

$$Q_{3=3.53\ KW}$$

.....

## بار حرارتی متفرقه سالن F

$$Q_a = \frac{5\times5\times0.242}{24} = 0.252\ kw$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کار می کنند.

در سالن 5 عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیرو ها یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5\times100)\times2}{24} = 41.66\ kw$$

$$Q_m = \frac{4.17\times5}{24} = 0.87\ \text{kw}$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود در سالن تعداد 60 عدد پالت به جرم هر کدام نود کیلوگرم وجود دارد تعداد 300 عدد جعبه داریم.

$$Q_i = (90\ \text{kg}) * \left(0.47\ {}^{\text{kj}}/_{\text{kg} * \text{k}}\right) * (10 - 7.5) = 105.75\ \text{kj}$$

$$Q_{\text{i}} = \frac{(60 \times 105.75)\text{kj}}{(34 \times 3600)\text{s}} = 0.052\ \text{kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی):

$$Q_i = \text{m} * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5\ \text{kg}) * (0.9\ {}^{kj}/_{kg * {}^{\circ}\text{C}}) * (10 - 7.5) = 5.625\ \text{kj}$$

$$Q_i = \frac{(300 * 5.625)kj}{(34 * 3600)s} = 0.0138\ \text{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.499 + 0.284 + 61.09 + 0.252 + 41.66 + 0.87 + 0.052 + 0.0138 = \mathbf{104.625\ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن F

$$Q_{kw} = \frac{[\text{بار کل سالن } Q_t \times 1.1] \times 24}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$Q_F = \frac{[104.625 \times 1.1] \times 24}{18} = 153.5 \text{ kw}$$

.....

# شیت محاسبات مربوط به سالن S

| لایه ها | U $(^{w}/_{m^2.k})$ | A $(m^2)$ | $t_o$ °C | $t_i$ °C | ضریب تصحیح+$\Delta_t$ | $q_w$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| دیوار شمالی | 0.144 | 36-10=26 | 10 | 13.5 | 3.5 | 13.1 |
| دیوار جنوبی | 0.144 | 36 | 38 | 13.5 | 2+24.5 | 137.4 |
| دیوار شرقی | 0.144 | 40.2 | 10 | 13.5 | 3.5 | 20.3 |
| دیوار غربی | 0.144 | 40.2 | 38 | 13.5 | 3+24.5 | 160 |
| سقف | 0.144 | 40.2 | 10 | 13.5 | 3.5 | 20.26 |
| کف | 0.144 | 40.2 | 22 | 13.5 | 10.5 | 60.78 |
| درب جنوبی | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| درب شمالی | 0.144 | 2.5×4=10 | 10 | 13.5 | 3.5 | 5.04 |

برای دیوار شرقی متصل به سالن انجاد دمای محیط را در نظر می گیریم چون معمولا خالی است.

$q_1$ = 416.88 w = ( 0.417 kw)

.....

بار حرارتی تعویض هوا برای سالن S طبق داده های زیر:

OAT = 10 °C ≅ 25 °C

OARH = 85% ≅ 70% ⟹ $\begin{cases} ma = 13.1\ {}^{l}/_{s} \\ \Delta h = 0.0246\ {}^{kj}/_{lit} \end{cases}$

ST = 13.5 °C

$V_T = 241.2\ M^3$

در سردخانه هایکه درب آنها به یک اطاق یا راهرو باز میشود و با هوای خارج در تماس مستقیم نیستند ارقام بدست آمده از جدول را 50٪ کاهش دهید و در سردخانه هایی با سرویس سنگین 50٪ به ارقام اضافه کنید.

$Q_2 = (13.1 \times 0.0246) \times 0.5 = 0.161$ kw

.....

60000 کیلوگرم موز تازه با دمای 30°C یعنی دمای محیط وارد سالن می شود و در دمای 13.5 پیشنهاد شده برای نگهداری طولانی سرد میشود و زمان سردشدن کل محصول 12 ساعت تعیین شده.

$Q_{b*f} = m * c_{b*f} * \Delta t$

$Q_{b*f} = \frac{60000 \times (3.77) \times (30-13.5)}{(12 \times 3600)} = 86.4\ KW$

$Q_{3=86.4\ KW}$

$Q_{\text{تنفسی}} = m_{kg} \times HR_{\frac{kj}{kg*k}}$

$$Q_{\text{تنفسی}} = \frac{60000\times(11)}{(12\times3600)} = 1.77\ KW$$

$$Q_{3=15.28\ KW}$$

.....

## بار حرارتی متفرقه سالن S

$$Q_{\mathrm{a}} = \frac{5\times5\times0.211}{24} = 0.22\ kw$$

در سالن 5 نفر نیرو در مدت 5 ساعت کار می کنند.

در سالن 5 عدد لامپ صدوات در مدت کار کردن نیرو ها یعنی 5 ساعت روشن است.

$$Q_l = \frac{(5\times100)\times2}{24} = 41.66\ kw$$

$$Q_{\mathrm{m}} = \frac{4.17\times5}{24} = 0.87\ \mathrm{kw}$$

بار حرارتی لیفتراک یک عدد با قدرت موتور 4.17

در سالن از دیفراست الکتریکی استفاده نمی شود. در سالن تعداد 60 عدد پالت به جرم هرکدام نود کیلوگرم وجود دارد تعداد 300 عدد جعبه داریم.

$$Q_i = (90\ \mathrm{kg}) * \left(0.47\ {}^{\mathrm{kj}}/_{\mathrm{kg}*\mathrm{k}}\right) * (10-13.5) = 148.05\ \mathrm{kj}$$

$$Q_{\mathrm{i}} = \frac{(60\times148.05)\mathrm{kj}}{(12\times3600)\mathrm{s}} = 0.205\ \mathrm{kw}$$

بار حرارتی ناشی از بسته بندی محصول (جعبه پلاستیکی):

$$Q_i = \text{m} * c_p * \Delta t$$

$$Q_i = (2.5\ \text{kg}) * (0.9\ {}^{kj}/_{kg\ *\ ^\circ\text{C}}) * (10 - 13.5) = 7.87\ \text{kj}$$

$$Q_i = \frac{(300*7.87)kj}{(12*3600)s} = 0.055\ \text{kw}$$

در پایان با جمع کردن تمام بارهای حساب شده بار کل را بدست می آوریم.

$$\boldsymbol{Q_t} = 0.417 + 0.161 + 101.68 + 0.22 + 41.66 + 0.87 + 0.205 + 0.055 = \mathbf{145.181\ kw}$$

## ظرفیت دستگاه برای سالن S

$$\boldsymbol{Q_{kw}} = \frac{[\text{بار کل سالن}\ \boldsymbol{Q_t} \times \mathbf{1.1}] \times \mathbf{24}}{\text{ساعت کار دستگاه در شبانه روز}}$$

$$\mathbf{Q_S} = \frac{[145.181 \times 1.1] \times 24}{18} = \mathbf{213\ kw}$$

.....

## محاسبات سالن انجماد و پیش سرد کن:

همان طور که قبلا گفته شد این سالن مداوم کار نمی کند و فقط در مواقع ضروری استفاده می شود ولی باید طوری طراحی گردد که وقتی دستگاه سالنی از کار افتاد بتواند جوابگو باشد و از خرابی محصول جلوگیری کند لذا باید دما و شرایط سالن را نسبت به بدترین حالت در نظر گرفت یعنی در دمای منفی 18- درجه و محصولات گوشتی نظیر گوشت گاو.

پس محاسبات و انتخاب تجهیزاتی که برای سالن رزرو باید در نظر بگیریم هیچ فرقی با سالن گوشت گاوی ندارد اما باید توجه داشته باشیم که ابعاد سالن رزرو، از سالنهای محصولات گوشتی بزرگتر است این بدان منظور ایجاد شده که بتواند در صورت خرابی سالن سیب، محصولات سالن را در خود جای دهد پس در نتیجه سالنی که بتواند محصولات گوشتی ما را منجمد کند می تواند محصولات دیگر سردخانه را پشتیبانی کند اما لازم نیست ما محاسبات این سالن را برای انتخاب تجهیزات برودتی لحاظ کنیم این امر فقط فقط در جایی حساب می شود که سالن مورد نظر ما دیگر نقش رزرو نداشته باشد و مثل سالن های دیگر مداوم در جریان کار باشد اما در اینجا رزرو است یعنی باری را که مثلا قبلا قرار بود سالن سیب جبران کند الان بر عهده این سالن است پس محاسبات و احداد بدست آمده برای انتخاب ظرفیت دستگاههای برودتی قبلا حساب شده پس نیاز به حساب مجدد نیست.

.....

# شرح روش انتخاب تجهیزات

# انتخاب دستگاهها برای سیستم تبرید

بعد از محاسبه بار برودتی مورد نیاز باید دستگاههای تبرید مثل کمپرسور؛ کاندانسر؛ اواپراتور؛ شیر انبساط را از کاتالوگ سازنده انتخاب شوند. دستگاهها باید طوری انتخاب شوند که قادر به جبران بار برودتی باشند. به منظور انتخاب صحیح دستگاهها باید اول شرایط کارکرد یا طراحی سیستم تعیین شود و سپس با در دست داشتن این اطلاعات به انتخاب دستگاهها پرداخت. برای انتخاب دستگاهها باید اول کمپرسور انتخاب شود و سپس اواپراتور و بعد از آن کاندانسر و شیر انبساط از کاتالوگ سازنده انتخاب شوند.

## تعیین شرایط کارکرد

برای تعیین شرایط کارکرد سیستم باید اطلاعات زیر را مشخص کنید.

الف=بار برودتی مورد نیاز یا همان **Qe**

ب=دمای محیط خارج **ta** یا دمای آب ورودی به کاندانسر آبی **twi**

ج=دمای داخل سردخانه **tr**

م=نوع مبرد **R**

د=دمای اواپراتور **te**

ر=دمای کاندانسر **tc**

خ=نوع محصول

نکته: دمای اواپراتور باید از دمای داخل سردخانه کمتر باشد تا انتقال حرارت بین مبرد و هوا انجام گیرد. اختلافات این دو دما به دلتا تی اواپراتور معروف است. هر چقدر که این اختلاف دما بیشتر باشد رطوبت بیشتری از اتاق سرد گرفته میشود.

برای محصولاتی مانند میوه و سبزیجات این اختلاف دما حدود 5 الی 6 درجه سانتی گراد و برای محصولات دیگر یا انجاد این اختلاف دما حدود 8 الی 10 درجه سانتی گراد انتخاب میشود. مثلا اگر دمای اتاق منفی 20 درجه سانتی گراد در نظر گرفت شود محصول نیمز گوشت منجمد باشد پس دمای اواپراتور را منفی 28 یا منفی 30 انتخاب میکنیم. اگر دمای اتاق مثبت 5 باشد و محصول نگهداری میوه باشد دمای اواپراتور را روی 0 درجه انتخاب میکنیم.

دمای کاندنسر باید از دمای محیط (برای کاندنسر هوایی) یا دمای آب خنک کننده (برای کاندنسر آبی) بیشتر باشد تا انتقال حرارت انجام شود. اختلاف بین دمای کاندنسر و محیط یا آب به اختلاف دمای کاندنسر معروف است. هر چقدر که این اختلاف دما بیشتر باشد کاندنسر کوچکتر میشود.

مثلا در مناطقی که حداکثر دمای محیط در تابستان به 45 درجه می رسد اختلاف دمای کاندنسر را مثبت 10 و برای مناطقی گرمتر مانند خوزستان یا جنوب کشورمان ایران این اختلاف دما را حدود 8 درجه در نظر می گیریم. واضح است که کاندنسری که در خوزستان کار می کند باید بزرگتر از کاندنسری باشد که در قزوین برای همان کار انتخاب می شود.

دلتا تی کاندنسر برای مناطق سرد سیر از 12 الی 15 درجه در نظر گرفته میشود؛ برای مناطق معتدل از 10 الی 12 درجه سانتی گراد و برای مناطق خیلی گرم 5 الی 8 درجه در نظر گرفته میشود.

## انتخاب کمپرسور

برای انتخاب کمپرسور به چهار نکته یا پارامتر نیاز است. بار برودتی مورد نیاز سیستم ؛ دمای اواپراتور؛ دمای کاندنسر و نوع مبرد

با مراجع به کاتالوگ کمپرسور برای دمای اواپراتور و دمای کاندنسر تعیین شده؛ مدل کمپرسوری را انتخاب می کنیم که جوابگوی بار برودتی مورد نیاز باشد.

توصیه نویسنده: ما در اینجا میتوانیم از چند روش یا طرح برای پروژه استفاده کنیم . اول: دو کمپرسور برای سیستم تبرید در نظر بگیریم یکی برای سالنهای زیر صفر درجه (محصولات گوشتی) و دیگری برای سالنهای بالای صفر (میوه‌ها) که هرکدام دارای سیستم مجزا از یکدیگر باشند. دوم: از دو کمپرسور به صورت مضاعف (دو مرحله ای) همراه با یک مخزن اینترکولر و فلاش گاز استفاده کنیم. سوم: میتوانیم با انتخاب یک کمپرسور اسکرور، و یا دواریچی که جوابگوی ظرفیت کل سیستم باشد از یک سیکل برای کل سالنها استفاده کنیم.

اما در کلاس درس و دانشگاه هدف یادگیری و استفاده از فرمولهاست که معمولا برای یک سردخانه ای مثل این با این حجم ظرفیت باید از حداقل 4 کمپرسور استفاده کرد که معمولا از روش دوم استفاده می کنند تا مرحله های درس ما تکمیل شود. ولی در واقعیت طرح اجرایی ما باید و باید توجیه اقتصادی داشته باشد یعنی ما نمی توانیم برای موارد استثنا مثل خرابی کمپرسور و یا جای گزینی یک کمپرسور بجای دیگری در سیستم رزرو، کارفرما مجبور به سرمایه گذاری یا خرج اضافی کنیم (قیمت کمپرسورها خیلی زیاده مثلا 500 میلیون) بس نتیجه میگیریم که در واقعیت معمولا حدالامکان از یک کمپرسور استفاده کنیم.

و اما یک نکته اگر ظرفیت برودتی کل سردخانه از رقم 300 کیلووات بیشتر شد معمولا به سراغ کاتالوگهای کمپرسورهای اسکرور چند مرحله ای یا کمپرسورهای دواریچی با ظرفیت های زیاد بروید.

## انتخاب اواپراتور

برای انتخاب اواپراتیو به چهار پارامتر نیاز است.

بار برودتی مورد نیاز سیستم؛ دمای اواپراتور؛ اختلاف دمای اواپراتور با هوای دلتاتی اواپراتور و نوع مبرد جریانی

با مراجعه به کاتالوگ سازنده و با در دست داشتن دمای اواپراتور و دلتاتی یک ضریب تصحیح از جدول کاتالوگ پیدا میشود. با استفاده از این ضریب یا ضرایب دیگر بار برودتی بدست آمده اصلاح میشود و با بار بدست آمده جدید دستگاه انتخاب می گردد.

توجه شود که اعمال ضریب تصحیح برای هر سازنده روش خاصی دارد که در اول کاتالوگهای سازنده آن توضیح داده شده است.

## انتخاب کاندنسر

برای انتخاب کاندنسر باز هم به چهار پارامتر نیاز هست

ظرفیت دفع حرارتی کاندنسر(*Het rejection rate*)، ؛ دمای کاندنسر؛ اختلاف دمای کاندنسر و نوع مبرد جریانی

برای بدست آوردن ظرفیت حرارتی کاندنسر از فرمول $Qc=Qe+W$ استفادی می کنیم .

$Qe$ بار برودتی و $W$ . برق مصرفی کمپرسور بر حسب کیلووات است.

اختلاف دمای کاندنسر؛ اختلاف بین حداکثر دمای محیط یا سیال خنک کننده و دمای کاندنسر است. با استفاده از ظرفیت حرارتی کاندنسر و اختلاف دمای

کاندنسر به کاتالوگ مراجع کرده و کاندنسری انتخاب می کنیم که جوابگوی بار حرارتی باشد. توجه شود که هر چقدر دمای محیط بالاتر باشد اختلاف دمای کاندنسر کم شده و کاندنسر بزرگتری باید انتخاب شود. والبته در اینجا منظور از بار برودتی بار برودتی جدید که اعمال ضریب شده است مد نظر است.

## انتخاب شیر انبساط

برای انتخاب شیر انبساط ابتدا باید افت فشار کل را در دو طرف شیر محاسبه کرد. برای این کار از فرمول زیر استفاده می کنیم.

$$\Delta P_t = (pc - pe) - \{\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5\}$$

در این فرمول داریم:

pc =فشار کاندنسر در نقط طراحی

pe =فشار اواپراتور در نقط طراحی

$\Delta P_1$=افت فشار در خط مایع افقی (بین رسیور و شیر انبساطی)

$\Delta P_2$=افت فشار در خط مایع عمودی (بین رسیور و شیر انبساطی)

$\Delta P_3$ =افت فشار در فیلتر درایر که تقریبا 0.2 بار پیش بینی میشود.

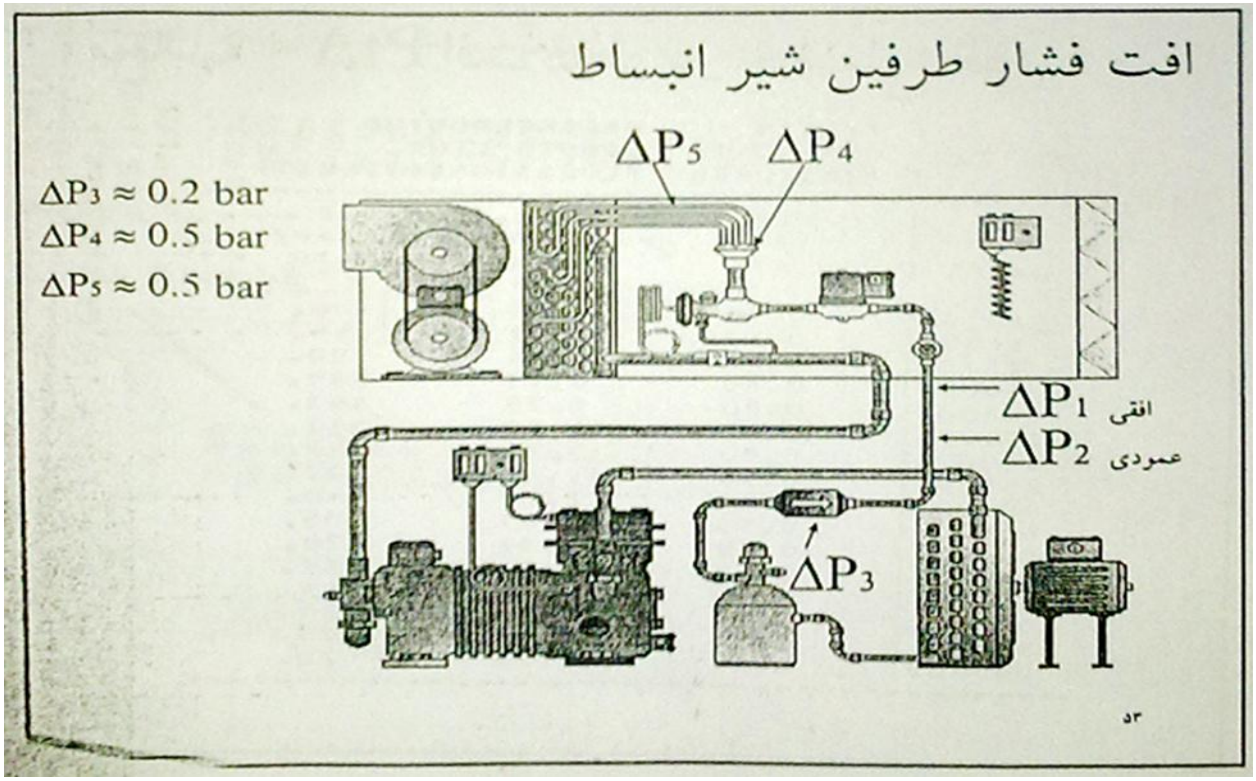
$\Delta P_4$ =افت فشار در پخش کن اواپراتور که تقریبا 0.5 بار در نظر گرفت میشود.

