

Introduction à l'intégration énergétique de procédés par l'Analyse Pinch

Manuel pour l'analyse de procédés continus
et de procédés batch

2^{ème} édition 2017

Élaboré par

Florian Brunner, Brunner Energieberatung GmbH
Flüelastrasse 31A, CH-8047 Zürich, florian.brunner@br-energie.ch, www.br-energie.ch

Dr. Pierre Krummenacher, HEIG-VD / IGT, www.pinch-analyse.ch
Avenue des Sports 20, CH-1401 Yverdon-les-Bains, pierre.krummenacher@heig-vd.ch

Accompagnement, rédaction du chapitre 4, graphiques

Prof. Dr. Beat Wellig, Peter Liem, Donald Olsen, Hochschule Luzern – Technik & Architektur
Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, beat.wellig@hslu.ch, www.pinch-analyse.ch

Accompagnement

Daniel Scharfegger, Damian Hodel, Raymond Morand, Helbling Beratung + Bauplanung AG
Hohlstrasse 614, CH-8048 Zürich, daniel.scharfegger@helbling.ch, www.helbling.ch

Traduction française

Stéphanie Perret (Planair SA), Pierre Krummenacher & Gabriel Chauvet (HEIG-VD)

Document élaboré sur mandat de l'Office fédéral de l'énergie, Section Industrie et Services

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen
Adresse postale: CH-3003 Bern
Tél. +41 58 462 56 11, Fax +41 58 463 25 00
www.bfe.admin.ch
Erich Bötsch, erich.boetsch@bfe.admin.ch

Téléchargement : www.pinch-analyse.ch ou www.suisseenergie.ch

2^{ème} édition janvier 2017 (version originale allemande / traduction française août 2017). Par rapport à la 1^{ère} édition juillet 2015, la présente édition a été adaptée en fonction des derniers développements du logiciel PinCH 3.0 focalisés sur le stockage de chaleur: réécriture du chapitre 16 et ajout du chapitre 17.

Le contenu et les conclusions du présent document n'engagent que ses auteurs.

Avertissement concernant la traduction française

L'Analyse Pinch, née et développée principalement dans les pays anglophones, s'est établie avec son vocabulaire anglais spécifique. Au lieu de recourir à des néologismes discutables, les termes anglais n'ayant pas d'équivalent français clair et reconnu sont repris tels quels dans la traduction française. Ces termes anglais sont écrits en caractères *italiques*. A noter que le *style italique* est aussi utilisé de manière générale pour les termes en langue allemande, les citations, et les mises en évidence.

Analyse Pinch ou Analyse Pincement ? Le terme de pincement (Analyse Pincement, Méthode du Pincement) est déjà largement utilisé en français. Cependant, par souci de clarté et d'unité, notamment pour communiquer et promouvoir la méthode au niveau national, l'équivalent français du terme *Pinch-Analyse* allemand est officiellement Analyse Pinch. Ce qui n'empêche pas d'utiliser le terme Pincement dans un contexte technique à l'attention des spécialistes et des praticiens par exemple.

Convention :

- l'Analyse Pinch (avec 1^{ère} lettre majuscule) désigne la méthodologie en général (comprenant les représentations graphiques, les règles et heuristiques, les outils, etc.) ;
- une analyse Pinch désigne une étude concrète d'optimisation énergétique d'un "objet" (procédé, site, etc.) selon la méthodologie de l'Analyse Pinch.

Préface

Environ 20% de la consommation d'énergie en Suisse revient au secteur industriel, dont plus de la moitié est utilisée pour les besoins de chaleur des procédés. Cette proportion est significativement plus élevée dans de nombreuses entreprises industrielles, comme par ex. celles des secteurs de la chimie, de l'alimentaire ou du papier. Pour ces secteurs à forte intensité énergétique, la réduction des besoins en énergie et des émissions de CO₂ revêt un intérêt majeur dans le contexte général d'augmentation des prix des énergies et les exigences écologiques.

Les approches classiques d'optimisation énergétique se concentrent souvent sur l'amélioration de l'efficacité des équipements individuels, ou celle des infrastructures énergétiques. L'expérience montre pourtant que la combinaison optimale des flux thermiques du système global apporte le plus souvent un gain en efficacité énergétique supérieur à l'amélioration souvent coûteuse du rendement de composants ou d'équipements individuels. C'est ici que l'intégration énergétique des procédés entre en jeu, avec pour objectif l'optimisation des procédés du point de vue global. L'Analyse Pinch est elle-même un outil précieux de l'intégration énergétique. Dans le cadre imposé de la minimisation des coûts totaux annuels, l'Analyse Pinch permet de déterminer le concept d'installation optimal, d'optimiser la conversion et l'utilisation des énergies, et d'améliorer la rentabilité. Grâce à l'Analyse Pinch, les besoins énergétiques des procédés industriels peuvent typiquement être réduits de 10 à 40%. D'un point de vue économique, les temps de retour sur investissement des mesures d'amélioration sont particulièrement attractifs, le payback simple étant souvent de l'ordre de deux à trois ans.

L'**Offensive Pinch** de l'Office Fédéral de l'Energie (OFEN) est une mesure de soutien pour accroître l'efficacité énergétique et réduire les émissions de CO₂ dans l'industrie suisse. L'objectif de l'Offensive Pinch est d'identifier de manière systématique les potentiels insoupçonnés d'économies d'énergie rentables dans les entreprises de production et de les transformer en mesures concrètes. L'OFEN, dans le cadre de SuisseEnergie, soutient différentes activités du domaine de l'Analyse Pinch (www.suisseenergie.ch). L'outil d'ingénierie *PinCH* de la *Hochschule Luzern* est un élément important de l'Offensive Pinch. Cet outil logiciel permet de se familiariser rapidement avec la méthode et de réaliser de manière ciblée et rentable des analyses Pinch dans l'industrie. Les centres d'appui en intégration énergétique de procédés et Analyse Pinch de la *Hochschule Luzern* et de la HEIG-VD à Yverdon-les-Bains offrent un soutien complet lors de la réalisation d'analyses Pinch ainsi que des cours, du coaching, des conseils et du support technique à l'utilisation de l'outil PinCH (www.pinch-analyse.ch).

Ce manuel introduit la lectrice / le lecteur pas à pas à la méthodologie de l'Analyse Pinch et prépare à la mise en pratique par de nombreux exemples issus de l'industrie suisse. Le manuel *Prozessintegration mit der Pinch-Methode* a été publié une première fois en 1998, puis retravaillé en 2006 (les deux fois en allemand uniquement). Le manuel, en tant que matériel pédagogique en langue allemande, avait trouvé de nombreux utilisateurs, même au-delà des frontières. En lien avec l'Offensive Pinch en cours et le lancement du logiciel PinCH version 2.0, le manuel a été complètement revu en 2013-2014 et mis à niveau. Le manuel a en particulier été complété par les chapitres traitant de l'optimisation de procédés avec cas de fonctionnement multiples et de procédés batch. En complément à l'édition précédente du manuel, le support de cours *Energie-Optimierung mit Pinch-Analyse* [1] de la *Hochschule Luzern* (2014) a constitué une base importante pour le présent manuel, en particulier pour les chapitres 2 à 8.

Ce manuel a été rédigé par des experts reconnus du domaine de l'Analyse Pinch : Florian Brunner (Brunner Energieberatung GmbH – Zürich) et Pierre Krummenacher (HEIG-VD – Yverdon-les-Bains). L'équipe de rédaction comprenait aussi des collaborateurs de la *Hochschule Luzern* et de *Helbling Beratung + Bauplanung AG*. Par le présent manuel, les auteurs transmettent leur savoir et leur expérience sur la méthode et son application. Tout retour sur le manuel ou sur des expériences relatives à l'utilisation pratique les intéresse vivement - ils se réjouissent de toute forme de prise de contact !

Erich Bötsch, Office fédéral de l'énergie
Beat Wellig, *Hochschule Luzern – Technik & Architektur*

Table des matières

1	Introduction	7
2	Intégration énergétique de procédés et Analyse Pinch.....	9
2.1	Intégration de procédés	9
2.2	Contexte de l'intégration de procédés.....	9
2.3	Analyse Pinch.....	9
2.4	Pourquoi l'Analyse Pinch est-elle unique?.....	9
2.5	A quelles questions répond une analyse Pinch ?	11
2.6	Quand faut-il recourir à l'Analyse Pinch ?	11
2.7	<i>Success stories</i> dans l'industrie	11
3	Utilisation du manuel	13
4	Fondamentaux du génie des procédés	19
4.1	Lois de conservation et équations de bilan générales	19
4.2	Équations de bilan.....	19
4.3	Exemples d'équations de bilan	22
4.4	Transfert de chaleur	24
4.5	Considérations exergetiques.....	32
4.6	Exemple d'application: évaporation flash de jus de fruits concentré	36
5	Détermination des valeurs cibles énergétiques d'un procédé continu	38
5.1	Introduction.....	38
5.2	Définitions : procédé et installation	38
5.3	Définitions : flux, exigences de procédé, et utilités	38
5.4	Diagramme Température-Enthalpie.....	39
5.5	Construction d'une courbe composite.....	42
5.6	Les courbes composite	43
5.7	Les trois règles d'or du pincement	43
6	<i>Supertargeting</i> d'un procédé continu	45
6.1	Introduction.....	45
6.2	Valeurs cibles des coûts totaux annuels	46
6.3	Conclusions sur le <i>Supertargeting</i>	47
7	Conception du réseau d'échangeurs de chaleur (<i>HEN Design</i>)	49
7.1	<i>Maximum Energy Recovery HEN (MER HEN)</i>	49
7.2	Principe et représentation du <i>MER HEN</i>	49
7.3	Règles de conception d'un <i>MER HEN</i>	50
7.4	Optimisation du réseau <i>HEN</i>	56
7.5	Limitations et contraintes	58
8	Optimisation de la fourniture de chaleur.....	60
8.1	Introduction.....	60
8.2	Principes de base de la courbe grande composite (<i>GCC</i>)	61
8.3	Optimisation des utilités	62
8.4	Unités de conversion d'énergie - <i>Energy Conversion Units (ECUs)</i>	65
8.5	Optimisation des utilités et conséquences pour la conception du <i>HEN</i>	72
9	Modélisation énergétique	73
9.1	Introduction.....	73
9.2	Remise en question des conditions du procédé	73
9.3	Définition des exigences du procédé	76
9.4	Traitement de cas particuliers, conseils pour la modélisation	83

9.5	Exemples de modélisation énergétique	85
10	Exemple d'analyse Pinch d'un procédé continu.....	88
11	Nouvelle installation vs modernisation d'installation existante.....	98
11.1	Introduction	98
11.2	Pourquoi le <i>retrofit</i> de HENs existants?	98
11.3	Types de modifications lors du <i>retrofit</i>	99
11.4	Aperçu des méthodes de <i>retrofit</i> de HEN	99
11.5	Méthodes et conseils pour un <i>retrofit</i> manuel.....	100
12	Valeurs cibles énergétiques pour plusieurs procédés simultanés	101
12.1	Introduction	101
12.2	Transfert de chaleur direct	101
12.3	Transfert de chaleur indirect	103
13	Valeurs cibles énergétiques pour des cas de fonctionnement multiples	113
13.1	Introduction	113
13.2	Transfert de chaleur direct	113
13.3	Transfert de chaleur indirect	114
13.4	Planification temporelle	115
13.5	Equipement.....	116
14	Procédés batch	117
14.1	Introduction	117
14.2	Procédé batch isolé.....	117
14.3	Répétitions cycliques de procédés batch	120
14.4	Décomposition en tranches de temps (<i>Time Slices</i>)	123
14.5	Variations des conditions du procédé d'un batch à un autre	126
15	Modélisation énergétique d'un flux batch.....	127
15.1	Introduction	127
15.2	Le réacteur ou la cuve	127
15.3	Règles supplémentaires spécifiques aux procédés batch.....	128
15.4	Degrés de liberté supplémentaires par rapport à des procédés continus	129
15.5	Exemple de modélisation énergétique.....	133
16	Valeurs cibles énergétiques de procédés batch	135
16.1	Introduction	135
16.2	Décision de principe de recourir au stockage de chaleur	135
16.3	Période d'analyse.....	135
16.4	Méthodes et outils	136
17	Identification et dimensionnement des systèmes de stockage de chaleur	140
17.1	Introduction	140
17.2	Stockage de chaleur	141
17.3	<i>Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs)</i>	147
17.4	Amélioration de la faisabilité et de la rentabilité	153
17.5	Volume de stockage, profil de charge/décharge	157
17.6	Cas particulier: production d'eau chaude.....	161
17.7	Compléments divers	163
18	MOC <i>Supertargeting</i> et MOC <i>HEN Design</i>	164
18.1	Introduction	164
18.2	Types de <i>design</i>	164
18.3	Bases de calcul	165

18.4	<i>Workflow du MOC Supertargeting / HEN Design</i>	166
19	Mettre en pratique (<i>Making it happen</i>)	167
20	Notation	169
20.1	Liste des symboles et unités les plus importants	169
20.2	Liste des abréviations les plus importantes	171
20.3	Glossaire	172
21	Bibliographie	176
22	Annexe A	177
23	Annexe B	178

1 Introduction

Les entreprises industrielles doivent désormais satisfaire à de multiples exigences. Les procédés doivent non seulement présenter une rentabilité maximale, mais également consommer le moins possible d'énergies et de ressources, et générer très peu d'émissions. A cela s'ajoute la hausse des prix des énergies et des taxes d'incitation, qui rendent indispensable l'augmentation de l'efficacité énergétique afin de maintenir la compétitivité.

En Suisse, le secteur industriel absorbe environ un cinquième de la consommation d'énergies. 55 % de cette part reviennent à la catégorie *chaleur industrielle*. Il existe cependant de nombreuses industries, dans lesquelles la proportion de chaleur industrielle est significativement plus élevée, par exemple, dans les industries chimiques, alimentaires et du papier. Pour ces industries à forte intensité énergétique, la réduction des besoins énergétiques et des émissions de CO₂ est d'un grand intérêt.

Les approches classiques d'optimisation énergétique se concentrent habituellement sur l'amélioration de l'efficacité des équipements individuels. L'expérience montre, cependant, que la combinaison optimale des flux thermiques du système global apporte généralement un gain en efficacité énergétique supérieur à l'amélioration souvent coûteuse des rendements individuels par des mesures purement techniques.

L'intégration des procédés est le terme générique usuel pour de telles méthodes intégrales et systémiques. **L'Analyse Pinch** est elle-même un outil précieux de l'intégration énergétique de procédés. Dans le cadre imposé de la minimisation des coûts totaux annuels, l'Analyse Pinch permet de déterminer le concept d'installation optimal, d'optimiser la conversion et l'utilisation des énergies, et d'améliorer la rentabilité.

Les fondamentaux les plus importants de cette méthode sont décrits dans le présent manuel.

Exemple pratique: production d'arômes

Situation initiale

La Fig. 1-1 présente un schéma de procédé (diagramme d'écoulement) simplifié pour la production d'arômes par séchage par atomisation. Parallèlement, une unité d'oxydation thermique régénérative (OTR) est exploitée, dans laquelle les composants odorants sont détruits. De l'eau de nettoyage (EN) est également produite pour nettoyer le système.

Le schéma présente une proposition de concept comprenant trois échangeurs de chaleur pour la récupération de chaleur, avec une puissance totale d'environ **1'300 kW**.

Questions clés

- Quelle est la récupération de chaleur maximale possible pour ce procédé ?
- Quels sont les besoins énergétiques minimaux correspondants ?
- La fourniture d'énergies est-elle adaptée ?
- Où se trouve l'optimum de rentabilité entre coûts d'investissement et coûts d'énergies ?
- Quel est le potentiel de récupération de chaleur rentable ¹⁾ ?
- Quelles mesures rentables permettent de concrétiser ce potentiel ?

L'Analyse Pinch répond aux questions ci-dessus par une **approche systématique et ciblée**.

¹⁾ La récupération de chaleur économiquement optimale est d'environ 3'300 kW et peut être réalisée avec 4 échangeurs de chaleur (voir la solution au chapitre 10). Trouvez-vous facilement cette solution "à la main" ?

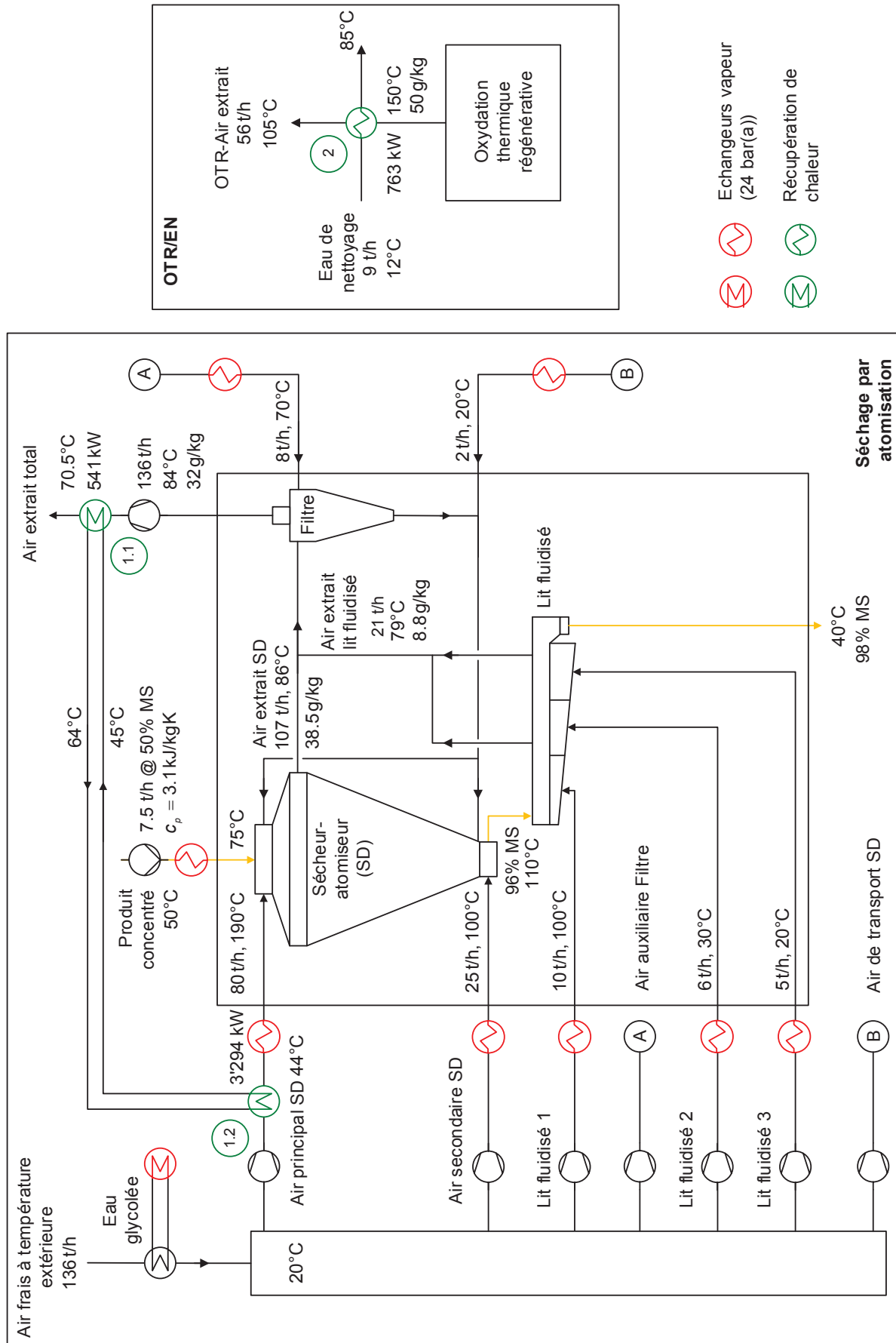


Fig. 1-1 Schéma de procédé simplifié de la production d'arômes par séchage par pulvérisation. "**Gauche**" : sécheur-atomiseur. "**Droite**" : oxydation thermique régénérative (OTR) et chauffage de l'eau de nettoyage (EN)

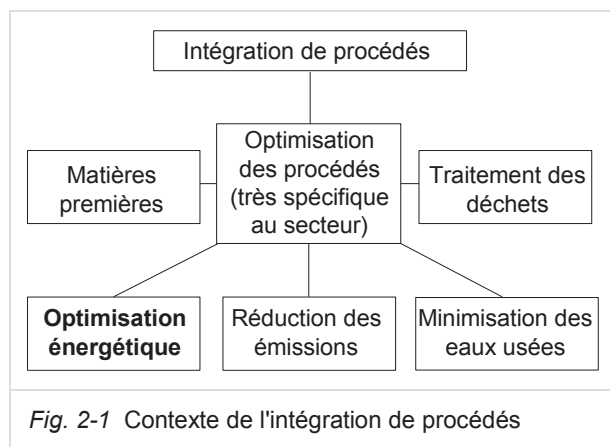
2 Intégration énergétique de procédés et Analyse Pinch

2.1 Intégration de procédés

Le terme *intégration de procédés* rassemble toutes les méthodes holistiques d'optimisation de procédés. L'intégration de procédés est le terme générique usuel désignant les approches systémiques pour optimiser les procédés industriels et les installations en termes de coûts d'investissement et d'exploitation, de consommation d'énergies, de flexibilité et d'émissions. L'intégration de procédés vise à exploiter un procédé, à capacité et qualité de produit spécifiées, avec un minimum d'énergies et de ressources ainsi qu'un minimum d'émissions.

2.2 Contexte de l'intégration de procédés

L'intégration de procédés s'emploie dans le contexte du génie des procédés et des technologies énergétiques. Elle optimise dans sa globalité l'utilisation de l'énergie et/ou des ressources s'agissant des coûts d'investissement et d'exploitation. L'optimisation des procédés, très dépendante du secteur industriel, est cruciale. L'analyse et l'optimisation des thèmes énergie, eau, matières premières, émissions, etc. s'effectuent au cours de différentes étapes.



La Fig. 2-1 décrit les domaines d'application de l'intégration de procédés. Le présent manuel se focalise sur l'intégration *énergétique* de procédés par l'Analyse Pinch, c'est-à-dire sur l'optimisation énergétique globale des systèmes de production et des systèmes énergétiques thermiques.

2.3 Analyse Pinch

L'Analyse Pinch constitue la "boîte à outils" la plus complète et la plus avancée pour l'intégration énergétique de procédés. Elle est applicable à l'optimisation de pratiquement tous les systèmes énergétiques thermiques et a déjà été utilisée avec succès dans les industries les plus variées.

