

دراسة في الحساب الأمثل للمبادلات الحرارية في الأنظمة الحرارية

الدكتور هيثم أسمر*

(تاريخ الإيداع 4 / 1 / 2016. قُبل للنشر في 19 / 5 / 2016)

□ ملخص □

تستخدم المبادلات الحرارية على نطاق واسع في محطات توليد الطاقة وأنظمة التدفئة والتكييف وغيرها، ويتوقف حسابها وتصميمها الصحيح على مدى فعاليتها وأدائها في الدارة الحرارية. يهدف البحث إلى وضع طريقة للحساب الأمثل لبارامترات عمل المبادلات وتقويم صحة الحل الهندسي التقني المعتمد لذلك. حيث تم عرض مسألة الاختيار الأمثل واستعراض العوامل المؤثرة فيها بالإضافة لوضع مخطط حسابي لمبادل حراري في دارات التدفئة والتغذية بالماء الساخن يأخذ بعين الاعتبار العوامل المذكورة ويحدد جدوى التصميم المقترح من خلال المؤشر النهائي للتقويم الذي يمكن التعبير عنه بقيمة مادية ملموسة. وقد تبين أن الاختيار الأمثل للبارامترات يقلل بشكل واضح النفقات على تصنيع واستثمار المبادلات الحرارية بمقدار ثلاث مرات، كما تعطي طريقة الحساب المعروضة تصوراً كاملاً عن جميع البارامترات ومؤشرات عمل المبادلات مما يوفر إمكانية اختيار المبادل الحراري الأفضل من بين مجموعة مبادلات مختلفة بمؤشراتها .

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، الاختيار الأمثل، المؤشرات في التقويم، الناقل الحراري.

*أستاذ مساعد - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Studying of the ideal thermal exchanger calculation in the thermal systems

Dr. HaythamAsmar*

(Received 4 / 1 / 2016. Accepted 19 / 5 / 2016)

□ ABSTRACT □

The thermal exchangers are widely used in the power generating stations and many refrigeration systems. Activity in the thermal cycle depends on its design and real calculations.

The aim of our present work, is to find an ideal calculation method of the working exchangers parameters and evaluating the used technical engineering solving.

We discussed the ideal chosen problems and the affecting parameters, and used a calculating design for a thermal exchanger in the heating and feeding with hot water, considering these parameters. The proposed designing benefit, could be evaluated from the final indication that could be expressed by real palpable material.

We found that the ideal parameters choosing could clearly decrease the preparation costs the heat exchanger blank – form by three times and give full clear proposed calculation method of all the parameters and its exchanging. This could save of the best exchanging possibility chosen from the different exchanger.

Key word: Thermal Exchanger, Ideal Choosing, Final Evaluation Indicator, Thermal Transformer

*Asst. Prof. – Faculty of Mech. Elect. Eng. – Tishreen University – Latakia – Syria.

مقدمة:

تستخدم المبادلات الحرارية على نطاق واسع في محطات توليد الطاقة وأنظمة التدفئة والتكييف وغير ذلك، ويتوقف حسابها وتصميمها الصحيح على مدى فعاليتها وأدائها في الدارة. تطرح عند تصميم المبادلات الحرارية الحديثة والتي تتمتع بشدة عمليات التبادل الحراري فيها، ان مسألة الاختيار الأمثل لبارامترات التصميم وأنظمة عملها، حيث يعطي الاختيار الصحيح لتلك البارامترات وفراً كبيراً في عملية تصميم المبادلات الحرارية وإنتاجها وتركيبها، بالإضافة إلى الوفرة في الطاقة المستهلكة على جريان الناقل الحراري فيها خلال فترة خدمتها.

تعتبر مسألة الاختيار الأمثل للبارامترات أمراً معقداً، لأن عمليات التبادل الحراري والهيدروليكي الحاصلة في المبادلات وكذلك ثمنها وكلفة استثمارها تتوقف على الكثير من البارامترات بالإضافة إلى صعوبة تحديد المؤشر النهائي للتقويم بدقة وذلك بسبب وجود بعض الحدود الموضوعية على قيم بعض البارامترات. من وجهة النظر الرياضية لمفهوم الوثوقية فإنه يتم وضع نماذج رياضية بهدف التنبؤ لبارامترات متانة وفعالية استثمار التجهيزات، وقد تطورت النظرية الرياضية في الآونة الأخيرة وخاصة في مجال الطيران والصواريخ وتكنولوجيا الحاسوب.

يعتبر العالم تايلور أول من بحث في موضوع تحديد بارامترات الفترة المثلى لخدمة التجهيزات [1]. حسب رأيه فإن العمر الأمثل للتجهيزات يمكن تحديده بأقل النفقات على الشراء والإصلاح والاستثمار التي تصرف على واحدة المنتج. أما العالم شينين [2] فأوجد طريقة لتحديد العمر الأمثل لخدمة التجهيزات والموافق للقيمة الأصغرية للشراء والإصلاح كمؤشر للتقويم.

يمكن وبشكل عام الحصول على مؤشرات عالية لقيمة عامل انتقال الحرارة خلال استخدام طريقة زيادة التبادل الحراري (التكثيف) في حالات محددة لقيم البارامترات التصميمية ونظام العمل، فمثلاً تتوافق قيم عدد رينولدز مع البارامترات المثالية المقابلة لكل نظام حراري مدروس، وتبعاً لذلك فإنه يحظى بأهمية ليس فقط تحديد الخصائص المثالية لتلك الأنظمة، ولكن وحسب الإمكانية وضع طريقة عامة للحصول على الحالة المثالية لها، تلك التي تساعد على تصميم مبادل حراري لكل نظام أو مشروع أو دارة وغير ذلك، أو اختيار جهاز التبادل الحراري الأفضل من بين مجموعة معطاة مواصفاتها.

أهمية البحث وهدفه:

يقدم هذا البحث دراسة حل مسائل الاختيار الأمثل والمبنيّة على وضع مدخل وطريقة الحل، ثم يتم تطبيق الفكرة على المبادلات الحرارية الشائعة الاستخدام في الأنظمة والدارات الحرارية كما تم عرض مثال حسابي توضيحي يبين كيفية تحديد البارامترات المثالية لمبادل حراري في دارات التدفئة والتغذية بالماء الساخن. يهدف البحث إلى حساب مبادل حراري بمؤشرات مثالية مع مراعاة الوفرة في الدراسة والتصميم والإنتاج والاستثمار خلال فترة الخدمة المقررة له.

طرائق البحث ومواده:

1- عرض مسألة الاختيار الأمثل:

تعرض دوماً أمام مصممي التجهيزات الهندسية مسألة اختيار الحل الهندسي الملائم والذي قد يكون متعلقاً باختيار التجهيزات أولاً أو اختيار بارامترات عملها أو مخطط وصلها في الدارة وتوضعها في المشروع مكان العمل

ثانياً. يعد الاختيار وفق المؤشرات الحدية أحد طرق حل المسائل والمفاضلة بين الحلول الهندسية المطروحة والتي يتوافق فيها كل من الحلول المعروضة للمسألة المحددة مع قيمة عددية لخصائص عمل النظام نسميها حدوعلى أساس تلك القيمة العددية للحد يتم اختيار الحل المناسب، فقد يكون مثلاً من أجل التجهيزات الهندسية والفنية الحد المعتبر هو إنتاجية التجهيزات أو أبعادها وكتلتها، أو استهلاك الطاقة على إنتاج واحدة العمل، أو مردودها وغير ذلك، بالإضافة لذلك قد يكون الحد المعتبر مركباً في حالة المقارنة بين الخيارات المدروسة أي بشكل مجموع من حدود مختلفة بطبيعتها مع اعتبار الدور النسبي لكل من هذه الحدود والذي يمكن تحديده بإدخال المؤشرات الوزنية لتلك الحدود كنسب مشاركتها في حد التقويم الأساسي المعتبر.