$\Delta P_5$=افت فشار در لوله های پخش کن که تقریبا 0.5 بار در نظر میگیرند.

برای بدست آوردن افت فشار در خط مایع عمودی بین ریسیور و شیر انبساط از جداول مربوطه که در بعد آورده میشود استفاده می کنیم . با در نظر گرفتن فاصله عمودی بین ریسیور و شیر انبساط از جدول افت فشار تقریبی در خط مایع عمودی بدست می آید یعنی $\Delta P_2$ .

برای بدست آوردن افت فشار در خط مایع افقی بین ریسیور و شیر انبساط از جدول استفاده می کنیم با در نظر گرفتن اینکه قطر لوله خط مایع صحیح انتخاب شده باشد به جدول مراجعه کرده و با بار برودتی مورد نیاز و دمای اواپراتور افت فشار خط برای هر متر طول لوله بدست می آید.

توجه داشته باشید که اعداد افت فشار در جدول بر حسب پاسکال است و باید به بار تبدیل شود. با ضرب کردن این افت فشار به طول لوله افقی مایع کل افت فشار در خط افقی بدست می آید. با محاسبه افت فشار کل در دو طرف شیر انبساط به جداول شیر مراجعه کرده با در دست داشتن افت فشار بدست آمده، دمای اواپراتور و بار برودتی مورد نیاز شیر و سوزن مناسب بدست می آید.



## انتخاب ومحاسبه مخزن سردکن وجداکن

مخازن سردکن وجداکن معمولا بر حسب دبی حجمی بخار مبرد در سیستم انتخاب می شوند بنابراین برای انتخاب آن ها می توان بترتیب زیر عمل کرد:

در هر سیستمی دبی جرمی مبرد جریانی در اواپراتورها به عنوان تعیین ظرفیت آنها ومحاسبه قدرت کمپرسورها، محاسبه و تعیین می گردد. ضمنا درجه حرارت تبخیر مبرد نیز برای ترسیم سیکل تعیین وانتخاب می شود. درچنین درجه حرارتی حجم مخصوص مبرد را در نقطه ورود به کمپرسور، هم از روی دیاگرام و هم جدول مشخصات مبرد جریانی می توان بدست آورد. حاصلضرب مقدار جرمی مبرد جریانی، در حجم مخصوص بدست آمده، دبی حجمی بخار مبرد را معلوم می کند.

$$V\left(\frac{m^3}{S}\right)= m\left(\frac{kg}{S}\right) * V\left(\frac{m^3}{Kg}\right)$$

در فرمول بالا دبی حجمی بخار مبرد بر حسب متر مکعب بر ثانیه = دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر ثانیه × حجم مخصوص مبرد بر حسب متر مکعب بر کیلوگرم.

حالا با داشتن دبی حجمی مبرد و با استفاده از کاتالوگ کارخانه سازنده، نوع، مدل و اندازه مخزن سردکن وجداکن انتخاب می شود.

.....

حالا با توجه به اطلاعات گفته شده در قسمت تعیین شرایط؛ به سراغ تعیین شرایط محیط سردخانه خود میرویم در اینجا دارد که یک توضیح مختصر در مورد تعیین شرایط محیط داده شود. ما در این کار جدا جدا به تعیین شرایط برای هر سالن می پردازیم.

اما دلیلی ندارد بغیر از اواپراتور برای هر سالن تک تک یک کمپرسور یا کندانسر جدا تعیین کنیم مگر در مواقع خاص مثل ازدیاد بار برودتی یا چند منظوره بودن سرد خانه یا انتخاب دستگاه رزرو. در اینجا از دو خط برودتی زیر صفر و بالای صفر استفاده می کنیم.

## تعیین شرایط برای سالن A

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 166.877 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کاندنسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18 – درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 28 – درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول هم گوشت گاوی.

## تعیین شرایط برای سالن B

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 114.7 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18 – درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 28 – درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر22

نوع محصول گوشت مرغ.

## تعیین شرایط برای سالن C

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 97.3 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 18- درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 28- درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر22

نوع محصول هم گوشت ماهی.

## تعیین شرایط برای سالن D

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 223.3 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 1 – درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 7 - درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول سیب.

## تعیین شرایط برای سالن E

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 230.95 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 1 درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 5 - درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون 22 نوع محصول پرتقال.

## تعیین شرایط برای سالن F

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 153. 5 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 7.5 درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 1.5 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر 11

نوع مبرد جریانی فریون یا آر 22

نوع محصول گوجه فرنگی.

## تعیین شرایط برای سالن S

بار برودتی با حساب ده درصد که میشود 213 kw

دمای محیط در استان قزوین در گرمترین روز سال 35 درجه سانتی گراد و یا آب ورودی به کندانسر معادل 24 درجه سانتی گراد در نظر میگیریم.

دمای داخل سالن برابر با 13.5 درجه می باشد.

دمای اواپراتور برای این سالن معادل 7.5 درجه سانتی گراد در نظر گرفته شده.

دمای کاندنسر11

نوع مبرد جریانی فریون 22 نوع محصول موز.

.....

# انتخاب دستگاهها برای سیستم سردخانه

## کمپرسور سیستم:

جمع کل بارهای برودتی که میشود 1199.63 کیلووات؛ ودمای کاندنسر 35 درجه. دمای اواپراتور 25- ، نوع مبرد فریون 22

طبق داده های بالا از کاتالوگ شرکت: کمپرسورهای دواپچی برای فریون 22 کارخانجات سولزر سوئد (یک صدد).

| Model | Freguency Hz | Maierotor Speed Rev/min | Displacement $m^3/hr$ | Qe Kw Te -25 tc=35 | Shaft power Kw | L mm | B mm | H mm | We Kg |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ks3100S | 60 | 3550 | 3777 | 1280 | 580 | 5600 | 1850 | 3900 | 7500 |

## اواپراتورهای هر سالن:

برای سالن های زیر صفر و پیش سرد کن یا اتاق انجماد با توجه به ظرفیت بدست آمده و داده های شرایط تعیین، اواپراتورها و تعداد آن برای هر سالن را از کاتالوگ شرکت رادیران بشرح زیر انتخاب می کنیم.

توجه شود که اعمال ضریب تصحیح برای هر سازنده روش خاصی دارد که در اول کاتالوگهای سازنده آن توضیح داده شده است.

حالا از کاتالوگ شرکت رادیران با ضرایب معرفی شده در زیر اواپراتورهای سالنها را انتخاب می کنیم.

جدول ۳

| Eurovent Correction Factor (Fsc) | | |
|---|---|---|
| $Fsc_1$ | $Fsc_2$ | $Fsc_3$ |
| 0.70 | 1.00 | 1.48 |

**مرحله۱:**

لازم است شرایط تعریف شده برای سردخانه را با شرایط استاندارد جدول ۲ مقایسه نمود و با توجه به بازه دمایی موجود نسبت به انتخاب شرایط دمایی (SC) در جدول ENV 328 عمل نمود.

**مثال۱:** اگر دمای داخلی سردخانه 5 درجه و دمای تبخیر اواپراتور -۴ باشدآنگاه شرایط استاندارد مربوطه SC1 خواهد بود.

جدول ۲

| | ENV 328 Standard Conditions | |
|---|---|---|
| | Room Temp. دمای داخلی سردخانه (°C) | Evaporating Temp. دمای تبخیر اواپراتور (°C) |
| SC 1 | 10 | 0 |
| SC 2 | 0 | -8 |
| SC 3 | 18 | -25 |

لازم است با استفاده از جدول ٤ که جدول ضریب اصلاح ظرفیت ($F_1$) میباشد، ضریب مربوط به تصحیح ظرفیتی دما را استخراج نمود:

جدول ٤

| Refrigerant | | F1 R 404A | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ΔT (°C) | | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 11 | 12 |
| Evaporating Temp. | 5 | 1.58 | 1.23 | 0.99 | 0.85 | 0.65 | 0.59 | 0.52 |
| | 0 | 1.63 | 1.28 | 1.06 | 0.9 | 0.7 | 0.62 | 0.56 |
| | -5 | 1.65 | 1.32 | 1.1 | 0.94 | 0.73 | 0.66 | 0.6 |
| | -8 | 1.7 | 1.36 | 1.15 | 1 | 0.76 | 0.7 | 0.63 |
| | -10 | 1.77 | 1.41 | 1.19 | 1.02 | 0.79 | 0.72 | 0.65 |
| | -15 | 1.86 | 1.51 | 1.27 | 1.09 | 0.85 | 0.77 | 0.7 |
| | -20 | 1.99 | 1.58 | 1.38 | 1.19 | 0.94 | 0.84 | 0.76 |
| | -25 | 2.1 | 1.69 | 1.48 | 1.26 | 1.01 | 0.9 | 0.82 |
| | -30 | 2.25 | 1.88 | 1.59 | 1.37 | 1.09 | 0.98 | 0.89 |
| | -35 | 2.39 | 2.03 | 1.76 | 1.46 | 1.16 | 1.05 | 0.95 |
| | -40 | 2.71 | 2.33 | 1.95 | 1.6 | 1.24 | 1.13 | 1.11 |

از آنجاییکه توان برودتی محاسبه شده در دستگاهها بر اساس گاز مبرد R404a میباشد و دستگاهای اواپراتور یونیت این شرکت امکان سازگاری و کارکرد با تمامی مبردهای موجود را دارد لذا لازم است تا در صورتیکه از گازی غیر از گاز R404a استفاده میگردد از جدول ٥ ضریب اصلاح مبرد ($F_2$) نیز با توجه به شرایط استاندارد دمایی سردخانه استخراج گردد:

جدول ٥

| | Refrigerant Factor (F2) | | | |
|---|---|---|---|---|
| | R 134A | R 22 | R 404A | R 407C |
| SC 1 | 1.05 | 1.03 | 1.00 | 1.01 |
| SC 2 | 1.1 | 1.05 | 1.00 | 1.02 |
| SC 3 | - | 1.09 | 1.00 | 1.04 |

$f_1$=ضریب تصحیح باربرودتی جهت شرایط کاری متفاوت

$f_2$=ضریب تصحیح برای مبرد فریون 22

$f_3$=ضریب تصحیح اصلاح دما.

$$Q_n = \frac{Q_a \times f_1 \times f_2}{f_3}$$

Table #6

| Radiran Model | H Type Evaporator Unit Capacity With R404a | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Coolind Capacity (R404a) | | | | | | | | | Fan Specification | | | | | | Coil | | Defrost |
| | SC1 | | | SC2 | | | SC3 | | | Nomber | Size | Power Input | Air Flow | | Air Throw | Transfer Surface | Tube Volume | Electrical Power |
| | kw | kcal/h | btu/h | kw | kcal/h | btu/h | kw | kcal/h | btu/h | | | W | m³/h | cfm | m | m² | dm³ | kw |
| REU135H1 | 4.2 | 3600 | 14300 | 2.9 | 2479 | 9836 | 2.3 | 1962 | 7787 | 1 | 350 | 140 | 2450 | 1441 | 11.3 | 15 | 3 | 2.9 |
| REU135H2 | 5.1 | 4400 | 17400 | 3.6 | 3124 | 12397 | 2.8 | 2395 | 9504 | 1 | 350 | 140 | 2440 | 1435 | 10.8 | 20 | 4 | 3.8 |
| REU140H2 | 6.7 | 5700 | 22700 | 4.6 | 3957 | 15703 | 3.6 | 3124 | 12397 | 1 | 400 | 180 | 4100 | 2412 | 19.0 | 25 | 5 | 4.1 |
| REU140H3 | 8.9 | 7600 | 30200 | 6.0 | 5146 | 20423 | 4.8 | 4157 | 16495 | 1 | 400 | 180 | 4000 | 2353 | 18.0 | 38 | 7 | 5.2 |
| REU145H2 | 9.2 | 7900 | 31400 | 6.4 | 5519 | 21902 | 5.1 | 4374 | 17356 | 1 | 450 | 250 | 5400 | 3176 | 19.9 | 39 | 7 | 5.4 |
| REU145H3 | 12.3 | 11000 | 42000 | 8.3 | 7126 | 28278 | 6.7 | 5740 | 22779 | 1 | 450 | 250 | 5300 | 3118 | 19.1 | 59 | 11 | 6.5 |
| REU150H4 | 21.4 | 18000 | 73000 | 15.5 | 13302 | 52785 | 11.5 | 9928 | 39398 | 1 | 500 | 450 | 7230 | 4253 | 23.2 | 96 | 17 | 8.3 |
| REU235H1 | 7.3 | 6300 | 25000 | 5.2 | 4441 | 17622 | 4.0 | 3408 | 13524 | 2 | 350 | 280 | 4850 | 2853 | 11.3 | 27 | 5 | 4.7 |
| REU235H2 | 9.0 | 7700 | 30600 | 6.3 | 5415 | 21488 | 5.0 | 4269 | 16943 | 2 | 350 | 280 | 4750 | 2794 | 10.8 | 37 | 7 | 6.2 |
| REU240H2 | 13.3 | 11500 | 45500 | 9.4 | 8122 | 32232 | 7.4 | 6352 | 25207 | 2 | 400 | 360 | 8150 | 4794 | 19.0 | 56 | 10 | 7.3 |
| REU240H3 | 17.8 | 15300 | 61000 | 12.4 | 10689 | 42417 | 9.5 | 8215 | 32598 | 2 | 400 | 360 | 8000 | 4706 | 18.0 | 83 | 15 | 9.1 |
| REU245H2 | 18.5 | 16000 | 63200 | 13.1 | 11246 | 44630 | 10.3 | 8851 | 35125 | 2 | 450 | 500 | 10800 | 6353 | 19.9 | 75 | 13 | 9.7 |
| REU245H3 | 24.7 | 21300 | 84400 | 17.1 | 14747 | 58519 | 13.2 | 11382 | 45166 | 2 | 450 | 500 | 10600 | 6235 | 19.1 | 112 | 20 | 11.6 |
| REU250H3 | 35.5 | 30600 | 121000 | 25.2 | 21674 | 86011 | 19.0 | 16330 | 64803 | 2 | 500 | 900 | 14500 | 8529 | 24.0 | 145 | 26 | 12.8 |
| REU250H4 | 42.8 | 37000 | 146000 | 30.8 | 26507 | 105188 | 31.4 | 26989 | 107100 | 2 | 500 | 900 | 14300 | 8412 | 23.2 | 194 | 35 | 15.0 |
| REU335H1 | 10.7 | 9200 | 36500 | 7.6 | 6506 | 25819 | 5.9 | 5060 | 20081 | 3 | 350 | 420 | 7300 | 4294 | 11.3 | 46 | 8 | 6.7 |
| REU335H2 | 13.6 | 11700 | 46200 | 9.6 | 8122 | 32232 | 7.5 | 6456 | 25621 | 3 | 350 | 420 | 7150 | 4206 | 10.8 | 62 | 11 | 8.9 |
| REU340H2 | 19.7 | 17000 | 67400 | 13.9 | 11975 | 47522 | 10.8 | 9268 | 36778 | 3 | 400 | 540 | 12150 | 7147 | 19.0 | 86 | 15 | 10.3 |
| REU340H3 | 26.7 | 23000 | 91000 | 18.6 | 16033 | 63625 | 15.0 | 12866 | 51057 | 3 | 400 | 540 | 11850 | 6971 | 18.0 | 128 | 23 | 13.0 |
| REU345H2 | 27.3 | 23500 | 94000 | 19.2 | 16557 | 65705 | 14.9 | 12808 | 50828 | 3 | 450 | 750 | 15950 | 9382 | 19.9 | 113 | 20 | 13.8 |
| REU345H3 | 37.0 | 32000 | 126500 | 25.9 | 22268 | 88368 | 20.7 | 17815 | 70694 | 3 | 450 | 750 | 15650 | 9206 | 19.1 | 170 | 31 | 16.6 |
| REU350H3 | 53.1 | 45700 | 181500 | 38.0 | 32660 | 129606 | 28.4 | 24446 | 97008 | 3 | 500 | 1350 | 21700 | 12765 | 24.0 | 218 | 39 | 18.5 |
| REU350H4 | 64.2 | 55200 | 220000 | 46.1 | 39712 | 157590 | 34.7 | 29880 | 118575 | 3 | 500 | 1350 | 21400 | 12588 | 23.2 | 290 | 52 | 21.6 |
| REU440H3 | 35.5 | 30600 | 121400 | 25.3 | 21773 | 86404 | 19.6 | 16825 | 66767 | 4 | 400 | 720 | 15650 | 9206 | 18.0 | 174 | 31 | 16.6 |
| REU445H3 | 49.3 | 42500 | 168500 | 35.1 | 30186 | 119787 | 27.0 | 23258 | 92295 | 4 | 450 | 1000 | 20900 | 12294 | 19.1 | 225 | 41 | 21.4 |
| REU450H3 | 70.7 | 61000 | 241600 | 50.0 | 43052 | 170844 | 38.1 | 32759 | 129999 | 4 | 500 | 1800 | 28900 | 17000 | 24.0 | 292 | 53 | 24.2 |
| REU450H4 | 85.9 | 74000 | 293400 | 61.0 | 52532 | 208463 | 47.0 | 40483 | 160650 | 4 | 500 | 1800 | 28500 | 16765 | 23.2 | 389 | 70 | 28.3 |

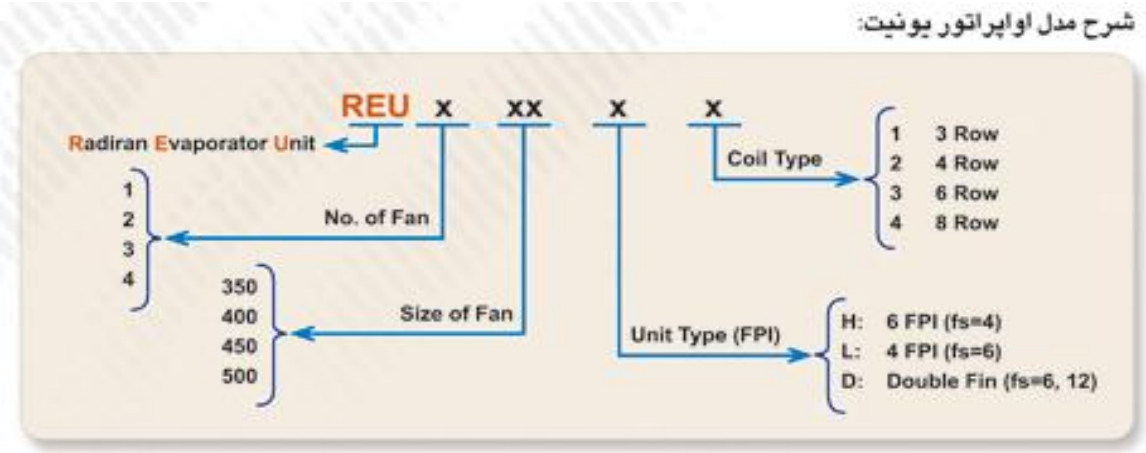
## سالن A

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 12 ودمای آن را 30- در نظر گرفته ایم $SC_3$.

$$Q_n = \frac{166.877 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 110\ \text{Kw}$$

یعنی با توجه به ظرفیت جدید و اصلاح شده به سراغ کاتالوگ بالا رفته نوع و تعداد مدل اواپراتور را تعیین می کنیم.