Initialement développée pour les industries grandes consommatrices telles que raffineries ou usines chimiques de base, l'Analyse Pinch est, au cours des dernières années, devenue également accessible à d'autres branches industrielles ainsi qu'aux petites entreprises (PME). L'Office fédéral de l'énergie (OFEN) soutient l'application pratique de l'Analyse Pinch et a (co-)financé un nombre considérable d'études de cas, particulièrement dans les industries agroalimentaires et du papier. Plusieurs bureaux d'ingénieurs et Hautes Ecoles suisses ont effectué à ce jour plus de 100 analyses Pinch dans l'industrie.

Le **temps de retour sur investissement** (*pay-back*) pour la mise en œuvre de mesures varie typiquement entre **deux et trois ans**.

Les **potentiels d'économie d'énergies** identifiés par les analyses Pinch se situent, selon les experts, en règle générale **entre 10 et 35%**.

2.4 Pourquoi l'Analyse Pinch est-elle unique?

Le système global au centre de la démarche

Un procédé constitué de composants et d'équipements optimisés individuellement est loin d'être une installation optimale ! L'Analyse Pinch vise la meilleure combinaison possible de toutes les parties d'une installation y compris la fourniture d'énergies. Elle considère ainsi toujours le système globalement.

Différents fabricants suisses renommés d'installations ont reconnu le potentiel de l'approche systémique de l'Analyse Pinch et misent sur cette méthode pour l'optimisation de leurs installations.

Valeurs cibles absolues physiquement fondées

L'Analyse Pinch permet, à partir des exigences des procédés, de déterminer des valeurs cibles absolues (*Targets*), physiquement fondées, concernant les besoins énergétiques d'une installation. A partir de la consommation d'énergie minimale, il est possible d'élaborer le concept optimal des installations satisfaisant à la contrainte des coûts totaux annuels minimaux.

Grâce à la détermination de valeurs cibles énergétiques absolues, la méthode est un instrument d'évaluation approprié pour les démarches d'autorisation (telles que l'exonération de la taxe CO₂ par ex.).

"Target before design" et "First time right"

La Fig. 2.2 illustre l'effet d'apprentissage au cours du temps conduisant, étape par étape, à une réduction de la consommation d'énergies [2]. Les étapes d'apprentissage impliquent toujours des investissements en temps et en argent. La réduction de la consommation énergétique n'est quantifiable que par rapport à son niveau antérieur et le minimum réalisable n'est pas connu.

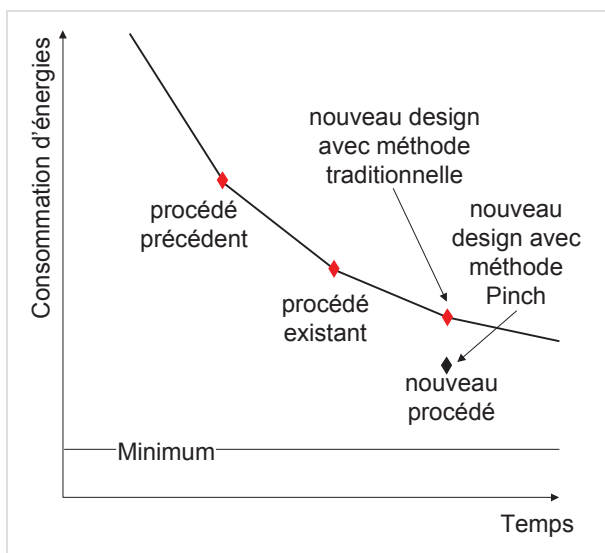


Fig. 2-2 Courbe d'apprentissage

L'Analyse Pinch applique le principe **Target before design**, autrement dit détermine les valeurs cibles absolues (objectifs de conception) préalablement à toute conception proprement dite d'une nouvelle installation ou d'une ligne de procédé. Ainsi, une conception optimale peut être garantie dès le départ (**First time right!**) et les mesures peuvent alors être implémentées avec des coûts supplé-

mentaires faibles. Les coûts d'énergie sur la durée de vie du système sont ainsi nettement réduits.

Systématique et sans hésitation

Déjà avec un petit nombre de fluides à chauffer et à refroidir, il existe de nombreuses variantes pour le placement d'échangeurs de chaleur. L'approche traditionnelle développe souvent quelques variantes par tâtonnements et/ou met en place les échangeurs de chaleur localement les plus évitants.

Au contraire, l'Analyse Pinch constitue à la fois une carte et une boussole. Elle fournit l'ensemble des règles nécessaires pour la détermination des valeurs cibles de coûts et d'énergie ainsi que pour l'élaboration des mesures.

Les données élaborées de manière systématique dans le cadre d'une analyse Pinch peuvent fréquemment servir de base pour des systèmes de management de l'énergie.

Réduction des consommations thermique et électrique

Même si l'Analyse Pinch constitue avant tout une méthode d'optimisation de systèmes énergétiques thermiques, elle se révèle également intéressante en matière d'économie d'électricité.

L'analyse de la consommation énergétique suisse entre 2000 et 2011 par types d'usages a révélé que 34% de la consommation d'électricité dans l'industrie est utilisée pour des besoins de chaleur de procédés [3]. Des chauffages à résistances électriques présentent certes des avantages en termes de facilité de régulation et de coûts d'investissement. Mais leurs coûts d'exploitation élevés rendent la récupération de chaleur sur les rejets thermiques comparativement de plus en plus souvent rentable. L'Analyse Pinch délivre à cet égard le cadre conceptuel de la mise en oeuvre la plus économique.

La réduction des besoins de refroidissement ou l'optimisation de la production de froid contribuent aussi à la réduction de la consommation d'électricité.

2.5 A quelles questions répond une analyse Pinch ?

En bref, une analyse pinch répond aux questions suivantes :

- quels sont les besoins d'énergies minimaux nécessaires pour un procédé entièrement optimisé ?
- où se situe l'optimum économique entre coûts d'investissement et coûts de l'énergie ?
- avec quelles mesures les valeurs cibles énergétiques peuvent-elles être atteintes ?
- quel système de fourniture d'énergies est optimal pour l'ensemble du système (chaudière, cogénération, pompe à chaleur) ?
- comment la fourniture d'énergies s'intègre-t-elle au système ?
- énergies thermiques principalement utilisées pour les besoins des procédés et non pas pour le chauffage des bâtiments ;
- existence de plusieurs besoins de chauffage, à des niveaux de température différents (par ex. pasteurisation à 75°C, production d'eau chaude, préchauffage à 40°C, chauffage de l'air à 30°C, etc.);
- existence de plusieurs sources de rejets de chaleur ou besoins de refroidissement (par ex. refroidissement de produits de 50°C à 20°C, eaux usées à 25°C, rejets d'air à 50°C, chaleur résiduelle de compresseurs d'air à 60°C, rejets de chaleur de la production de froid à 45°C, etc.);
- en résumé, s'agissant des deux derniers points: il existe une offre (ou sources) de chaleur et un besoin (ou puits) de chaleur. Mais à première vue, il n'est pas évident de déterminer si et comment un système de récupération de chaleur (RC) peut être mis en place de manière rentable.

2.6 Quand faut-il recourir à l'Analyse Pinch ?

L'Analyse Pinch est appliquée pour l'optimisation d'installations ayant des besoins de chauffage et de refroidissement.

Le plus grand potentiel se trouve dans les analyses en phase de conception de **nouvelles installations**, où déjà pour de petites installations avec des coûts d'énergies thermiques d'environ 100'000 CHF/an des économies considérables peuvent être atteintes.

Pour les **installations existantes**, la mise en œuvre des mesures est plus coûteuse et davantage liée aux conditions cadres du projet. Néanmoins, les potentiels d'économies obtenus (typiquement entre 10 à 30%) parlent clairement en faveur de cette démarche pour l'assainissement d'installations existantes.

L'Analyse Pinch est particulièrement prometteuse pour l'optimisation d'installations existantes dans les conditions suivantes :

- coûts d'énergies thermiques idéalement supérieurs à 200'000 CHF/an¹ ;

Jusqu'à présent la méthode de l'Analyse Pinch a été utilisée en pratique principalement pour des procédés continus. Cela s'explique par la collecte de données simplifiée dans le cas de procédés continus, mais également par le manque de logiciel adapté aux procédés batch. L'OFEN a identifié cette lacune et soutenu par conséquent le développement du logiciel PinCH, grâce auquel les modes de production par charge (batch) bénéficient d'un meilleur accès à la méthode.

2.7 Success stories dans l'industrie

L'industrie du papier est l'un des plus grands consommateurs d'énergie de Suisse ; d'ailleurs, pour des raisons de coûts principalement, cette industrie travaille continuellement à la réduction de l'intensité énergétique (les coûts d'énergies y sont plus élevés que les coûts de personnel). Par une analyse systémique basée sur l'Analyse Pinch, une réduction significative des consommations d'énergie peut être atteinte même dans le cas d'installations déjà optimisées. L'analyse Pinch commandée en 2013 par l'entreprise Model AG le montre bien : les mesures identifiées conduisent à des économies d'énergies d'env. 10%, correspondant à une réduction des coûts annuels de

¹ Ce chiffre est une indication approximative et dépend fortement des données de base, de la complexité et du nombre de procédés, de leurs heures d'exploitation et de la simultanéité, de la souplesse nécessaire à la production, des contraintes spatiales, etc.

1.5 MCHF/an et un temps de retour sur investissement de 2 ans. Entretemps, la mise en œuvre d'une des mesures les plus importantes s'est achevée et les résultats obtenus répondent bien aux attentes. D'autres mises en œuvre sont actuellement en phases d'étude ou de planification.

L'entreprise Givaudan SA, fabricant d'arômes et de parfums, a également fait réaliser une analyse énergétique globale basée sur l'Analyse Pinch. Ce cas a montré qu'au-delà de la production elle-même, les installations de nettoyage (*Cleaning-In-Place, CIP*) présentent aussi des besoins énergétiques considérables, et donc des potentiels d'économies correspondants. Les mesures identifiées en matière d'énergies thermiques représentent un potentiel d'économie d'env. 20% (soit 8 GWh/an) avec un temps de retour sur investissement de moins de 3 ans. En outre les économies d'eau se chiffrent à 17%.

Le secteur alimentaire, d'un point de vue énergétique, fait partie des plus importantes industries suisses. Dans ce secteur également, des économies d'énergies élevées sont possibles, comme l'atteste par ex. une analyse Pinch pour la construction d'une nouvelle installation de fabrication lait en poudre mandatée par Hochdorf Nutritec AG.

A la différence des exemples précédents, l'analyse énergétique a dans ce cas été intégrée dès le stade du projet. La valorisation optimale des rejets de chaleur a permis d'économiser 20% d'énergie thermique, soit 3'500 to CO₂/an. Karl Gschwend, le directeur de Hochdorf Nutritec AG est convaincu par la méthode Pinch : « l'Analyse Pinch s'est révélée être un instrument exceptionnel ».

De la même manière, pour les procédés batch largement répandus dans le secteur alimentaire, l'Analyse Pinch s'est avérée être un outil efficace et ciblé, même si la variabilité temporelle des processus de production impose des exigences particulières pour l'analyse énergétique et l'optimisation. Une analyse Pinch de la brasserie Heineken à Coire s'est achevée en 2013. Deux des mesures issues de l'étude sont déjà en cours de réalisation. Chez Haco AG, connu comme fabricant de café, la production s'effectue aussi par batch. Une analyse Pinch a permis d'identifier un potentiel d'économies de plus de 650 kCHF/an, avec un temps de retour sur investissement de 4 ans. La mise en œuvre des premières mesures est en cours, les suivantes sont déjà planifiées.

3 Utilisation du manuel

Le présent manuel fournit une introduction à l'Analyse Pinch et explique la méthode et ses principes étape par étape, sur la base d'exemples simples et pratiques.

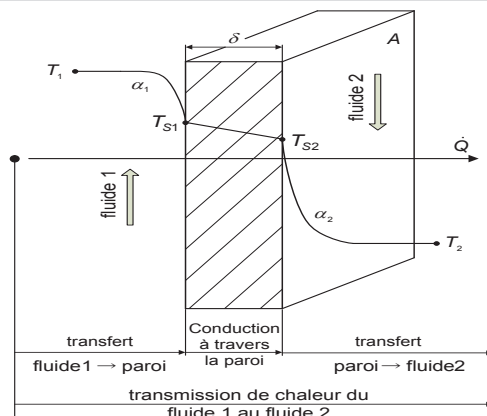
Ce chapitre présente ci-dessous un aperçu des différents thèmes abordés dans les chapitres respectifs.

Procédés continus

4. Fondamentaux du génie des procédés

Le chapitre 4 rappelle les principes fondamentaux du génie des procédés : bilans de masse, de substances, et d'énergie ; transfert de chaleur ; etc.

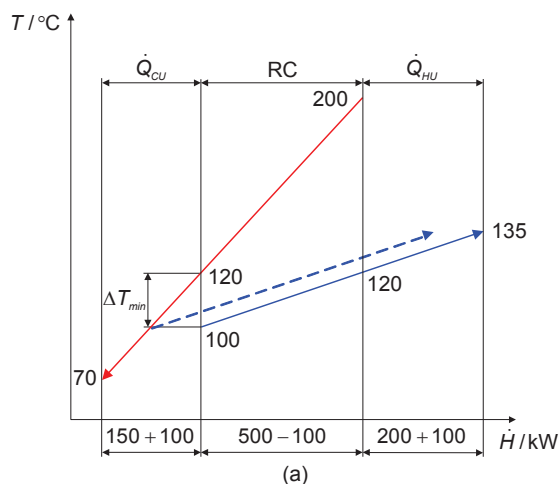
Ces principes sont essentiels tant pour la compréhension théorique que pour l'application pratique des outils de l'Analyse Pinch élaborés progressivement dans les chapitres suivants.



5. Energy Targeting d'un procédé continu

Le chapitre 5 décrit comment les valeurs cibles énergétiques (*Energy Targeting*) d'un procédé continu sont déterminées, et présente l'idée centrale de l'Analyse Pinch : la représentation graphique des différentes exigences de procédé sous la forme de "flux". Les flux sont ensuite "cumulés" et représentés sur un diagramme Température – Enthalpie sous la forme des **courbes composites**.

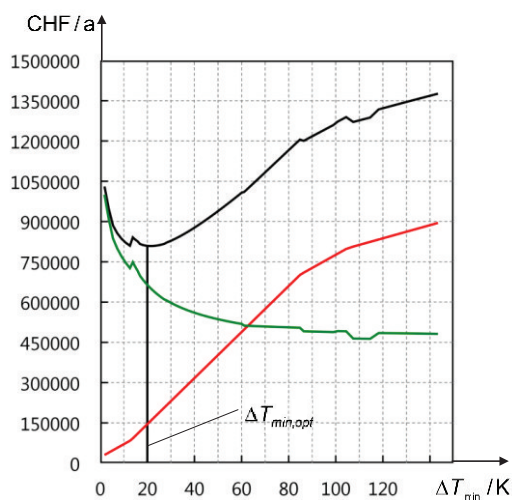
Sur la base des courbes composites et de la **différence de température minimale** ΔT_{min} , les valeurs cibles énergétiques pour la récupération d'énergie et les besoins de chauffage et de refroidissement d'un procédé peuvent être déduits.



6. Supertargeting d'un procédé continu

Le *supertargeting* complète les valeurs cibles énergétiques par le calcul des valeurs cibles économiques : à partir des courbes composites et pour différents ΔT_{min} , les coûts d'investissement pour le réseau d'échangeurs de chaleur et les coûts d'exploitation pour le chauffage et le refroidissement sont prédits. Il est ainsi possible de déterminer la **différence de température optimale** $\Delta T_{min,opt}$ qui minimise les coûts totaux annuels.

Le chapitre 6 décrit le calcul des coûts d'investissement et d'exploitation sur la base des courbes composites et explique les relations les plus importantes entre les coûts et le $\Delta T_{min,opt}$.

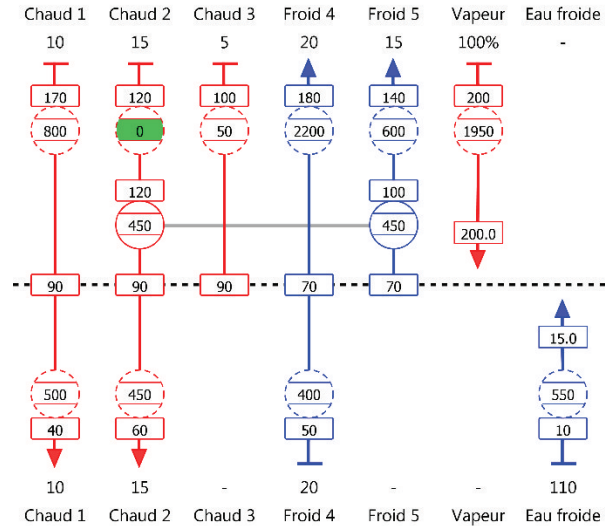


Procédés continus

7. Réseau d'échangeurs de chaleur

A partir des objectifs énergétiques et économiques des chapitres 5 et 6, le chapitre 7 explique comment concevoir des réseaux d'échangeurs de chaleur aptes à la mise en œuvre pratique.

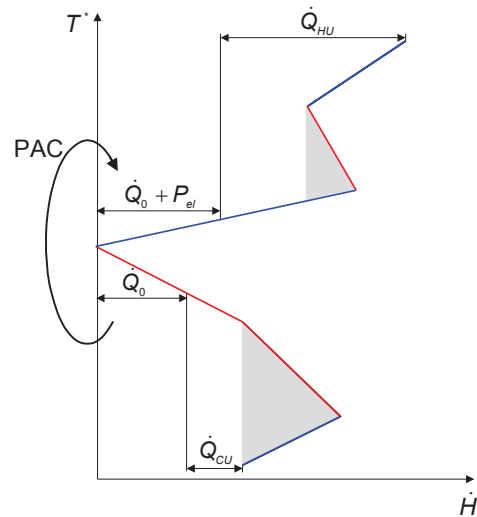
Sur la base d'un exemple simple, les principales règles de conception des réseaux d'échangeurs de chaleur sont expliquées étape par étape.



8. Optimisation de l'approvisionnement en énergies

Le chapitre 8 décrit l'optimisation de l'approvisionnement en énergies et l'intégration des systèmes de conversion d'énergies tels que pompes à chaleur ou compresseurs de vapeur. La représentation sous forme de **Grand Composite Curve (GCC)** constitue la base pour les analyses de ce chapitre.

Bien que placé, pour des raisons pédagogiques, après le chapitre 7, l'approvisionnement en énergie doit en réalité être analysé avant la conception finale du réseau d'échangeurs de chaleur.

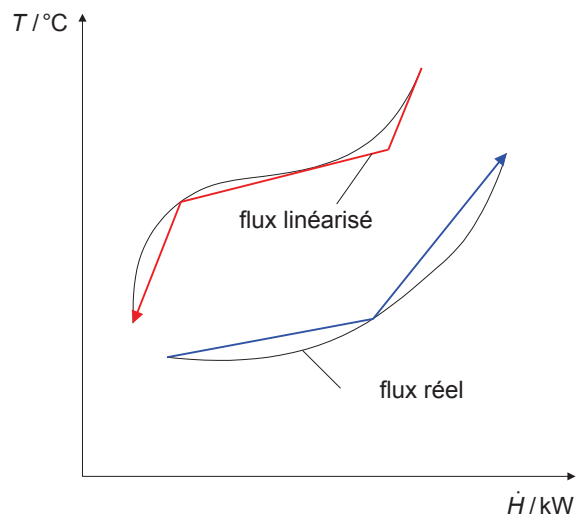


9. Modélisation énergétique

La **table de flux** modélise les **exigences du procédé** et constitue la base de toute analyse Pinch. La qualité / pertinence de cette modélisation influence de manière déterminante la qualité de l'optimisation, notamment le potentiel d'économies.

Ce chapitre décrit les principes de base de la modélisation énergétique et donc l'établissement de la table de flux, sur la base d'une multitude d'exemples pratiques.

La détermination des exigences du procédé et leur modélisation nécessitent de comprendre le procédé et de connaître les bases les plus importantes des chapitres 4 à 8.

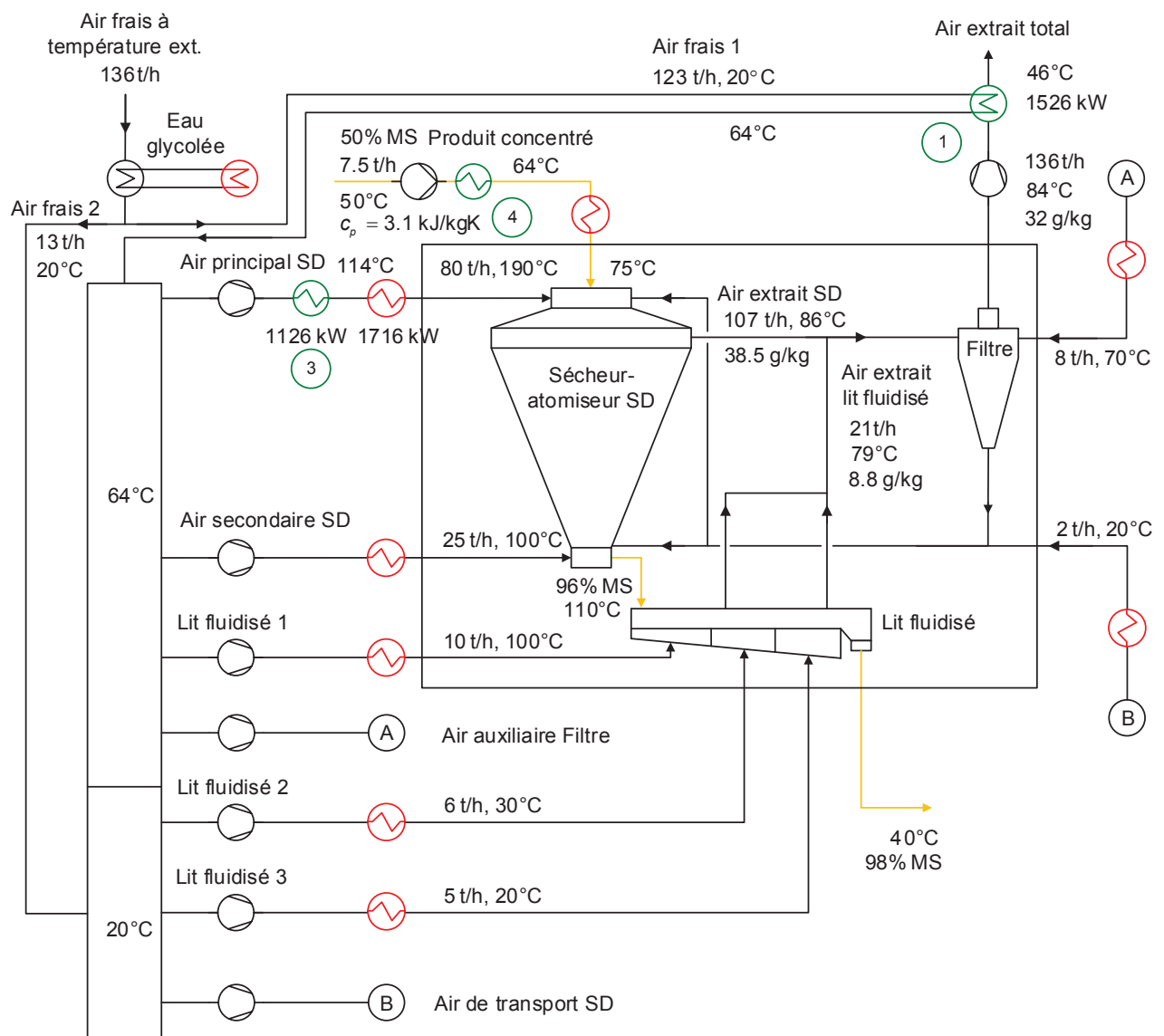


Procédés continus

10. Exemple d'analyse d'un procédé continu

Au chapitre 10, les fondements précédemment étudiés sont appliqués étape par étape à l'exemple du chapitre 1.