نسمي الاختيار الأمثل حالة اختيار الحد المعتبر أو المؤشر المعتمد لأحد خيارات حل المسألة وذلك بطريقة الحصول على المؤشر بقيمته الدنيا أو العليا والتي نسميها الغاية النهائية أو المؤشر النهائي للتقويم، الذي يمكن أن يتوقف على متحول واحد أو عدة متحولات مستقلة، يمكن أيضاً أو توضع بعض الشروط على المتحولات المستقلة، ويمكن أحياناً أن توضع بعض الشروط على المتحولات المستقلة عند حل مسائل الاختيار الأمثل، فمثلاً يطلب تصميم محرك ذو استطاعة عالية مع وضع شروط على كلفته وثمانه وهنا نعتبر المفاضلة شرطية وفي الحالات المخالفة تعتبر غير شرطية [3].

2- الشكل الرياضي لوضع مسألة الاختيار الأمثل:

لوضع مسألة الاختيار الأمثل يكون لها الشكل التالي بحيث يتم الحصول على القيمة الدنيا والقيمة العليا لمؤشر التقويم والذي يعكس فائدة التصميم المقترح.

المؤشر النهائي كتابع لمتحولات:

$$f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \text{ عند شروط } g_i(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \leq b_i$$

حيث: $i = 1, \dots, m$ ، g_i - تابع محدد بشكل معروف، x_1, x_2, \dots, x_n - متحولات مستقلة، $b_i (i=1, \dots, m)$ - بعض الأرقام الفعلية التي تحدد قيم مؤشرات معينة لا تملك مؤشر التقويم النهائي، غالباً هي عبارة عن قيم حدية في مجال التغير المتحولات المستقلة ولكن يكون لها قيمة دنيا أو قيمة عليا على أطراف المجال المدروس للمتحولات. وهذا يتوافق مع مسائل البرمجة الخطية في الحالة التي يوجد فيها حل فتكون قيمها في أطراف المجال.

3- المراحل الأساسية للاختيار الأمثل لتجهيزات التبادل الحراري:

يمكن تقسيم مراحل حل مسألة الاختيار الأمثل لتجهيزات التبادل الحراري كما في حل مسألة المفاضلة الأخرى إلى المراحل الآتية:

- تحديد مؤشرات النوعية للتجهيزات.
- إيجاد المتناقضات عند تحديد مؤشرات النوعية.
- تحديد الهدف المنشود أو مؤشر التقويم النهائي.
- تحديد مجال تغير البارامترات المستقلة.
- حل مسألة الاختيار الأمثل (اختيار الطريقة، وضع المخطط الصندوقي، برنامج الحساب).
- تحليل النتائج الحاصلة.

تملك المراحل المذكورة أعلاه خصائص محددة تدرس بعضها أم الآخر منها فسوف نتطرق لعرضه عند وضع المثال الحسابي للاختيار الأمثل للمبادلات الحرارية.

تؤثر مؤشرات النوعية على الاختيار الأمثل لتجهيزات التبادل الحراري من وجهة نظر مستثمرها، وهي عبارة عن المجموعة التالية من المؤشرات: الخصائص التقنية، الخصائص الاستثمارية والكلفة المادية.

تعتبر الأولى أكثر اتساعاً حيث يدخل ضمنها كمية الحرارة التي ينقلها المبادل الحراري، وانخفاض الضغط في أنابيب جريان الناقل الحراري وكتلة المبادل وأبعاده والمساحة والحجم الذين يشغلها المبادل في مكان التركيب داخل المنشأة.

ينتمي للمجموعة الثانية العمر الكلي للخدمة وطول الفترة بين عمليات الإصلاح والتي ترتبط بسرعة تشكل الترسبات على سطوح التبادل الحراري، كما يدخل في المجموعة الثانية ثمن المبادل والمتضمن كلفة التصميم والمواد المستخدمة والإنتاج والتركيب والمعايرة والتجريب. ترتبط بعض المؤشرات مع بعضها، فمثلاً كلفة المبادل تحدد غالباً بكتلة المعدن المستخدمة في صناعته والتي تتحدد بدورها من خلال أبعاده [4].

4- تحديد المتناقضات عند الحصول على المؤشرات النوعية:

تتضمن مسألة الاختيار الأمثل لتجهيزات التبادل الحراري عادة البحث عن الحلول الوسطية اللازمة للحصول على أفضل المؤشرات لعمل المبادل الحراري والتي نذكر أهمها:

- إيجاد التوافق بين الإنتاجية الحرارية العالية والكتلة والأبعاد الصغيرتين من جهة والاستهلاك الأدنى من الطاقة الكهربائية اللازمة لتدوير الوسيط الناقل للحرارة في المبادل من جهة أخرى.
- إيجاد التوافق بين الإنتاجية العالية والمردود المرتفع من جهة والتكاليف المنخفضة على جهاز التبادل الحراري من جهة أخرى.
- إيجاد التوافق بين زمن الخدمة الطويلة من جهة والاستهلاك والكلفة المنخفضة للمعادن المستخدمة في تصميم المبادل الحراري من جهة أخرى.

قد يكون التوافق المطلوب مختلفاً كما في حالة عمل المبادلات في أنظمة معالجة الملوثات الصناعية مثلاً (أجهزة امتصاص ملوثات، لواقط رطبة، وغيرهم) بين كلفة التجهيزات من جهة ومدى المعالجة الحاصلة التي يمكن تحقيقها في النظام من جهة ثانية.

5- اختيار وتحديد المؤشر النهائي للتقويم:

قد تكون الغاية النهائية والموضوعة على المتحولات المستقلة وكذلك المدخل الى مسألة الاختيار بأشكال مختلفة وتبعاً لكل مسألة محددة يمكن اعتماد أحد البارامترات التالية كمؤشر نهائي:

أبعاد أو كتلة المبادل الحراري الذي يعطي حمولة حرارية محددة.

انخفاض الضغط في مجاري الوسيط الناقل للحرارة في المبادل الذي يعطي حمولة حرارية معينة.

كمية الحرارة المنقولة عند قيم محددة للكتلة والأبعاد.

يصبح الاختيار الأمثل للمبادل الحراري فقط في مثل تلك الحالات دون جدوى، لأن اختيار خصائص الكتلة والأبعاد أو كمية الحرارة المنقولة كمؤشر نهائي للتقويم عند حدود موضوعة لانخفاض الضغط في مجاري المبادل الحراري يجعل الحل مرتبطاً بالقيم العظمى لسرعة الوسيط الناقل للحرارة أي عند القيم الدنيا لمقاطع العبور الفعلية التي نحصل عليها وفقاً لقيمة معطاة لانخفاض الضغط، وفي الحقيقة فإن زيادة السرعة تؤدي إلى ارتفاع قيمة عدد رينولدز

ونوسلت وعامل طرح الحرارة وانتقالها وبالتالي تصغير مساحة سطح التبادل الحراري. ولا يكون في تلك الحالة للمؤشر النهائي قيمة حدية عظمى، حيث تظهر فقط في تلك الحالات عندما تعتبر في مسألة الاختيار الأمثل ليس فقط خصائص التبادل الحراري التي تتحسن دوماً بتقليل مقطع العبور وانخفاض الضغط في مجرى الناقل الحراري الذي يزداد بإنقاص مقطع العبور أيضاً. بهذا الشكل فإنه يلزم تحقيق الاختيار الأمثل للنظام الحراري الذي تدخل فيه المبادلات الحرارية ككل أو على الأقل المضخات التي تؤمن دفع الناقل الحراري في المبادلات.