{دو عدد مدل **REU450H4** و یک عدد مدل **REU340H3**}




## سالن B

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 12 ودمای آن را 30- در نظر گرفته ایم $SC_3$.

$$Q_n = \frac{114.7 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 75.2\ \text{Kw}$$

{دو عدد مدل **REU450H3**}

### سالنC

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 12 ودهای آن را 30- در نظر گرفته ایم $SC_3$.

$$Q_n = \frac{97.3 \times 0.89 \times 1.09}{1.48} = 63.8\ Kw$$

{دو حدد مدل **REU250H4**}

### سالنD

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 7 ودهای آن را 8- در نظر گرفته ایم $SC_2$.

$$Q_n = \frac{223.3 \times 1.7 \times 1.05}{1} = 398.6\ Kw$$

{شش حدد مدل **REU450H4** ویک حدد مدل **REU445H3**}

### سالنE

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 6 ودهای آن را 5- در نظر گرفته ایم $SC_2$.

$$Q_n = \frac{230.95 \times 1.32 \times 1.05}{1} = 320\ Kw$$

{ پنج حدد مدل **REU450H4**}

### سالنF

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 7 ودهای آن را 0 در نظر گرفته ایم $SC_1$.

$$Q_n = \frac{153.5 \times 1.06 \times 1.03}{0.7} = 240Kw$$

{دو عدد مدل REU450H4 ویک عدد مدل REU450H3}

سالنS

در اینجا دلتاتی اواپراتور را 8 ودمای آن را 5+ درنظر گرفته ایم $SC_1$.

$$Q_n = \frac{213 \times 0.85 \times 1.03}{0.7} = 266\ Kw$$

{سه 3 عدد مدل REU450H4}

.....

## کندانسر برای سردخانه:

برای انتخاب کندانسر توجه داشته باشید که منظور از ظرفیت برودتی همان ظرفیتی است که از کاتالوگ کمپرسور استخراج کردیم.

بار برودتی Qe= 1280 کیلووات  برق مصرفی کمپرسور=580 کیلووات.  دمای خشک محیط=35 درجه

دمای تر محیط=24 درجه  نوع مبرد=آر 22

حالا طبق فرمول ظرفیت حرارتی کاندنسر داریم. Qc=580+1280 = 1860 KW  Qc=Qe+W

برای کل سردخانه مورد نظر مون با توجه به ظرفیت بدست آمده (که کندانسر باید توان دفع حرارت حاصل از کار کمپرسور و بار برودتی سیستم را دارا باشد) و داده‌های فوق، کاندانسر را از کاتالوگ شرکت انتخاب می کنیم. اما در اینجا لازم بذکر است که ما برای انتخاب کندانسر دمای اواپراتور سالنهای زیر صفر(28-) را در نظر

می گیریم یعنی دمای تبخیر، البته توصیه میشود وقتی که ظرفیت حرارتی کندانسر رقم بزرگی شد دیگر به دنبال کاندانسر هوایی نگردید چون توان دفعی کمی نسبت به تبخیری دارند.

## GENERAL

**CNE** Evaporative Condensers are used to condense refrigerant gas in industrial processes, refrigerant systems, and air conditioning. Comprising more than 40 models and a wide range of capacities they respond to all installations requirements.

## PERFORMANCE PRINCIPLE

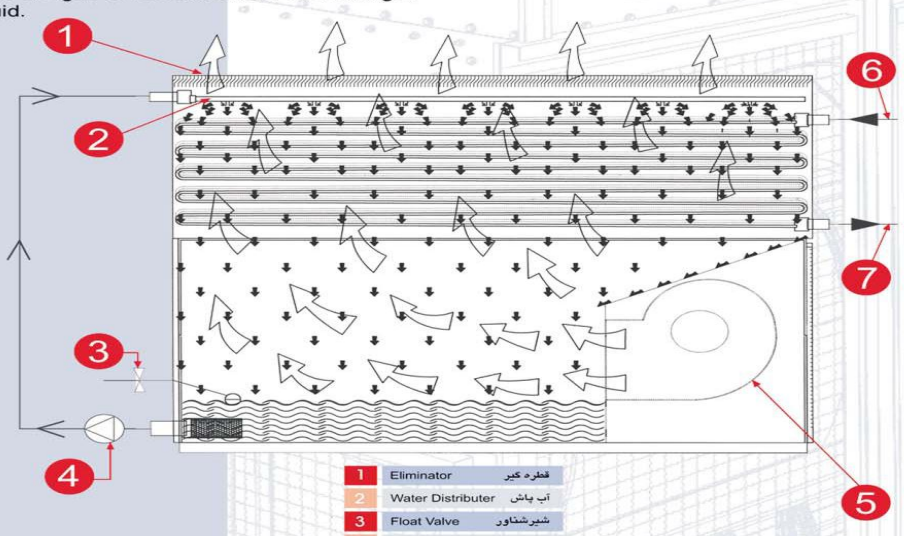
In **CNE** Evaporative Condensers hot and compressed refrigerant gas flowed out of compressor passes through condenser coil network to exchange heat with condenser inside water which circulates constantly and keeps the coil surfaces wet all the time.
At the same time compressed air with high pressure is blown by the fans in the opposite direction of water circulation course which passes over coil wet surfaces and takes gas latent heat by evaporating part of water and so causes the gas to be condensed and changed to liquid.

## کلیات

کندانسورهای تبخیری **CNE** برای تقطیرگازمبرد درفرایندهای صنعتی ،سیستم های تبرید وتهویه مطبوع به کارمی روند با بیش از ۴۰ مدل وگستره وسیعی ازظرفیت پاسخگوی همه نیازهای تاسیساتی می باشند.

## اصول عملکرد کندانسور تبخیری

درکندانسورهای تبخیری گازمتراکم وداغ خارج شده ازکمپرسور، ازداخل کویل عبورداده می شود وسطوح بیرون کویل با آب گردشی کندانسورمرطوب می ماند،همزمان هوای محیط توسط فن ها در جهت مخالف جریان آب دمیده می شود و قسمتی از رطوبت سطوح بیرونی کویل را تبخیرمی کند در نتیجه گرمای نهان تبخیر ازگاز داغ داخل کویل گرفته شده وباعث تقطیرگازمی گردد.




| | | |
|---|---|---|
| 1 | Eliminator | قطره گیر |
| 2 | Water Distributer | آب پاش |
| 3 | Float Valve | شیرشناور |
| 4 | Circulating Pump | الکتروپمپ |
| 5 | Fan Housing | محفظه بادبزن |
| 6 | Gas Inlet | ورودگاز |
| 7 | Liquid Outlet | خروج مایع |

1

| MODEL | Nominal Capacity (kW) | |
|---|---|---|
| | Without Desuperheater | With Desuperheater |
| CNE 110 | 147 | 162 |
| CNE 150 | 176 | 194 |
| CNE 180 | 210 | 242 |
| CNE 200 | 233 | 256 |
| CNE 225 | 272 | 300 |
| CNE 250 | 291 | 320 |
| CNE 225L | 260 | 286 |
| CNE 250L | 303 | 333 |
| CNE 300 | 360 | 396 |
| CNE 330 | 393 | 432 |
| CNE 370 | 440 | 495 |
| CNE 400 | 465 | 510 |
| CNE 430 | 501 | 551 |
| CNE 480 | 558 | 612 |
| CNE 510 | 598 | 658 |
| CNE 560 | 659 | 725 |
| CNE 610 | 713 | 784 |
| CNE 685 | 799 | 880 |
| CNE 800 | 934 | 1027 |
| CNE 900 | 1048 | 1152 |
| CNE 980 | 1162 | 1276 |
| CNE 1180 | 1372 | 1510 |
| CNE 1260 | 1467 | 1614 |
| CNE 1340 | 1334 | 1468 |
| CNE 1410 | 1640 | 1804 |
| CNE 1110L | 1295 | 1424 |
| CNE 1210L | 1380 | 1520 |
| CNE 1350L | 1583 | 1741 |
| CNE 1410L | 1641 | 1805 |
| CNE 1580L | 1910 | 2100 |
| CNE 1725L | 2005 | 2206 |
| CNE 1865L | 2168 | 2385 |
| CNE 2000L | 2325 | 2558 |
| CNE 2150L | 2500 | 2750 |
| CNE 2520 | 2935 | 3288 |
| CNE 2820 | 3280 | 3608 |
| CNE 3160 | 3684 | 4052 |
| CNE 3450 | 4010 | 4411 |
| CNE 4000 | 4650 | 5116 |
| CNE 4300 | 5000 | 5500 |

جدول ۱) ظرفیت نامی کندانسور (کیلو وات)

| Suction pressure (KPa) | Suction temp. (°c) | Capacity factor |
|---|---|---|
| 53.9 | -25 | 0.876 |
| 89.2 | -20 | 0.886 |
| 135.3 | -15 | 0.895 |
| 189.3 | -10 | 0.904 |
| 235 | -5 | 0.913 |
| 328.5 | 0 | 0.922 |
| 414.8 | +5 | 0.931 |

جدول ۲ ) ضریب اصلاح برای دی سوپر هیتر

Table 4 (R-22) Heat Rejection Capacity Factors

جدول ۴ (R-22) ضریب اصلاح شرایط عملیاتی برای میرد فریون

| Condensing pressure (Kpa) | Condensing temperature (c) | Entering Air Wet bulb Temp (C°) دمای وت بالب هوای ورودی (c) | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 10 | 13 | 16 | 18 | 20 | 21 | 22 | 24 | 26 | 27 | 29 | 32 |
| 1075 | 30 | 1.06 | 1.16 | 1.36 | 1.56 | 1.82 | 1.98 | 2.18 | 2.78 | — | — | — | — |
| 1142 | 32 | 0.94 | 1.04 | 1.19 | 1.33 | 1.50 | 1.62 | 1.76 | 2.05 | 2.06 | — | — | — |
| 1219 | 34 | 0.85 | 0.92 | 1.04 | 1.14 | 1.26 | 1.33 | 1.42 | 1.62 | 1.89 | 2.11 | — | — |
| 1239 | 35 | 0.80 | 0.88 | 0.97 | 1.05 | 1.16 | 1.22 | 1.29 | 1.46 | 1.67 | 1.86 | 2.40 | — |
| 1286 | 36 | 0.76 | 0.83 | 0.92 | 0.99 | 1.07 | 1.12 | 1.18 | 1.30 | 1.49 | 1.63 | 2.06 | — |
| 1356 | 38 | 0.70 | 0.75 | 0.82 | 0.87 | 0.93 | 0.97 | 1.01 | 1.10 | 1.24 | 1.33 | 1.59 | 2.29 |
| 1413 | 40 | 0.64 | 0.69 | 0.74 | 0.79 | 0.84 | 0.87 | 0.90 | 0.96 | 1.07 | 1.14 | 1.30 | 1.68 |
| 1507 | 42 | 0.59 | 0.62 | 0.66 | 0.70 | 0.74 | 0.77 | 0.79 | 0.86 | 0.93 | 0.98 | 1.09 | 1.34 |
| 1685 | 44 | — | 0.58 | 0.61 | 0.64 | 0.66 | 0.68 | 0.71 | 0.76 | 0.81 | 0.85 | 0.94 | 1.11 |

| MODEL No. | AIR FLOW m³/h | FAN N x kW | MASS (kg) NET | operating | NET WITH DESUPER HEATER | WATER FLOW L/S | PUMP kW | A mm | B mm | C mm | D mm | E mm | F mm |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| CNE1110L | 108400 | 4X7.5 | 10742 | 13315 | 11899 | 46.4 | 7.5 | 5520 | 2250 | 3981 | 3756 | 3456 | 2483 |
| CNE1210L | 113800 | 4X7.5 | 10793 | 13366 | 11950 | 46.4 | 7.5 | 5520 | 2250 | 3981 | 3756 | 3456 | 2783 |
| CNE1350L | 113800 | 4X11 | 12279 | 14943 | 13436 | 46.4 | 7.5 | 5520 | 2250 | 4268 | 4043 | 3743 | 2503 |
| CNE1410L | 118600 | 4X11 | 12377 | 15041 | 13534 | 46.4 | 7.5 | 5520 | 2250 | 4268 | 4043 | 3743 | 2503 |
| CNE1580L | 151000 | 4X11 | 13540 | 17511 | 15038 | 60.1 | 11 | 5520 | 2874 | 4001 | 3776 | 3476 | 2503 |
| CNE1725L | 159480 | 4X15 | 13597 | 17568 | 15095 | 60.1 | 11 | 5520 | 2874 | 4001 | 3776 | 3476 | 2503 |
| CNE1865L | 172550 | 4X15 | 13597 | 17568 | 15095 | 60.1 | 11 | 5520 | 2874 | 4001 | 3776 | 3476 | 2503 |
| CNE2000L | 165775 | 4X15 | 15540 | 19630 | 17038 | 60.1 | 11 | 5520 | 2874 | 4288 | 4063 | 3763 | 2523 |
| CNE2150L | 179090 | 4X15 | 15540 | 19630 | 17038 | 60.1 | 11 | 5520 | 2874 | 4288 | 4063 | 3763 | 2523 |

## دی سوپرهیتر

درجه حرارت گازخروجی ازکمپرسوربه فشارمکش وفشاردهش ونوع کمپرسور بستگی دارد چنانچه ا ین درجه حرارت بین ۱۲۰°C – ۱۵۰°C باشد کندانسور با ید به کویل دی سوپرهیترمجهز با شد تاداغی بیش ازحدگازرابگیرد.

**این کویل دارای د ومزیت است :**

**الف** ) با افزایش ظرفیت دستگاه موجود نیاز به فضای بیشتر و دستگاه بزرگتر را برطرف می سازد.

**ب** )ازرسوب بندی سطح کویل اصلی جلوگیری به عمل می آورد.

برای سردخانه ابتدا ضریبهارا از جداول بالاپیدا کرده سپس در کل ظرفیت کاندنسر طبق فرمول زیر حساب می کنیم.

$$\mathbf{Q_c = Q_a \times f_1 \times f_2} = 1860 * 1.46 * 0.876 = \mathbf{2379KW}$$

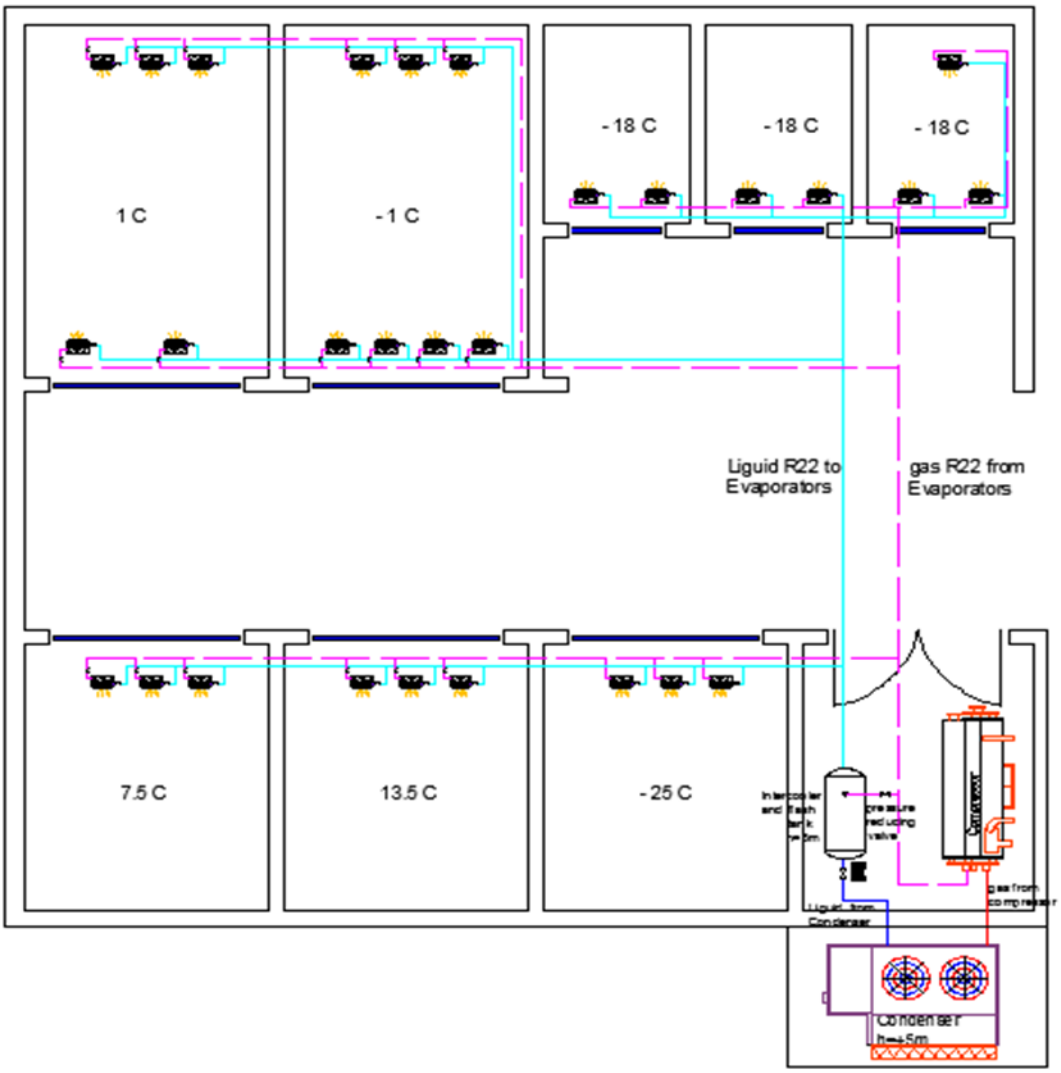
مدل انتخابی کاندنسر { CEN1865 L } می باشد.