Il s'agit, en particulier, d'aborder la question des compromis nécessaires pour passer d'un optimum théorique à une solution technique réalisable.



11. Nouvelles installations vs modernisation d'installations existantes

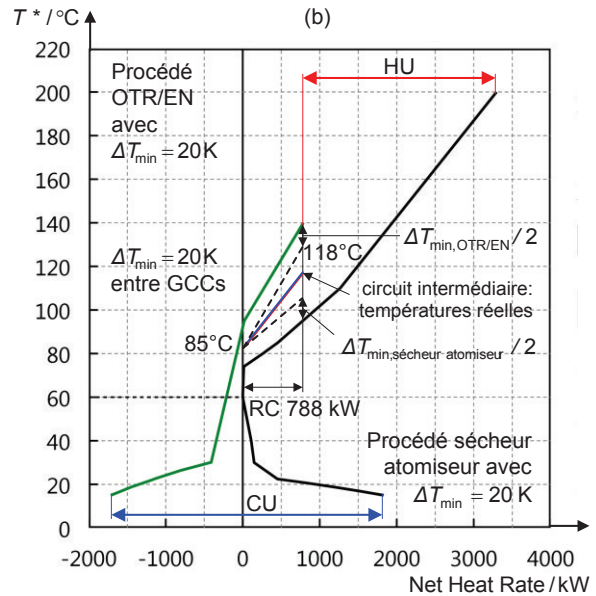
Le chapitre 11 examine les différences entre nouvelle installation et modernisation (*retrofit*) d'installation ; il décrit également les méthodes et fournit des conseils utiles pour l'analyse Pinch d'un projet de *retrofit*.

Procédés continus multiples

12. Energy Targeting de plusieurs procédés simultanés

- Le chapitre 12 aborde les questions suivantes :
- est-il énergétiquement utile que plusieurs procédés simultanés se transmettent de la chaleur entre eux ?
 - ou est-il préférable d'optimiser ces procédés individuellement ?
 - le transfert de chaleur entre différents procédés doit-il se faire de manière directe (par échangeur de chaleur) ou de manière indirecte (par le biais d'un circuit intermédiaire) ?
 - comment dimensionner le circuit intermédiaire dans le cas d'un transfert indirect ?

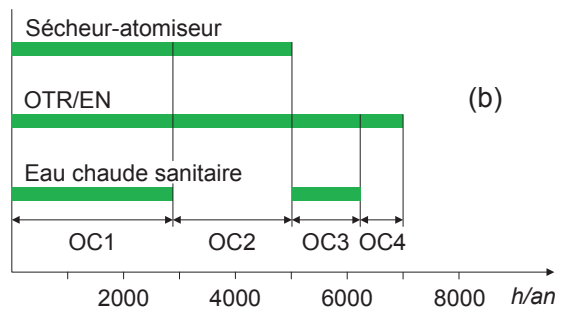
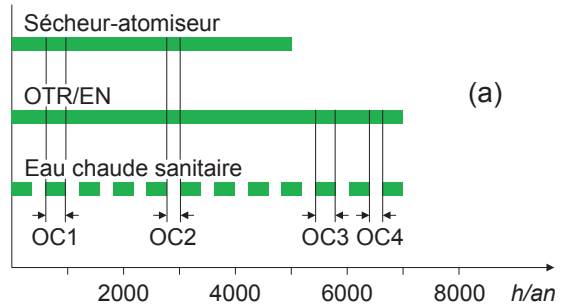
Ce chapitre introduit notamment les représentations **Split GCC** et **Indirect Source and Sink Profiles** comme outils d'analyse et de dimensionnement.



13. Energy Targeting de cas de fonctionnement multiples

Ce chapitre traite de l'analyse et de l'optimisation de différents cas de fonctionnement (**Operating Cases, OC**). Différents cas de fonctionnement peuvent résulter du chevauchement temporel de plusieurs procédés ou d'un procédé unique avec des conditions de fonctionnement variables.

Dans la continuité du chapitre 12, les bases des transferts de chaleur direct et indirect pour les cas de fonctionnement multiples sont développées et le concept de l'**équipement** est introduit.

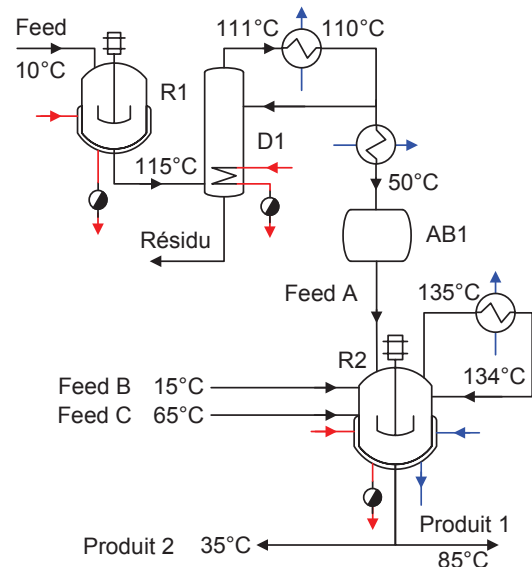


Procédés discontinus

14. Procédés batch

Le chapitre 14 décrit les **procédés batch et leur fonctionnement temporel (Schedule)** sur la base d'un exemple simplifié de production de bière et d'un autre exemple pratique du secteur de la chimie fine.

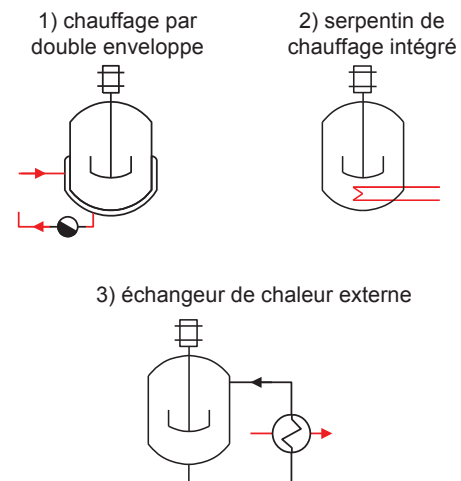
Ce chapitre introduit le concept d'**intervalles de temps ou tranches de temps (Time Slices)** pour des procédés batch répétés cycliquement, puis explique comment le programme de fonctionnement temporel d'un procédé batch est défini et représenté dans l'Analyse Pinch.



15. Modélisation énergétique d'un flux batch

Le chapitre 15 aborde les aspects temporels de la modélisation énergétique et décrit, entre autres, comment optimiser un procédé batch par modification de son programme de fonctionnement temporel (**Rescheduling**).

La modélisation énergétique de flux batch s'appuie sur les principes du chapitre 9.

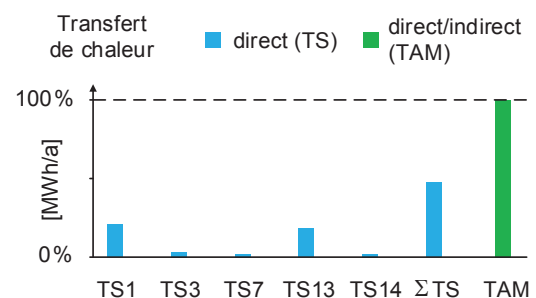


16. Energy Targeting de procédés batch

Le chapitre 16 décrit dans quelles conditions les modes de transferts de chaleur direct et indirect (avec **stockage**) peuvent être utilisés pour des procédés batch.

Il présente les méthodes et les outils d'**Energy Targeting** du transfert de chaleur direct et montre comment les procédés batch peuvent être analysés à l'aide du modèle des tranches de temps (**Time Slice Model, TSM**)

Les explications sont fondées sur les principes de détermination de valeurs cibles énergétiques des procédés continus, conformément aux chapitres 12 et 13.

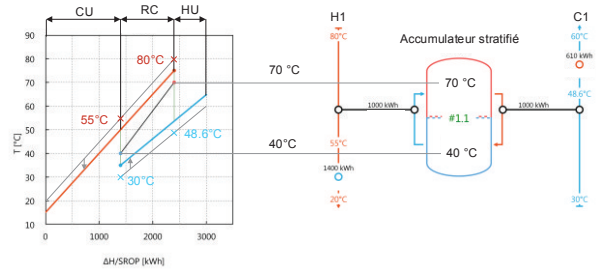


Stockage de chaleur, Supertargeting de procédés multiples et procédés batch, conseils pratiques

17. Identification et dimensionnement des systèmes de stockage de chaleur

Le chapitre 17 présente différents principes de **stockage de chaleur** et fournit des informations utiles à leur conception, par ex. le calcul du volume de stockage nécessaire.

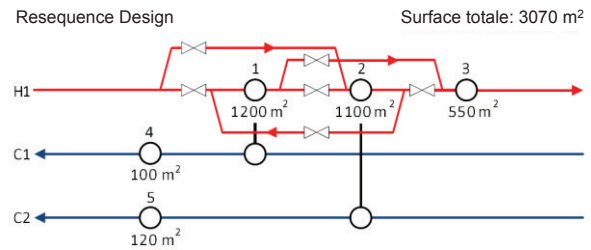
La méthodologie des **Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs)** est expliquée, avec laquelle les systèmes de stockage de chaleur et de froid peuvent être identifiés, analysés, dimensionnés, et améliorés conformément aux principes de l'Analyse Pinch.



18. MOC Supertargeting et MOC HEN Design

Le transfert de chaleur direct pour différents cas de fonctionnement (de procédés continus) ou de procédés batch peut être optimisé par l'approche **Multiple Operating Cases (MOC) Supertargeting**.

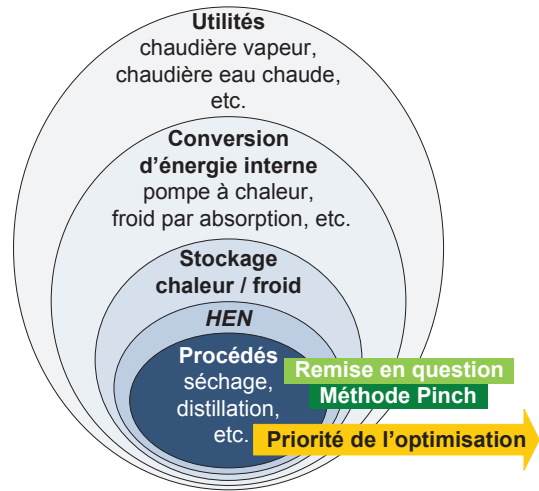
Cette approche repose sur les principes énoncés au chapitre 7, mais vise également à maximiser la **réutilisation de surface de transfert de chaleur** entre différents réseaux d'échangeurs de chaleur.



19. Mettre en pratique ! (Making it happen !)

Ce chapitre décrit le **déroulement d'une analyse Pinch dans la pratique**, ainsi que les étapes en amont (collecte des données et analyse) et en aval (étude de faisabilité, analyse de la rentabilité).

Le modèle des couches d'oignon (**Onion Model**) et la priorisation des étapes d'optimisation sont également présentés.



4 Fondamentaux du génie des procédés

L'Analyse Pinch étudie les procédés dans leurs dimensions énergétiques. C'est pourquoi ce chapitre rappelle plusieurs notions fondamentales. Au centre de celles-ci se trouvent :

- les bilans de masse, de matières, et d'énergie, ainsi que
- la transmission de chaleur et les échangeurs de chaleur.

La connaissance de quelques relations fondamentales permet d'aller déjà bien loin.

4.1 Lois de conservation et équations de bilan générales

Les lois de conservation sont d'une grande importance pour les sciences naturelles et la technique. Elles s'appliquent généralement à la conservation de la *masse* (aussi longtemps qu'aucune réaction nucléaire n'existe), de l'*énergie* et de la *charge électrique*. En outre, la conservation de l'*entropie* s'applique pour les systèmes réversibles et la conservation de *quantité de mouvement* pour les systèmes sans force extérieure.

Chacune des lois de conservation mentionnées ci-dessus conduit, pour une zone de bilan donnée, à une **équation générale de bilan** de la forme :

$$\text{variation de quantité dans la zone de bilan} = \text{quantité entrante} - \text{quantité sortante}$$

Pour l'application des équations de bilan, la procédure suivante est recommandée :

- dessin du schéma fonctionnel de base, du schéma fonctionnel de procédé ou un croquis du schéma de procédé, et tracé des flux énergétiques et de matières entrants et sortants ;
- définition d'une zone de bilan appropriée ("frontière du système", "volume de contrôle"). Celle-ci devrait être choisie de telle sorte qu'un nombre maximum des flux entrants et sortants soient connus (en termes de quantité et de propriétés). Les pertes de chaleur et d'autres pertes doivent également être prises en compte ;
- établissement des bilans pour la conservation de la masse totale (bilan de masse), la conservation de la masse pour les N compo-

sants ($N-1$ équations de bilan indépendantes) et la conservation de l'énergie. Les équations de bilan permettent de déterminer (en quantité) les flux inconnus et des propriétés inconnues (concentrations par ex.). A noter que le nombre d'équations de bilan est souvent inférieur au nombre d'inconnues.

4.2 Équations de bilan

Les équations de bilan constituent la base de toute conception et optimisation de procédés. A l'aide des bilans massique, matières, et d'énergie, des données manquantes pour l'analyse Pinch sont calculées ou la plausibilité de données mesurées est vérifiée.

4.2.1 Bilan de masse

L'équation de bilan appliquée à la conservation de la masse totale donne le bilan massique.

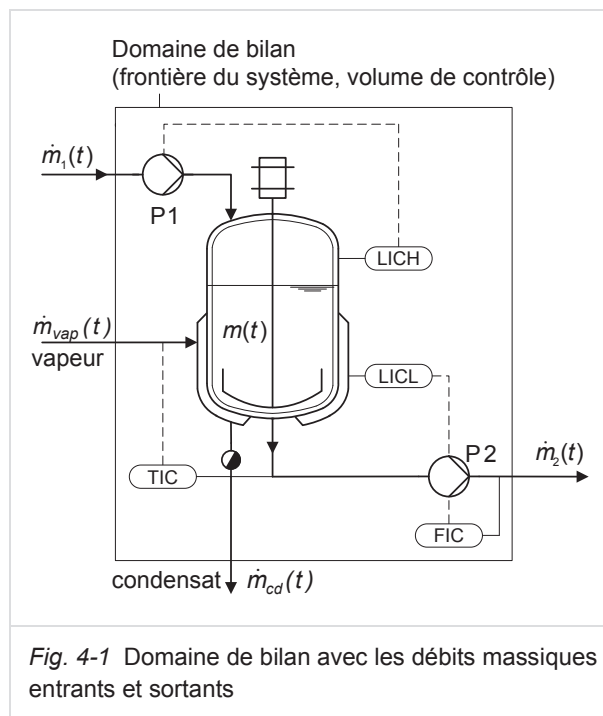


Fig. 4-1 Domaine de bilan avec les débits massiques entrants et sortants

Le **bilan de masse** s'écrit sous la forme générale :

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{in} \dot{m}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (4.1)$$

dm/dt = variation temporelle de la masse dans la zone de bilan

$dm/dt > 0$ signifie une augmentation, et $dm/dt < 0$ une diminution de la masse dans le système.

\dot{m}_{in} = débit massique entrant

\dot{m}_{out} = débit massique sortant

Le bilan de masse suivant correspond au système représenté par la Fig. 4-1 :

$$\frac{dm(t)}{dt} = \dot{m}_1(t) + \dot{m}_{vap}(t) - \dot{m}_2(t) - \dot{m}_c(t)$$

Dans des conditions (procédés) stationnaires, la somme des débits massiques entrants est égale à la somme des débits massiques sortants :

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \quad (4.2)$$

4.2.2 Bilans matières

En génie des procédés, on a généralement à faire à des systèmes multicomposants et multiphasés. L'état de tels systèmes peut généralement être décrit grâce à des variables d'état thermiques (pression p , volume spécifique v , température T), l'état physique des phases (solide, liquide, gazeux), la forme des phases (continue, dispersée) et avec la concentration des composants dans chaque phase. Pour la composition de phases homogènes, les concentrations massiques suivantes sont utilisées :

a) avec la quantité totale comme quantité de référence :

fraction massique $w_i = m_i/m$

fraction molaire x_i ou $y_i = n_i/n$

(x_i pour phase liquide, et y_i pour phase gazeuse)

b) avec la quantité d'un composant de référence B comme quantité de référence :

rapport massique X_i ou $Y_i = m_i/m_B$

rapport molaire X_i ou $Y_i = n_i/n_B$

Avec le volume comme quantité de référence, on obtient la concentration massique ρ_i en kg/m^3 (densité partielle) et la concentration molaire c_i en mol/l (usuel en chimie).

Si les flux massiques comprennent plusieurs composants (matières), la conservation de la masse doit s'appliquer à chaque composant. Il en résulte un **bilan matière** pour chaque composant i avec la fraction massique w_i :

$$\begin{aligned} \frac{dm_i}{dt} &= \frac{d(m \cdot w_i)}{dt} = \\ &= \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot w_{i,in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot w_{i,out} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Dans les processus physiques (c.-à-d. sans réaction chimique), la quantité molaire totale et le nombre de moles de chaque composant i restent constants. Dans ces cas, le bilan matière peut aussi être exprimé comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{dn_i}{dt} &= \frac{d(n \cdot x_i)}{dt} = \\ &= \sum_{in} \dot{n}_{in} \cdot x_{i,in} - \sum_{out} \dot{n}_{out} \cdot x_{i,out} \end{aligned} \quad (4.4)$$

La sommation de toutes les N équations de bilans matières conduit à l'équation de bilan de la masse totale, resp. de la quantité molaire totale. Outre le bilan massique, seuls $(N-1)$ bilans matières sont indépendants. En d'autres termes : avec N bilans matières, le bilan de masse totale est connu.

Dans des conditions (procédés) stationnaires, les équations de bilan massique se simplifient :

$$\sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot w_{i,in} = \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot w_{i,out} \quad (4.5)$$

$$\sum_{in} \dot{n}_{in} \cdot x_{i,in} = \sum_{out} \dot{n}_{out} \cdot x_{i,out} \quad (4.6)$$

Les équations de calcul seraient souvent compliquées si le ratio de concentration (par ex. la fraction massique) utilisé était toujours le même. Il est généralement recommandé de rapporter la composition au(x) composant(s) qui reste(nt) constant(s) au cours du procédé considéré, au moins approximativement (composant de référence B). Dans ces cas, il faut calculer avec les rapports massiques. A titre d'exemple: l'air humide (technique de séchage, climatisation) ou l'adsorption d'un gaz sur du charbon actif. Avec utilisation des rapports massiques, le bilan matières pour les procédés stationnaires s'écrit comme suit :

$$\sum_{in} \dot{m}_B \cdot X_{i,in} = \sum_{out} \dot{m}_B \cdot X_{i,out} \quad (4.7)$$

4.2.3 Bilan énergétique

L'énergie n'est jamais produite ou détruite, mais toujours transformée. La conservation de l'énergie conduit à l'équation de bilan suivante :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{in} \dot{E}_{in} - \sum_{out} \dot{E}_{out} \quad (4.8)$$

Si la variation temporelle dans la zone de bilan est non-nulle ($dE/dt \neq 0$), il s'agit d'un processus instationnaire (p. ex. chauffage lors du démarrage d'une installation). E désigne l'énergie contenue dans un système. Pour un système au repos, l'énergie E correspond à l'énergie interne U (pour des liquides incompressibles et des gaz parfaits, $U - U_0 = m \cdot c_v \cdot (T - T_0)$), avec c_v la chaleur spécifique isochore (volume constant) en J/kgK.

Les flux énergétiques entrants et sortants \dot{E} dans une zone de bilan se composent des éléments suivants :

- énergies transportées par les débits massiques entrants et sortants : débit enthalpique $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$ [kJ/s = kW] avec l'enthalpie massique h [kJ/kg]
- énergies cinétique et potentielle (souvent négligeables par rapport à l'énergie thermique en technique des procédés) : $\dot{m} \cdot c^2 / 2$ et $\dot{m} \cdot g \cdot z$ [kW]
- puissance mécanique (par ex. axe de rotation, agitateur) : $P_{méc}$ [kW]
- puissance électrique (par ex. chauffage ou moteurs électriques) : $P_{él}$ [kW]
- le flux de chaleur (chauffage, refroidissement, pertes de chaleur) : \dot{Q} [kW]

Le **bilan énergétique** (bilan de puissance) s'énonce alors comme suit pour les systèmes instationnaires, sans réaction chimique, et en négligeant les variations des énergies cinétique et potentielle :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{in} \dot{m}_{in} \cdot h_{in} + \sum_{in} P_{in} + \sum_{in} \dot{Q}_{in} - \sum_{out} \dot{m}_{out} \cdot h_{out} - \sum_{out} P_{out} - \sum_{out} \dot{Q}_{out} \quad (4.9)$$

Dans le bilan énergétique, il apparaît que le débit enthalpique $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$ s'écoule à travers la frontière du système. h est l'enthalpie massique du fluide, qui dépend de la pression et de la température. La

variation d'enthalpie entre les états 1 et 2 se calcule comme suit :

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT \quad (4.10)$$

c_p désigne la **chaleur spécifique à pression constante** (isobare) [J/kgK]. Dans de nombreux cas pratiques (en particulier si la variation de température est limitée) c_p peut être admise constante :

$$h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.11)$$

Dans le bilan énergétique interviennent des *variations* d'enthalpie. Les températures de référence (point zéro) des enthalpies massiques des différentes substances doivent être harmonisées les unes avec les autres d'une manière adéquate. On définit fréquemment $h = 0$ J/kg à 0°C. Les chaleurs spécifiques de certains liquides et gaz sont mentionnées ci-dessous :

Eau, 20°C	$c_p = 4.185$ kJ/kg K
Lait, 20°C	$c_p = 3.940$ kJ/kg K
Éthanol, 20°C	$c_p = 2.398$ kJ/kg K
Acétone, 20°C	$c_p = 2.160$ kJ/kg K
Huile thermique	
Dowtherm A, 200°C	$c_p = 2.107$ kJ/kg K
Mélange Ethylène glycol/Eau	
X= 30%, -10°C	$c_p = 3.561$ kJ/kg K
Air, 20°C	$c_p = 1.007$ kJ/kg K
Air, 200°C	$c_p = 1.026$ kJ/kg K
Vapeur (eau) saturée, 100°C	$c_p = 2.077$ kJ/kg K
Méthane, 25°C	$c_p = 2.219$ kJ/kg K
Gaz de combustion	
(gaz naturel), 450°C	$c_p = 1.213$ kJ/kgK

Les chaleurs spécifiques de nombreuses substances et mélanges se trouvent dans les ouvrages de référence pertinents (par ex. *VDI-Wärmeatlas*) ou dans des bases de données.