تستخدم في المرجع [5] مؤشرات مختلفة كمؤشر نهائي للتقويم لكن أكثرها انتشاراً تلك الطريقة التي تعتمد

كمؤشر نهائي للتقويم مؤشر Kerpshev:

$$f = \frac{Q}{N_1 + N_2} \quad (1)$$

حيث:

Q - الحمولة الحرارية للمبادل، N_1, N_2 - الاستطاعة الكهربائية المستهلكة على تحريك الوسيط الناقل للحرارة

في القنوات الباردة والساخنة على التوالي.

تعتبر سيئة هذا التقويم أنه لا تؤخذ بالاعتبار كلفة العمل على تصنيع المبادل الحراري، بالإضافة إلى أن مقارنة

المبادلات تتم عند قيم متساوية لمساحات التبادل الحراري، ولكن في الحياة العملية غالباً يلزم مقارنة المبادلات التي تقوم بالوظيفة نفسها أي تلك التي تعطي الحمولة الحرارية ذاتها وفي هذه الحالة يمكن اعتماد مؤشر كيربشوف منسوباً إلى واحدة مساحة التبادل الحراري:

$$f = \frac{1}{F} \cdot \frac{Q}{N_1 + N_2} \quad (2)$$

حيث: F - مساحة سطح التبادل الحراري.

على الرغم من ذلك فإن لهذه الطريقة بعض السيئات أيضاً ومن أهمها أن التبادل الحراري المنقول والطاقة الكهربائية المستهلكة قد تمتلك أهمية مختلفة للمستهلك وعندها يعتبر تأثيرها على النتائج بشكل متناسب حسب الأهمية المذكورة.

من الطرق الأخرى في اختيار مؤشر التقويم النهائي يمكن أن تتم بشكل مجموع النفقات على الوقود الأولي المستهلك على تصنيع واستثمار المبادل الحراري (مع اعتبار النفقات على إنتاج الوقود ذاته وتحسينه وتحويله ونقله):

$$B = B_F + B_E = B_F + nT_E \left(\frac{\Delta P_1 \cdot V_1}{\eta_1} + \frac{\Delta P_2 \cdot V_2}{\eta_2} \right) \tau \quad (3)$$

حيث: B_E, B, B_F - مجموع النفقات على الوقود الأولي، و B_F نفقات الوقود على تصنيع المبادل واستثماره على

التوالي.

من أهم خصائص هذه الطريقة أنها تسمح بإمكانية اعتبار الأثر البيئي ضمن عملية الاختيار الأمثل، والتي يمكن إظهارها من خلال تحديد الانخفاض في طرح المركبات الملوثة في الوسط المحيط ومنها الغازات المساعدة في نشوء ظاهرة الدفيئة والتي يرتبط مستوى طرحها بتقليل استهلاك الوقود المستخدم في الصناعة. لكن من سيئات هذه الطريقة أنها لا تأخذ بعين الاعتبار تكاليف العمل على الدراسة والتصميم والإنتاج والتجميع وكذلك عدم توفر حساب المساحة التي يشغلها المبادل الحراري داخل المنشأة. من البديهي فإن أكثر ما يهم المنتجين وكذلك المستهلكين للمبادلات الحرارية هو الكلفة والجانب الاقتصادي، وهنا تجدر الإشارة إلى أنه قد لا تتوافق اهتمامات المنتجين مع

المستهلكين في كل الحالات، فغاية المنتج تحقيق أقل كلفة للتجهيزات المنتجة وهدف المستهلك هو الحصول على أقل كلفة عند الاستخدام والاستثمار.

يحقق المؤشر النهائي للتقويم الذي يأخذ بعين الاعتبار مجموع النفقات الدنيا مع الاستخدام والاستثمار لتجهيزات التبادل الحراري خلال الفترة المحددة لعمر خدمتها المطلوب من وجهة نظر المستهلكين [6].
سنبين لاحقاً أنه وفقاً لهذه الطريقة المقترحة يتم الأخذ بعين الاعتبار خصائص الكتلة والأبعاد وكذلك كلفة التصنيع وكلفة الطاقة المستهلكة على جريان الوسيط الناقل للحرارة في قنوات التبادل الحراري.

يمكن التعبير عن النفقات الدنيا بالمجموع الآتي:

$$S = \left(\frac{V_w \cdot \Delta P_{\Sigma w}}{\eta} + \frac{V_c \cdot \Delta P_{\Sigma c}}{\eta} \right) \frac{C_{EE}}{1000} + C_{TO} \quad (4)$$

$$C_{TO} = \left[\sum_i M_{TOi} \cdot N_{TOi} \right] (1 + M_1)^{\tau} \quad (5)$$

$$C_{EE} = \sum_{i=1}^{\tau} 365 \cdot 24 \cdot N_{EE} [(1 + M_2)^{i-1} (1 + M_1)^{\tau-i}] \quad (6)$$

حيث:

- S - مجموع النفقات الدنيا المخفضة (وحدة نقدية).
- C_{EE} - كلفة الطاقة الكهربائية مع اعتبار التخفيضات (وحدة نقدية).
- C_{TO} - النفقات المادية التأسيسية مع اعتبار التخفيضات (وحدة نقدية).
- M_1 - مستوى التضخم في العملة النقدية %.
- τ - زمن العمل الكلي خلال فترة الاستثمار (year).
- ΔP - انخفاض الضغط في المبادل (Pa).
- V_w, V_c - التدفق الحجمي للسائل في القنوات الساخنة والباردة على التوالي (m^3).
- η - مردود المضخات.
- N_{EE} - التعرفة المعتمدة للطاقة الكهربائية المستهلكة (وحدة نقدية).
- N_{TOi} - السعر النوعي لكلوغرام العنصر i من المبادل الحراري (وحدة نقدية).
- M_{TOi} - كتلة العنصر i من المبادل الحراري (kg).
- M_2 - نسبة الزيادة السنوية في سعر الطاقة الكهربائية %.

توجد في الطريقة الأخيرة إمكانية اعتبار المساحة التي تشغلها المبادلات على مخطط البناء مع اعتبار الممرات والفراغات اللازمة من أجل الخدمة والصيانة .

يمكن أيضاً اعتبار تقليل الفترة بين عمليات الإصلاح من أجل تنظيف المبادلات عند اعتماد طرق تقليل

الترسبات على سطوح التبادل الحراري .