.....

## انتخاب شیرانبساط:

برای انتخاب شیرهای انبساط باید ابتدای امر، دلتاپی های شیرو مسیر مبرد را بدست بیاوریم. Pe Pc که دقیقا مشخصه و باید با توجه به دمای تقطیر و تبخیر مبرد به سراغ جداول خاصیت ترمودینامیکی مبرد برویم. برای تعیین دلتاپی یک و دو هم باید ابتدا طول مسیرهای افقی و عمودی را حساب کنیم سپس به سراغ جدول افت فشار بریم که در آخر با جمع تمام افت ها، باکاتالوگ می توانیم شیرو سوزن مناسب برای اواپراتورها انتخاب کنیم.

مادر اینجا به علت ازدیاد دستگاههای اواپراتور از محاسبه تمام آنها صرف نظر می کنیم و به عنوان نمونه برای یادگیری، یکی از مسیرها را انتخاب می کنیم اولین مسیر مربوط به اواپراتور انتهایی سالن A میباشد.




نکته: برای کل اواپراتورها حدود بدست آمده برای Pc یکی می باشد و همچنین اعداد دلتا پی 3 ،4 و 5. حالا با توجه به دمای 35 درجه برای کندانسور از جدول فشار و دمای اشباع مبرد حدود bar 13.562 را میخوانیم و برای دمای اواپراتور که 28- است با میانیابی حدود bar 1.8162 را پیدا می کنیم.

| Temperature °C | Absolute pressure, bar R11 | R12 | R13 | R22 | R502 | R717 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| −60 | | 0.226 | 2.799 | 0.378 | 0.433 | |
| −55 | | 0.300 | 3.438 | 0.498 | 0.637 | |
| −50 | 0.027 | 0.392 | 4.182 | 0.647 | 0.820 | 0.409 |
| −45 | 0.037 | 0.504 | 5.039 | 0.830 | 1.042 | 0.545 |
| −40 | 0.051 | 0.642 | 6.022 | 1.052 | 1.309 | 0.718 |
| −35 | 0.069 | 0.807 | 7.139 | 1.318 | 1.626 | 0.932 |
| −30 | 0.093 | 1.004 | 8.403 | 1.635 | 1.998 | 1.196 |
| −25 | 0.122 | 1.237 | 9.825 | 2.088 | 2.433 | 1.516 |
| −20 | 0.158 | 1.509 | 11.416 | 2.444 | 2.937 | 1.902 |
| −15 | 0.203 | 1.826 | 13.188 | 2.951 | 3.515 | 2.365 |
| −10 | 0.257 | 2.191 | 15.154 | 3.534 | 4.174 | 2.908 |
| −5 | 0.323 | 2.610 | 17.327 | 4.202 | 4.922 | 3.552 |
| 0 | 0.402 | 3.086 | 19.723 | 4.963 | 5.764 | 4.295 |
| 5 | 0.495 | 3.626 | 22.356 | 5.823 | 6.708 | 5.161 |
| 10 | 0.605 | 4.233 | 25.243 | 6.792 | 7.762 | 6.149 |
| 15 | 0.734 | 4.914 | 28.406 | 7.877 | 8.932 | 7.287 |
| 20 | 0.883 | 5.673 | 31.871 | 9.087 | 10.226 | 8.570 |
| 25 | 1.055 | 6.516 | 35.675 | 10.432 | 11.652 | 10.010 |
| 30 | 1.252 | 7.449 | critical | 11.921 | 13.219 | 11.670 |
| 35 | 1.476 | 8.477 | | 13.562 | 14.936 | 13.500 |
| 40 | 1.731 | 9.607 | | 15.365 | 16.812 | 15.540 |
| 45 | 2.018 | 10.840 | | 17.341 | 18.859 | 17.820 |
| 50 | 2.340 | 12.190 | | 19.499 | 21.087 | 20.330 |

Standard atmosphere = 1.01325 bar

R11 trichlorofluoromethane
R12 dichlorodifluoromethane
R13 monochlorotrifluoromethane
R22 monochlorodifluoromethane
R502 azeotropic (R22 + R115)
R717 organic $NH_3$

جدول فشار و دمای اشباع مبرد

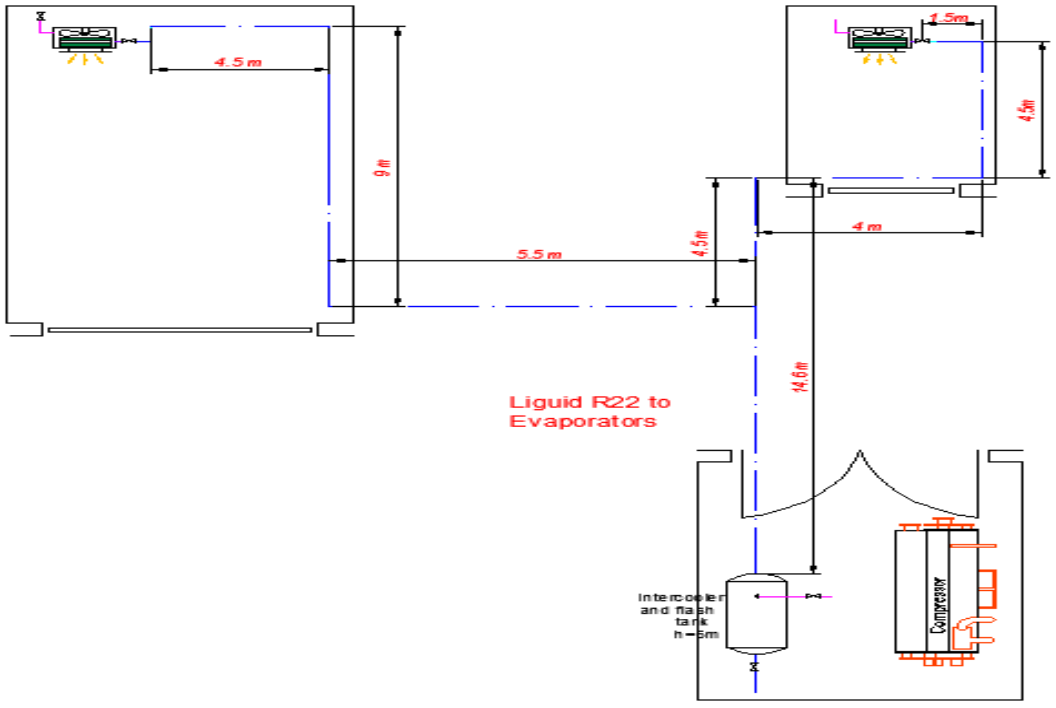
حالاباتوجه به متراژلوله های عمودی افت فشار درخط مایع عمودی راپیدامی کنیم.

باتگاه کردن به نقشه لوله کشی سردخانه ازمنبع جداکن وخنک کن که مایع مبردمادرآنجا جمع میشود تامحل اواپراتورسالنA حدود 2 متراختلاف ارتفاع داریم که ما

درایناجاعدد 0.7 استخراج شده ازجدول راتقسیم برسه می کنیم چون ارتفاع ماهم نسبت به ارتفاع ذکر شده جدول یک سوم است.

| Refrigerant | Static pressure drop $\Delta P_2$ bar at height difference h between evaporator and receiver | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 6m | 12m | 18m | 24m | 30m |
| R-22 | 0.7 | 1.4 | 2.1 | 2.8 | 3.5 |
| R-134a | 0.7 | 1.4 | 2.1 | 2.8 | 3.6 |
| R-404A | 0.8 | 1.3 | 1.9 | 2.5 | 3.2 |
| R-12 | 0.8 | 1.5 | 2.3 | 3.1 | 3.9 |
| R-502 | 0.7 | 1.5 | 2.2 | 2.9 | 3.7 |

سپس با متراژ کردن طول لوله افقی از منبع جداکن تا اواپراتور مورد نظر مون متراژی برابر با 24.6 متر افقی را بدست می آوریم و بعد به سراغ جدول رفته و افت فشار خط افقی را هم حساب می کنیم.



با استفاده از جدول بالا و دمای روند شده اواپراتور 30- و ظرفیت اواپراتور 15000 وات، با میانیابی حدود 219 پاسکال بر متر و 14.68 قطر داخلی لوله را میابیم. با ضرب کردن طول لوله در این حدود و تقسیم کردن آن بر 100000 افت تقریبی در خط افقی مایع بدست می آید.

$$\Delta P_1 = 24.6 \times \frac{219}{100000} = 0.054 \ \mathbf{bar}$$

| R 22 | ETTRIN<br>ONE STAGE<br>EINSTUFIG | VAESKELEDNING<br>LIQUID LINE<br>FLUESSIGKEITSLEIT. | KOBBERRØR<br>COPPER TUBE<br>KUPFERROHR | KONDENSERINGSTEMPERATUR +30 GR.C.<br>CONDENSING TEMPERATURE +30 DGR.C.<br>VERFLUESSIGUNGSTEMPERATUR +30 GR.C. | CANFOSS A/S<br>SEP.1979<br>NR.3123 |
|---|---|---|---|---|---|

| Q2 | T2 = 10 GR.C.(DGR.C.) | | | T2 = 0 GR.C.(DGR.C.) | | | T2 = -10 GR.C.(DGR.C.) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| W=J/S | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M |
| 1000. | 0.50 | 3.49 | 1400. | 0.50 | 3.53 | 1381. | 0.50 | 3.57 | 1360. |
| 1600. | 0.50 | 4.41 | 1044. | 0.50 | 4.46 | 1029. | 0.50 | 4.51 | 1014. |
| 2500. | 0.50 | 5.51 | 790. | 0.50 | 5.57 | 779. | 0.50 | 5.64 | 767. |
| 4000. | 0.50 | 6.97 | 589. | 0.50 | 7.05 | 581. | 0.50 | 7.14 | 572. |
| 6300. | 0.50 | 8.75 | 443. | 0.50 | 8.85 | 437. | 0.50 | 8.96 | 431. |
| 10000. | 0.50 | 11.02 | 332. | 0.50 | 11.15 | 327. | 0.50 | 11.28 | 323. |
| 16000. | 0.50 | 13.94 | 248. | 0.50 | 14.10 | 244. | 0.50 | 14.27 | 240. |
| 25000. | 0.50 | 17.43 | 187. | 0.50 | 17.63 | 185. | 0.50 | 17.84 | 182. |
| 40000. | 0.50 | 22.05 | 140. | 0.50 | 22.29 | 138. | 0.50 | 22.57 | 136. |
| 63000. | 0.50 | 27.67 | 105. | 0.50 | 27.98 | 104. | 0.50 | 28.32 | 102. |
| 100000. | 0.50 | 34.86 | 79. | 0.50 | 35.25 | 78. | 0.50 | 35.68 | 76. |
| 160000. | 0.50 | 44.09 | 59. | 0.50 | 44.59 | 58. | 0.50 | 45.13 | 57. |
| 250000. | 0.50 | 55.11 | 45. | 0.50 | 55.74 | 44. | 0.50 | 56.41 | 44. |
| 400000. | 0.50 | 69.71 | 34. | 0.50 | 70.50 | 33. | 0.50 | 71.36 | 33. |
| 630000. | 0.50 | 87.49 | 26. | 0.50 | 88.48 | 26. | 0.50 | 89.56 | 25. |
| 1000000. | 0.50 | 110.23 | 20. | 0.50 | 111.47 | 19. | 0.50 | 112.83 | 19. |

| Q2 | T2 = -20 GR.C.(DGR.C.) | | | T2 = -30 GR.C.(DGR.C.) | | | T2 = -40 GR.C.(DGR.C.) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| W=J/S | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M | W M/S | ID MM | DELTAP/L PA/M |
| 1000. | 0.50 | 3.62 | 1337. | 0.50 | 3.67 | 1313. | 0.50 | 3.73 | 1288. |
| 1600. | 0.50 | 4.58 | 996. | 0.50 | 4.64 | 979. | 0.50 | 4.71 | 960. |
| 2500. | 0.50 | 5.72 | 754. | 0.50 | 5.80 | 741. | 0.50 | 5.89 | 727. |
| 4000. | 0.50 | 7.24 | 562. | 0.50 | 7.34 | 552. | 0.50 | 7.45 | 542. |
| 6300. | 0.50 | 9.08 | 423. | 0.50 | 9.21 | 416. | 0.50 | 9.35 | 408. |
| 10000. | 0.50 | 11.44 | 317. | 0.50 | 11.61 | 311. | 0.50 | 11.78 | 304. |
| 16000. | 0.50 | 14.47 | 236. | 0.50 | 14.68 | 232. | 0.50 | 14.91 | 228. |
| 25000. | 0.50 | 18.09 | 179. | 0.50 | 18.35 | 176. | 0.50 | 18.63 | 172. |
| 40000. | 0.50 | 22.88 | 133. | 0.50 | 23.21 | 131. | 0.50 | 23.57 | 128. |
| 63000. | 0.50 | 28.72 | 100. | 0.50 | 29.13 | 99. | 0.50 | 29.58 | 97. |
| 100000. | 0.50 | 36.18 | 75. | 0.50 | 36.70 | 74. | 0.50 | 37.26 | 72. |
| 160000. | 0.50 | 45.76 | 56. | 0.50 | 46.43 | 55. | 0.50 | 47.14 | 54. |
| 250000. | 0.50 | 57.21 | 43. | 0.50 | 58.03 | 42. | 0.50 | 58.92 | 41. |
| 400000. | 0.50 | 72.36 | 32. | 0.50 | 73.41 | 32. | 0.50 | 74.53 | 31. |
| 630000. | 0.50 | 90.81 | 25. | 0.50 | 92.12 | 24. | 0.50 | 93.53 | 24. |
| 1000000. | 0.50 | 114.41 | 19. | 0.50 | 116.06 | 19. | 0.50 | 117.84 | 18. |

حالاافت فشارهارابا‌هم جمع کرده تاافت فشار کلی بدست آید.

$\mathbf{P_e = 13.562\ bar}$ $\mathbf{P_c = 1.817\ bar}$

$\mathbf{\Delta P_1 = 0.054\ bar}$ $\mathbf{\Delta P_2 = 0.233\ bar}$

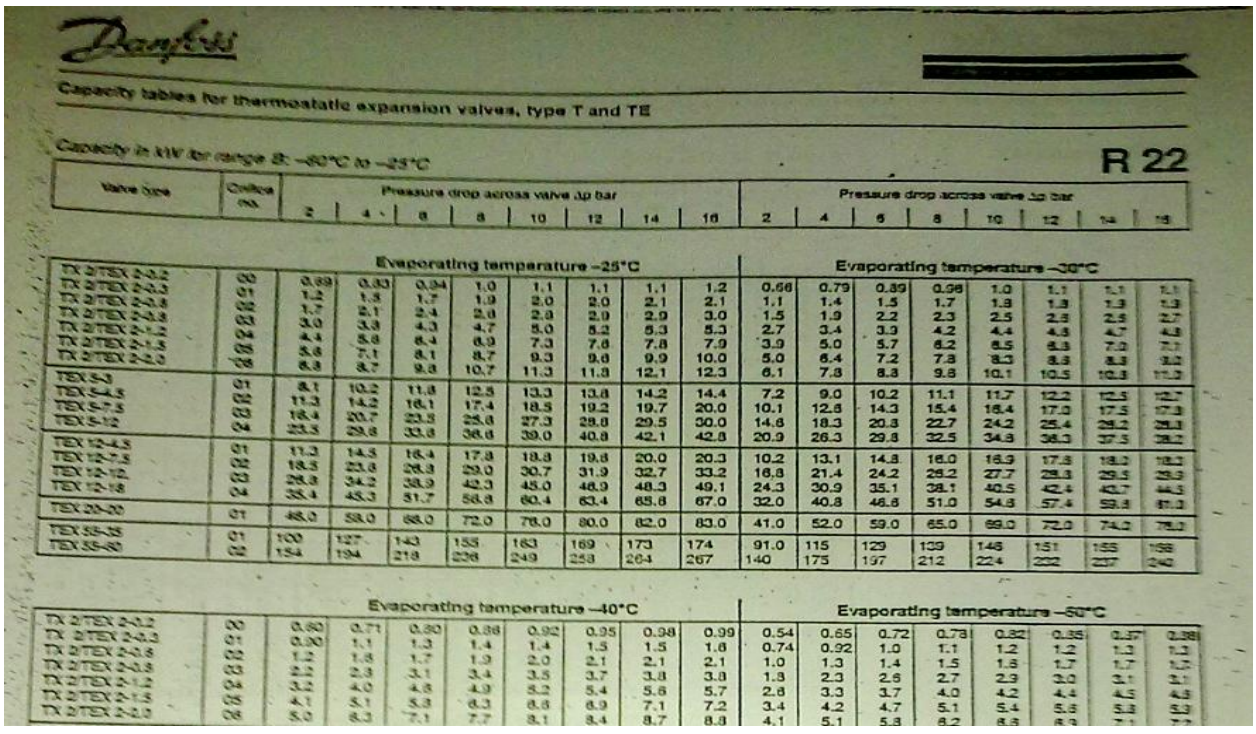
$\mathbf{\Delta P_3 = 0.2\ bar}$ $\mathbf{\Delta P_4 = 0.5\ bar}$

$\mathbf{\Delta P_5 = 0.5\ bar}$

$$\Delta P_T = (13.562 - 1.817) - \{0.054 + 0.233 + 0.2 + 0.5 + 0.5\}$$
$$= 10.258 \sim 10\ \text{bar}$$

حالابا‌افت فشار روندشده کلی 10بار وظرفیت اواپراتور 15کیلووات به سراغ کاتالوگ شیرهای انبساط مخصوص فریون 22میرویم وشیروسوزنی را انتخاب می کنیم که در افت فشار 10بار بتواند ظرفیت 15کیلووات رابرای ما‌فراهم سازد.

ازکاتالوگ شیرمدل TEX 5-4.5 باسوزن 02 انتخاب می شود.