Les procédés étudiés sont le plus souvent **stationnaires**. La variation d'énergie au cours du temps au sein de la zone de bilan est alors nulle ($dE/dt = 0$) et l'équation de bilan d'énergie se résume à :

Flux d'énergie entrants = Flux d'énergie sortants

$$\sum_{in} \dot{E}_{in} = \sum_{out} \dot{E}_{out} \quad (4.12)$$

4.3 Exemples d'équations de bilan

Les deux exemples ci-dessous illustrent l'application des équations de bilans massiques, bilans matières et bilans énergétiques.

4.3.1 Évaporation d'une solution sucrée

L'évaporateur de la Fig. 4-2 est alimenté par une solution de sucre $\dot{m}_f = 1'200$ kg/h de composition $w_f = 0.10$ (10%-masse de sucre) à une température $T_f = 70^\circ\text{C}$. La chaleur fournie par condensation de la vapeur de chauffage (sans sous refroidissement du condensat) concentre, par évaporation, la solution de sucre à $w_{cc} = 0.15$. L'évaporateur fonctionne en continu à une pression de 1 bar(a), 100°C . L'élévation de la température d'ébullition est négligeable, les pertes de chaleur aussi.

Quel est le débit-masse de concentrat \dot{m}_{cc} ? Et le débit-masse de vapeur \dot{m}_{vap} consommé?

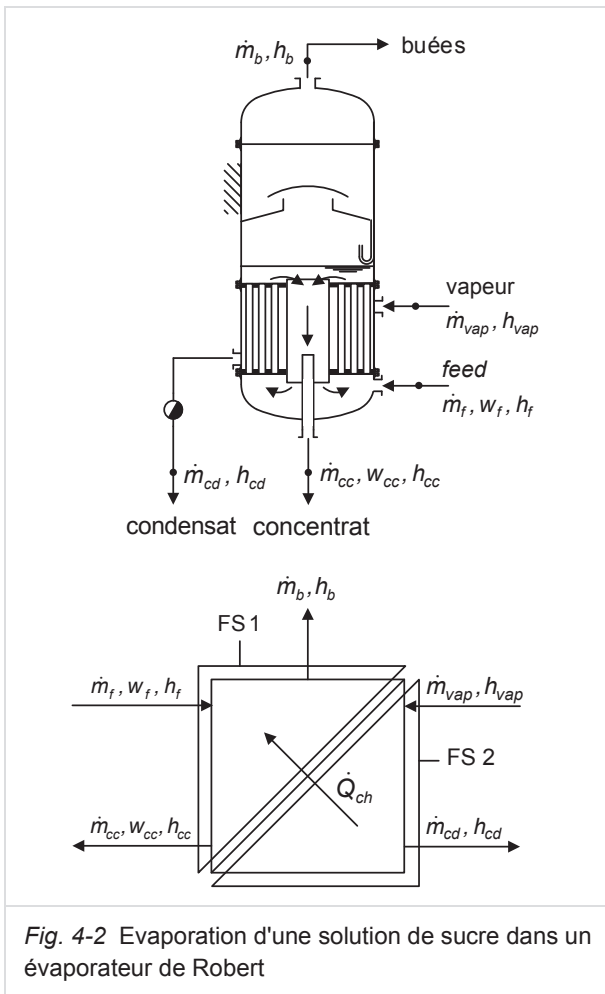


Fig. 4-2 Évaporation d'une solution de sucre dans un évaporateur de Robert

Données des substances : pour simplifier, le flux d'alimentation et le concentrat peuvent être considérés comme de l'eau : $C_p = 4.2$ kJ/kg K; enthalpie

spécifique d'évaporation de la solution $\Delta h_{Vsol} = 2'260$ kJ/kg; la vapeur est saturée à 2 bar(a), 120°C , $\Delta h_{Vvap} = 2'200$ kJ/kg.

Équations de bilan pour FS 1 :

$$\text{Bilan massique : } \dot{m}_f = \dot{m}_{cc} + \dot{m}_b$$

$$\text{Bilan sucre : } \dot{m}_f \cdot w_f = \dot{m}_{cc} \cdot w_{cc}$$

$$\text{Bilan d'énergie : } \dot{Q}_{ch} + \dot{m}_f \cdot h_f = \dot{m}_{cc} \cdot h_{cc} + \dot{m}_b \cdot h_b$$

Remarque : en ajoutant les bilans matières, on obtient le bilan de masse, ce qui est un bon moyen de contrôle.

Le débit de concentrat découle du bilan de sucre :

$$\dot{m}_{cc} = \dot{m}_f \cdot \frac{w_f}{w_{cc}} = 800 \text{ kg/h}, \quad \dot{m}_b = 400 \text{ kg/h}$$

En transformant le bilan d'énergie et en remplaçant \dot{m}_{cc} par sa valeur issue du bilan de sucre :

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_f \cdot (h_{cc} - h_f) + \dot{m}_b \cdot (h_b - h_{cc})$$

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_f \cdot c_p \cdot (T_{cc} - T_f) + \dot{m}_b \cdot \Delta h_{Vsol} = 293 \text{ kW}$$

Pour FS 2, le bilan d'énergie s'écrit :

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{vap} \cdot (h_{vap} - h_{cd}) = \dot{m}_{vap} \cdot \Delta h_{Vvap}$$

Le débit-masse de vapeur est ainsi obtenu :

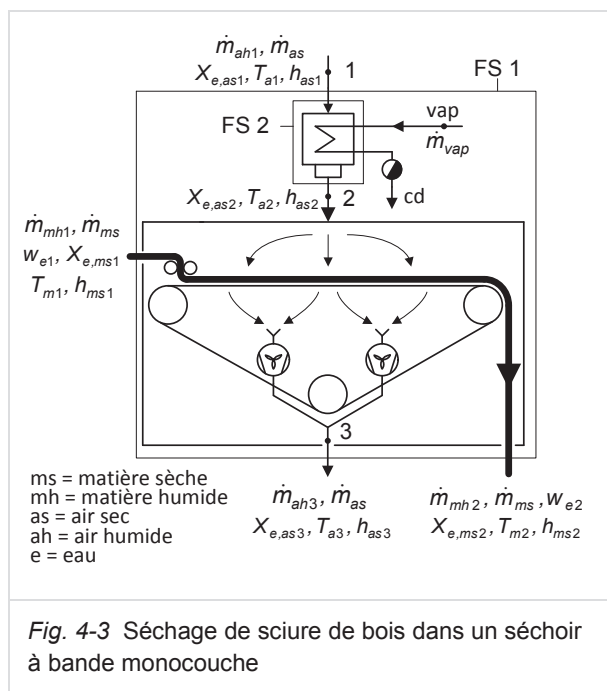
$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_{ch}}{\Delta h_{Vvap}} = 480 \text{ kg/h}$$

Le débit-masse de vapeur, rapporté au débit-masse des buées, est très grand. Diverses techniques de récupération / revalorisation de chaleur (compression des buées, évaporation multi-étage, préchauffage du flux d'alimentation) permettent de réduire massivement la consommation de vapeur.

4.3.2 Séchage de sciure de bois

Un sécheur à bande (Fig. 4-3) sèche en continu 20'000 kg/h de sciure humide (fraction massique d'eau $w_{e1} = 50\%$). La sciure atteint après séchage une fraction massique d'eau $w_{e2} = 10\%$. L'air de séchage entre à une température $T_{a1} = 10^\circ\text{C}$ et une humidité absolue $X_{e,as1} = 8$ g/kg (rapport massique de 8 gH₂O/kg d'air sec). L'air de séchage est chauffé jusqu'à $T_{a2} = 100^\circ\text{C}$ par condensation de vapeur (2 bar(a), 120°C , $\Delta h_{Vvap} = 2'200$ kJ/kg) dans un échangeur de chaleur. L'air présente une humidité relative de 95% à la sortie.

Quel débit-masse d'air de séchage est requis? Et quel débit-masse de vapeur est consommé?



Dans les processus de séchage, il est avantageux d'utiliser les rapports massiques parce que les débits-masse de la matière sèche \dot{m}_{ms} et d'air sec \dot{m}_{as} demeurent constants. Le débit-masse de matière sèche \dot{m}_{ms} peut être calculé facilement à partir des conditions d'entrée :

$$\dot{m}_{ms} = (1 - w_{e1}) \cdot \dot{m}_{mh1} = 10'000 \text{ kg/h}$$

Les fractions massiques en eau peuvent être converties en rapports massiques (kg eau/kg de matière sèche) comme suit :

$$X_{e,ms1} = \frac{\dot{m}_{e1}}{\dot{m}_{ms}} = \frac{\dot{m}_{mh1} \cdot w_{e1}}{\dot{m}_{mh1} \cdot (1 - w_{e1})} = \frac{w_{e1}}{1 - w_{e1}} = 1 \text{ kg/kg}$$

$$X_{e,ms2} = \frac{\dot{m}_{e2}}{\dot{m}_{ms}} = \frac{w_{e2}}{1 - w_{e2}} = 0.11 \text{ kg/kg}$$

Inversement, les fractions massiques pourraient être calculées à partir des rapports massiques, par ex. pour w_{e1} à l'entrée :

$$w_{e1} = X_{e,ms1} / (1 + X_{e,ms1})$$

Le bilan d'eau du système défini par la frontière FS 1 s'écrit :

$$\dot{m}_{ms} \cdot X_{e,ms1} + \dot{m}_{as} \cdot X_{e,as1} = \dot{m}_{ms} \cdot X_{e,ms2} + \dot{m}_{as} \cdot X_{e,as3}$$

$$\dot{m}_{ms} \cdot (X_{e,ms1} - X_{e,ms2}) = \dot{m}_{as} \cdot (X_{e,as3} - X_{e,as1})$$

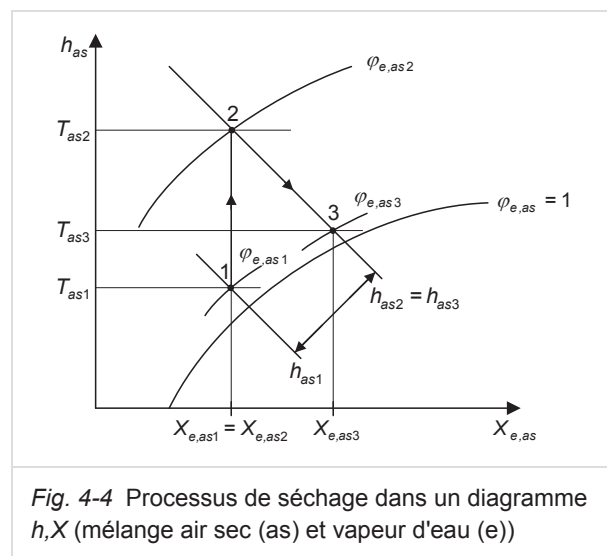
Le processus est représenté qualitativement dans un diagramme h, X à la Fig. 4-4. Le chauffage de l'air a lieu à rapport massique (=humidité absolue) constant ($X_{e,as1} = X_{e,as2}$); le séchage (adiabatique) fonctionne de manière approchée à enthalpie

constante ($h_{as2} = h_{as3}$). Sachant que l'air présente à la sortie une humidité relative de 95%, le rapport massique (humidité absolue) est obtenu à l'aide du diagramme h, X : $X_{e,as3} = 34.6 \text{ g/kg}$. Ainsi, le débit-masse d'air sec peut être déterminé à partir du bilan d'eau du système FS 1 :

$$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_{ms} \cdot (X_{e,ms1} - X_{e,ms2})}{X_{e,as3} - X_{e,as1}} = 334'170 \text{ kg/h}$$

Le débit-masse d'air humide en entrée vaut :

$$\dot{m}_{ah1} = \dot{m}_{as} \cdot (1 + X_{e,as1}) = 336'840 \text{ kg/h}$$



Le besoin de vapeur est déterminé par le bilan d'énergie du système 2 (FS 2) :

$$\dot{m}_{as} \cdot h_{as1} + \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap} = \dot{m}_{as} \cdot h_{as2} + \dot{m}_{cd} \cdot h_{cd}$$

$$\dot{m}_{vap} \cdot (h_{vap} - h_{cd}) = \dot{m}_{as} \cdot \Delta h_{vap} = \dot{m}_{as} \cdot (h_{as2} - h_{as1})$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{vap} = \frac{\dot{m}_{as} \cdot (h_{as2} - h_{as1})}{\Delta h_{vap}} = \frac{\dot{Q}_{vap}}{\Delta h_{vap}}$$

Les enthalpies massiques de l'air humide par kg d'air sec peuvent être lues sur le diagramme h, X (Fig. 4-4) : $h_{as1} = 30.1 \text{ kJ/kg}$, et $h_{as2} = 121.9 \text{ kJ/kg}$. La puissance de chauffage est donc :

$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m}_{as} \cdot (h_{as2} - h_{as1}) = 8'520 \text{ kW}$$

et le débit-masse de vapeur requis :

$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_{vap}}{\Delta h_{vap}} = 13'940 \text{ kg/h.}$$

4.4 Transfert de chaleur

Cette section présente quelques notions fondamentales de transfert de chaleur dans la perspective de l'Analyse Pinch. On considère exclusivement des systèmes en régime stationnaire.

4.4.1 Types de transfert de chaleur

La chaleur peut être transmise essentiellement de deux façons : par contact et par rayonnement. S'agissant du transfert par contact, on distingue entre la *conduction* et la *convection*. Il existe ainsi trois mécanismes de transfert de chaleur : *conduction*, *convection* et *rayonnement*.

4.4.2 Conduction thermique

La conduction de la chaleur a lieu dans tous les matériaux en présence d'un gradient de température. En régime stationnaire, la conduction de la chaleur à travers une paroi plane est décrite par la 1^{ère} loi de Fourier :

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad (4.13)$$

Dans une paroi plane, la puissance chaleur (flux) \dot{Q} est constante dans la paroi. λ désigne la conductivité thermique [W/mK] et est une propriété du matériau. δ est l'épaisseur de la paroi (couche) et T_{Si} est la température à la surface correspondante i de la paroi (voir Fig. 4-5).

Conductivité thermique λ de certains matériaux :

Cuivre (Cu) :	$\lambda = 360$ W/m K
Aluminium (Al) :	$\lambda = 220$ W/m K
Acier :	$\lambda = 50$ W/m K
Acier inoxydable :	$\lambda = 20$ W/m K
Eau (20°C) :	$\lambda = 0.63$ W/m K
Air (20°C, 1 bar(a)) :	$\lambda = 0.026$ W/m K
Isolation thermique :	$\lambda = 0.03$ W/m K

Pour une paroi plane composée de plusieurs couches de conductivité thermique différente, le profil de température dans la paroi se détermine facilement lorsque la température de chacune des deux surfaces extérieures de la paroi est connue.

Pour la paroi multicouche de la Fig. 4-5, la puissance thermique s'écrit, par analogie avec la loi d'Ohm :

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{\lambda tot}} \cdot (T_{S1} - T_{S4}) \quad (4.14)$$

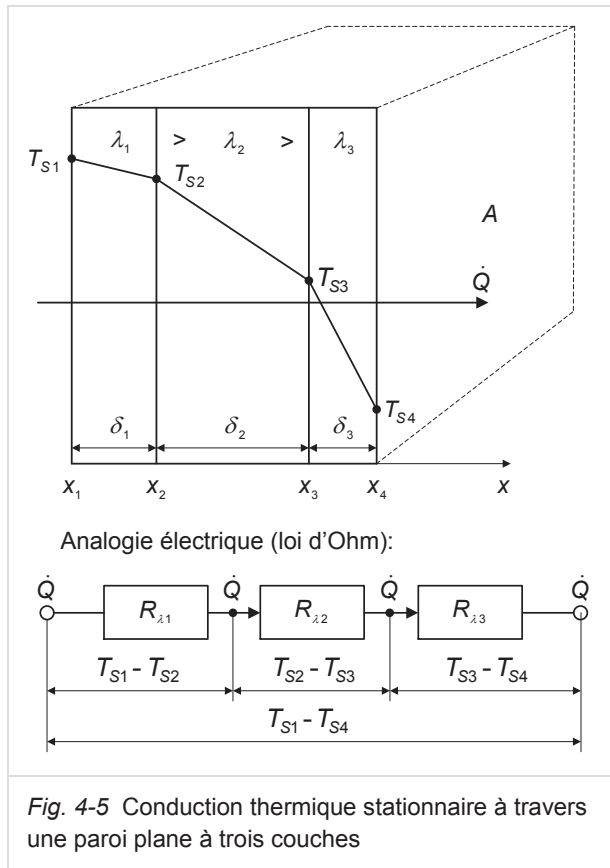


Fig. 4-5 Conduction thermique stationnaire à travers une paroi plane à trois couches

La résistance thermique totale $R_{\lambda tot}$ [KW] peut dans ce cas être calculée comme suit :

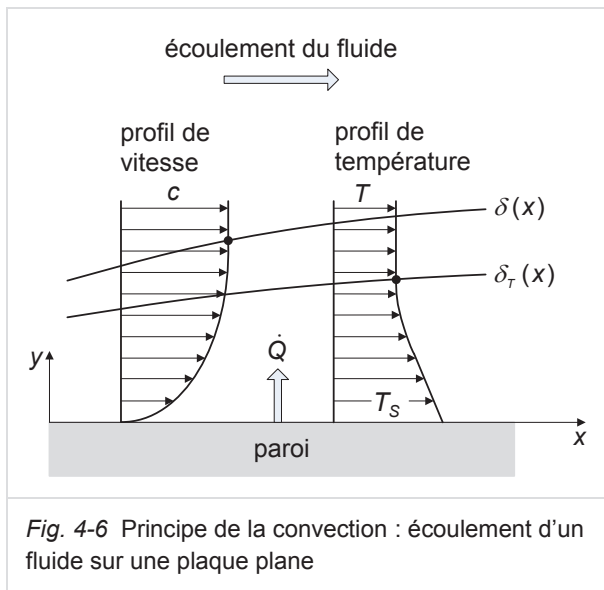
$$R_{\lambda tot} = \sum R_{\lambda i} = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \quad (4.15)$$

4.4.3 Convection

Le terme *convection* désigne le transfert de chaleur entre un fluide et une paroi solide ou à l'interface de phases. Perpendiculairement à la direction d'écoulement, il existe un profil de vitesse et de température dans le fluide (Fig. 4-6). Le fluide est chauffé ou refroidi par le flux de chaleur. Cela peut entraîner des changements de phase (évaporation, condensation).

Selon les causes de l'écoulement du fluide, on distingue entre :

- *convection forcée* si l'écoulement est forcé artificiellement par une **pompe** ou un ventilateur, et
- *convection libre*, si l'écoulement résulte de différences de densité.



La puissance chaleur transférée s'écrit, conformément à l'approche de Newton :

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_s - T) \quad (4.16)$$

Cette équation définit le **coefficient de transfert de chaleur α en W/m^2K** . A est la surface de transfert de chaleur et $(T_s - T)$ est la différence de température entre la paroi et le fluide (mesurée au-delà de la couche limite d'interface).

Le coefficient de transfert par convection α dépend de nombreux facteurs tels que le régime d'écoulement, les propriétés des fluides et la géométrie. α est souvent déterminé par le nombre de Nusselt Nu , qui représente un rapport adimensionnel entre le transfert de chaleur par convection et la conduction thermique dans la couche limite du fluide. Pour des écoulements turbulents monophasés dans des tubes, on obtient par exemple des relations du type :

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (4.17)$$

d_i est le diamètre intérieur du tube, et λ la conductivité thermique du fluide. Re est le nombre de Reynolds qui caractérise le régime d'écoulement (laminaire, régime de transition, ou turbulent). Pour un écoulement dans un tube, $Re = c \cdot d_i / \nu$, où c est la vitesse moyenne d'écoulement et ν la viscosité cinématique du fluide. Le nombre de Prandtl Pr est une propriété matérielle du fluide ($Pr = \nu/a$, $a = \lambda / (\rho \cdot c_p) =$ diffusivité thermique en m^2/s).

De manière simplifiée, la convection représente la conduction de chaleur à travers la couche limite (Fig. 4-6). A des vitesses d'écoulement élevées (c.-à-d. nombres Re élevés), la couche limite est mince et α grand. Le nombre de Prandtl correspond, de manière imagée, au rapport entre l'épaisseur de la couche limite d'écoulement $\delta(x)$ et l'épaisseur de la couche limite thermique $\delta_t(x)$. Pour les gaz, ces deux couches présentent approximativement la même épaisseur, c'est-à-dire $Pr \approx 1$. En revanche, pour les liquides, $Pr \gg 1$ (transfert de chaleur nettement meilleur que pour les gaz), et pour les métaux liquides $Pr \ll 1$.

Qu'advient-il de la valeur α lorsque la vitesse d'écoulement est doublée ? Le nombre Nu et la valeur α augmentent d'un facteur 1.75 (facteur $2^{0.8}$), c.-à-d. la convection est nettement meilleure. Mais, dans le même temps, la perte de charge augmente d'un facteur supérieur à 3, et la puissance de la pompe d'un facteur supérieur à 6 (hypothèses: tube lisse, perte de charge selon Blasius pour $Re < 100'000$). L'amélioration du transfert de chaleur n'est pas "gratuite" !