بهذا الشكل فإنه توجد إمكانية تحديث مؤشر التقويم النهائي تبعاً لشروط محددة يضعها المستهلك. نشير أيضاً

أنه وفي الحالة عندما يؤدي عمل جهاز التبادل الحراري إلى تقليل استهلاك الطاقة (مثلاً عمل المبادل من أجل

تصريف الحرارة الزائدة) فإنه يعتبر في المؤشر النهائي كلفة التأسيس الأولي مع اعتبار انخفاض قيمها مع الزمن، و

إذا كان الوفر بشكل يزيد على النفقات فإنه قد يصبح في المؤشر النهائي كمجموع الأرباح من توضع استخدام المبادل في الدارة والتي نحصل عليها خلال فترة كامل خدمته مع اعتبار التخفيضات الممكنة في الأسعار .

النتائج والمناقشة :

1 - مثال الحساب الأمثل لمبادل حراري يعمل في دارة تدفئة وتغذية بالماء الساخن :

ندرس مبادل حراري أنبوبي ذو غلاف فيه الماء هو الوسيط الناقل للحرارة الذي يستخدم في نظام تدفئة و تهوية لمنشأة صناعية أو أبنية سكنية وتفترض فترة العمل للمبادل خلال خمسة أشهر. تتغير الحمولة الحرارية لعمل المبادلات الحرارية في الظروف الحقيقية لتسخين الماء في أنظمة التدفئة عندما تراعى تغيرات درجة الحرارة الخارجية، يجري عند ذلك حساب البارامترات المثالية للمبادل الحراري من أجل أنظمة مختلفة، ويتم من خلالها اختبار بارامترات الهواء الخارجي التي توافق زمناً أطول من فترة التدفئة. لكن تلك العملية فيها الكثير من الصعوبة لذلك ندرس من خلال مثالنا مبادل حراري مع حمولة حرارية محددة في منطقة معينة .

نشير هنا و انطلاقاً من الشروط المعطاة أنه يمكن اعتبار أن تدفق الناقل الحراري في المبادل ودرجة حرارته على المدخل والمخرج ذات قيم ثابتة .

نأخذ على سبيل المثال درجة حرارة الماء الساخن بالتوافق مع درجة الحرارة الحسابية الخارجية وجدول نظام التدفئة المعتمد وليكن مثلاً $150[^\circ\text{C}]$ و $70[^\circ\text{C}]$ أما الناقل البارد فيسخن من $45[^\circ\text{C}]$ حتى $65[^\circ\text{C}]$ كما نعتبر أن محرك دارة المضخات التي تدفع الناقل الحراري عبر المبادل مزوداً بقيادة مع تحكم بحيث تتغير الاستطاعة المستهلكة فيه مع تغير الخصائص الهيدروليكية في الشبكة التي يتوضع ضمنها المبادل الحراري والأنابيب الوصلة إليه. نعتبر أن ضياع الاحتكاك في شبكة الأنابيب أكبر بكثير مما هو عليه في المبادل نفسه وتبعاً لذلك فإن استطاعة محرك المضخات لا تتغير تبعاً لتغير الاستطاعة المصروفة على تحريك الناقل الحراري عبر المبادل. تعتبر في الحسابات أيضاً أن مردود المضخات ثابت، و أن عمر خدمة المبادل لا يتوقف على بارامترات عمله وعلى خصائص وشدة التأثير على تيار الوسيط الناقل اللازمة لتأمين شدة التبادل الحراري ويؤخذ 25 سنة. نأخذ كمؤشر تقويم نهائي مجموع النفقات على التصميم والانتاج وكذلك على استثمار المبادل خلال كامل فترة خدمته.

2- المتحولات المستقلة و مجال تغيراتها :

يدخل في المتحولات المستقلة البارامترات التصميمية و بارامترات نظام العمل التالية :

- سرعة الوسيط الناقل للحرارة داخل أنابيب المبادل الحراري وهي تتغير لمجال $(0.1-1.5)[\text{m/s}]$ بخطوة $0.1[\text{m/s}]$.

- القطر الداخلي للأنابيب التي يتحرك فيها الوسيط الناقل $(0.008-0.014)[\text{m}]$ و بخطوة $0.001[\text{m}]$.

- التباعد بين الأنابيب الذي يحدد مقطع العبور للوسط الناقل عند الجريان العرضي حول الأنابيب ويتغير

ضمن المجال $(0.001188-0.01828)[\text{m}]$ بخطوة $0.00242[\text{m}]$.

- المسافة بين جدران الحواجز المتوضعة بين الأنابيب قيمتها ضمنه الحدود $0.1L_1-1.2L_2$ حيث : L_1 - هي

المسافة بين أجزاء الحواجز و تحدد من خلال المساهمة الأعظمية لمقطع العبور الفعلي. هنا تجدر الإشارة إلى أنه يتم

اختيار أبعاد الحواجز بحيث تكون مساحة مقطع العبور في المسافة بين الأنابيب و الحواجز مساوياً لمساحة مقطع

العبور في المسافة المتشكلة بين الحواجز والغطاء الخارجي للمبادل الحراري. تعتبر قيمتها من $0.8L_1$ وحتى $1.2L_1$

3-المعطيات الأولية اللازمة :

درجة حرارة الماء الساخن والبارد عند مدخل المبادل $T'_c = 60[^\circ C]$ ، $T'_h = 150[^\circ C]$

درجة حرارة الماء الساخن والبارد عند مخرج المبادل $T''_c = 95[^\circ C]$ ، $T''_h = 70[^\circ C]$

الاستطاعة الحرارية للمبادل $Q = 120000 [W]$

سرعة الماء الساخن $U_h = 1[m/s]$

تعطى الخصائص الفيزيائية والحرارية للماء واللازمة لإجراء الحساب في مجال درجات الحرارة $0-200[^\circ C]$.

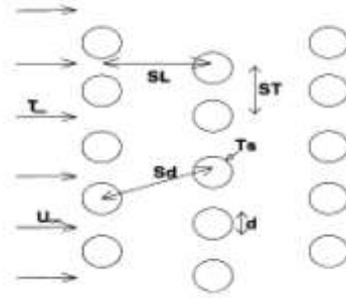
القطر الداخلي للأنايبب $d_{in}=0,01[m]$ ، القطر الخارجي للأنايبب $d_{ex}=d_{in}+0.0014[m]$

الطول الأولي للأنايبب $L=1.8[m]$

الخطوة العرضية للأنايبب عند توضعها في رؤوس المثلث المتساوي الأضلاع:

$1.3 \div 1.6 dex$ تؤخذ المسافة $S_T = 0.015[m]$ ، لاحظ الشكل (1) الذي يبين شكل تخطيطي لتوضع

الأنايبب في المبادل.



الشكل (1) شكل تخطيطي من أجل حساب معامل اعطاء الحرارة من حزمة الأنايبب في المبادل الحراري.