Danfoss

Capacity tables for thermostatic expansion valves, type T and TE

Capacity in kW for range B: –60°C to –25°C

R 22

| Valve type | Orifice no. | Pressure drop across valve Δp bar | | | | | | | | Pressure drop across valve Δp bar | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 |
| | | Evaporating temperature –25°C | | | | | | | | Evaporating temperature –30°C | | | | | | | |
| TX 2/TEX 2-0.2 | 00 | 0.69 | 0.83 | 0.94 | 1.0 | 1.1 | 1.1 | 1.1 | 1.2 | 0.66 | 0.79 | 0.89 | 0.98 | 1.0 | 1.1 | 1.1 | 1.1 |
| TX 2/TEX 2-0.3 | 01 | 1.2 | 1.5 | 1.7 | 1.9 | 2.0 | 2.0 | 2.1 | 2.1 | 1.1 | 1.4 | 1.5 | 1.7 | 1.8 | 1.8 | 1.8 | 1.8 |
| TX 2/TEX 2-0.8 | 02 | 1.7 | 2.1 | 2.4 | 2.6 | 2.8 | 2.9 | 2.9 | 3.0 | 1.5 | 1.9 | 2.2 | 2.3 | 2.5 | 2.6 | 2.6 | 2.7 |
| TX 2/TEX 2-1.2 | 03 | 3.0 | 3.8 | 4.3 | 4.7 | 5.0 | 5.2 | 5.3 | 5.3 | 2.7 | 3.4 | 3.9 | 4.2 | 4.4 | 4.6 | 4.7 | 4.8 |
| TX 2/TEX 2-1.5 | 04 | 4.4 | 5.6 | 6.4 | 6.9 | 7.3 | 7.6 | 7.8 | 7.9 | 3.9 | 5.0 | 5.7 | 6.2 | 6.5 | 6.8 | 7.0 | 7.1 |
| TX 2/TEX 2-2.0 | 05 | 5.6 | 7.1 | 8.1 | 8.7 | 9.3 | 9.6 | 9.9 | 10.0 | 5.0 | 6.4 | 7.2 | 7.8 | 8.3 | 8.6 | 8.8 | 9.0 |
| | 06 | 6.8 | 8.7 | 9.8 | 10.7 | 11.3 | 11.8 | 12.1 | 12.3 | 6.1 | 7.8 | 8.8 | 9.8 | 10.1 | 10.5 | 10.8 | 11.0 |
| TEX 5-3 | 01 | 8.1 | 10.2 | 11.8 | 12.5 | 13.3 | 13.8 | 14.2 | 14.4 | 7.2 | 9.0 | 10.2 | 11.1 | 11.7 | 12.2 | 12.5 | 12.7 |
| TEX 5-4.5 | 02 | 11.3 | 14.2 | 16.1 | 17.4 | 18.5 | 19.2 | 19.7 | 20.0 | 10.1 | 12.6 | 14.3 | 15.4 | 16.4 | 17.0 | 17.5 | 17.8 |
| TEX 5-7.5 | 03 | 16.4 | 20.7 | 23.5 | 25.6 | 27.3 | 28.8 | 29.5 | 30.0 | 14.6 | 18.3 | 20.8 | 22.7 | 24.2 | 25.4 | 26.2 | 26.8 |
| TEX 5-12 | 04 | 23.5 | 29.8 | 33.8 | 36.6 | 39.0 | 40.8 | 42.1 | 42.8 | 20.9 | 26.3 | 29.8 | 32.5 | 34.8 | 36.3 | 37.5 | 38.2 |
| TEX 12-4.5 | 01 | 11.3 | 14.5 | 16.4 | 17.8 | 18.8 | 19.6 | 20.0 | 20.3 | 10.2 | 13.1 | 14.8 | 16.0 | 16.9 | 17.6 | 18.0 | 18.3 |
| TEX 12-7.5 | 02 | 18.5 | 23.6 | 26.8 | 29.0 | 30.7 | 31.9 | 32.7 | 33.2 | 16.8 | 21.4 | 24.2 | 26.2 | 27.7 | 28.8 | 29.5 | 29.9 |
| TEX 12-12 | 03 | 28.8 | 34.2 | 38.9 | 42.3 | 45.0 | 46.9 | 48.3 | 49.1 | 24.3 | 30.9 | 35.1 | 38.1 | 40.5 | 42.4 | 43.7 | 44.5 |
| TEX 12-18 | 04 | 35.4 | 45.3 | 51.7 | 56.8 | 60.4 | 63.4 | 65.8 | 67.0 | 32.0 | 40.8 | 46.8 | 51.0 | 54.8 | 57.4 | 59.8 | 61.3 |
| TEX 20-20 | 01 | 48.0 | 58.0 | 66.0 | 72.0 | 78.0 | 80.0 | 82.0 | 83.0 | 41.0 | 52.0 | 59.0 | 65.0 | 69.0 | 72.0 | 74.2 | 76.0 |
| TEX 55-35 | 01 | 100 | 127 | 143 | 155 | 163 | 169 | 173 | 174 | 91.0 | 115 | 129 | 139 | 146 | 151 | 155 | 158 |
| TEX 55-60 | 02 | 154 | 194 | 218 | 236 | 249 | 258 | 264 | 267 | 140 | 175 | 197 | 212 | 224 | 232 | 237 | 240 |
| | | Evaporating temperature –40°C | | | | | | | | Evaporating temperature –50°C | | | | | | | |
| TX 2/TEX 2-0.2 | 00 | 0.80 | 0.71 | 0.80 | 0.88 | 0.92 | 0.95 | 0.98 | 0.99 | 0.54 | 0.65 | 0.72 | 0.78 | 0.82 | 0.85 | 0.87 | 0.88 |
| TX 2/TEX 2-0.3 | 01 | 0.90 | 1.1 | 1.3 | 1.4 | 1.4 | 1.5 | 1.5 | 1.6 | 0.74 | 0.92 | 1.0 | 1.1 | 1.2 | 1.2 | 1.3 | 1.3 |
| TX 2/TEX 2-0.8 | 02 | 1.2 | 1.6 | 1.7 | 1.9 | 2.0 | 2.1 | 2.1 | 2.1 | 1.0 | 1.3 | 1.4 | 1.5 | 1.6 | 1.7 | 1.7 | 1.7 |
| TX 2/TEX 2-1.2 | 03 | 2.2 | 2.9 | 3.1 | 3.4 | 3.5 | 3.7 | 3.8 | 3.8 | 1.8 | 2.3 | 2.6 | 2.7 | 2.9 | 3.0 | 3.1 | 3.1 |
| TX 2/TEX 2-1.5 | 04 | 3.2 | 4.0 | 4.6 | 4.9 | 5.2 | 5.4 | 5.6 | 5.7 | 2.8 | 3.3 | 3.7 | 4.0 | 4.2 | 4.4 | 4.5 | 4.6 |
| TX 2/TEX 2-2.0 | 05 | 4.1 | 5.1 | 5.8 | 6.3 | 6.6 | 6.9 | 7.1 | 7.2 | 3.4 | 4.2 | 4.7 | 5.1 | 5.4 | 5.6 | 5.8 | 5.9 |
| | 06 | 5.0 | 6.3 | 7.1 | 7.7 | 8.1 | 8.4 | 8.7 | 8.8 | 4.1 | 5.1 | 5.8 | 6.2 | 6.6 | 6.9 | 7.1 | 7.2 |

## محاسبه و انتخاب مخزن جداکن و خنک کن برای سردخانه:

در اینجا ابتدا باید مقدار دبی جرمی را طبق فرمول زیر حساب کنیم.

$$Q_e\ kw = m\frac{kg}{m^3}(h_1 - h_7)\frac{kj}{kg} \qquad \{m = \frac{Q_e}{(h_1 - h_7)}\}$$

$Q_e$=ظرفیت برودتی یا همان ظرفیت کمپرسور بر حسب کیلووات. 1280

$m$=دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب.

$RE\ (h_1 - h_7)$=که اثر تبرید است و بر حسب کیلوژول بر کیلوگرم است.

$h_1$=آنتالپی بخار اشباع در نقطه تبخیر منفی بیست و هشت درجه که از روی دیاگرام یا جدول ترمودینامیکی خواص مبرد خوانده می شود.

$h_7$=آنتالپی مایع اشباع در نقطه تقطیر مثبت سی و پنج درجه که از روی دیاگرام یا جدول ترمودینامیکی خواص مبرد خوانده می شود.

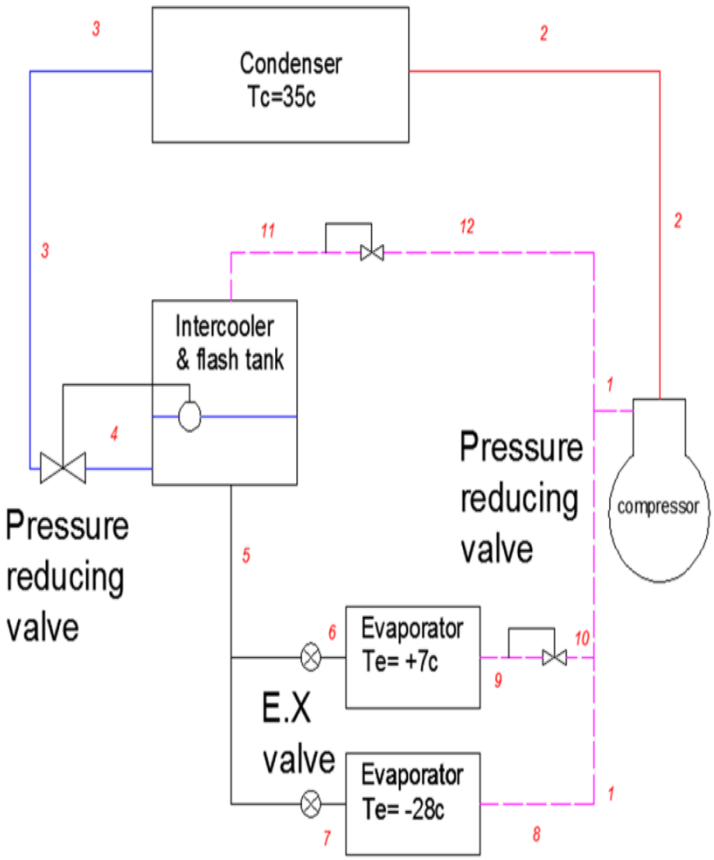
$\vartheta$= حجم مخصوص مبرد در دمای تبخیر منفی بیست هشت درجه که بر حسب لیتر بر کیلوگرم است و باید به متر مکعب بر کیلوگرم تبدیل شود.

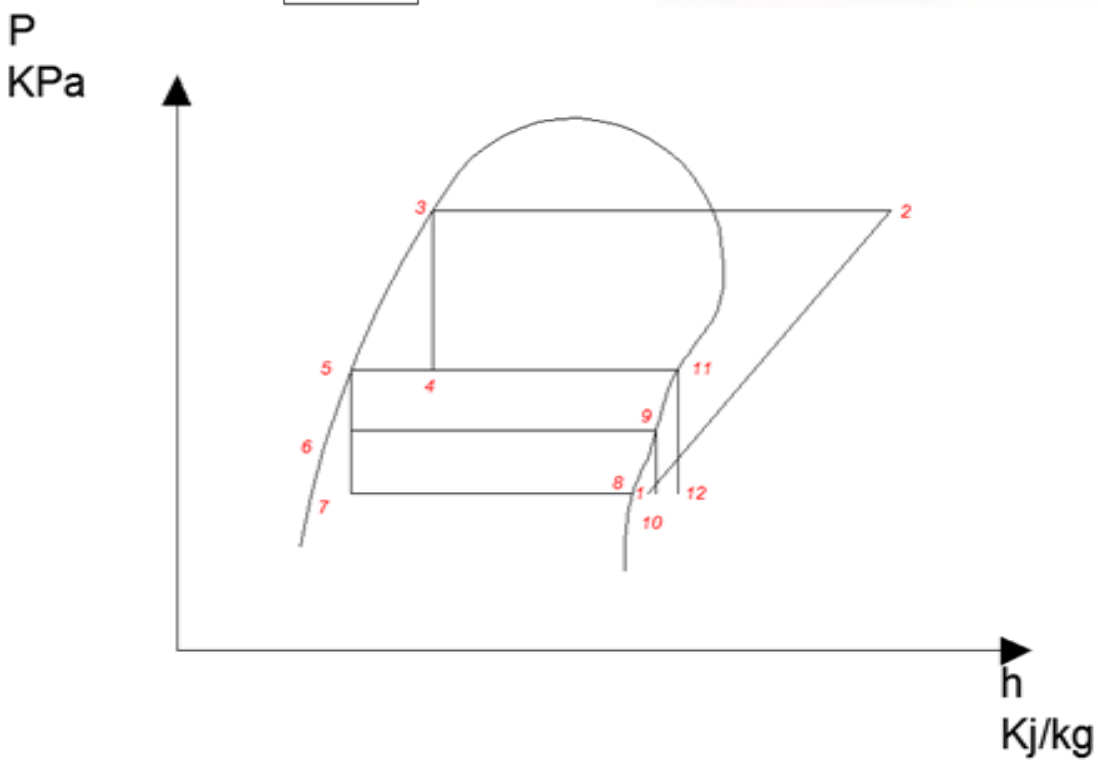
$$m = \frac{Q_e}{(h_1 - h_7)} = \frac{1280}{(394.027 - 243.114)} = 8.48\ \frac{kg}{s}$$

$$V\left(\frac{m^3}{s}\right) = m\left(\frac{kg}{s}\right) * V\left(\frac{m^3}{Kg}\right) = 8.48 * \{125.563*1000\} = 1064775\frac{m^3}{s}$$

در فرمول بالا دبی حجمی بخار مبرد بر حسب متر مکعب بر ثانیه=دبی جرمی مبرد بر حسب کیلوگرم بر ثانیه× حجم مخصوص مبرد بر حسب متر مکعب بر کیلوگرم.

حالا با داشتن دبی حجمی مبرد و با استفاده از کاتالوگ کارخانه سازنده، نوع، مدل و اندازه مخزن سردکن و جداکن انتخاب می شود.


3
Condenser
Tc=35c
2
3
11
12
2
Intercooler
& flash tank
1
4
Pressure
reducing
valve
compressor
Pressure
reducing
valve
5
6
Evaporator
Te= +7c
10
9
E.X
valve
Evaporator
Te= -28c
1
7
8


P
KPa
3
2
5
4
11
9
6
8
1
12
7
10
h
Kj/kg

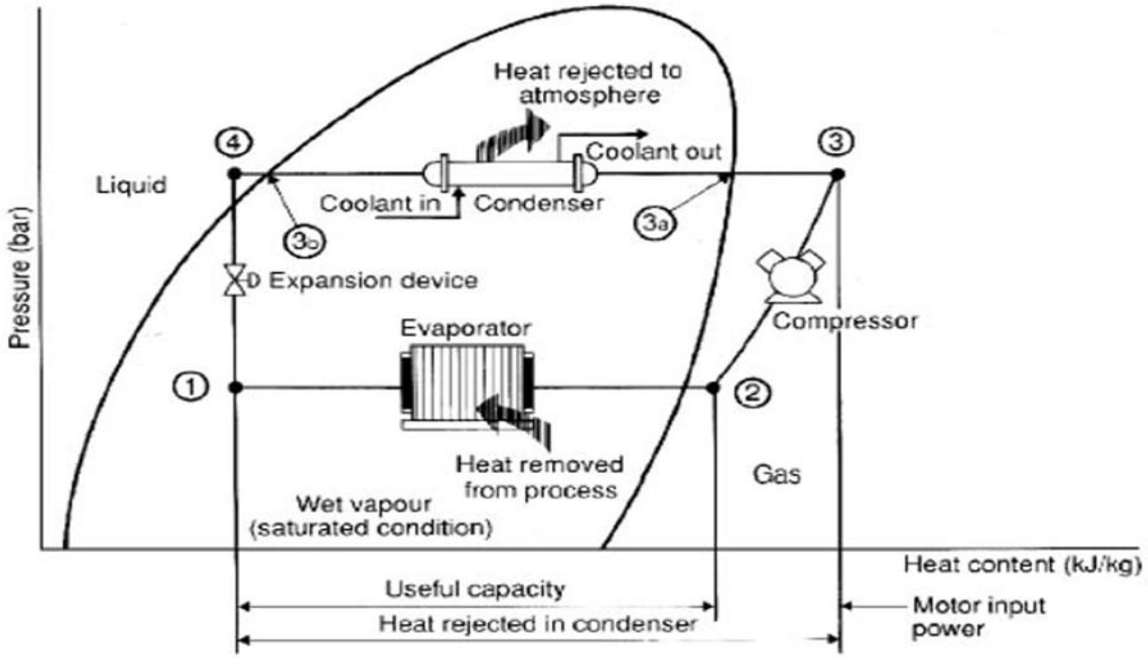
CHAPTER 3

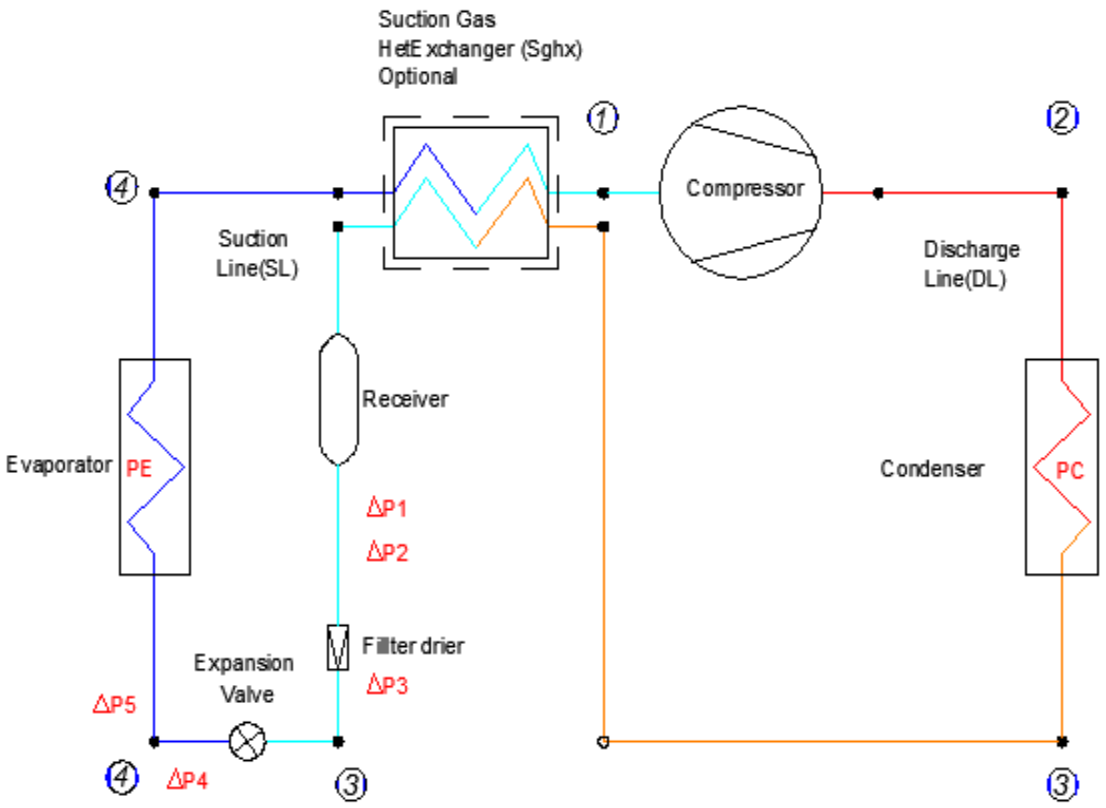
# اصول طراحی لوله کشی در سرد خانه

# طراحی لوله کشی در سیستم های سردکننده

در اینجا جادارد که در ابتدا بطور مختصر و محض یادآوری به تشریح سیکل و قسمت های مهم آن بپردازیم.