Consultez les ouvrages de référence pour plus d'informations sur le transfert de chaleur par convection (par ex. *VDI-Wärmeatlas*). Valeurs indicatives des coefficients de transfert de chaleur pour quelques fluides et différentes conditions :

Air, convection libre :	$\alpha = 5 - 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Air, convection forcée :	$\alpha = 25 - 250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Eau (liquide) :	$\alpha = 250 - 2'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Huile :	$\alpha = 50 - 1'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Évaporation :	$\alpha = 2'500 - 5'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Condensation :	$\alpha = 5'000 - 10'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Les valeurs mentionnées pour l'évaporation et la condensation valent pour des applications techniques classiques. Ces valeurs peuvent être beaucoup plus élevées dans des cas particuliers (par ex. condensation en gouttes).

4.4.4 Rayonnement thermique

Chaque corps dont la température est supérieure à 0 K émet un rayonnement thermique (rayonnement électromagnétique). La puissance surfacique émise (dans toutes les directions de l'espace et toutes les longueurs d'onde) est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann :

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma_s \cdot T^4 \quad \text{W/m}^2 \quad (4.18)$$

σ_s est le coefficient de rayonnement (constante de Stefan-Boltzmann) et ϵ le facteur d'émission. Le rayonnement thermique est techniquement très important (pour les processus de combustion par ex.), mais n'est pas abordé dans ce document.

4.4.5 Transmission de chaleur

La transmission de chaleur décrit le transfert de chaleur d'un fluide à travers une paroi monocouche ou multicouche (ou l'interface entre deux phases) vers un deuxième fluide, par ex. d'un fluide 1 à travers la paroi d'un échangeur de chaleur (*Heat Exchanger, HEX*) vers un fluide 2.

a) Paroi plane

Sur la Fig. 4-7, le profil de température est représenté perpendiculairement à l'écoulement, pour une transmission de chaleur à travers une paroi plane.

La transmission de chaleur se compose de deux transferts par convection (fluide 1 => paroi et paroi => fluide 2) et de la conduction de chaleur à travers la paroi. L'analogie avec la loi d'Ohm permet de dériver facilement les relations ci-dessous (équation 4.19) : la résistance au transfert de chaleur R_{tot} se compose des deux résistances au transfert par convection $R_{\alpha 1}$ et $R_{\alpha 2}$ et de la résistance thermique à la conduction R_λ . La différence de température $T_1 - T_2$ (correspondant à la "tension") s'écrit :

$$U = R_{tot} \cdot I$$

$$T_1 - T_2 = (R_{\alpha 1} + R_\lambda + R_{\alpha 2}) \cdot \dot{Q} \tag{4.19}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \dot{Q}$$

La somme entre les parenthèses est l'inverse du **coefficient de transfert thermique (global) k en W/m^2K** :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{4.20}$$

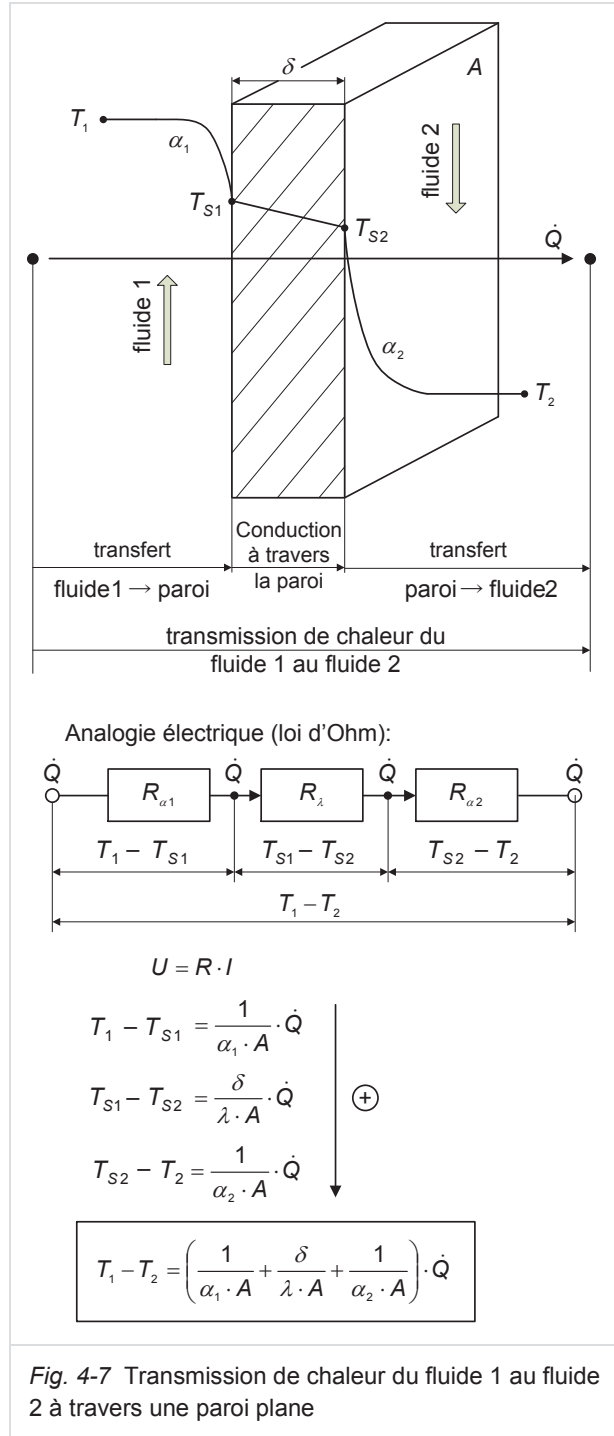
Pour une paroi plane multicouche :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{4.21}$$

Le coefficient k est équivalent au coefficient U (*overall heat transfer coefficient*) utilisé en langue anglaise et en thermique du bâtiment.

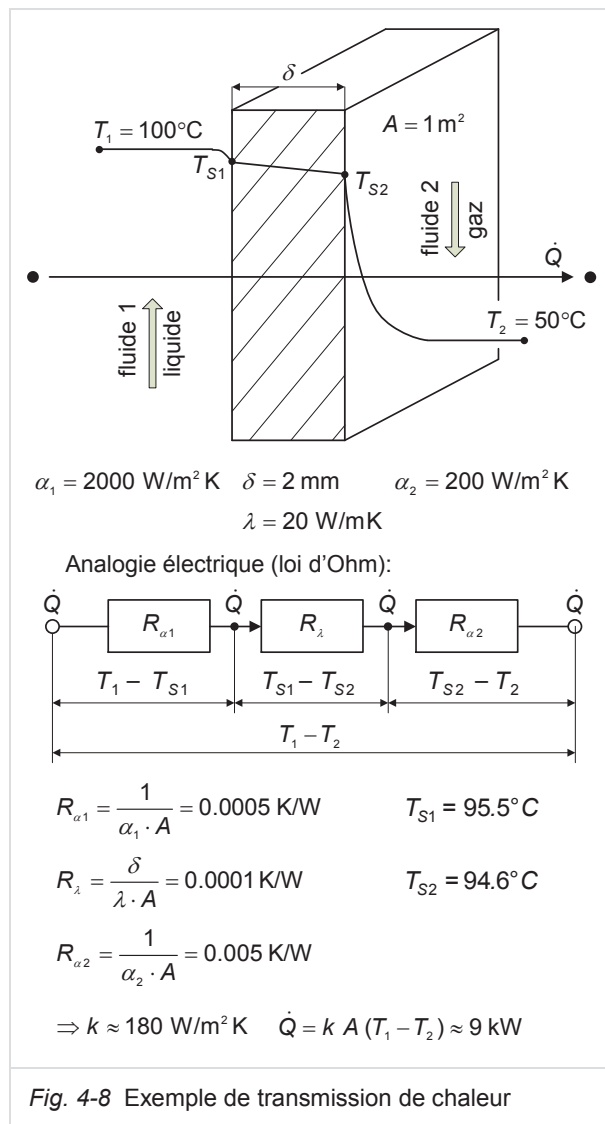
La puissance \dot{Q} à travers la paroi plane s'écrit donc :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \tag{4.22}$$



Exemple : transmission de chaleur à travers une paroi plane

Considérons la transmission de chaleur à travers une paroi plane comme représenté à la Fig. 4-8. Le coefficient de transfert sur le côté du liquide est 10 fois plus grand que sur le côté du gaz : $\alpha_1 = 10 \cdot \alpha_2$. Les résistances au transfert par convection se comportent à l'inverse : $R_{\alpha_2} = 10 \cdot R_{\alpha_1}$. La différence de température du côté du gaz est donc 10 fois supérieure à celle du côté du liquide. La valeur k est de $180 \text{ W/m}^2\text{K}$ et donc inférieure à la plus petite des deux valeurs α . Conséquence pratique : pour améliorer le transfert de chaleur, il faut commencer par le côté avec la valeur α la plus basse, par exemple en augmentant la surface avec des ailettes.



b) Paroi d'un tube

La transmission de chaleur d'un fluide 1 à un fluide 2 à travers la paroi d'un tube doit être calculée de façon différente, étant donné que la surface de transfert n'est pas la même à l'intérieur et à l'extérieur. L'analyse se limite ici au cas d'un tube cylindrique "monocouche" (d_i = diamètre intérieur, d_e = diamètre extérieur, L = longueur du tube, T_{Si} = température de paroi intérieure, T_{Se} = température de paroi extérieure ; $T_1 = T_i$ = température du fluide 1 dans le tube, $T_2 = T_e$ = température du fluide 2 à l'extérieur du tube (par exemple dans l'espace annulaire d'un échangeur de chaleur coaxial). Pour la conduction à travers la paroi du tube, l'équation suivante s'applique :

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{d_e}{d_i}} \cdot (T_{Si} - T_{Se}) \quad (4.23)$$

La transmission de chaleur du fluide 1 au fluide 2 peut être calculée comme suit :

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (T_1 - T_2)}{\left(\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\alpha_e \cdot d_e} \right)} \quad (4.24)$$

Dans des tubes métalliques à paroi mince, le terme $\ln(d_e/d_i)/(2\lambda)$ (résistance à la conduction) peut être négligé. Si les valeurs α dans le tube et autour du tube sont à peu près identiques, le diamètre moyen $d_m = (d_i + d_e)/2$ peut être utilisé dans les calculs. Avec ce diamètre moyen on obtient ensuite :

$$\dot{Q} = k_m \cdot A_m \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.25)$$

où

$$\frac{1}{k_m} = \frac{d_m}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_m}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_m}{\alpha_e \cdot d_e} \quad (4.26)$$

A_m correspond à la surface calculée avec le diamètre moyen. Dans la pratique, la surface de référence est souvent choisie du côté où la résistance au transfert par convection est la plus élevée (= côté avec la valeur α la plus faible). Pour un échangeur de chaleur coaxial, la valeur α la plus faible se trouve généralement du côté extérieur. La puissance thermique (flux de chaleur) s'écrit :

$$\dot{Q} = k_a \cdot A_a \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.27)$$

avec

$$\frac{1}{k_a} = \frac{d_a}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (4.28)$$

4.4.6 Différence de température moyenne

Pour le dimensionnement d'échangeurs de chaleur, la détermination correcte de la valeur k est décisive. Pour transférer une puissance \dot{Q} , la surface de transfert suivante est requise :

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T} \quad (4.29)$$

Mais quelle différence de température ΔT entre le fluide 1 et le fluide 2 faut-il utiliser ? Selon le type constructif d'échangeurs de chaleur simples, les fluides s'écoulent à **contre-courant** ou à **co-courant** (Fig. 4-9). Les températures des fluides évoluent le long de leur écoulement à travers l'échangeur ; lors de changements de phase de substances pures, la température reste constante. La différence de température locale entre les deux fluides varie également le long de la surface de transfert de chaleur. En co-courant, les deux fluides tendent vers la même température de sortie ; en contre-courant, la température de sortie du

fluide froid peut être plus élevée que la température de sortie du fluide chaud.

Lorsque les chaleurs spécifiques c_{p1} et c_{p2} ne dépendent pas de la température, le bilan d'énergie pour un échangeur de chaleur s'écrit :

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) &= \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) \\ CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) &= CP_2 \cdot (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) \end{aligned} \quad (4.30)$$

$CP_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$ et $CP_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$ sont appelés les **débits de capacité thermique** (en W/K ou kW/K).

Pour les écoulements à co-courant et à contre-courant, la différence de température moyenne ΔT_m est définie par la moyenne logarithmique des différences de température ΔT_x et ΔT_y "aux extrémités" de l'échangeur de chaleur (voir Fig. 4-9; remarque : les indices max/min ou entrée/sortie sont volontairement évités). La différence de température moyenne logarithmique ΔT_{lm} ($lm = logarithmic mean$) est généralement inférieure à la moyenne arithmétique et se calcule selon l'équation suivante :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_x - \Delta T_y}{\ln \frac{\Delta T_x}{\Delta T_y}} \quad (4.31)$$

Lorsque $\Delta T_x = \Delta T_y$, la différence de température moyenne logarithmique ΔT_{lm} selon (4.31) est nu-

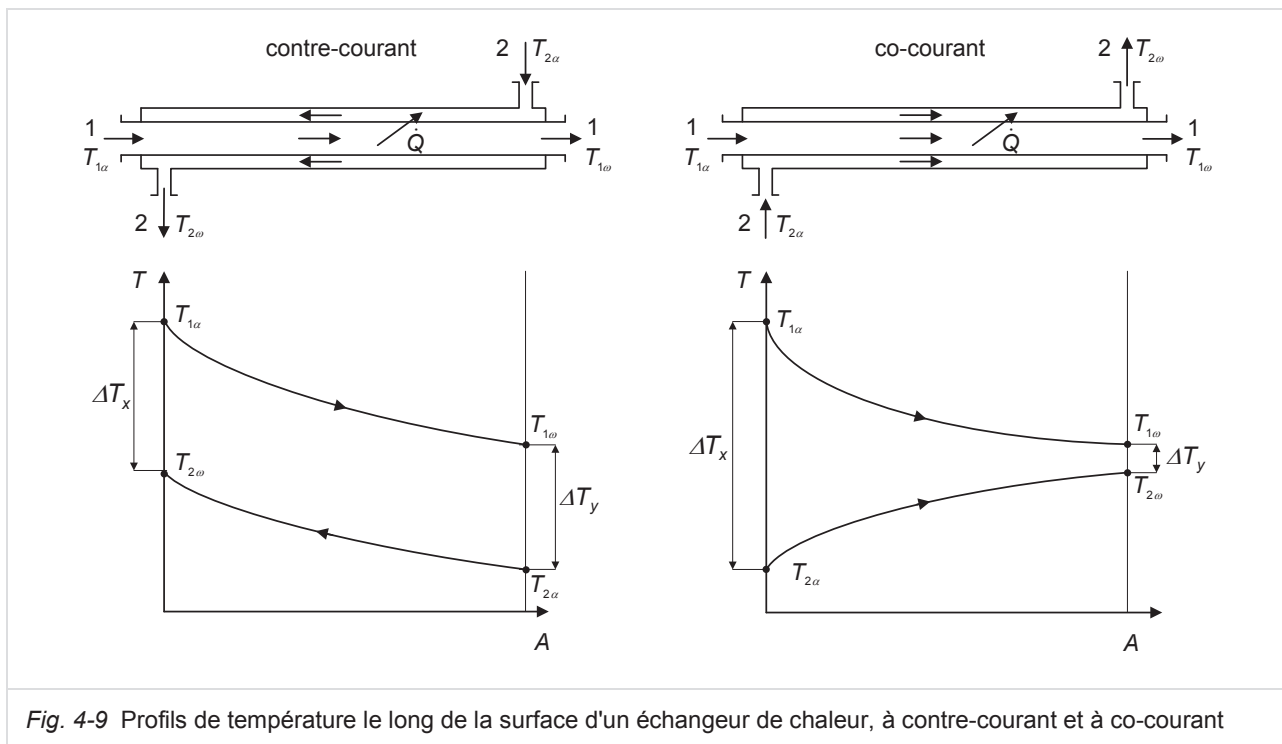


Fig. 4-9 Profils de température le long de la surface d'un échangeur de chaleur, à contre-courant et à co-courant

mériquement indéfinie, et $\Delta T_{lm} \equiv \Delta T_m = \Delta T_x = \Delta T_y$

Exemple : comparaison entre un échangeur à co-courant et un échangeur à contre-courant

Les températures d'entrée et de sortie des flux et les coefficients de transfert de chaleur globaux k sont les mêmes pour les deux échangeurs de chaleur. Le fluide chaud avec $CP_1 = 10 \text{ kW/K}$ se refroidit de 70°C à 45°C et à l'inverse le fluide froid avec $CP_2 = 12.5 \text{ kW/K}$ se réchauffe de 20°C à 40°C . Comment se comportent les surfaces des échangeurs de chaleur $A_{\text{contre-c}}$ et $A_{\text{co-c}}$ l'une par rapport à l'autre ?

$$\dot{Q} = CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) = CP_2 \cdot (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) = 250 \text{ kW}$$

Le transfert de chaleur s'écrit :

$$\dot{Q} = k \cdot A_{\text{contre-c}} \cdot \Delta T_{lm \text{ contre-c}} = k \cdot A_{\text{co-c}} \cdot \Delta T_{lm \text{ co-c}}$$

Il s'ensuit le rapport des surfaces des échangeurs de chaleur à co-courant et contre-courant :

$$\frac{A_{\text{co-c}}}{A_{\text{contre-c}}} = \frac{\Delta T_{lm \text{ contre-c}}}{\Delta T_{lm \text{ co-c}}} = \frac{27.42 \text{ K}}{19.54 \text{ K}} = 1.4$$

La surface de l'échangeur de chaleur à co-courant doit être 40% plus grande que celle de l'échangeur de chaleur à contre-courant.

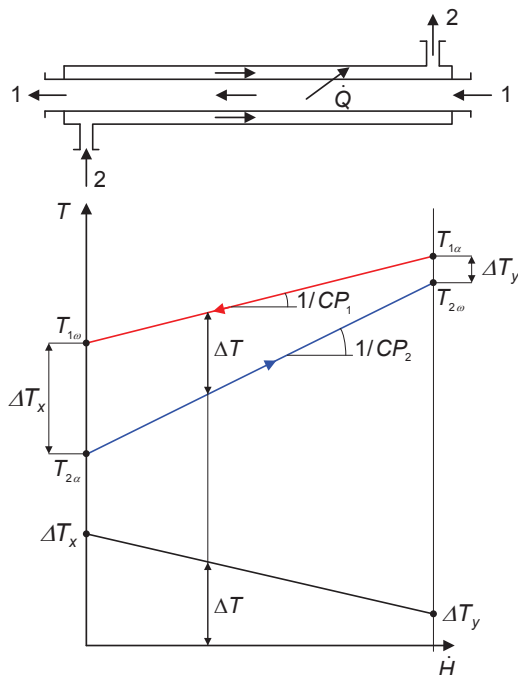


Fig. 4-10 Représentation d'un échangeur de chaleur dans un diagramme T, \dot{H}

Il est intéressant de représenter les profils de températures dans un **diagramme Température-Enthalpie** (diagramme T, \dot{H} Fig. 4-10). Ce diagramme est un élément clé de l'Analyse Pinch. Il permet de déterminer facilement la différence de température moyenne logarithmique.

Pour des chaleurs spécifiques c_{p1} et c_{p2} constantes, les profils de température dans le diagramme T, \dot{H} sont des droites de pente $1/CP_1$, resp. $1/CP_2$ (inverses des débits de capacité thermique). Par exemple pour le flux chaud 1 :

$$\dot{Q} = CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) \Rightarrow \frac{\Delta T_1}{\Delta \dot{Q}} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{\dot{Q}} = \frac{1}{CP_1}$$

Le profil de ΔT est également une ligne droite dont la pente peut être facilement déterminée :

$$\frac{d(\Delta T)}{d\dot{Q}} = \frac{\Delta T_x - \Delta T_y}{\dot{Q}}$$

En introduisant le flux de chaleur élémentaire $d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot \Delta T$ transféré par l'élément de surface dA , puis par intégration de l'équation, on obtient la puissance chaleur transférée \dot{Q} :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_x - \Delta T_y}{\ln \frac{\Delta T_x}{\Delta T_y}} = k \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (4.32)$$

En pratique, les échangeurs de chaleur ne correspondent souvent pas à des écoulements à contre-courant "idéal" ou co-courant "idéal", mais à des arrangements d'écoulement plus complexes. Dans ces cas, la différence de température moyenne ΔT_{lm} , pour un écoulement à contre-courant idéal est corrigée avec le facteur F_T :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \cdot F_T \quad \text{avec} \quad 0 < F_T < 1 \quad (4.33)$$

F_T dépend des rapports adimensionnels R et P : $F_T = f(R, P)$. Considérons par exemple l'échangeur de chaleur 1-2 à tubes et calandre (1-2 Shell & Tube HEX) de la Fig. 4-11. Celui-ci comporte une passe côté calandre et deux passes côté tubes. L'échangeur de chaleur est ainsi "moitié" à co-courant et "moitié" à contre-courant.

R est le rapport des débits de capacité thermique ($Tu = \text{tube}$ [Fluide 1] et $Ca = \text{calandre}$ [Fluide 2]) :

$$R = \frac{CP_{Tu}}{CP_{Ca}} = \frac{\Delta T_{Ca}}{\Delta T_{Tu}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (4.34)$$

P est la variation adimensionnelle de la température ("efficacité" de l'échangeur de chaleur) :

$$P = \frac{\Delta T_{Tu}}{\Delta T_{Ca}} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{T_{1\alpha} - T_{2\alpha}} \quad (4.35)$$

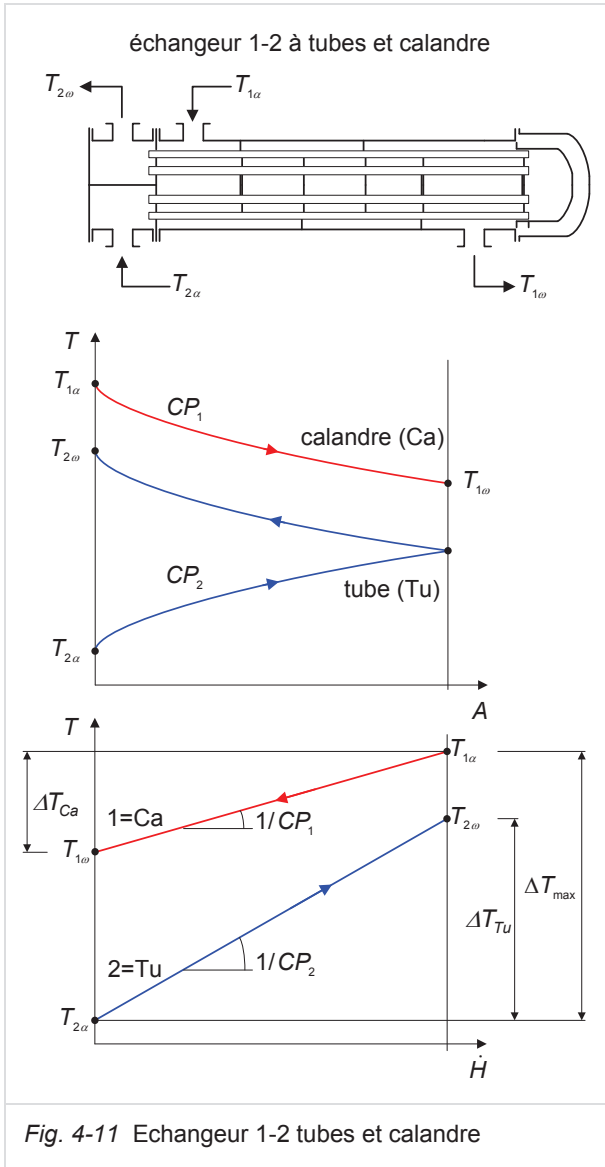


Fig. 4-11 Echangeur 1-2 tubes et calandre

F_T dépend ainsi exclusivement des débits de capacité thermique et des températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Les facteurs F_T pour différents arrangements d'écoulement peuvent être trouvés par ex. dans *VDI-Wärmeatlas*. Pour un échangeur de "type" 1-2, le facteur F_T peut être tiré du diagramme de la Fig. 4-12. A noter :

- pour une puissance thermique donnée, la surface de transfert requise sera la plus faible

pour un échangeur de "type" 1-1 à tubes et calandre utilisé à contre-courant ;

- tous les autres "types" (arrangements ou configuration d'écoulement) présentent des composantes d'écoulement à co-courant, de sorte que la différence de température moyenne ΔT_m est réduite.