ضلع المثلث عند توضع الأنايبب على رؤوس المثلث المتساوي الأضلاع $1.1 \div 1.6 dex$

يؤخذ البعد $S_d = S_T = 0.015[m]$. وتؤخذ المسافة من حافة الحاجز وحتى الهيكل (الغلاف)

$B = (0.2 \div 0.4)D$ ، نختار $B = 0.3D$ ، كثافة الفولاذ مادة الأنايبب $\rho_{St} = 7900[kg/m^3]$

يؤخذ مردود المضخة $\eta = 0.8$ كما يعتبر سعر الطاقة الكهربائية ما يعادل

$1.7 = NEE$ وحدة نقدية لكل كيلو واط ساعي و الكلفة النوعية للكيلو غرام الواحد من المبادل الحراري هي

$268 = N_{Toi}$ وحدة نقدية لكل كيلو غرام حيث يتم الحصول على تلك القيمة من تجميع المعطيات عن الكلفة الكلية

للمبادل الحراري . نعتبر في الحسابات أن نسبة التضخيم السنوية $M_1 = 0.05$ ونسبة الارتفاع الممكنة لثمن الطاقة

الكهربائية في العام $M_2 = 0.05$ وأن زمن خدمة المبادل الحراري كما ذكرنا $\tau = 25 year$

4-حساب القيمة الدنيا للمؤشر النهائي :

يمكن عند حساب قيمة المؤشر النهائي لتقويم مثالية التصميم المقترح تقسيم الحساب الى المراحل الآتية: -a

الحساب الحراري ونحدد بنتيجته البارامترات الهندسية ونظام عمل المبادل -b الحساب الهيدروليكي وهو يلزم من أجل

حساب انخفاض الضغط والنفقات على الطاقة الكهربائية المستهلكة لتأمين حركة السوائل بالقنوات الساخنة والباردة

للمبادل .

C- حساب خصائص الكلفة للمبادل مع اعتبار التضخم (أو التخفيضات الممكنة في الأسعار) يعطى الأساس النظري للحساب الحراري و الهيدروليكي بشكل واسع في [7]، [8] و نعتمد في بحثنا طريقة الحساب الحراري المرتكزة على انخفاض الحرارة اللوغاريتمي بين الوسائط الناقلة و على علاقات انتقال الحرارة التي يمكن صياغتها على الشكل التالي :

$$(7) \quad Q = K_c.F_c.\Delta t_l.\phi = K_h.F_h.\Delta t_l.$$

K_c, K_h - عوامل انتقال الحرارة منسوبة إلى السطوح الساخنة والباردة

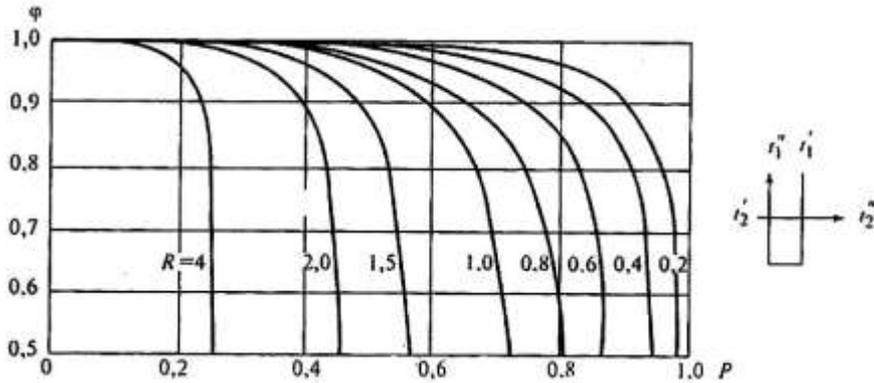
$$(8) \quad \Delta t_l = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}$$

$\Delta t_{\max}, \Delta t_{\min}$ - أكبر وأصغر انخفاض في درجة الحرارة بين الوسطين عند مدخل ومخرج المبادل في الحالة عندما يكون $\Delta t_{\max} / \Delta t_{\min}$ ينتهي للواحد فإنه يمكن تحديد انخفاض الحرارة بين الوسطين بدقة كافية كوسطي حسابي. أما ϕ في العلاقة (7) فتعتبر عامل تصحيح يأخذ في الاعتبار الحركة النسبية للوسائط في المبادل ويحدد بناءً على قيم البارامترات R, P :

$$P = \frac{t'_c - t''_c}{t'_h - t'_c}, \quad R = \frac{t'_h - t''_h}{t''_c - t'_c} \text{ : حيث}$$

تعطى مخططات توجد من خلالها قيمة ϕ حسب طريقة حركة الوسطين الناقلين في المبادل. نبين على

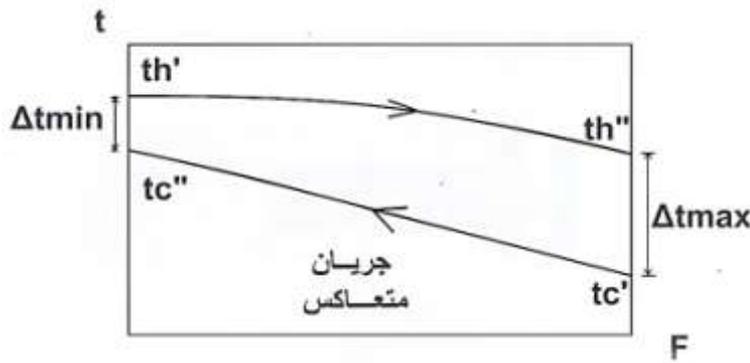
الشكل (2) العلاقة $\phi = f(P, R)$ لحالة الوصل المتعكس للناقلين في المبادل وعدم اختلاطهما [9].



الشكل (2) علاقة $\phi = f(P, R)$ لحالة الوصل المتعكس للناقلين الحرارية وعند عدم اختلاطهما

تتغير قيمة t'_c, t''_c, t'_h, t''_h للوسائط مع طول المبادل الحراري و حسب تغيّر الطور في كل منهما و كذلك

حسب طريقة الجريان لكل منهما بالنسبة للآخر فتبدو مثلاً لجريان متعكس كما في الشكل (3) :



الشكل (3) تغير درجة حرارة النواقل على طول المبادل الحراري

b- الحساب الحراري:

• الخواص الفيزيائية والحرارية للنواقل الحرارية عند قيمة حسابية وسطية لدرجة الحرارة مساوية :

$$(t'_h + t''_h)/2 \text{ و } (t'_c + t''_c)/2$$

• القيمة الوسطية لكثافة النواقل الحرارية الباردة والساخنة على التوالي :

$$\rho_h = 947.4 [kg/m^3]$$

$$\rho_c = 972.503 [kg/m^3]$$

• القيمة الوسطية للزوج الكينماتيكية:

$$\nu_c = 3.937 \times 10^{-7} [m^2/s]$$

• الناقلية الحرارية الوسطية :

$$\nu_h = 3.09 \times 10^{-7} [m^2/s]$$

$$\lambda_c = 0.665 [W/m.k] \quad \lambda_h = 0.63 [W/m.k]$$

• السعة الحرارية للنواقل الحراري الساخن والبارد :

$$C_{ph} = 4.25 \times 10^3 [j/kg.k] \quad , \quad C_{pc} = 4.197 \times 10^3 [j/kg.k]$$

• الخطوط النسبية العرضية و الطولية لتوضع الأنابيب في الحزمة برؤوس المثلث متساوي الأضلاع :

$$\alpha = \frac{S_T}{dex} \quad , \quad b = \frac{S_L}{dex} = \sqrt{S_d^2 - (S_T/2)^2} / dex = 0.013 [m]$$

• سماكة جدران الأنابيب وناقليتها الحرارية :

$$\rho_{cT} = \frac{dex - din}{2} = 7 \times 10^{-4} [m] \quad , \quad \lambda_{cT} = 9 [W/m.k]$$

• تدفق الناقل الحراري الساخن والبارد

$$G_h = \frac{Q}{C_{ph}(T'_h - T''_h)} = 0.353 [kg/s]$$

$$G_h = \frac{Q}{C_{ph}(T'_h - T''_h)} = 0.807 [kg/s]$$

$$N = \frac{G_h}{U_h \cdot \delta_h} \cdot \frac{4}{\pi \cdot din^2} = 4.473$$

• عدد الأنابيب :

نأخذ العدد الكامل القريب من القيمة الناتجة أي 5 أنابيب .