در سیستم تبرید تراکمی چهار دستگاه اصلی وجود دارد کمپرسور، کاندنسر، اواپراتور و شیر انبساط کمپرسور گاز مبرد را در مدار جریان داده و همچنین فشار آنرا افزایش می دهد. گاز داغ خارج شده از کمپرسور وارد کاندنسر شده و در اثر انتقال حرارت با محیط یا سیال سرد به مایع تبدیل می شود. مایع مبرد خارج شده از کاندنسر به شیر انبساط می رسد و در اثر افت فشاری که شیر ایجاد می کند فشار مایع مبرد و دمای آن کاهش می یابد. در اثر افت فشار ایجاد شده در شیر انبساط مقداری از مایع مبرد تبدیل به گاز شده و مخلوطی از مایع و گاز مبرد وارد اواپراتور می شود. در اثر انتقال حرارت در اواپراتور (با هوا یا با سیال در حال خنک شدن) باقیمانده مایع مبرد در اواپراتور تبخیر شده و در خروجی اواپراتور گاز فوق داغ خارج شده و وارد کمپرسور می شود. به این ترتیب سیکل تبرید ادامه میابد.






*Description of model and refrigeration cycle*

## تعاریف اساسی و مهم

**گاز سوپرهیت شده در خط مکش:** ورودی مایع مبرد به کمپرسور باعث ایجاد فشار هیدرواستاتیکی در کمپرسور می شود چون مایع قابل تراکم نیست و اگر مایع وارد کمپرسور شود صدمه شدیدی به آن وارد می کند لذا در خط مکش فقط باید گاز مبرد باشد. این کار را به کمک شیر انبساط ترموستاتیکی انجام می دهیم. حباب شیر انبساط که بر روی خط مکش وصل است به شیر دستور باز و بسته شدن را داده و در نتیجه فقط گاز سوپرهیت شده به کمپرسور می رسد.

مقدار سوپرهیت شدن گاز باید حدود 3 الی 4 درجه سانتیگراد باشد که همه شیرهای انبساطی ترموستاتیکی برای این محدوده تنظیم و ساخته می شوند.

مثلا اگر دمای اواپراتور 20- باشد، 4 درجه سوپرهیت داشته باشیم گاز خروجی از اواپراتور دمایی معادل 16- خواهد داشت.

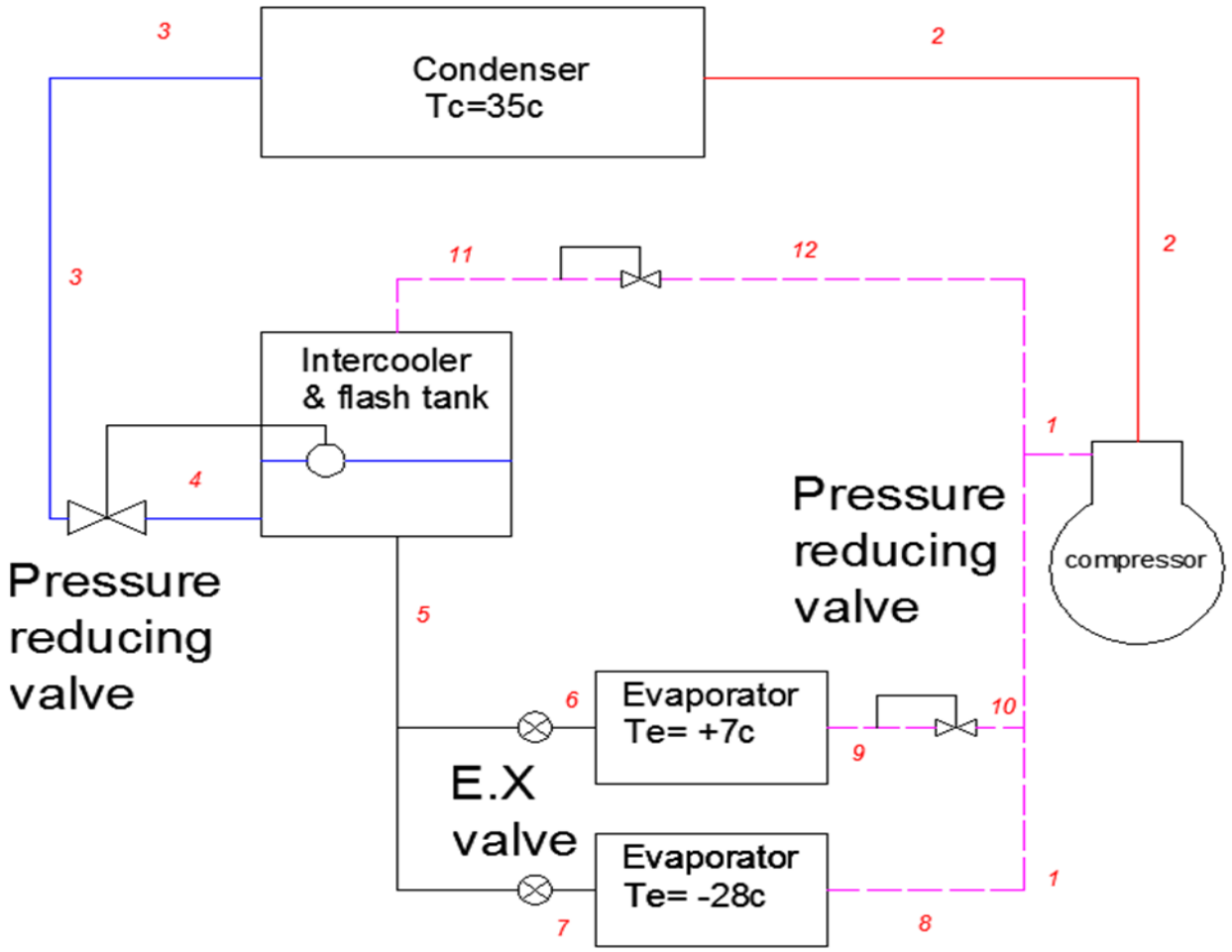
سوپرهیت بیش از حد باعث می شود که کمپرسور برق بیشتری مصرف کند. ضرر دیگر سوپرهیت بیش از حد این است که بازده ای اواپراتور را کاهش می دهد چون قسمتی از سطح اواپراتور برای سوپرهیت کردن گاز استفاده شده و در واقع سطح مفید اواپراتور کاهش می یابد. سوپرهیت خیلی کم یا صفر نیز به نوبه خود احتمال خروج مایع مبرد از اواپراتور را افزایش می دهد.

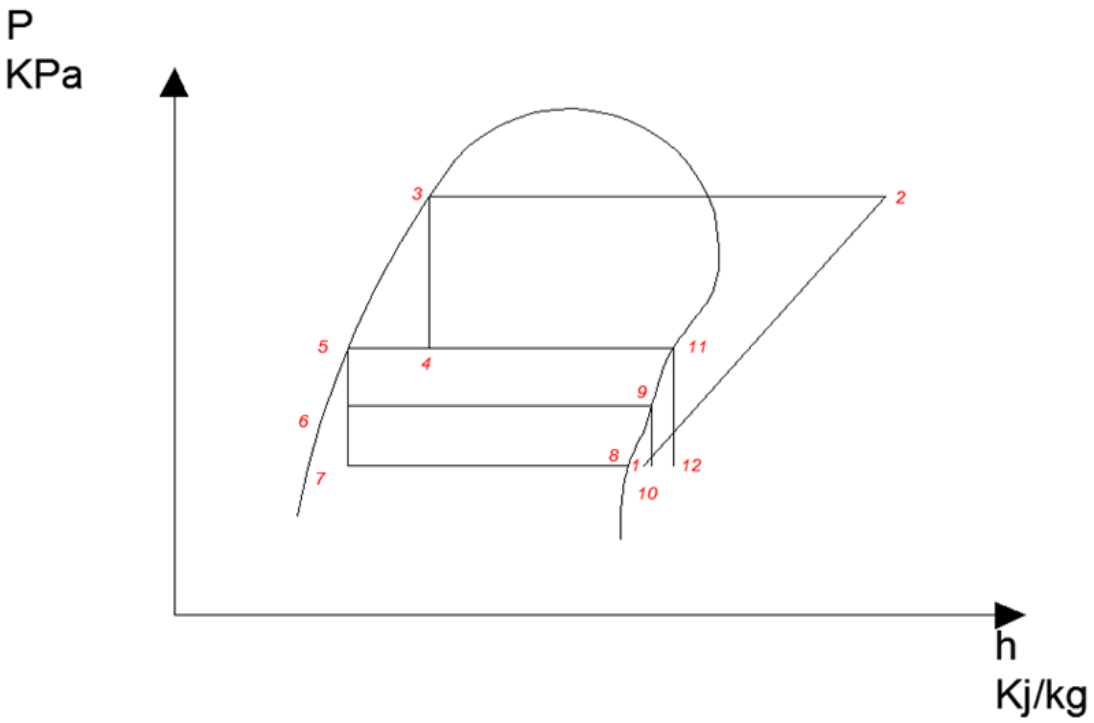
**مایع ساب کول شده در خط مایع:** گاز فوق داغ وارد شده به کاندنسر در اثر انتقال حرارت به مایع مبرد تبدیل می شود و به صورت مایع اشباع (در دما و فشار کاندنسر )از کاندنسر خارج می شود. اگر مایع اشباع را بعد دا خنک کنیم (این کار در خود کاندنسر انجام می شود)مایع ساب کول می شود.

مثلا اگر دمای کاندنسر 50 باشد و دمای خروجی مایع از کاندنسر 48 باشد یعنی 2 درجه مایع ساب کول شده است. مزیت این کار این است که مقدار کمتری از مایع در اثر افت فشار شیر انبساط به گاز تبدیل می شود و در نتیجه مایع بیشتری به اواپراتور رسیده و ظرفیت بیشتری از اواپراتور گرفته می شود.

- انتقال حرارت در کاندنسر و اواپراتور برای اکثر مبردها در دما و فشار ثابت انجام می شود.
- در اواپراتور مایع مبرد است که از محیط یا سیال حرارت دریافت کرده و تبخیر می شود.
- از اواپراتور فقط گاز مبرد باید خارج شود و مایع نباید به کمپرسور برسد.
- شیر انبساط ترموستاتیکی جریان مبرد به اواپراتور را طوری افزایش و کاهش میدهد که فقط گاز سوپرهیت شده وارد کمپرسور شود.
- سوپرهیت بیش از حد مصرف برق را افزایش و بازدهی سیستم را کاهش می دهد.
- ساب کول شدن مایع مبرد در کاندنسر باعث افزایش ظرفیت سیستم می شود.
- افزایش بار بر روی اواپراتور باعث می شود که شیر انبساط بیشتر باز شود و مبرد بیشتری به اواپراتور می رسد.
- وقتی شیر انبساط بیشتر باز شود و مبرد بیشتری به اواپراتور برسد دما و فشار اواپراتور افزایش می یابد.

در این سیستم سردخانه ما چون اغلب از اواپراتورهایی با درجه حرارتهای مختلف استفاده شده که در ثماتیک و دیاگرام زیر نشان داده شده. در این سیستم نصب یک شیر فشار شکن روی خروجی اواپراتورهایی که با درجه حرارت بالا کار می کنند و همچنین برگشت مبرد از مخزن جدا کن، خنک کن به کمپرسور ضروریست زیرا برای تنظیم فشار و نگهداشتن اواپراتور مربوطه در درجه حرارت ذکر شده در مقابل اواپراتور دیگر که در درجه حرارت کمتری عمل می کند بوجود چنین شیری احتیاج مبرم می باشد.






دریک سیستم سردکننده لوله های ارتباطی بین کمپرسور و اواپراتور و کاندنسر بترتیب اهمیت عبارتند از:

1. لوله مکش کمپرسور= لوله ارتباطی بین اواپراتور و کمپرسور که حامل بخار سرد با فشار کم می باشد.
2. لوله دهش کمپرسور= لوله ارتباطی بین کمپرسور و کاندنسر که حامل بخار داغ با فشار زیاد می باشد.
3. لوله خط مایع= لوله ارتباطی بین کاندنسر و شیر انبساط که حامل مایع سرمازا در فشار زیاد می باشد.

باتوجه به اینکه تغییرات طول و قطر لوله ها در ظرفیت و قدرت و راندمان دستگاههای سردکننده تاثیر به سزایی دارند لازمست در طرح و محاسبه قطر لوله ها نکات زیر در نظر گرفته شود.

الف) مطمئن باشید که کلیه اوپراتورها ماده سرمازای مورد نیاز را دریافت کنند.

ب) مطمئن باشید که روغن بطور مرتب از گاز جدا و به کمپرسور برگشت داده شود.

ج) توجه داشته باشید که افت فشارهای غیر ضروری در سیستم پیش نیاید چون باعث کاهش ظرفیت سیستم و کاهش ضریب عملکرد خواهد بود.

د) در هنگام کار و حتی در زمان توقف دستگاه کمپرسور سعی کنید از ورود مایع مبرد به کمپرسور جلوگیری بعمل آید.

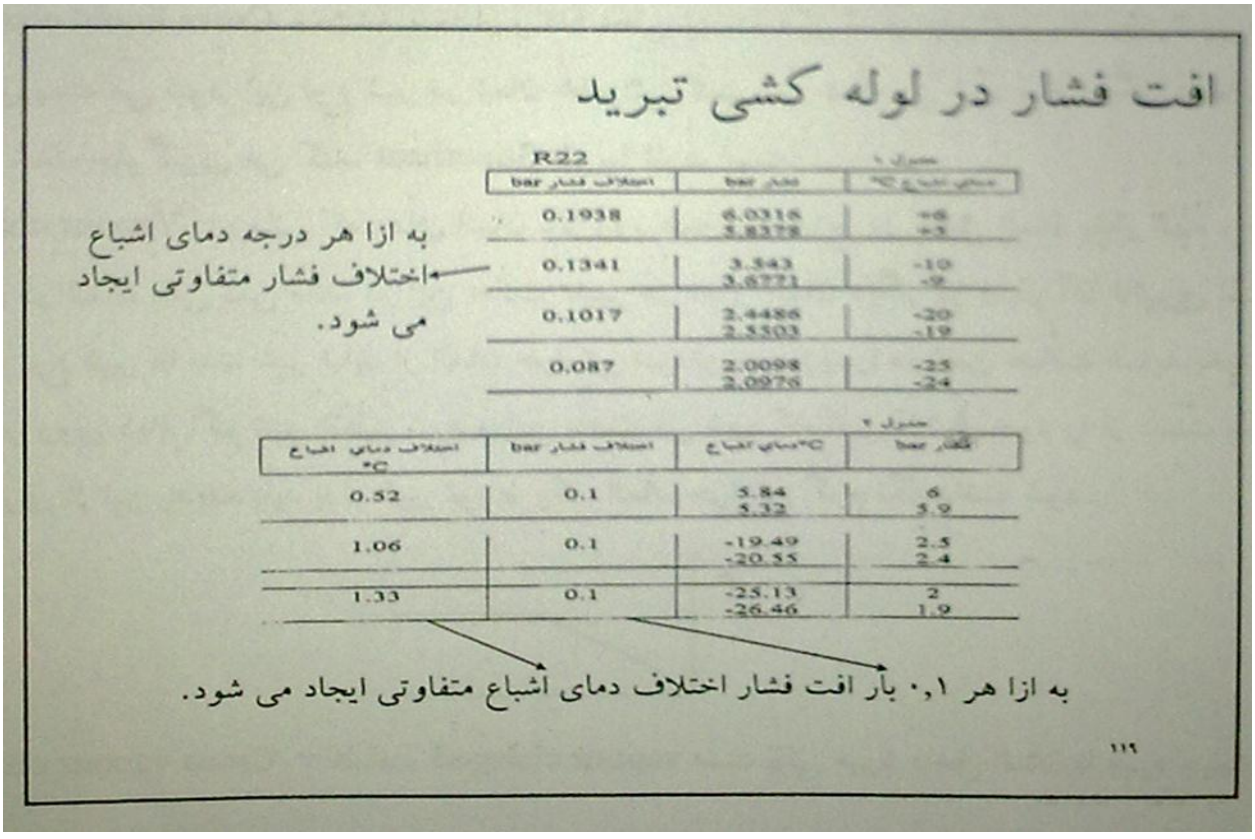
ذ) سعی شود روغن در اوپراتور و یا در لوله مکش مدار ورودی به کمپرسور جدا شود تا احیانا از ضربه و صدمه رساندن به کمپرسور جلوگیری شود.

# مراحل تعیین ا ندازه قطر لوله

# مراحل تعیین اندازه قطر لوله

حالا با توجه به نکات و موارد مهم ذکر شده فوق باید با دقت به تعیین قطر لوله ها بپردازیم اما قبل از تعریف و شناخت مراحل کار لازم به که یک نکته مهم بدونیم و اون اینکه تعیین قطر مناسب برای لوله های حامل مبرد باعث می شود که افت فشار بیش از حدد سیستم ایجاد نشود و همچنین باعث برگشت صحیح روغن در مدار میشود. افت فشار در سیستم تبرید به جای واحد فشار به واحد دما بیان می شود. یعنی که افت فشاری در لوله مناسب است که به ازای آن افت؛ یک درجه سانتیگراد دمای اشباع مبرد کاهش یابد. استفاده از این ملاک بدین منظور است که افت فشار مبرد با دمای اشباع آن متغیر است. با رجوع به جدول زیر این مطلب به وضوح دیده میشود.

$\Delta P_{line}$=1 C کاهش در دمای اشباع مبرد



درجدول 1 مشاهده می شود که به ازای تغییر یک درجه سانتیگراد در دمای اشباع مبرد اختلاف فشارهای متفاوتی ایجاد میشود. هر چقدر که دمای اشباع مبرد بالاتر باشد افت فشار بیشتری اعمال می شود در جدول 2 مشاهده میشود که اگر ملاک را افت فشار بگیریم مثلا 0.1 بار، در دماهای پایین اختلاف دمای اشباع مبرد بیشتر می شود. معمولا افت فشار در خط مکش کمپرسور را بین 0.5 الی 1.5 درجه سانتیگراد و در خط مایع حدود 1 الی 2 درجه در نظر می گیریم. چون افت فشار خط مکش مستقیما بر روی کمپرسور تاثیر منفی دارد لذا افت فشار در این خط باید کمتر در نظر گرفته شود.

مراحل تعیین قطر لوله

1= تعیین ظرفیت ماکزیمم سیستم یا همون $Q_{e.max}$.