Remarque importante : plus P est grand pour une valeur constante de R , plus F_T est faible et plus la surface A de l'échangeur de chaleur nécessaire est grande. Plus F_T est petite, moins l'échangeur de chaleur sera efficace. *Conclusion* : les zones du diagramme avec des pentes raides pour F_T doivent être évitées ! *Règle empirique* : ne pas "descendre" en-dessous de la valeur limite $F_T = 0.75$!

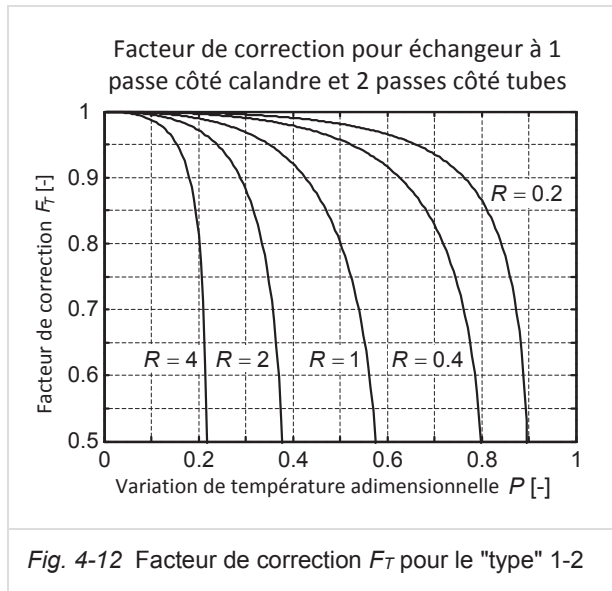
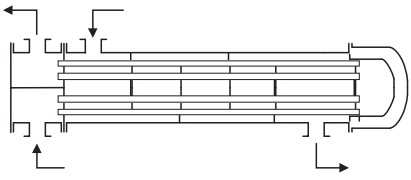
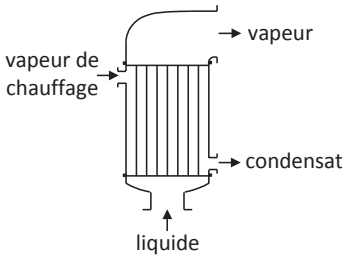
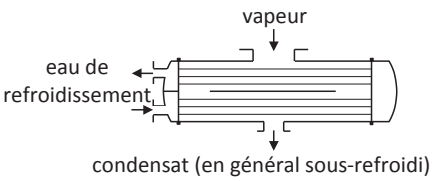
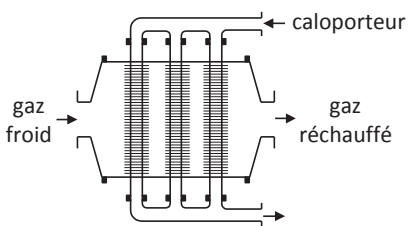


Fig. 4-12 Facteur de correction F_T pour le "type" 1-2

4.4.7 Valeurs estimatives du coefficient k

Pour une conception grossière des échangeurs de chaleur, des valeurs approximatives du coefficient de transfert global k pour différents modèles et types d'échangeurs peuvent être utilisées. Le tableau suivant (Tab. 4-1) fournit quelques exemples. D'autres "types" peuvent être trouvés dans *VDI-Wärmeatlas* par ex.

L'exemple simple d'un échangeur à faisceau de tubes, avec de l'eau à l'intérieur et à l'extérieur des tubes, "illustre" la vraisemblance des valeurs du Tab. 4-1. Conformément aux données de la section 4.4.3, l'ordre de grandeur du coefficient de convection est de 1'000 W/m²K. En négligeant la résistance à la conduction de la paroi du tube et

Type d'échangeur	Conditions de transfert	Coefficient global k [$W/m^2 K$]
Échangeur de chaleur à faisceau de tubes (échangeur à tubes et calandre) 	Gaz à l'extérieur et à l'intérieur des tubes Liquide à l'extérieur et gaz à l'intérieur des tubes Liquide à l'extérieur et à l'intérieur des tubes Vapeur à l'extérieur et liquide à l'intérieur des tubes	5 à 35 15 à 70 150 à 1'200 300 à 1'200
Évaporateur 	Vapeur à l'extérieur des tubes Liquide à l'intérieur des tubes: <ul style="list-style-type: none"> • en circulation <i>naturelle</i>: <ol style="list-style-type: none"> a) liquide "épais" (visqueux) b) liquide léger (peu visqueux) • en circulation <i>forcée</i> 	300 à 900 600 à 1'700 900 à 3'000
Condenseur 	Eau de refroidissement à l'intérieur et vapeurs organiques ou ammoniac à l'extérieur des tubes Condenseur de turbines à vapeur (vapeur seule; tubes minces en laiton) A noter : la valeur k diminue rapidement avec une proportion croissante de gaz inerte	300 à 1'200 1'500 à 4'000
Réchauffeur de gaz 	Vapeur d'eau ou eau chaude dans les tubes à ailettes et gaz à l'extérieur des tubes à ailettes: <ol style="list-style-type: none"> a) écoulement <i>libre</i> (radiateur) b) écoulement <i>forcé</i> 	5 à 12 12 à 50

Tab. 4-1 Ordres de grandeur du coefficient de transfert global k pour divers types d'échangeurs de chaleur (VDI-Wärmeatlas)

avec le calcul de la valeur k pour une paroi plane, on obtient :

$$\frac{1}{k} \approx \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{1'000} + \frac{1}{1'000} \Rightarrow k \approx 500 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dans le Tab. 4-1, la plage de valeurs k s'étend de 150 à 1'200 W/m^2K , plage qui contient bien la valeur ci-dessus. Cela confirme la pertinence de ces valeurs estimatives pour des calculs préliminaires.

4.4.8 Encrassement (*fouling*)

Au cours de l'exploitation, encrassement, dépôts, corrosion, etc. peuvent apparaître sur les surfaces de transfert de chaleur. Ces phénomènes indésirables altèrent la transmission de chaleur et sont regroupés sous le terme de *fouling*. Différentes solutions permettent de traiter les problèmes de *fouling* :

- "*nettoyage*" du flux : séparation par gravitation ou humide, adsorption, oxydation thermique ou catalytique, etc. ;
- *autoriser l'encrassement de l'échangeur* : accroissement de la surface, nettoyage mécanique, nettoyage chimique, redondance partielle, redondance ;
- *minimiser l'encrassement de l'échangeur* : choix des matériaux, revêtement de surface, optimisation de l'écoulement, adaptation de la vitesse du fluide, adjonction de produits chimiques, curage mécanique de la couche encrassée.

L'altération du transfert de chaleur peut être exprimée par une résistance spécifique d'encrassement R_f [m^2 K/W]. Connaissant la résistance d'encrassement maximale torérable R_f , la surface nécessaire pour transférer, à l'état encrassé, la même puissance qu'un échangeur propre, peut être calculée comme :

$$\frac{A_f}{A_c} = \frac{k_c}{k_f} = 1 + k_c \cdot R_f \quad (4.36)$$

Ici, k_c désigne le coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur propre (indice *c* pour *clean*) et k_f , le coefficient de transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur encrassé (indice *f* pour *fouling*). A_f est la surface requise pour le transfert de chaleur en cas d'encrassement, A_c est la surface requise pour un échangeur de chaleur propre. Voici quelques valeurs indicatives pour la résistance d'encrassement R_f :

Fluide	R_f en $10^{-3} m^2$ K/W
Eau de mer :	0.1 à 0.5
Eau de rivière :	0.2 à 1.0
Gaz d'échappement :	1.8
Mazout :	0.9
Huile de transformateurs :	0.2
Réfrigérant :	0.2
Vapeur d'eau :	0.1 à 0.2
Air comprimé :	0.35

4.5 Considérations exergetiques

La thermodynamique peut être considérée comme une théorie abstraite : ses deux principes fondamentaux sont formulés avec des concepts rigoureusement définis. Le 1^{er} principe utilise les notions énergétiques de travail, chaleur et énergie des substances considérées. Le 2^{ème} principe permet

l'analyse de transformations thermodynamiques. Ces principes sont appliqués ici non pas comme des analyses entropiques abstraites mais en tant qu'**analyses exergetiques**. Les analyses exergetiques de procédés techniques sont facilement compréhensibles et les résultats simples à interpréter, en particulier l'avantage des pistes d'amélioration peut être directement déterminé et les impacts économiques être quantifiés.

4.5.1 Energie = Exergie + Anergie

Les énergies comprennent deux aspects : *quantité* et *qualité*. Le 1^{er} principe (ou principe d'équivalence) cumule les différentes formes d'énergie ; les *quantités* sont conservées. On ne devrait donc formellement pas parler de *consommation* d'énergie ou de *pertes* d'énergie. Mais au cours de toutes les conversions d'énergies réelles, il y a pertes de *qualité* : par pertes de charge dans un fluide en écoulement, par chute de température lors d'un transfert de chaleur, ou par chute de concentration lors d'un transfert de matière.

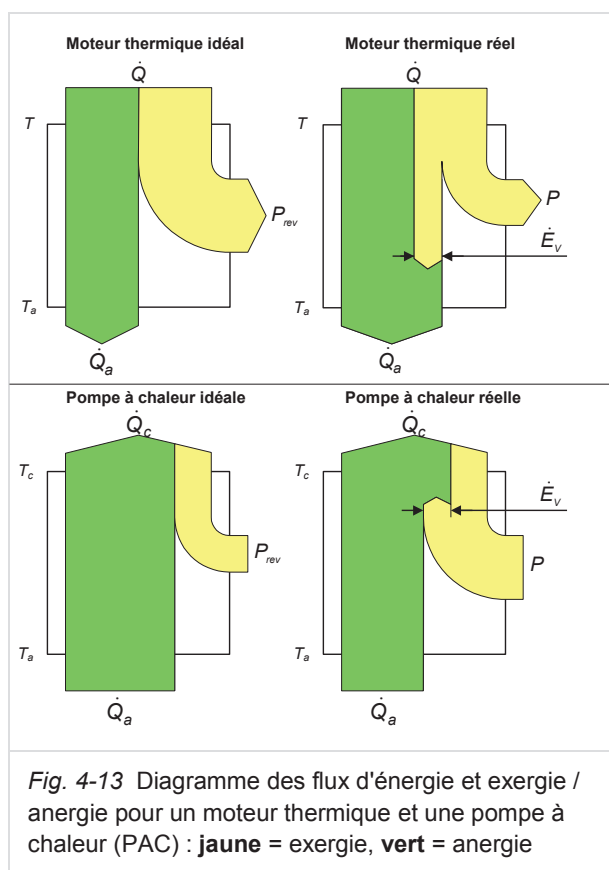
Par définition, l'*exergie* d'une quantité d'énergie est la *quantité de travail* qu'il est possible de générer à partir de cette énergie avec le concours de l'environnement. Les énergies mécanique et électrique sont entièrement constituées d'exergie. Cela vaut aussi approximativement pour l'énergie chimique comme les combustibles. Ces trois formes sont considérées comme des énergies de haute valeur : elles peuvent en principe être intégralement (= sans pertes) converties en travail, respectivement à 100% d'une forme à l'autre.

La situation est différente avec la chaleur et l'énergie de la matière : dans ce cas, l'exergie ne constitue qu'une fraction de l'énergie, autrement dit la capacité à générer du travail est limitée ; l'autre partie (le complément) est appelée *anergie*. La chaleur à température ambiante (environnante) et un liquide à température et pression ambiantes (=conditions de l'environnement) n'ont pas d'exergie. S'agissant de mélanges de substances, l'exergie dépend, outre de la température et de la pression, également de la composition.

Le 2^{ème} principe peut maintenant être formulé de manière compréhensible :

- l'exergie est conservée dans toutes les transformations d'énergie réversibles (= succession d'états d'équilibre, sans perte) ;

- dans tous les processus irréversibles (réels), il y a perte d'exergie. La diminution de l'exergie est dénommée perte exergétique.



a) Exergie de la chaleur

L'exergie d'une quantité de chaleur peut être calculée en fonction de la température de cette chaleur et de la température ambiante. L'exergie indique quelle quantité de travail peut être générée par un moteur thermique fonctionnant selon le cycle idéal (réversible) de Carnot (Fig. 4-13). La part de la chaleur non convertie en travail (l'anergie) doit être rejetée dans l'environnement. En termes de puissance, le débit exergétique \dot{E}_Q correspondant à la puissance chaleur \dot{Q} :

$$\dot{E}_Q = P_{rev} = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \cdot \dot{Q} = \eta_C \cdot \dot{Q} \quad (4.37)$$

$\eta_C = 1 - T_a/T$ est le **facteur ou rendement de Carnot**, où T est la température de la source de chaleur et T_a la température ambiante (de l'environnement), exprimées en K.

Aucun moteur thermique fonctionnant entre T et T_a ne peut atteindre un rendement plus élevé que η_C .

Pour une pompe à chaleur idéale (PAC, système "inverse" du moteur thermique) : le besoin exergétique minimal pour une demande en chauffage correspond à l'exergie de la chaleur à la température souhaitée. Conclusion : plus la variation (élévation) de température est grande, plus le besoin exergétique est grand.

b) Exergie des flux de matières (à l'exception des mélanges)

Des matières et des flux de matières à température T et pression p ont de l'exergie, car ils peuvent générer du travail jusqu'à atteindre l'état de l'environnement (T_a et p_a). Le débit exergétique \dot{E} d'un flux de matière est déterminé par son enthalpie h et son entropie s dans les états T et p et T_a et p_a :

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot e = \dot{m} \cdot [h - h_a - T_a \cdot (s - s_a)] \quad (4.38)$$

Pour les cas particuliers de liquides incompressibles et de gaz parfaits, qui s'écoulent dans un échangeur de chaleur ou un autre système, sans perte de charge et sans changement de leurs énergies cinétique et potentielle, la différence exergétique peut être calculée comme suit :

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_1 = \dot{m} \cdot \left[c_p (T_2 - T_1) - T_U c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (4.39)$$

Des formules générales pour le calcul de \dot{E} peuvent être trouvées dans tout bon manuel de thermodynamique.

4.5.2 Pertes exergétiques, bilan exergétique et rendements exergétiques

Les procédés techniques réels sont affectés par la dégradation de l'énergie, ou plutôt par des pertes exergétiques. Quelle est la conséquence des pertes exergétiques ? Pour cela, revenons à la Fig. 4-13. Pour un moteur thermique réel, les pertes exergétiques signifient que la puissance utile générée est celle d'un système idéal réduite de toutes les pertes exergétiques. En revanche, pour une pompe à chaleur réelle, les pertes exergétiques se traduisent par le fait que la puissance électrique d'entraînement du système réel est celle d'un système idéal, augmentée exactement de la somme de toutes les pertes exergétiques du système.

Les pertes exergetiques peuvent être déterminées par l'équation de bilan exergetique :

$$\begin{aligned}\dot{L} &= \sum_{in} \dot{E}_{in} - \sum_{out} |\dot{E}_{out}| = \\ &= \sum P + \sum \dot{E}_Q + \sum \dot{m}_{in} \cdot e_{in} - \sum \dot{m}_{out} \cdot e_{out}\end{aligned}\quad (4.40)$$

Le débit de pertes exergetiques \dot{L} est égal à la différence entre tous les flux exergetiques entrants et sortants.

L'objectif principal de l'analyse exergetique est la détermination des pertes exergetiques. La somme des pertes exergetiques donne une information sur la qualité du procédé. Plus les pertes exergetiques sont petites, meilleur est le procédé. L'optimisation d'un système débute, en général, là où les pertes exergetiques les plus importantes se produisent.

Le rendement d'un moteur thermique (η_m) et le coefficient de performance (COP) d'une pompe à chaleur font intervenir "des pommes et des poires":

$$\eta_m = \frac{P}{\dot{Q}} \quad \text{et} \quad COP = \frac{\dot{Q}_H}{P} \quad (4.41)$$

En effet, travail (P) et chaleur (\dot{Q}) n'ont pas la même qualité ! Ainsi, ni le rendement η_m , ni le COP ne constituent une *mesure* de la qualité des procédés. Par contre, le rendement exergetique, permet une évaluation thermodynamique appropriée. Pour un moteur thermique, il s'agit du rapport de la puissance générée et de l'exergie du flux de chaleur fourni. Pour la PAC, le rendement exergetique est le rapport de l'exergie de la puissance de chauffage et de la puissance absorbée.

Rendement exergetique d'un moteur thermique :

$$\eta_{exMT} = \frac{P}{\dot{E}_Q} = 1 - \frac{\sum \dot{L}}{\dot{E}_Q} = 0 \dots 1 \quad (4.42)$$

Rendement exergetique d'une PAC :

$$\eta_{exPAC} = \frac{\dot{E}_{QH}}{P} = 1 - \frac{\sum \dot{L}}{P} = 0 \dots 1 \quad (4.43)$$

Les analyses exergetiques sont un excellent outil pour l'analyse des procédés. Contrairement à l'approche purement énergétique, les sources de pertes peuvent être identifiées et quantifiées. Elles indiquent clairement où agir en priorité pour augmenter l'efficacité. Les procédés devraient être

adaptés, tant que cela reste économiquement rentable, pour tendre vers des procédés réversibles. En d'autres termes, l'ampleur des pertes exergetiques inévitables devrait être minimisée, resp. optimisée.

4.5.3 Perte exergetique lors de transfert de chaleur

Le transfert d'une puissance chaleur \dot{Q} à travers une paroi de la surface A nécessite un gradient de température ΔT (Fig. 4-14).

Ce ΔT est responsable d'une perte exergetique \dot{L} , qui dépend de la température T , du gradient de température ΔT et de la température ambiante T_a :

$$\begin{aligned}d\dot{L} &= T_a \cdot \frac{dT}{T^2} \cdot d\dot{Q} \\ \dot{L} &= \dot{E}_{Q1} - \dot{E}_{Q2} = T_a \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2} \cdot \dot{Q}\end{aligned}\quad (4.44)$$

$$\text{approximativement : } \dot{L} \approx T_a \cdot \frac{\Delta T}{T^2} \cdot \dot{Q}$$

L'exergie se calcule avec la température exprimée en Kelvin ($0^\circ\text{C} = 273.16 \text{ K}$). Cette équation conduit au résultat important suivant : le débit (puissance) de pertes exergetiques du transfert de chaleur est proportionnel au gradient de température ΔT et inversement proportionnel au carré de la température T (si ΔT est petit par rapport à T). En d'autres termes : un ΔT donné est moins "dommageable" à des températures élevées (par ex. processus de combustion) qu'à basse température (par ex. installations de réfrigération).

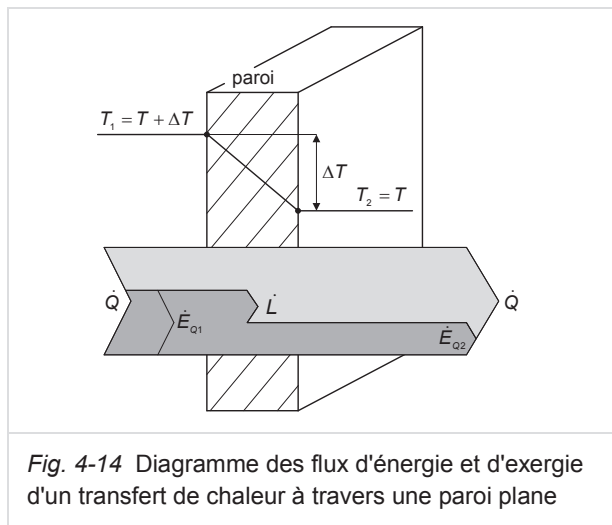
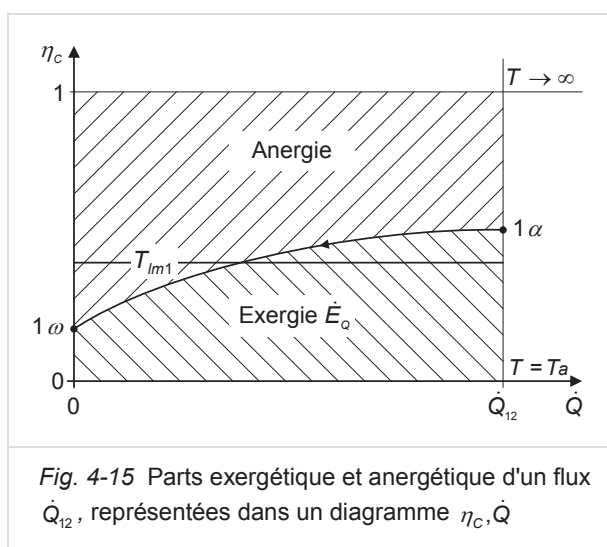


Fig. 4-14 Diagramme des flux d'énergie et d'exergie d'un transfert de chaleur à travers une paroi plane

Dans un échangeur de chaleur, le transfert de chaleur du fluide 1 vers le fluide 2 ne se produit en général pas à température constante. Pour les profils de température $T_{1\alpha} \rightarrow T_{1\omega}$ et $T_{2\alpha} \rightarrow T_{2\omega}$, les températures moyennes thermodynamiques peuvent être utilisées. Par exemple pour un fluide 1, refroidi de $T_{1\alpha}$ à $T_{1\omega}$ (Fig. 4-15), la température moyenne thermodynamique [K] de la chaleur se calcule comme la moyenne logarithmique :

$$T_{lm1} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{\ln \frac{T_{1\alpha}}{T_{1\omega}}} \quad (4.45)$$



La représentation dans le diagramme η_c, \dot{Q} (Fig. 4-15) est aussi très explicite. Avec la formule de calcul des pertes exergétiques du flux de chaleur, on constate directement que l'aire sous la courbe correspond au débit exergétique transmis, et l'aire au-dessus de la courbe au débit d'anergie.