• تدفق سرعة الماء الساخن :

$$U_h = \frac{G_h}{N \cdot \delta_h} \cdot \frac{4}{\pi \cdot din^2} = 0.949 [m/s]$$

• عوامل طرح الحرارة للنقل الحراري الساخن في الأنابيب حيث لدينا :

$$Re_{dh} = \frac{U_h \cdot din}{V_h} = 3.07 \times 10^4 \text{ عدد رينولدز}$$

$$P_{rh} = \frac{\delta_h \cdot V_h \cdot C_{ph}}{\lambda_h} = 1.849 \text{ عدد برانتل}$$

عدد برانتل بجانب الجدران عند درجة حرارة للنقل جانب الجدران:

$$T_{CT,h} = 1.1 \frac{T_h' + T_c' + T_h'' + T_c''}{4} = 103.125 [^\circ C]$$

وبالتالي

$$P_{rcT,h} = \frac{\rho(T_{CT,h})^4 \cdot v(T_{CT,h}) \cdot C_p(T_{CT,h})}{\lambda(T_{CT,h})} = 1.693$$

نحدد طول القسم الأول من المبادل وعامل التصحيح الذي يأخذ بالاعتبار طرح الحرارة على ذلك القسم من

المبادل :

$$LB = 50 \text{ din} = 0.5 [m]$$

$$f = (1.58 \cdot \ln(Re_{dh}) - 3.28)^{-2} = 5.877 \times 10^{-3}$$

عدد نوسلت عند حركة الماء في الأنابيب :

$$N_{ud} = \frac{f}{2} (Re_{dh} - 1000) Pr_h \left[1 + (din / L)^{0.667} \right] (P_{rh} / P_{rcTh})^{0.11} = 124.566$$

$$\alpha_h = \frac{N_{ud} \cdot \lambda_h}{din} = 8.383 \times 10^3 [W / m^2 \cdot k] : \text{عامل طرح الحرارة}$$

الأبعاد التصميمية للمبادل الحراري : نأخذ عامل ملئ شبكة الأنابيب في المبادل

$\psi = 0.8$ فيكون :

$$D = 1.1 S_d \cdot \sqrt{\frac{N}{\psi}} = 0.075 [m] : \text{القطر الداخلي للغلاف (الهيكل المحيط)}$$

القطر الأعظمي لمقطع العبور الفعلي في الفراغ بين الأنابيب عند الجريان الطولي للسائل :

$$f_{MP} = \frac{\pi}{4} (D^2 - N \cdot dex^2) = 7.942 \times 10^{-4} [m^2]$$

$$l_c = f_{MP} / D \left(1 - \frac{dex}{S_d} \right) = 0.08 [m] \text{ المسافة بين أجزاء الحواجز}$$

الطول المكافئ لمسار الوسيط الناقل الحراري بين أجزاء الحواجز :

$$l_{eq} = l_c + D - \frac{3}{4} B = 0.085 [m]$$

$$\varphi = \frac{1 - dex / sd}{1 - 0.9(dex / sd)^2} = 0.494$$

معامل تضيق الحقل الحقيقي بين فراغات الانابيب

المساحة الحسابية للمقطع الحقيقي للمسافة بين الانابيب :

$$f_{pr} = f_{Mp} \cdot \frac{lc \cdot \varphi}{Leq} = 2.79 \times 10^{-4} [m^2]$$

$$U_c = \frac{G_c}{f_{pr} \cdot Pc} = 3.051 [m/sec] \text{ سرعة تيار الماء البارد}$$

نوجد الآن معاملات طرح الحرارة للناقل البارد في المسافة بين الانابيب :

$$Re_{dc} = \frac{U_c \cdot dex}{\nu_c} = 8.833 \times 10^4 \text{ عدد رينولدز}$$

$$Pr_c = \frac{\delta_c \cdot \nu_c \cdot C_{pc}}{\lambda_c} = 1.845 \text{ عدد برانتيل}$$

$$Pr_{rc} = \frac{\delta(Tw.c) \nu(Tw.c) \cdot Cp(Tw.c)}{\lambda(Tw.c)} = 2.101 \text{ عدد برانتيل بجانب الجدران} :$$

$$(Tw.c) Twc = 0.9 \frac{T'_h + T'_c + T''_h + T''_c}{4} = 84.375 [^\circ C] \text{ حيث تحسب قيمة}$$

عدد نوسلت من أجل حزمة الانابيب المتوضعة بشكل شطرنجي في المسافة بين الانابيب :

$$Nudc = 1.04 \left(\frac{a}{b}\right)^0 \cdot R_{edc}^{0.4} \cdot P_{rc}^{0.36} (Pr_c / Pr_{rc})^{0.25} : \text{ عندما } R_{edc} < 500 \text{ يكون}$$

$$Nudc = 0.71 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.5} \cdot R_{edc}^{0.5} \cdot P_{rc}^{0.36} (Pr_c / Pr_{rc})^{0.25} : \text{ عندما } 500 \leq R_{edc} < 10^3$$

$$Nudc = 0.35 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} \cdot R_{edc}^{0.6} \cdot P_{rc}^{0.36} (Pr_c / Pr_{rc})^{0.25} : \text{ عندما } 10^3 \leq R_{edc} < 2 \times 10^5$$

$$Nudc = 0.71 \left(\frac{a}{b}\right)^{0.2} \cdot R_{edc}^{0.8} \cdot P_{rc}^{0.36} (Pr_c / Pr_{rc})^{0.25} : \text{ عندما } 2 \times 10^5 \leq R_{edc} < 2 \times 10^6$$

وبالتالي تبلغ القيمة الوسطية لعدد نوسلت : $Nudc = 404.017$:

$$\alpha_c = \frac{Nudc \cdot \lambda_c}{dex} = 2.358 \times 10^4 [w/m^2.k] : \text{ عامل إعطاء الحرارة}$$

عامل انتقال الحرارة منسوباً إلى السطح الخارجي للأنايب :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_h} \cdot \frac{dex}{din} + \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_w} \cdot dex \cdot \ln\left(\frac{dex}{din}\right) + \frac{1}{\alpha_c}} = 4.882 \times 103 [w/m^2.k]$$

ارتفاع الحرارة الوسطي للوغازيتي بين الناقلين الحرارين (الناقل الحرارية)

$$\Delta tg = \max(T'_h - T''_c, T''_h - T'_c) \Rightarrow \Delta tg = 55 [^\circ C] \text{ الأعظمي}$$

$$\Delta ts = \max(T'_h - T''_c, T''_h - T'_c) \Rightarrow \Delta ts = 10 [^\circ C] \text{ الأصغري}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta t_g - \Delta t_s}{\ln(\Delta t_g / \Delta t_c)} = 26.397[^\circ\text{C}] \text{ وبالتالي}$$