2= تعیین دمای اواپراتور سیستم یا همون تی ای $t_{e.}$

3= تعیین طول معادل لوله

4= مراجعه به جداول شماره سه که در زیر آمده و تعیین قطر لوله

5= محاسبه $\Delta t$ واقعی و بررسی آن (اگه از یک بزرگتر باشه باید یک سایز قطر بزرگتری انتخاب کنیم) که از فرمل زیر محاسبه میشه.

$$\Delta t_{\text{واقعی}} = \Delta t_{\text{جدول}} \times \text{طول معادل برحسب متر} \times \left( \frac{\text{ظرفیت واقعی بر حسب کیلووات}}{\text{ظرفیت جدول بر حسب کیلووات}} \right)^{1.8}$$

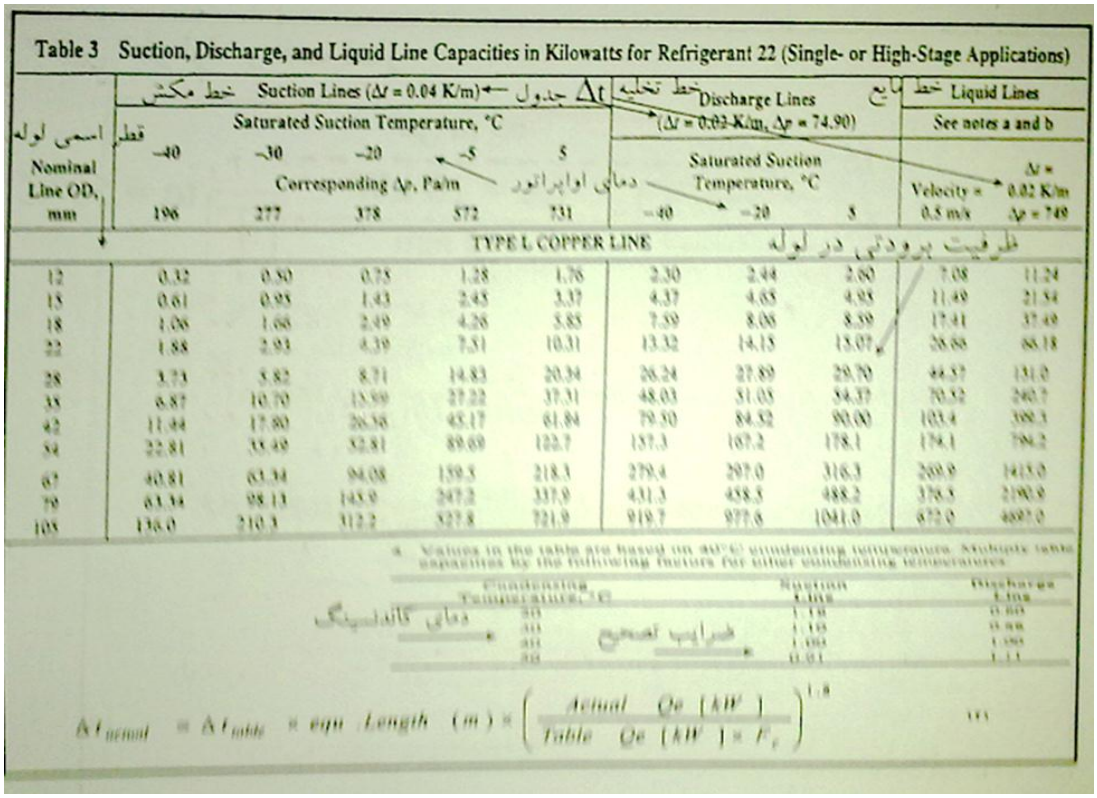


**Table 3 Suction, Discharge, and Liquid Line Capacities in Kilowatts for Refrigerant 22 (Single- or High-Stage Applications)**

| Nominal Line OD, mm | Suction Lines ($\Delta t$ = 0.04 K/m) Saturated Suction Temperature, °C | | | | | Discharge Lines ($\Delta t$ = 0.02 K/m, $\Delta p$ = 74.90) Saturated Suction Temperature, °C | | | Liquid Lines See notes a and b | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | −40 | −30 | −20 | −5 | 5 | | | | Velocity = 0.5 m/s | $\Delta t$ = 0.02 K/m $\Delta p$ = 749 |
| | Corresponding $\Delta p$, Pa/m | | | | | | | | | |
| | 196 | 277 | 378 | 572 | 731 | −40 | −20 | 5 | | |
| TYPE L COPPER LINE | | | | | | | | | | |
| 12 | 0.32 | 0.50 | 0.75 | 1.28 | 1.76 | 2.30 | 2.44 | 2.60 | 7.08 | 11.24 |
| 15 | 0.61 | 0.95 | 1.43 | 2.45 | 3.37 | 4.37 | 4.65 | 4.95 | 11.49 | 21.54 |
| 18 | 1.06 | 1.66 | 2.49 | 4.26 | 5.85 | 7.59 | 8.06 | 8.59 | 17.41 | 37.49 |
| 22 | 1.88 | 2.93 | 4.39 | 7.51 | 10.31 | 13.32 | 14.15 | 15.07 | 26.66 | 66.18 |
| 28 | 3.73 | 5.82 | 8.71 | 14.83 | 20.34 | 26.24 | 27.89 | 29.70 | 44.57 | 131.0 |
| 35 | 6.87 | 10.70 | 15.99 | 27.22 | 37.31 | 48.03 | 51.05 | 54.37 | 70.52 | 240.7 |
| 42 | 11.44 | 17.80 | 26.56 | 45.17 | 61.84 | 79.50 | 84.52 | 90.00 | 103.4 | 399.3 |
| 54 | 22.81 | 35.49 | 52.81 | 89.69 | 122.7 | 157.3 | 167.2 | 178.1 | 174.1 | 794.2 |
| 67 | 40.81 | 63.34 | 94.08 | 159.5 | 218.3 | 279.4 | 297.0 | 316.3 | 269.9 | 1415.0 |
| 79 | 63.34 | 98.13 | 145.9 | 247.2 | 337.9 | 431.3 | 458.5 | 488.2 | 376.5 | 2190.9 |
| 105 | 136.0 | 210.3 | 312.2 | 527.8 | 721.9 | 919.7 | 977.6 | 1041.0 | 672.0 | 4697.0 |
| STEEL LINE | | | | | | | | | | |
| 10 | 0.47 | 0.72 | 1.06 | 1.78 | 2.42 | 3.04 | 3.23 | 3.44 | 10.66 | 15.96 |
| 15 | 0.88 | 1.35 | 1.98 | 3.30 | 4.48 | 5.62 | 5.97 | 6.36 | 16.98 | 29.62 |
| 20 | 1.86 | 2.84 | 4.17 | 6.95 | 9.44 | 11.80 | 12.55 | 13.36 | 29.79 | 62.55 |
| 25 | 3.52 | 5.37 | 7.87 | 13.11 | 17.82 | 22.29 | 23.70 | 25.24 | 48.19 | 118.2 |
| 32 | 7.31 | 11.12 | 16.27 | 27.11 | 36.79 | 46.04 | 48.94 | 52.11 | 83.56 | 244.4 |
| 40 | 10.98 | 16.71 | 24.45 | 40.67 | 55.21 | 68.96 | 73.31 | 78.07 | 113.7 | 366.6 |
| 50 | 21.21 | 32.23 | 47.19 | 78.51 | 106.4 | 132.9 | 141.3 | 150.5 | 187.5 | 707.5 |
| 65 | 33.84 | 51.44 | 75.19 | 124.8 | 169.5 | 211.4 | 224.7 | 239.3 | 267.3 | 1127.3 |
| 80 | 59.88 | 90.95 | 132.8 | 220.8 | 299.5 | 373.6 | 397.1 | 422.9 | 412.7 | 1991.3 |
| 100 | 122.3 | 185.6 | 270.7 | 450.1 | 610.6 | 761.7 | 809.7 | 862.2 | 711.2 | 4063.2 |

*Notes:*

1. Table capacities are in kilowatts of refrigeration.
   $\Delta p$ = pressure drop per unit equivalent length of line, Pa/m
   $\Delta t$ = corresponding change in saturation temperature, K/m
2. Line capacity for other saturation temperatures $\Delta t$ and equivalent lengths $L_e$

$$\text{Line capacity} = \text{Table capacity}\left(\frac{\text{Table } L_e}{\text{Actual } L_e} \times \frac{\text{Actual } \Delta t}{\text{Table } \Delta t}\right)^{0.55}$$

3. Saturation temperature $\Delta t$ for other capacities and equivalent lengths $L_e$

$$\Delta t = \text{Table } \Delta t \left(\frac{\text{Actual } L_e}{\text{Table } L_e}\right)\left(\frac{\text{Actual capacity}}{\text{Table capacity}}\right)^{1.8}$$

4. Values in the table are based on 40°C condensing temperature. Multiply table capacities by the following factors for other condensing temperatures.

| Condensing Temperature, °C | Suction Line | Discharge Line |
|---|---|---|
| 20 | 1.18 | 0.80 |
| 30 | 1.10 | 0.88 |
| 40 | 1.00 | 1.00 |
| 50 | 0.91 | 1.11 |

6=تعیین تعداد و نوع اتصالات در مدار.

7=مراجعه به جدول اتصالات و تعیین طول معادل برای آنها.

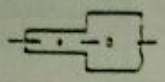
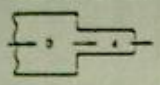
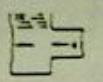
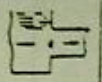
Table 10 Fitting Losses in Equivalent Metres of Pipe

(Screwed, Welded, Flanged, Flared, and Brazed Connections)

| Nominal Pipe or Tube Size, mm | Smooth Bend Elbows | | | | | | Smooth Bend Tees | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 90° Std* | 90° Long-Radius† | 90° Street* | 45° Std* | 45° Street* | 180° Std* | Flow Through Branch | Straight-Through Flow | | |
| | | | | | | | | No Reduction | Reduced 1/4 | Reduced 1/2 |
| 10 | 0.4 | 0.3 | 0.7 | 0.2 | 0.3 | 0.7 | 0.8 | 0.2 | 0.4 | 0.4 |
| 15 | 0.5 | 0.3 | 0.8 | 0.2 | 0.4 | 0.8 | 0.9 | 0.3 | 0.4 | 0.5 |
| 20 | 0.6 | 0.4 | 1.0 | 0.3 | 0.5 | 1.0 | 1.2 | 0.4 | 0.6 | 0.6 |
| 25 | 0.8 | 0.5 | 1.2 | 0.4 | 0.6 | 1.2 | 1.5 | 0.5 | 0.7 | 0.8 |
| 32 | 1.0 | 0.7 | 1.7 | 0.5 | 0.9 | 1.7 | 2.1 | 0.7 | 0.9 | 1.0 |
| 40 | 1.2 | 0.8 | 1.9 | 0.6 | 1.0 | 1.9 | 2.4 | 0.8 | 1.1 | 1.2 |
| 50 | 1.5 | 1.0 | 2.5 | 0.8 | 1.4 | 2.5 | 3.0 | 1.0 | 1.4 | 1.5 |
| 65 | 1.8 | 1.2 | 3.0 | 1.0 | 1.6 | 3.0 | 3.7 | 1.2 | 1.7 | 1.8 |
| 80 | 2.1 | 1.5 | 3.7 | 1.2 | 2.0 | 3.7 | 4.6 | 1.5 | 2.1 | 2.3 |
| 90 | 2.7 | 1.8 | 4.6 | 1.4 | 2.2 | 4.6 | 5.5 | 1.8 | 2.4 | 2.7 |
| 100 | 3.0 | 2.0 | 5.2 | 1.6 | 2.6 | 5.2 | 6.4 | 2.0 | 2.7 | 3.0 |
| 125 | 4.0 | 2.5 | 6.4 | 2.0 | 3.4 | 6.4 | 7.6 | 2.5 | 3.7 | 4.0 |
| 150 | 4.9 | 3.0 | 7.6 | 2.4 | 4.0 | 7.6 | 9 | 3.0 | 4.3 | 4.9 |
| 200 | 6.1 | 4.0 | — | 3.0 | — | 10 | 12 | 4.0 | 5.5 | 6.1 |
| 250 | 7.6 | 4.9 | — | 4.0 | — | 13 | 15 | 4.9 | 7.0 | 7.6 |
| 300 | 9.1 | 5.8 | — | 4.9 | — | 15 | 18 | 5.8 | 7.9 | 9.1 |
| 350 | 10 | 7.0 | — | 5.5 | — | 17 | 21 | 7.0 | 9.1 | 10 |
| 400 | 12 | 7.9 | — | 6.1 | — | 19 | 24 | 7.9 | 11 | 12 |
| 450 | 13 | 8.8 | — | 7.0 | — | 21 | 26 | 8.8 | 12 | 13 |
| 500 | 15 | 10 | — | 7.9 | — | 25 | 30 | 10 | 13 | 15 |
| 600 | 18 | 12 | — | 9.1 | — | 29 | 35 | 12 | 15 | 18 |

*R/D approximately equal to 1. †R/D approximately equal to 1.5.

## Table 11 Special Fitting Losses in Equivalent Metres of Pipe

| Nominal Pipe or Tube Size, mm | Sudden Enlargement, d/D | | | Sudden Contraction, d/D | | | Sharp Edge | | Pipe Projection | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 1/4 | 1/2 | 3/4 | 1/4 | 1/2 | 3/4 | Entrance | Exit | Entrance | Exit |
| |  | | |  | | |  |  | | |
| 10 | 0.4 | 0.2 | 0.1 | 0.2 | 0.2 | 0.1 | 0.5 | 0.2 | 0.5 | 0.3 |
| 15 | 0.5 | 0.3 | 0.1 | 0.3 | 0.3 | 0.1 | 0.5 | 0.3 | 0.5 | 0.5 |
| 20 | 0.8 | 0.5 | 0.2 | 0.4 | 0.3 | 0.2 | 0.9 | 0.4 | 0.9 | 0.7 |
| 25 | 1.0 | 0.6 | 0.2 | 0.5 | 0.4 | 0.2 | 1.1 | 0.5 | 1.1 | 0.8 |
| 32 | 1.4 | 0.9 | 0.3 | 0.7 | 0.5 | 0.3 | 1.6 | 0.8 | 1.6 | 1.3 |
| 40 | 1.8 | 1.1 | 0.4 | 0.9 | 0.7 | 0.4 | 2.0 | 1.0 | 2.0 | 1.5 |
| 50 | 2.4 | 1.5 | 0.5 | 1.2 | 0.9 | 0.5 | 2.7 | 1.3 | 2.7 | 2.1 |
| 65 | 3.0 | 1.9 | 0.6 | 1.5 | 1.2 | 0.6 | 3.7 | 1.7 | 3.7 | 2.7 |
| 80 | 4.0 | 2.4 | 0.8 | 2.0 | 1.5 | 0.8 | 4.3 | 2.2 | 4.3 | 3.8 |
| 90 | 4.6 | 2.8 | 0.9 | 2.3 | 1.8 | 0.9 | 5.2 | 2.6 | 5.2 | 4.0 |
| 100 | 5.2 | 3.4 | 1.2 | 2.7 | 2.1 | 1.2 | 6.1 | 3.0 | 6.1 | 4.9 |
| 125 | 7.3 | 4.6 | 1.5 | 3.7 | 2.7 | 1.5 | 8.2 | 4.3 | 8.2 | 6.1 |
| 150 | 8.8 | 6.7 | 1.8 | 4.6 | 3.4 | 1.8 | 10 | 5.8 | 10 | 7.6 |
| 200 | — | 7.6 | 2.6 | — | 4.6 | 2.6 | 14 | 7.3 | 14 | 10 |
| 250 | — | 9.8 | 3.4 | — | 6.1 | 3.4 | 18 | 8.8 | 18 | 14 |
| 300 | — | 12.4 | 4.0 | — | 7.6 | 4.0 | 22 | 11 | 22 | 17 |
| 350 | — | — | 4.9 | — | — | 4.9 | 26 | 14 | 26 | 20 |
| 400 | — | — | 5.5 | — | — | 5.5 | 29 | 15 | 29 | 23 |
| 450 | — | — | 6.1 | — | — | 6.1 | 35 | 18 | 35 | 27 |
| 500 | — | — | — | — | — | — | 43 | 21 | 43 | 33 |
| 600 | — | — | — | — | — | — | 50 | 25 | 50 | 40 |

Note: Enter table for losses at smallest diameter d.

## Table 12 Valve Losses in Equivalent Metres of Pipe

| Nominal Pipe or Tube Size, mm | Globe[a] | 60° Wye | 45° Wye | Angle[a] | Gate[b] | Swing Check[c] | Lift Check |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 10 | 5.2 | 2.4 | 1.8 | 1.8 | 0.2 | 1.5 | "Globe and vertical lift same as globe valve[d]" |
| 15 | 5.5 | 2.7 | 2.1 | 2.1 | 0.2 | 1.8 | |
| 20 | 6.7 | 3.4 | 2.1 | 2.1 | 0.3 | 2.2 | |
| 25 | 8.8 | 4.6 | 3.7 | 3.7 | 0.3 | 3.0 | |
| 32 | 12 | 6.1 | 4.6 | 4.6 | 0.5 | 4.3 | |
| 40 | 13 | 7.3 | 5.5 | 5.5 | 0.5 | 4.9 | |
| 50 | 17 | 9.1 | 7.3 | 7.3 | 0.73 | 6.1 | |
| 65 | 21 | 11 | 8.8 | 8.8 | 0.9 | 7.6 | |
| 80 | 26 | 13 | 11 | 11 | 1.0 | 9.1 | |
| 90 | 30 | 15 | 13 | 13 | 1.2 | 10 | |
| 100 | 37 | 18 | 14 | 14 | 1.4 | 12 | |
| 125 | 43 | 22 | 18 | 18 | 1.8 | 15 | |
| 150 | 52 | 27 | 21 | 21 | 2.1 | 18 | |
| 200 | 62 | 35 | 26 | 26 | 2.7 | 24 | Angle lift same as angle valve |
| 250 | 85 | 44 | 32 | 32 | 3.7 | 30 | |
| 300 | 98 | 50 | 40 | 40 | 4.0 | 37 | |
| 350 | 110 | 56 | 47 | 47 | 4.6 | 41 | |
| 400 | 125 | 64 | 55 | 55 | 5.2 | 46 | |
| 450 | 140 | 73 | 61 | 61 | 5.8 | 50 | |
| 500 | 160 | 84 | 72 | 72 | 6.7 | 61 | |
| 600 | 186 | 98 | 81 | 81 | 7.6 | 73 | |

Note: Losses are for valves in fully open position and with screwed, welded, flanged, or flared connections.

[a] These losses do not apply to valves with needlepoint seats.

[b] Regular and short pattern plug cock valves, when fully open, have same loss as gate valve. For valve losses of short pattern plug cocks above 150 mm, check with

8=اضافه نمودن طول معادل اتصالات به طول معادل لوله تا طول کل بدست آید.

9=با طول معادل کل بدست آمده دلتا تی واقعی را حساب کرده و بررسی کنید که قطر لوله انتخاب شده خوب است.

10=اگر دلتا تی محاسبه شده معقول باشد قطر لوله تایید است در غیر اینصورت باید یک قطر بزرگتر انتخاب شود و مجددا از مرحله 5 تکرار گردد

.....