Dans la pratique, les différences de température $T_{1\alpha} - T_{1\omega}$, exprimées sur l'échelle de température absolue, sont souvent petites, de sorte que la température moyenne thermodynamique est très proche de la température moyenne arithmétique.

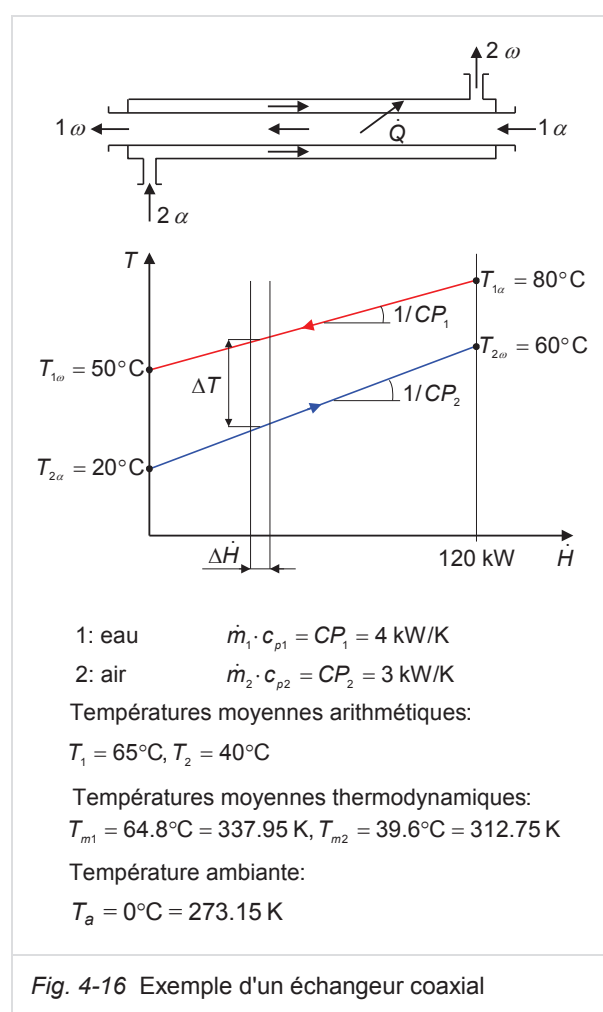
Exemple illustratif : pertes exergétiques d'un échangeur de chaleur coaxial

Soit l'échangeur de chaleur coaxial de la Fig. 4-16. Toutes les données nécessaires sont indiquées sur la figure. Les pertes exergétiques de cet échangeur (voir Fig. 4-17) peuvent être calculées de différentes façons. Selon l'équation 4.44 tout d'abord :

$$\dot{L} = T_a \cdot \frac{T_{lm1} - T_{lm2}}{T_{lm1} \cdot T_{lm2}} \cdot \dot{Q} = 7.8 \text{ kW} \quad (4.46)$$

Une autre possibilité consiste à établir un bilan exergétique sur l'échangeur dans son ensemble :

$$\begin{aligned} \dot{L} &= \dot{m}_1 \cdot (e_{1\alpha} - e_{1\omega}) + \dot{m}_2 \cdot (e_{2\alpha} - e_{2\omega}) = \\ &= CP_1 \cdot \left(T_{1\alpha} - T_{1\omega} - T_a \ln \frac{T_{1\alpha}}{T_{1\omega}} \right) + \\ &+ CP_2 \cdot \left(T_{2\alpha} - T_{2\omega} - T_a \ln \frac{T_{2\alpha}}{T_{2\omega}} \right) = 7.8 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.47)$$



La chute de température associée au transfert de chaleur provoque des pertes exergétiques de 7.8 kW. Plus le gradient de température pour le transfert de chaleur est grand, plus les pertes exergétiques sont importantes. Pour le procédé dans son ensemble, ces pertes doivent être compensées par un apport en exergie (gaz naturel, électricité).

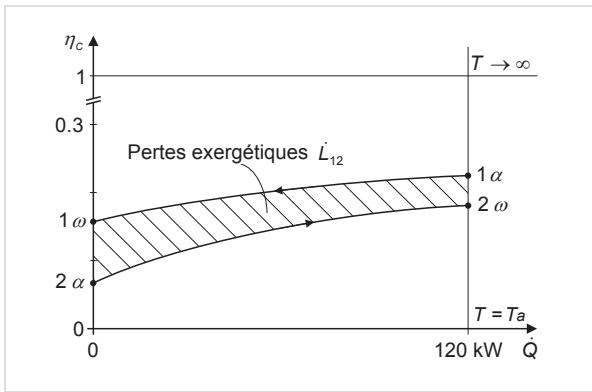


Fig. 4-17 Pertes exergétiques de l'échangeur coaxial

4.6 Exemple d'application: évaporation flash de jus de fruits concentré

Ce chapitre se termine par une étude de cas (Fig. 4-18). Après une étape de pasteurisation, un concentré de jus de fruit entre à l'état bouillant à 115°C dans un évaporateur flash pour un refroidissement rapide. L'élévation du point d'ébullition est de 5 K (la température d'ébullition du jus de fruits est de 5 K plus élevée que celle de l'eau pure à la même pression). La condensation des buées dans l'échangeur *HEX1* préchauffe le jus de fruit de 40°C à 70°C. La température ambiante est de 20°C. Les grandeurs suivantes sont calculées :

- température après détente flash ;
- puissance chaleur récupérée des buées, resp. pourcentage de chaleur économisée par rapport au cas sans préchauffage ;
- surface de transfert de l'échangeur de préchauffage du flux d'alimentation (*HEX1*), pour des valeurs α de 1'600 W/m²K pour le *Feed* et 5'000 W/m²K pour les buées en condensation ;
- puissance des pertes exergétiques du préchauffeur du flux d'alimentation (*HEX1*).

Indications : le concentré de jus de fruits présente, avant et après l'évaporation flash, la même chaleur spécifique, approximativement celle de l'eau : $c_{pe} = 4.2 \text{ kJ/kgK}$. La vapeur des buées a une chaleur spécifique de $c_{pvap} = 1.8 \text{ kJ/kgK}$. L'enthalpie massique des buées se calcule comme suit : $h_b = h' + \Delta h_v + c_{pb} \Delta T_s$, où h' = enthalpie massique de l'eau sur la courbe d'ébullition (de saturation), $\Delta h_v = 2'300 \text{ kJ/kg}$ = enthalpie de vaporisation de l'eau et ΔT_s = élévation du point d'ébullition. Les buées condensées ne sont pas sous-refroidies.

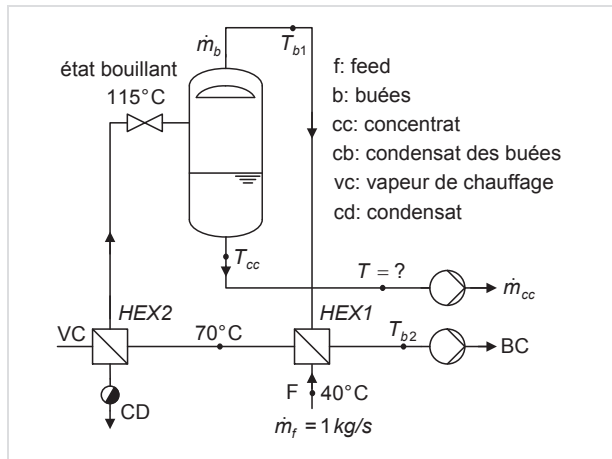


Fig. 4-18 Schéma de principe de l'évaporation flash de concentré de jus de fruits

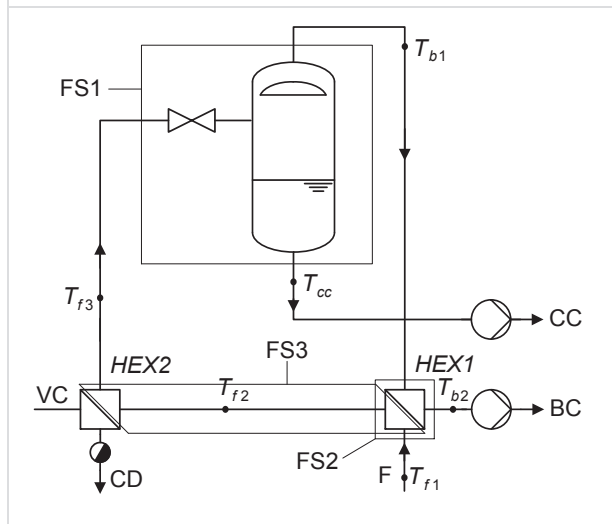


Fig. 4-19 Schéma de principe avec les limites des différents systèmes

Solution

La Fig. 4-19 représente les limites des différents systèmes considérés. Les bilans pour FS 1 sont :

$$\dot{m}_f = \dot{m}_{cc} + \dot{m}_b$$

$$\dot{m}_f \cdot h_{f3} = \dot{m}_{cc} \cdot h_{cc} + \dot{m}_b \cdot h_{b1}$$

En remplaçant \dot{m}_{cc} on obtient pour FS 1 :

$$\dot{m}_f \cdot (h_{f3} - h_{cc}) = \dot{m}_b \cdot (h_{b1} - h_{cc})$$

$$\dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f3} - T_{cc}) = \dot{m}_b \cdot (h' + \Delta h_v + c_{pb} \cdot \Delta T_s - h') = \dot{m}_b \cdot (\Delta h_v + c_{pb} \cdot \Delta T_s)$$

À l'aide du bilan d'énergie sur le préchauffeur *HEX1* du flux d'alimentation (FS 2), la puissance chaleur \dot{Q}_{HEX1} peut être calculée :

$$\dot{m}_b \cdot h_{b1} + \dot{m}_f \cdot h_{f1} = \dot{m}_b \cdot h_{cb} + \dot{m}_f \cdot h_{f2}$$

$$\Rightarrow \dot{Q}_{HEX1} = \dot{m}_b \cdot (\Delta h_v + c_{pb} \cdot \Delta T_S) =$$

$$= \dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f2} - T_{f1}) = 126 \text{ kW}$$

A partir de l'équation ci-dessus, le débit massique de buées \dot{m}_b peut être calculé :

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{Q}_{HEX1}}{\Delta h_v + c_{pb} \cdot \Delta T_S} = 0.055 \text{ kg/s}$$

Le débit-masse des buées s'élève à 5,5% du débit-masse du *Feed*. Le débit-masse de concentrat (jus de fruit concentré) est $\dot{m}_{cc} = 0.945 \text{ kg/s}$.

Dans le bilan d'énergie de FS 1, l'expression $\Delta h_v + c_{pb} \cdot \Delta T_S$ peut être remplacée par $\dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f2} - T_{f1})$ et on obtient :

$$\dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f3} - T_{cc}) = \dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f2} - T_{f1})$$

Et donc pour la température du concentrat :

$$T_{cc} = T_{f3} - (T_{f2} - T_{f1}) = 115 - (70 - 40) = 85^\circ\text{C}$$

La puissance chaleur \dot{Q}_{tot} des deux échangeurs *HEX1* et *HEX2* est égale à la variation globale du débit enthalpique du *Feed* de T_{f1} à T_{f3} :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_f \cdot (h_{f3} - T_{f1})$$

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_f \cdot c_{pe} \cdot (T_{f3} - T_{f1}) = 315 \text{ kW}$$

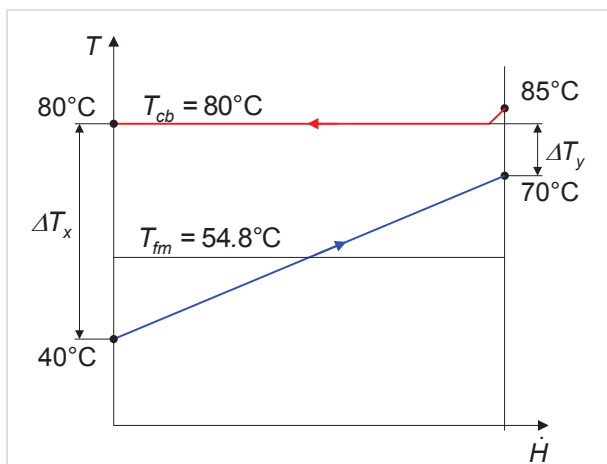


Fig. 4-20 Préchauffeur *HEX1*: profil de température des buées et du *Feed* dans un diagramme T, \dot{H}

Sans préchauffage du flux d'alimentation, la puissance de l'échangeur de chaleur *HEX1* devrait être fournie par de la vapeur (VC). L'économie liée au préchauffage du *Feed* représente donc 40%.

Le coefficient de transfert global k peut être estimé sur la base des coefficients de transfert par convection α_f et α_b connus. Le calcul suppose une paroi plane et une résistance thermique de la paroi négligeable :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_f} + \frac{1}{\alpha_b} \Rightarrow k = 1'212 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Les profils de température des deux fluides dans l'échangeur *HEX1* sont représentés dans le diagramme T, \dot{H} de la Fig. 4-20.

La surchauffe des buées (c.-à-d. l'élévation de température du point d'ébullition de 5 K) de la vapeur est rapidement dégradée. La puissance chaleur correspondante est beaucoup plus petite que celle de la condensation qui suit ($c_{pb} \cdot \Delta T_S \ll \Delta h_v$). La différence de température logarithmique moyenne peut ainsi être calculée avec une bonne approximation à partir de la température de condensation :

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_x - \Delta T_y}{\ln \frac{\Delta T_x}{\Delta T_y}} = \frac{40 - 10}{\ln \frac{40}{10}} = 21.6 \text{ K}$$

La surface de transfert nécessaire est donc :

$$\dot{Q}_{HEX1} = k \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}_A}{k \cdot \Delta T_{lm}} = 4.8 \text{ m}^2$$

Finalement, les pertes exergetiques du préchauffage du *Feed* sont calculées. Etant donné que le flux d'alimentation n'absorbe pas la chaleur à une température constante, le calcul se fait avec la température moyenne thermodynamique. Celle-ci vaut $T_{fm} = 327.92 \text{ K} = 54.8^\circ\text{C}$ et est donc très proche de la température moyenne arithmétique (55.0°C). Les pertes exergetiques du préchauffage du flux d'alimentation sont donc :

$$\dot{L} = T_a \cdot \frac{T_{cb} - T_{fm}}{T_{cb} \cdot T_{fm}} \cdot \dot{Q}_{HEX1} = 8.1 \text{ kW}$$

Ces pertes exergetiques sont causées uniquement par la chute de température lors du transfert de chaleur.

5 Détermination des valeurs cibles énergétiques d'un procédé continu

5.1 Introduction

Nombreuses sont les installations de production où les énergies liées au chauffage et au refroidissement représentent une part importante des besoins énergétiques totaux. Dans ce contexte, la **récupération de chaleur (RC) interne aux procédés** est une thématique centrale pour l'amélioration de l'efficacité énergétique. La RC réduit les coûts d'exploitation (par ex. pour la vapeur ou l'eau chaude) et est en même temps liée aux coûts d'investissement (par ex. pour des échangeurs de chaleur (*HEXs*)). Une RC trop limitée entraîne des coûts d'exploitation excessifs, une RC trop élevée entraîne des coûts d'investissement disproportionnés. L'objectif est ici de minimiser les coûts totaux annuels des prestations énergétiques.

Un concept (*design*) optimal d'installation peut être défini de manière systématique et ciblée, lorsque les coûts totaux annuels peuvent être calculés en amont de la planification, et que des valeurs cibles (*targets*) peuvent en être déduites. Cette démarche est appelée "**Target before Design**", autrement dit **détermination des valeurs cibles avant conception**. Elle est une des pierres angulaires de la philosophie de l'Analyse Pinch.

Energy Targeting désigne la détermination des valeurs cibles énergétiques seulement, tandis que le **Supertargeting** considère également les coûts et consiste à déterminer les valeurs cibles économiques et à minimiser les coûts totaux annuels.

L'**Energy Targeting** modélise et analyse toutes les exigences énergétiques de procédé d'une installation. Il prédit notamment les valeurs cibles absolues de RC d'une installation donnée, ainsi que ses besoins minimaux requis en chaleur et en froid. L'**Energy Targeting** est décrit plus en détails dans le présent chapitre.

Le **Supertargeting** fait l'objet du chapitre 6.

5.2 Définitions : procédé et installation

En génie des procédés, une **étape de procédé** se comprend comme la réalisation matérielle d'une opération unitaire. De la même manière qu'un procédé de fabrication est formé d'opérations unitaires, une **installation de production** se com-

pose d'étapes de procédé.

Au sens de l'Analyse Pinch, les **procédés** considérés se déroulent au sein d'une **installation**.

Dans ce contexte, la définition d'un procédé s'appuie sur différents principes décrits dans les paragraphes et chapitres suivants. Cependant, pour éviter toute confusion quant à l'utilisation ultérieure du terme *procédé*, la définition est présentée ici de manière anticipée.

Procédé continu

Un procédé continu au sens de l'Analyse Pinch comporte au minimum **un flux**, et décrit autrement un **groupement de flux** existant **simultanément** et pouvant transférer de la chaleur directement entre eux.

Ainsi, les flux inclus dans un procédé peuvent représenter plusieurs étapes de procédé, voire décrire une installation technique complète.

Dans l'introduction de ce manuel, l'installation *Production d'arômes*, comprenant les procédés *Séchage par atomisation* et *Oxydation thermique régénérative / chauffage de l'eau de nettoyage* sont présentées. Lorsqu'une RC directe entre les deux procédés est envisageable et souhaitable, et pour autant que les deux procédés soient exploités à peu près simultanément et soient suffisamment proches d'un de l'autre, ceux-ci peuvent être définis comme un seul procédé au sens de l'Analyse Pinch. La définition de la "frontière du système" d'un procédé revient à l'appréciation de l'expert(e).

Dans les sections et chapitres suivants, l'Analyse Pinch d'un *procédé continu* est décrite. L'analyse de *plusieurs procédés continus* est abordée à partir du chapitre 12, et celle de procédés exploités par batch (par charge ou par lot) à partir du chapitre 14.

5.3 Définitions : flux, exigences de procédé, et utilités

Les flux constituent la base de l'**Energy Targeting**. Un flux représente un débit-masse d'un fluide quelconque, devant être chauffé ou refroidi, et dont la composition reste inchangée.

Un débit-masse nécessitant un **apport de chaleur** (c-à-d qui doit accroître son enthalpie) est appelé **flux froid** ou **Cold Stream** (il démarre "froid").

Dans une fromagerie par ex., le chauffage de lait de 10°C à 45°C dans un échangeur à plaques est un flux froid.

Un débit-masse nécessitant un **retrait de chaleur** (c-à-d qui doit diminuer son enthalpie) est appelé **flux chaud** ou **Hot Stream** (il démarre "chaud").

Note : la distinction entre flux froid et flux chaud dépend seulement du signe de la variation d'enthalpie du débit-masse considéré (sens du transfert de chaleur, voir Fig. 5-1), et non des niveaux de température respectifs des flux !

Les flux d'un procédé découlent **des exigences (énergétiques) de procédé**. Ils décrivent les besoins de chauffage ou de refroidissement requis par un procédé, et sont définis pour les fluides concernés, qu'il s'agisse par ex. d'air, d'eau, d'air vicié ou de jus de fruits, de chocolat ou de bière. Si par ex. du jus de fruits avec un débit-masse \dot{m} de 1.5 kg/s et une chaleur spécifique c_p de 4.0 kJ/kgK doit être chauffé de 15°C à 75°C, le chauffage est une exigence de procédé qui se traduit par un flux froid selon le Tab. 5-1.

\dot{m} [kg/s]	c_p [kJ/kg K]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]
1.5	4.0	15	75

Tab. 5-1 Exemple de flux froid correspondant au chauffage de jus de fruits

La somme de tous les flux d'une installation est appelée sa **table (ou tableau) de flux**. Cette table modélise les exigences énergétiques, autrement dit le cahier des charges (énergétique) du procédé.

Outre les flux chauds et froids du procédé, il existe également des **flux d'utilités** chaude et froide (*Hot and Cold Utility Streams*), lesquels définissent la fourniture d'énergies. Ils décrivent les fluides des agents énergétiques de la fourniture d'énergies comme par exemple la vapeur, l'eau chaude, les gaz d'échappement, l'eau glacée, etc. Dans l'exemple précédent, si le chauffage du jus de fruits est assuré par de l'eau chaude, l'eau chaude est alors définie comme flux d'utilité chaude (*Hot Utility Stream*). Le système de fourniture de chaleur et de froid pour le procédé est généralement appelé **utilités**.

5.4 Diagramme Température-Enthalpie

Pour la détermination des valeurs cibles énergétiques, une représentation graphique des flux chauds et froids dans un diagramme Température – Enthalpie (en abrégé diagramme T, \dot{H}) selon la Fig. 5-1 est utilisée.