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} = 0.931[m^2] \text{ مساحة سطح المبادل الحراري}$$

$$L = F / N \cdot \pi \cdot dex = 5.2[m] \text{ طول الأنبوب}$$

الأبعاد التصميمية :

$$nc = L / lc = 86.055 \text{ عدد أجزاء الحواجز}$$

$$nc = 86 \text{ يؤخذ العدد القريب أي}$$

$$lc = \frac{l}{nc + 1} = 0.06[m] \text{ البعد الدقيق بين أجزاء الحواجز}$$

الطول المكافئ الدقيق لمسار النواقل الحرارية بين أجزاء الحواجز :

$$Leq = lc + D - \frac{4}{3}B = 0.105[m]$$

المساحة الدقيقة للمقطع الفعلي للمسافة بين الانابيب :

$$f_{pr} = f_{Mp} \frac{lc \cdot \varphi}{Leq} = 2.782 \times 10^{-4}[m^2]$$

الحساب الهيدروليكي :

نحدد أولاً ضياع الضغط في قناة الناقل الساخن

• ضياع الضغط في القسم الأولي من الانابيب :

حيث : $\xi_{inp} = 1$ عامل الضياع الهيدروليكي

$$\Delta P_{in} = \xi_{inp} \cdot \delta_h \cdot \frac{U_h^2}{2} = 426.306 Pa \text{ فيكون}$$

• ضياع الضغط على الاحتكاك في الانبوب ، حيث لدينا الموصلية الحرارية للأنابيب :

$$\lambda p = 0.11 \left(\frac{68}{Re_{dh}} \right)^{0.25} = 0.024$$

$$\Delta P_h = \lambda p \cdot \frac{L}{din} \left[\rho_h \cdot \frac{U_h^2}{2} \right] = 5.29 \times 10^3 [Pa]$$

وبالتالي ضياع الضغط الكلي في الانبوب :

$$\Delta P_{\Sigma p} = \Delta P_h + \Delta P_{in} = 5716.306 [Pa]$$

ضياعات الضغط على انفصال التيار عند مدخل الأنابيب ، حيث لدينا :

$$\xi_{in} = 0.5 \left[1 - \frac{N \cdot d_{in}^2}{D^2} \right] = 0.349$$

$$\Delta P_{in} = \xi_{inp} \cdot \left[\rho_h \cdot \frac{U_h^2}{2} \right] = 148.988 [Pa]$$

ضباغات الضغط على تجمع التيار بعد مخرج مجمع الأنابيب :

$$\xi_{ex} = \left[1 - \frac{N \cdot d_{in}^2}{D^2} \right] = 0.489$$

$$\Delta P_{ex} = \xi_{ex} \cdot \left[\rho_h \cdot \frac{U_h^2}{2} \right] = 208.276 [Pa] \text{ : فيكون}$$

الضباغات عند تغير كثافة الماء (السائل) ، حيث لدينا عامل الاحتكاك عند جريان السائل :

$$\xi_t = 4 \cdot \frac{T''_h - T'_h}{T''_h + T'_h + 273.15} = -0.649 \text{ : في الأنبوب}$$

وبالتالي :

$$\Delta P_t = \xi_t \cdot \left[\rho_h \cdot \frac{U_h^2}{2} \right] = -276.626 [Pa]$$

الضباغات الكلية في خط الماء الساخن :

$$\Delta P_{\Sigma h} = \Delta P_{\Sigma P} + \Delta P_{in} + \Delta P_{ex} + \Delta P_t = 5.796 \times 10^3 Pa$$

• فقد الضغط في الفراغات بين الانابيب عند جريان السائل بين الحواجز :

$$Z = \frac{D}{S_d} = 2.75 \text{ : أولاً لدينا عدد صفوف الأنابيب في المقطع الوسطي}$$

نأخذ الرقم الصحيح لعدد الصفوف و هو : $Z = 2$

فقد الضغط على الاحتكاك في فراغات الانابيب ، حيث لدينا معامل الضياغ الهيدروليكي حسب قيمة عدد

رينولدز كالتالي :

$$\xi_{f.n} = 157.8 \cdot R_{edc}^{-0.99} \cdot \left[\frac{\rho_c \cdot U_c}{\delta_c \cdot U_{(Tw.c)}} \right]^{-0.14} \text{ : عندما } R_{edc} < 100 \text{ يكون}$$

$$\xi_{f.n} = 157.8 \cdot R_{edc}^{-0.432} \cdot \left[\frac{\rho_c \cdot U_c}{\rho_c \cdot U_{(Tw.c)}} \right]^{-0.14} \text{ : عندما } 100 \leq R_{edc} < 10^3 \text{ يكون}$$

$$\xi_{f.n} = 157.8 \cdot R_{edc}^{-0.182} \cdot \left[\frac{\rho_c \cdot U_c}{\rho_c \cdot U_{(Tw.c)}} \right]^{-0.14} \text{ : عندما } 10^3 \leq R_{edc} < 10^5 \text{ يكون}$$

و القيمة الوسطية لمعامل الضياغ : $\xi_{f.n} = 0.331$

وبالتالي ضياغ الضغط على الاحتكاك :

$$\Delta P_{f.n} = \xi_{f.n} (1 + nc) \cdot Z \left[\rho_c \cdot \frac{U_c^2}{2} \right] = 2.609 \times 10^5 [Pa]$$

ضباغ الضغط في الفراغات بين الانابيب عند دوران التيار في أماكن الحواجز :

$$\Delta P_{f.n} = 1.5nc \left[\rho_c \cdot \frac{u_c^2}{2} \right] = 5.839 \times 10^5 [Pa]$$

ضياح الضغط عند الدخول في الفراغات بين الانابيب : حيث معامل الضياح الهيدروليكي

$$\xi_{inc} = 0.5 \left[1 - \frac{(D - Z.dex)^2}{D^2} \right]^2 = 0.403$$

$$\Delta P_{in.c} = \xi_{inc} \left[\rho_h \cdot \frac{u_h^2}{2} \right] = 171.783 [Pa] : \text{فيكون}$$

ضياح الضغط عند الخروج من الفراغات بين الانابيب : حيث لدينا :

$$\xi_{exc} = 0.5 \left[1 - \frac{(D - Z.dex)^2}{D^2} \right]^2 = 0.649$$

$$\Delta P_{ex.c} = \xi_{exc} \left[\rho_h \cdot \frac{u_h^2}{2} \right] = 276.88 [Pa]$$

ضياح الضغط عند تغير كثافة الماء ، لدينا المعامل ξ_{tc} في هذه الحالة :

$$\xi_{tc} = 4 \cdot \frac{T''_c - T'_c}{T''_c + T'_c + 273.15} = 0.327$$

$$\Delta P_{t.c} = \xi_{tc} \left[\rho_h \cdot \frac{u_h^2}{2} \right] = 1.48 \times 10^3 [Pa]$$

ضياح الضغط الكلي في خط الناقل الحراري البارد :

$$\Delta P_{\Sigma c} = \Delta P_{fn} + \Delta P_R + \Delta P_{inc} + \Delta P_{exc} + \Delta P_{tc} = 5.796 \times 10^3 [Pa]$$

نحسب كتلة المبادل الحراري :

$$M_{TOI} = \left[\left(\frac{dex^2 - din^2}{4} \right) \cdot \pi \cdot L + \pi \cdot D \cdot L \cdot 0.003 \right] \rho_w + \left[nc \cdot \frac{\pi(D - 3 - Sd)2 \times 0.003}{8} + \frac{\pi \cdot D^2 \cdot 0.01}{2} \right] \rho_w$$

$$M_{TO} = \left[M_{TOI} \frac{\pi \cdot D^2 \cdot 0.003}{2} \rho_w \right] \cdot 1.1 = 18.725 [kg] : \text{و تكون كتلة المبادل}$$