11=اگر در قسمت مکش لوله به صورت عمودی وجود داشته باشد باید به کمک جدول مربوطه و بار برودتی مینیمم بررسی کنید که آیا برای برگشت روغن مشکلی خواهد بود

Table 13 Minimum Refrigeration Capacity in Kilowatts for Oil Entrainment up Suction Risers
(Copper Tubing, ASTM B 88M Type B, Metric Size)

| Refrigerant | Saturated Temp., °C | Suction Gas Temp., °C | Tubing Nominal OD, mm 12 | 15 | 18 | 22 | 28 | 35 | 42 | 54 | 67 | 79 | 105 | 130 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 22 | −40 | −35 | 0.182 | 0.334 | 0.561 | 0.956 | 1.817 | 3.223 | 5.203 | 9.977 | 14.258 | 26.155 | 53.963 | 93.419 |
| | | −25 | 0.173 | 0.317 | 0.532 | 0.907 | 1.723 | 3.057 | 4.936 | 9.464 | 16.371 | 24.811 | 51.189 | 88.617 |
| | | −15 | 0.168 | 0.307 | 0.516 | 0.880 | 1.672 | 2.967 | 4.791 | 9.185 | 15.888 | 24.080 | 49.681 | 86.006 |
| | −20 | −15 | 0.287 | 0.527 | 0.885 | 1.508 | 2.867 | 5.087 | 8.213 | 15.748 | 27.239 | 41.283 | 85.173 | 147.449 |
| | | −5 | 0.273 | 0.501 | 0.841 | 1.433 | 2.724 | 4.834 | 7.804 | 14.963 | 25.882 | 39.226 | 80.929 | 140.102 |
| | | 5 | 0.264 | 0.485 | 0.815 | 1.388 | 2.638 | 4.680 | 7.555 | 14.487 | 25.058 | 37.977 | 78.353 | 135.642 |
| | −5 | 0 | 0.389 | 0.713 | 1.198 | 2.041 | 3.879 | 6.883 | 11.112 | 21.306 | 36.854 | 55.856 | 115.240 | 199.499 |
| | | 10 | 0.369 | 0.676 | 1.136 | 1.935 | 3.678 | 6.526 | 10.535 | 20.200 | 34.940 | 52.954 | 109.254 | 189.136 |
| | | 20 | 0.354 | 0.650 | 1.092 | 1.861 | 3.537 | 6.275 | 10.131 | 19.425 | 33.600 | 50.924 | 105.065 | 181.884 |
| | 5 | 10 | 0.470 | 0.862 | 1.449 | 2.468 | 4.692 | 8.325 | 13.441 | 25.771 | 44.577 | 67.560 | 139.387 | 241.302 |
| | | 20 | 0.440 | 0.807 | 1.356 | 2.311 | 4.393 | 7.794 | 12.582 | 24.126 | 41.731 | 63.246 | 130.488 | 225.896 |
| | | 30 | 0.422 | 0.774 | 1.301 | 2.217 | 4.213 | 7.476 | 12.069 | 23.141 | 40.027 | 60.665 | 125.161 | 216.675 |
| 134a | −10 | −5 | 0.274 | 0.502 | 0.844 | 1.437 | 2.732 | 4.848 | 7.826 | 15.006 | 25.957 | 39.340 | 81.164 | 140.509 |
| | | 5 | 0.245 | 0.450 | 0.756 | 1.287 | 2.447 | 4.342 | 7.010 | 13.440 | 23.248 | 35.235 | 72.695 | 125.847 |
| | | 15 | 0.238 | 0.436 | 0.732 | 1.247 | 2.370 | 4.206 | 6.790 | 13.019 | 22.519 | 34.129 | 70.414 | 121.898 |
| | −5 | 0 | 0.296 | 0.543 | 0.913 | 1.555 | 2.956 | 5.244 | 8.467 | 16.234 | 28.081 | 42.559 | 87.806 | 152.006 |
| | | 10 | 0.273 | 0.500 | 0.840 | 1.431 | 2.720 | 4.827 | 7.792 | 14.941 | 25.843 | 39.168 | 80.809 | 139.894 |

12=اگر سیستم کنترل ظرفیت وجود دارد باید حداقل ظرفیت را تعیین کنید.

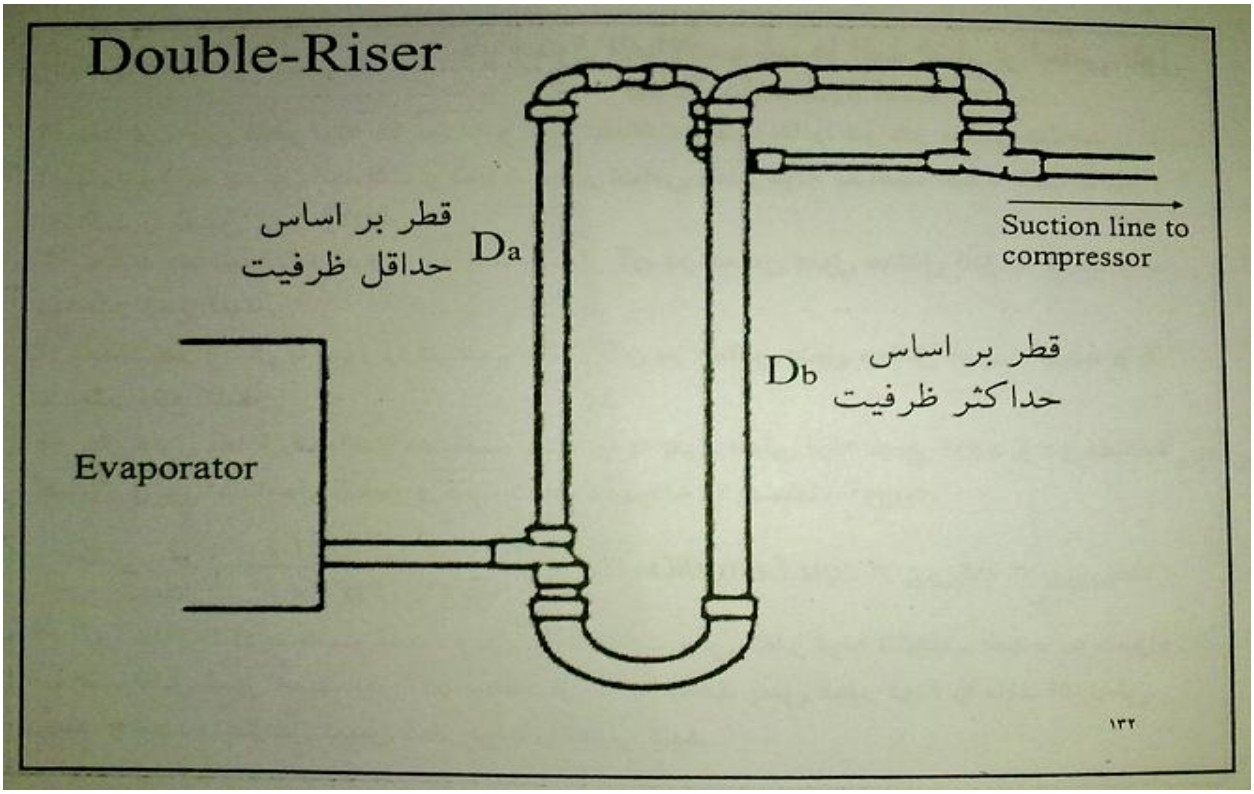
13=با جدول 13 بررسی کنید که آیا بار برودتی مینیمم روغن برمی گردد یا خیر.

14=اگر روغن برنگردد باید برای قسمت عمودی، لوله با قطر کمتر انتخاب کنیم.

15=لوله با قطر کمتر انتخاب کرده و برای هردو مسیر افقی و عمودی و با بار برودتی ماکزیمم دلتاتی هردو مسیر را حساب کرده و با هم جمع کنید. اگر مجموع دلتاتی بدست آمده قابل قبول باشد قطر انتخاب شده تایید است.

.....

16=اگر دلتاتی بدست آمده بیشتر از حد معمول باشد باید از سیستم Double riser استفاده کنیم.



17=قطرلوله A راباستفاده ازجدول 3وظرفیت برودتی مینیمم تعیین می کنیم.

18 = بااستفاده ازفرمول زیرقطرلوله B رابدست می آوریم.

$$D_T^2 - D_A^2 = D_B^2$$

19= بااستفاده ازجدول 13 و $Q_{e.max}$ قطرلوله راتعیین کنید که برای برگشت روغن مشکل نداشته باشد $D_s$

20= بااستفاده ازفرمول زیربررسی کنید که قطرهای AB مناسب باشند.

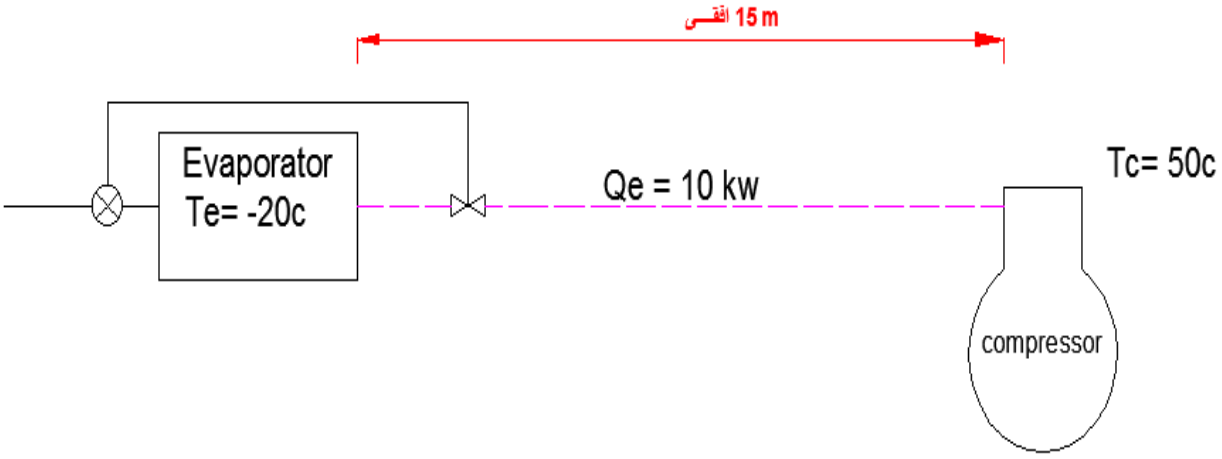
$$D_B^2 + D_A^2 \leq D_T^2$$

21= اگر معادله فوق صحیح نباشد یکی ازقطرهارا کاهش دهید.

22 = باقطرجدیدوتاتی واقعی رابرای هریک حساب کرده واطمینان حاصل کنید که معقول است.

.....

در زیر بیان چند مثال مطالب بالا را برای شما واضح تر توضیح میدهم ولی این مثالها به بارهای پروژه مرتبت نمیشود.

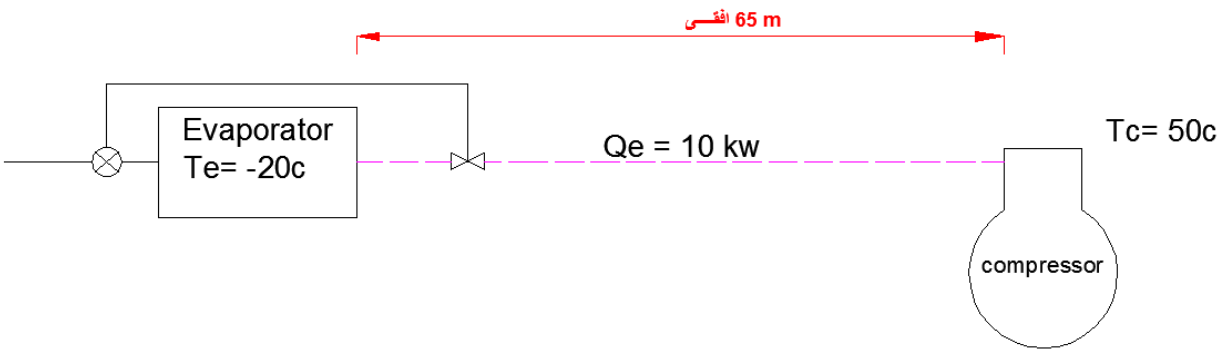



$$\Delta t_{\text{واقعی}} = \Delta t_{\text{جدول}} \times \text{متر برحسب طول معادل} \times \left( \frac{\text{ظرفیت واقعی بر حسب کیلووات}}{\text{ظرفیت جدول بر حسب کیلووات}} \right)^{1.8}$$

$$OD = 35mm \;\; \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15\,m \times \left( \frac{10\,kw}{15.99\,(kw) * 0.91} \right)^{1.8} = 0.3\,c \ll 1$$

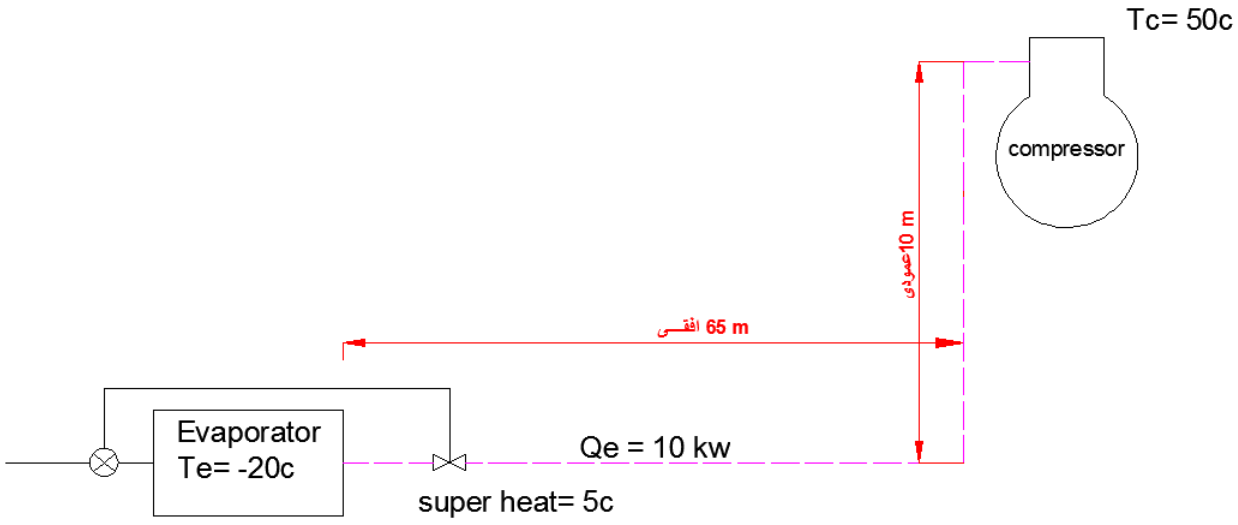
$$OD = 28mm \; \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15\,\text{m} \times \left( \frac{10\,\text{kw}}{8.71\,(\text{kw}) * 0.91} \right)^{1.8} = 0.91\,c \cong 1 \;\; ok$$

$$OD = 22mm \; \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 15\,m \times \left( \frac{10\,kw}{4.39\,(kw) * 0.91} \right)^{1.8} = 3.12\,c \gg 1$$



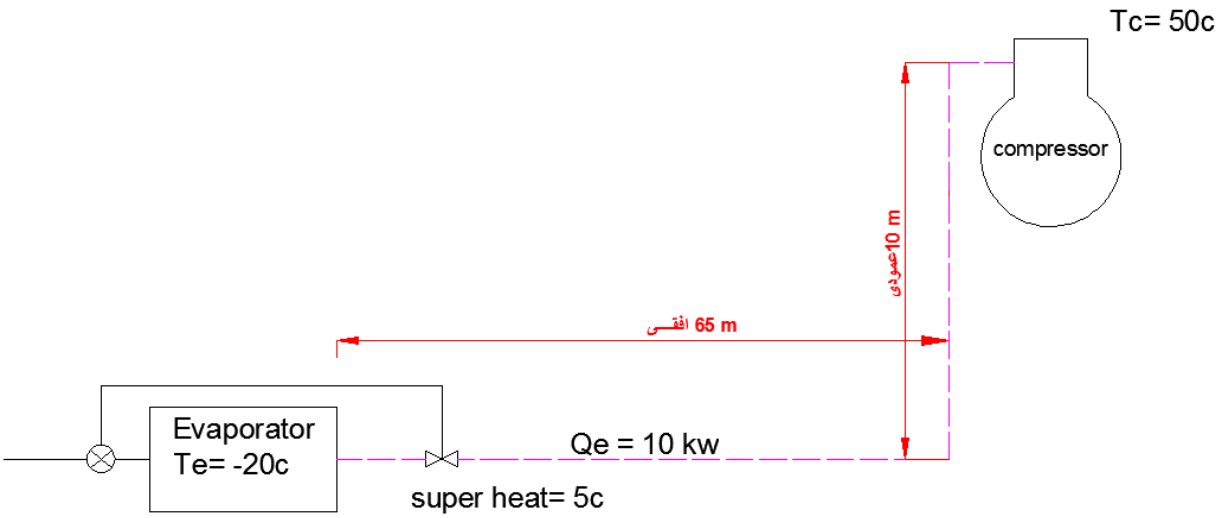

$$OD = 35mm \;\; \Delta t_{\text{واقعى}} = 0.04 \times 65\ \text{m} \times \left(\frac{10\ \text{kw}}{15.99\ (\text{kw}) * 0.91}\right)^{1.8} = 1.32\ c > 1$$

$$OD = 42mm\ \Delta t_{\text{واقعى}} = 0.04 \times 65\ m \times \left(\frac{10\ kw}{26.56\ (kw) * 0.91}\right)^{1.8} = 1.07 \cong 1\ \ ok$$




$$OD = 35mm \;\; \Delta t_{\text{واقعى}} = 0.04 \times 75\ \text{m} \times \left(\frac{10\ \text{kw}}{15.99\ (\text{kw}) * 0.91}\right)^{1.8} = 1.53\ c > 1$$

$$OD = 42mm\ \Delta t_{\text{واقعى}} = 0.04 \times 75\ m \times \left(\frac{10\ kw}{26.56\ (kw) * 0.91}\right)^{1.8} = 0.61\ \ ok$$




$$OD = 35mm \quad \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 75\ \text{m} \times \left(\frac{10\ \text{kw}}{15.99\ (\text{kw}) * 0.91}\right)^{1.8} = 1.53\ c > 1$$

$$OD = 42mm\ \Delta t_{\text{واقعی}} = 0.04 \times 75\ m \times \left(\frac{10\ kw}{26.56\ (kw) * 0.91}\right)^{1.8} = 0.61 \quad ok$$

هردو لوله افقی و عمودی را می توان 42 میلیمتر انتخاب کرد به شرطی که روغن از لوله عمودی برگردد.

از جدول 13 برای قطر 42 میلیمتر، سوپرهیت 5 درجه، دمای اواپراتور 20 درجه و فریون 22 عدد 7.555 کیلووات را میخوانیم که این عدد بیانگر حداقل ظرفیتی که از لوله 42 میلیمتر عمودی می تواند عبور کند تا روغن را نیز با خود عبور دهد.

حالا در نظر داشته باشید چون ظرفیت سیستم ما 10 کیلووات است لذا روغن را برمیگرداند.