حيث : M_{TOI} - كتلة عنصر واحد من المبادل الحراري

حساب مؤشرات كلفة المبادل الحراري:

يكون ثمن المبادل الحراري مع اعتبار التغيرات في الاسعار

$$C_{TO} = M_{TOI} \cdot N_{TOI} (1 + M_1)^\tau = 1.16 \times 10^4 \text{ وحدة نقدية}$$

كلفة الطاقة الكهربائية المستهلكة مع اعتبار التخفيضات الممكنة :

وحدة نقدية

$$CEE = \sum_{i=1}^{\tau} 365 \times 24 \times NEE \left[(1 + M_2)^{\tau-1} (1 + M_1)^{\tau-1} \right] = 2.216 \times 10^6$$

قيمة المؤشر النهائي و التي تجمع بين النفقات على التصميم و الاستثمار للمبادل الحراري خلال كامل فترة خدمته :

$$F_{cm} = \left[\frac{Gh}{\rho_h} \cdot \frac{\Delta P_{\Sigma h}}{\eta} + \frac{Gc}{\rho_c} \cdot \frac{\Delta P_{\Sigma c}}{\eta} \right] \cdot \frac{CEE}{1000} + C_{TO} = 1.862 \times 10^6 \text{ وحدة نقدية}$$

5- نتائج الحساب:

بنتيجة الحسابات التي أجريناها وفق الطريقة المقترحة تم إيجاد القيمة الدنيا للمؤشر النهائي أي النفقات خلال فترة استثمار المبادل الحراري فكانت وفق المثال المعطى لدينا 28293 وحدة نقدية عند تضخم قدره $M_2=5\%$. يبين الجدول (1) خصائص المبادل الموافق لهذه القيمة ، حيث تمّ و من أجل المقارنة مع الحل المثالي للمبادل الحراري وفق القيمة الدنيا لـ F_{cm} . اختيار مبادل حراري له قيمة F قريبة من F_{cm} نورد مؤشرات في العمود اليميني من الجدول (1) أيضاً . كما نورد في الجدول (2) المقارنة بين الحل المثالي و الاختيار الوسطي من بين الحلول الممكنة وفق مؤشرات كيرينشيف لتقييم المبادلات الحرارية .

جدول (1) مقارنة خصائص المبادلات الحرارية المختارة بشكل وسطي وأخرى وفق القيمة الدنيا للمؤشر النهائي F_{cm} في مجال تغير قيم المتحولات :

بارمترات المبادل الحراري	القيمة الدنيا للمؤشر النهائي	القيمة الوسطية للمؤشر النهائي
قيمة المؤشر النهائي (وحدة نقدية)	28293	86865
القيمة المنخفضة للمبادل خلال 25 سنة	23977	16204
القيمة المنخفضة للطاقة الكهربائية خلال 25 سنة	4316	70661
قطر غطاء المبادل (m)	1.105	0.066
قطر الأنابيب (m)	0.008	0.009
طول الأنابيب في المبادل (m)	2.721	3.03
خطوة الأنابيب (m)	0.0141	0.102
عدد الأنابيب	37	20
عدد أجزاء الحواجز	13	16
المسافة بين الحواجز	0.209	0.189
مساحة سطح المبادل من الخارج (m ²)	2.973	1.98
السرعة في الأنابيب (m/s)	0.2	0.3
عامل انتقال الحرارة (w/m ² .c°)	1529	2296
فقد الضغط في فراغ الأنابيب (Pa)	260	480
فقد الضغط في الفراغ بين الأنابيب (Pa)	3343	55308
الاستطاعة المستهلكة للتدفق في الأنابيب (w)	0.121	0.224
الاستطاعة المستهلكة للتدفق في الفراغ بين الأنابيب (w)	3.48	57.53
كتلة المبادل الحراري (kg)	26.42	17.86

جدول (2) مقارنة المبادلات وفق مؤشر كيريتشيف

المبادل الحراري	ذو القيمة الدنيا للمؤشر النهائي	ذو القيمة الوسطية للمؤشر النهائي
مؤشر كيريتشيف Q/N	33320	2078
مؤشر كيريتشيف منسوباً لواحدة المساحة من سطح المبادل الحراري (Q/N.F)	11207	1049

نشير إلى أنه في الحياة العملية يمكن إنشاء المبادل الحراري المدروس بقطر $m0.105$ وطول للأنايب $2.721m$ بحيث يكون مؤلف من جزئين .

الاستنتاجات والتوصيات :

-قدم البحث فكرة واضحة عن مسائل الاختيار الأمثل في حساب وتصميم التجهيزات الفنية و الهندسية و منها المبادلات الحرارية بشكل خاص .
بينت الحسابات أن الاختيار الأمثل للبارامترات يقلل بشكل واضح من مجموع النفقات على تحضير و استثمار المبادلات الحرارية بمقدار ثلاث مرات على الأقل .
تعطي طريقة الحساب المعروضة للمبادلات تصوراً كاملاً عن جميع البارامترات و مؤشرات عمل المبادلات عند استثمارها في الدارات والأنظمة الحرارية المختلفة .
توفر الطريقة المعروضة إمكانية اختيار المبادل الحراري الأفضل من بين مجموعة مبادلات مختلفة الأبعاد وفقاً للبارامترات المحددة المطلوبة لكل منها .
تساعد المعلومات المتوفرة عن حساب المبادلات الحرارية باستخدام الأتمتة في عملية الحساب عند دراسة و تصميم المبادلات بشكل يحقق الوفرة في الزمن والجهد والنفقات وهذا ما يجعلنا نوصي بوضع برنامج على أساس الموديل الرياضي المعروض لعملية الحساب .

المراجع:

1. TAYLAR J. S. "A statistical Theory of depreciation" – The Journal of The American Statistical Association, 1973, December.
2. شينين أ. م. " حسابات و برامج على حل الاختيار الأمثل لوثوقية المعدات " – موسكو، 1981، باللغة الروسية.
3. باراداستف غ. ف.، غانتشاروف أ. ن. وآخرون "مسائل دراسة وتصميم تقنيات جديدة ووضع نظام لإنجازها بشكل فعال – موسكو، 1984، باللغة الروسية.
4. كالفاتي د. د. ، بابالاف ف. ف. " الاختيار الأمثل لمبادلات حسب الفعالية الحرارية لها " – موسكو، 1986، باللغة الروسية.
5. فالويفا ي. ب. ، داماراتسكيا ت. أ. " تقييم الفعالية الهيدروحرارية للمبادلات الحرارية " – موسكو، 2002، باللغة الروسية.

6. غاريايف أ. ب. ، سافتشكوف ن. م. وآخرون "طريقة الحصول على التصميم الأمثل لأجهزة التبريد الهوائي" – كازان، 2006، باللغة الروسية.
7. باكالاسنف أ. م. ، غارانبكا ف. أ. وآخرون "المبادلات الحرارية الصناعية عملها واستخداماتها" – موسكو، 1986، باللغة الروسية.
8. إساتشكا ف. ب. ، أسبيوفا ف. أ. وآخرون "انتقال الحرارة" – موسكو، 1981، باللغة الروسية.
9. بارتتوف ف. د. ، ساسين ف. يا. " حساب المبادلات الحرارية في أنظمة التدفئة والتكييف " – موسكو، 2009، باللغة الروسية.