Sur la Fig. 5-1, T_{in} dénote la température initiale ou source (T_{supply}) d'un flux et T_{out} sa température finale ou cible (T_{target}). Dans le contexte d'un échangeur de chaleur, T_{in} et T_{out} sont parfois décrites comme les températures d'entrée et de sortie. Comme seules les *variations* d'enthalpie du flux sont pertinentes et non les *valeurs absolues d'enthalpie*, un flux donné peut être positionné

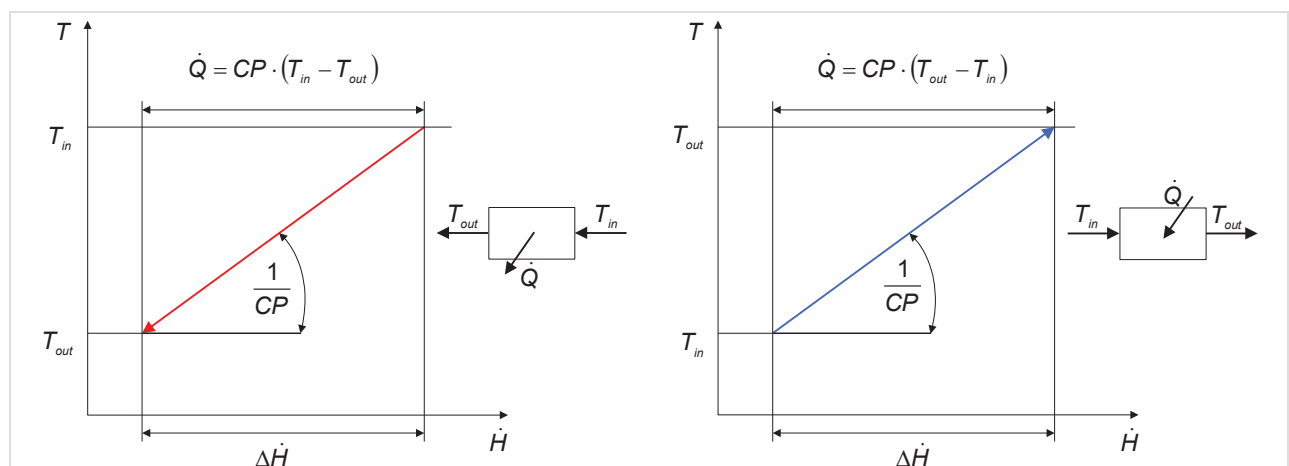


Fig. 5-1 Représentation des besoins de refroidissement d'un flux chaud (à gauche) et des besoins de chauffage d'un flux froid (à droite) dans un diagramme T, \dot{H}

n'importe où sur l'axe enthalpique, tant qu'il est caractérisé par la même pente, et les mêmes températures T_{in} et T_{out} . Le flux peut donc être translaté horizontalement.

Un flux froid dans un diagramme T, \dot{H} est représenté de gauche à droite, un flux chaud de droite à gauche. La couleur conventionnelle des flux froids est le bleu ; celle des flux chauds le rouge.

La puissance chaleur \dot{Q} qui doit être ajoutée / retirée à un flux pour le chauffer / refroidir de T_{in} à T_{out} est définie selon l'équation 5.1 :

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \\ \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (\Delta T) = \Delta \dot{H}\end{aligned}\quad (5.1)$$

\dot{Q}	[kW]	puissance chaleur
\dot{m}	[kg/s]	débit-masse
c_p	[kJ/kg K]	chaleur spécifique à pression constante
$\Delta \dot{H}$	[kW]	variation du débit enthalpique

Dans l'exemple du Tab. 5-1, la puissance chaleur \dot{Q} pour le chauffage du jus de fruit s'élève à 360 kW.

L'équation 5.1 présuppose un débit de capacité thermique CP constant. Il se définit comme suit :

$$CP = \dot{m} \cdot c_p \quad (5.2)$$

CP	[kW/K]	débit de capacité thermique
------	--------	-----------------------------

La valeur CP s'élève à 6 kW/K dans l'exemple du Tab. 5-1.

Avec CP constant, la pente des droites du diagramme T, \dot{H} correspond à :

$$\frac{\Delta T}{\Delta \dot{H}} = \frac{1}{CP} \quad (5.3)$$

La pente est ainsi inversement proportionnelle au débit de capacité thermique CP . En d'autres termes : plus la puissance est grande pour un ΔT donné, plus les flux chaud et froid seront "plats".

La chaleur latente apparaît sur un diagramme T, \dot{H} comme un flux horizontal, car malgré la variation d'enthalpie, la température ne varie pas. Les flux froids horizontaux (de gauche à droite) décrivent par ex. une évaporation ; les flux chauds horizontaux (de droite à gauche) par ex. une condensa-

tion. La condensation de vapeur, en tant que flux d'utilité, est ainsi toujours représentée par un flux chaud horizontal de droite à gauche.

Il n'est pas toujours évident à première vue de savoir si une exigence de procédé doit être représentée comme un flux chaud ou un flux froid. A titre d'exemple, les deux exigences de procédé suivantes sont souvent incorrectement définies par des débutants en Analyse Pinch :

1. un local est chauffé par un circuit de chauffage de température aller 45°C et température de retour 30°C. Le local a ainsi un *besoin de chaleur* est doit être défini comme *flux froid*. L'exigence de procédé est alors le chauffage de l'eau chaude de 30°C à 45°C;
2. une réaction exothermique (par ex. la fermentation d'un fluide sucré) dégage de la chaleur. Dans le cas de la production de bière par ex., le procédé de fermentation doit être maintenu pendant environ 14 jours à une température d'environ 9 à 11°C. La chaleur produite par le procédé de fermentation pendant ce temps doit être évacuée. La fermentation est ainsi un procédé avec un *besoin de refroidissement*, représenté par un *flux chaud*.

Exemple à deux flux

La représentation dans un diagramme T, \dot{H} d'un échangeur de chaleur avec en aval un refroidisseur et une chaudière donne les profils des Fig. 5-2 ou Fig. 5-3.

Le refroidissement du flux chaud correspond à la flèche rouge dirigée d'en haut à droite vers en bas à gauche de 200°C à 70°C . Le chauffage du flux froid se déroule de gauche à droite selon une pente plus faible ($1/CP_{\text{Cold}} < 1/CP_{\text{Hot}}$). Il est chauffé de 100°C à 135°C .

Les utilités chaude (HU) et froide (CU) sont indiquées par leurs puissances respectives seulement, et non représentées comme des flux d'utilité (avec les niveaux de température adéquats).

Pour transférer de la chaleur du flux chaud au flux froid, au moins une partie du flux chaud doit présenter une température plus élevée que le flux froid. Dans la zone où le flux chaud et le flux froid se "chevauchent", une récupération de chaleur (RC) est possible. Cette zone de chevauchement indique le potentiel de RC d'un procédé.

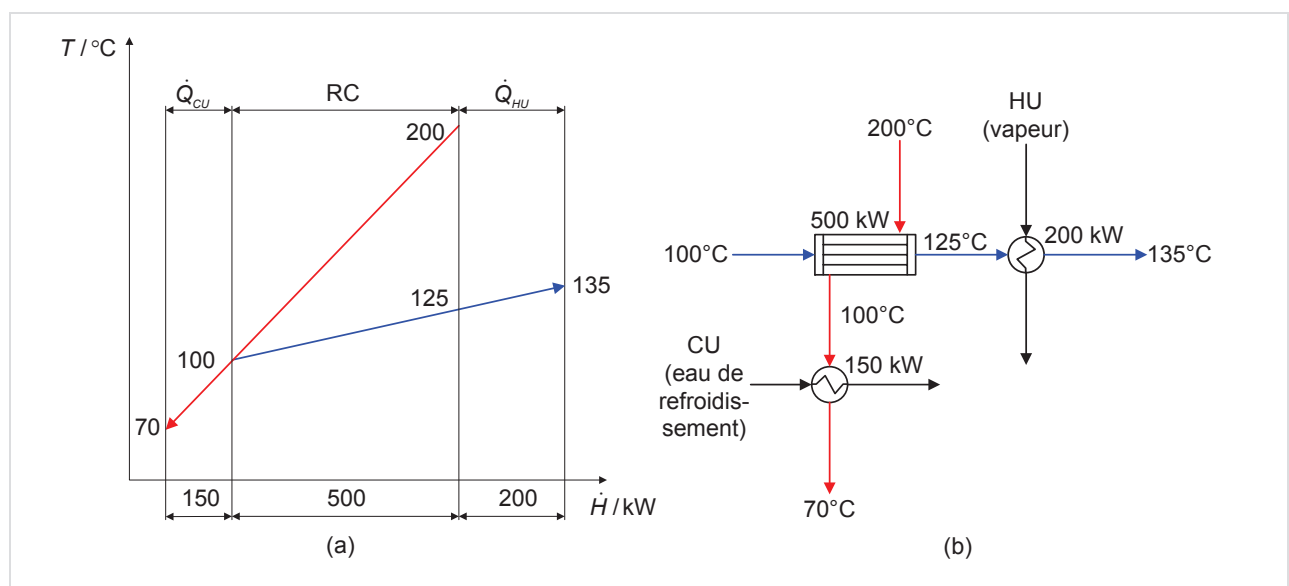


Fig. 5-2 Echangeur de chaleur dans un diagramme T, \dot{H} avec $\Delta T_{\min} = 0\text{ K}$ et une surface de transfert infinie

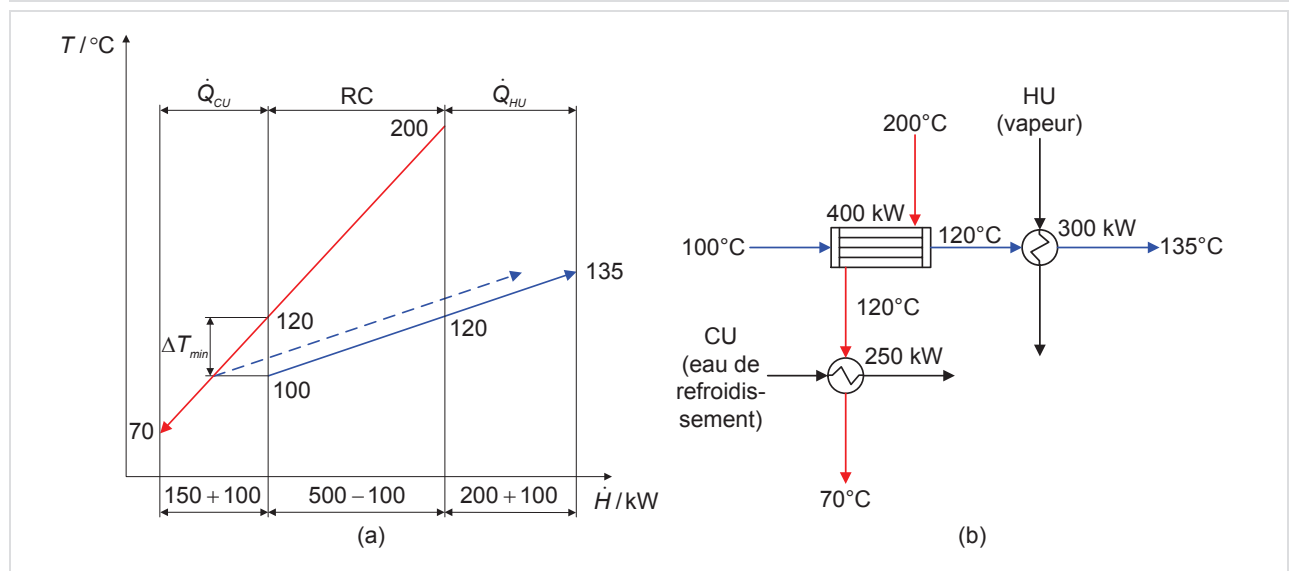


Fig. 5-3 Echangeur de chaleur dans un diagramme T, \dot{H} . Depuis sa position limite en traitillé correspondant à $\Delta T_{\min} = 0\text{ K}$, le flux froid est translaté vers la droite jusqu'à atteindre $\Delta T_{\min} = 20\text{ K}$

Selon la Fig. 5-2, le flux froid peut être chauffé de 100°C à 125°C par la RC. Le besoin de chaleur résiduel (200 kW) est fourni par la chaudière (HU). En face, le flux chaud est refroidi par la RC de 200°C à 100°C. Le besoin de refroidissement résiduel (150 kW) est couvert par l'eau de refroidissement (CU). La Fig. 5-2 représente un cas limite de transfert de chaleur, avec une différence de température de 0 K à une extrémité de l'échangeur de chaleur. Ceci n'est en théorie possible qu'avec un HEX infiniment grand.

Si une différence de température minimale $\Delta T_{min} > 0$ entre les flux chaud et froid est souhaitée, alors le flux froid doit être translaté horizontalement vers la droite (voir Fig. 5-3). Il est évident qu'ainsi la différence de température moyenne de l'HEX est plus grande et que le potentiel de RC est plus faible, ce qui correspond à une plus petite surface de transfert et des coûts d'investissement plus faibles.

En parallèle, les besoins en **utilité chaude** (vapeur, HU) et en **utilité froide** (eau de refroidissement, CU) s'accroissent d'autant : les frais d'énergies augmentent !

En résumé :

- il existe un lien étroit entre la valeur ΔT_{min} , le potentiel de RC et les besoins totaux d'utilités du système.
- si le besoin d'utilité chaude HU augmente

d'une quantité X donnée, le besoin en utilité froide CU augmente de la même quantité X : **the more in, the more out !**

5.5 Construction d'une courbe composite

Considérons maintenant un procédé ou une installation avec une multitude de flux chauds et froids ; il est alors possible de cumuler les flux chauds en un "macro flux" chaud, appelé **courbe composite chaude (CC chaude)**, respectivement cumuler les flux froids en un "macro flux" froid, appelé **courbe composite froide (CC froide)**.

Sur la Fig. 5-4 (a), trois flux chauds sont représentés avec des débits de capacité thermique différents CP_1 , CP_2 et CP_3 et les valeurs correspondantes des températures initiales et finales. Les quatre intervalles de température entre T_1 et T_5 contiennent chacun différents flux. Dans l'intervalle de T_1 à T_2 se trouve le flux 2), entre T_2 et T_3 il y a les 3 flux, entre T_3 et T_4 les flux 1) et 3), et entre T_4 et T_5 seulement le flux 1). Les contributions de débit enthalpique des flux individuels présents dans chaque intervalle de températures sont additionnées. La pente du segment de droite résultant est donc plus faible si l'intervalle de température contient plusieurs flux. Ensuite les segments de droite de chaque intervalle de températures sont représentés bout à bout pour former un flux global appelé CC (chaude dans le cas de la Fig. 5-4 (b)).

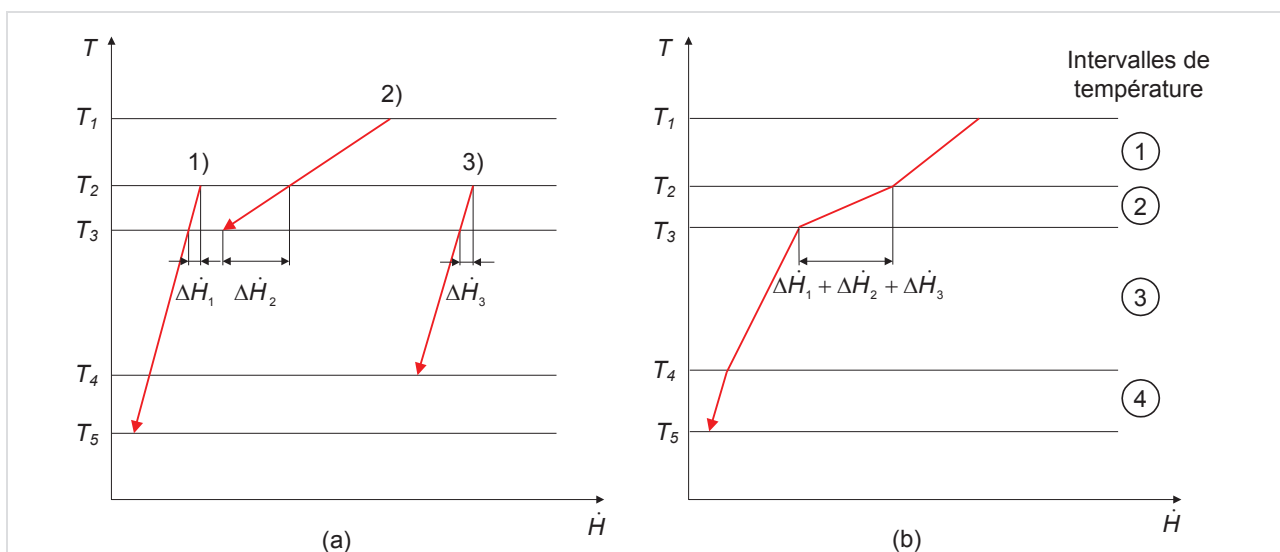


Fig. 5-4 Construction de la courbe composite chaude dans un diagramme T, \dot{H} : (a) trois flux individuels; (b) courbe composite chaude obtenue par "superposition" des flux chauds individuels

La CC chaude (resp. CC froide) montre, pour l'installation considérée, quelle puissance de refroidissement (resp. de chauffage) est nécessaire dans chacun des intervalles de température. La puissance de refroidissement (resp. de chauffage) peut être lue sur l'axe de débit enthalpique.

5.6 Les courbes composite

En représentant maintenant les courbes composites (CCs) chaude et froide sur le même diagramme, le profil de la Fig. 5-5 est obtenu.

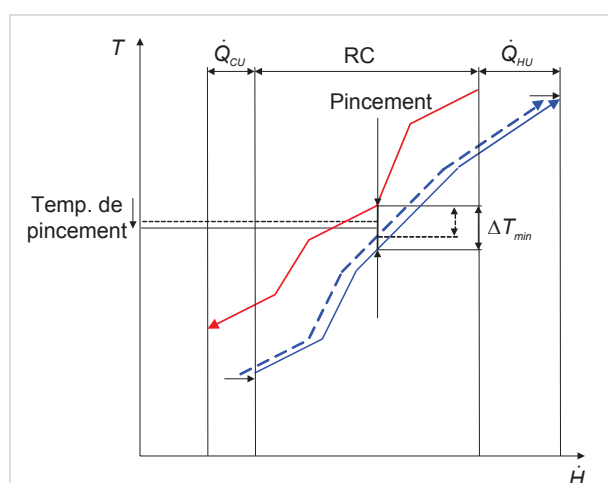


Fig. 5-5 Détermination des valeurs cibles énergétiques (*Energy Targets*) à partir des CCs. Une translation de la CC froide vers la droite augmente le ΔT_{min} ainsi que les besoins en utilités chaude et froide et diminue en même temps le potentiel de RC

Comme déjà mentionné, l'axe de débit enthalpique ne représente pas des valeurs "absolues" ; il s'agit toujours uniquement de différences. C'est pourquoi il est permis de translater horizontalement les deux CCs l'une par rapport à l'autre.

La translation horizontale de la CC froide vers la droite a les mêmes conséquences pour un procédé, resp. une installation, que pour un simple HEX (voir Fig. 5-3) : le potentiel de RC diminue, les besoins en utilités chaude et froide augmentent d'autant et les coûts d'investissement pour les HEX diminuent.

La position où les CCs sont les plus "proches" (différence de température mesurée verticalement) est appelé **Pincement** (*Pinch*).

La différence de température des CCs au Pincement vaut ΔT_{min} . Cette valeur ΔT_{min} décrit la diffé-

rence de température minimale "autorisée" (tolérable) entre les flux chauds et froids pour le procédé ou pour l'installation.

Le point exact entre les CCs chaude et froide au pincement est appelé **point de pincement** ou **température de pincement**. Il se situe à $\Delta T_{min}/2$ au-dessus de la température de la CC froide au pincement et à $\Delta T_{min}/2$ en dessous de la température de la CC chaude au pincement.

A chaque valeur ΔT_{min} choisie correspond un besoin différent en utilité chaude (par ex. vapeur) et en utilité froide (par ex. eau de refroidissement). A ΔT_{min} donnée, les besoins en utilités sont les puissances chaleur et froid minimales requises pour résoudre le problème de transfert de chaleur considéré (concrétisé par un réseau d'échangeurs de chaleur respectant la contrainte $\Delta T \geq \Delta T_{min}$ – voir chapitre 7).

Le ΔT_{min} optimal, $\Delta T_{min,opt}$, désigne le ΔT_{min} correspondant aux coûts totaux annuels minimaux. Le calcul de ces coûts totaux annuels résulte du *Supertargeting*, décrit au chapitre 6.

5.7 Les trois règles d'or du pincement

Le point de pincement a la propriété remarquable de séparer le système étudié en deux sous-systèmes indépendants.

Le sous-système au-dessus du pincement présente un déficit de chaleur et requiert ainsi de la chaleur à un niveau de température élevé. Le sous-système en dessous du pincement présente un surplus de chaleur et nécessite ainsi du refroidissement à un bas niveau de température (voir Fig. 5-6).

Si maintenant une puissance chaleur ϕ (par ex. des gaz de fumée) est "soustraite" au sous-système au-dessus du pincement pour être utilisée pour réchauffer des flux froids en dessous du pincement, cette puissance chaleur manque alors et doit être compensée par davantage d'utilité chaude (voir Fig. 5-7). Comme le système en dessous du pincement présente déjà un excédent de chaleur avant même ce transfert de chaleur, la puissance chaleur supplémentaire amenée a pour conséquence un besoin supplémentaire en utilité froide pour refroidir cet excédent !

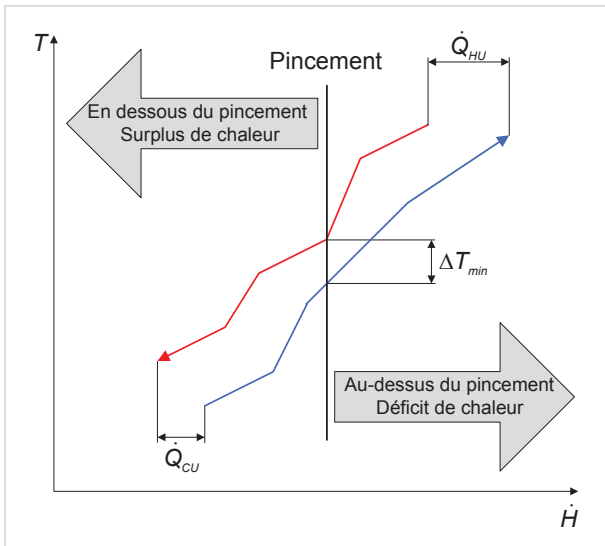


Fig. 5-6 Séparation des CCs au pincement en sous-systèmes en dessous et au-dessus du pincement

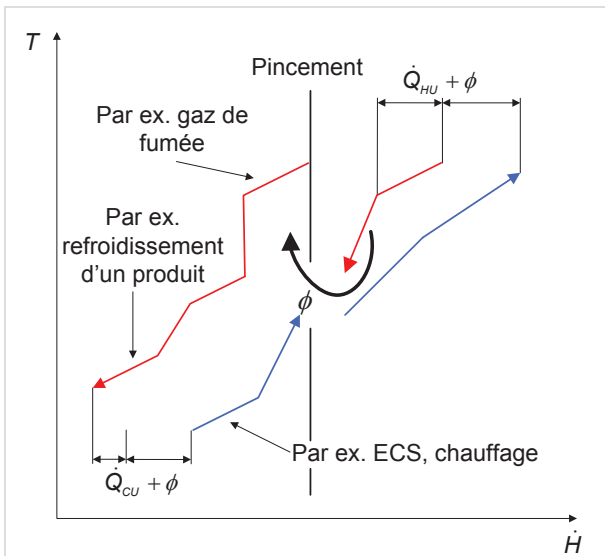


Fig. 5-7 Un transfert de chaleur à travers le pincement augmente les utilités chaude et froide

Exemple d'application

Les gaz de fumée des chaudières sont souvent utilisés dans l'industrie à travers un économiseur pour la production d'eau chaude sanitaire (ECS) ou le chauffage des bâtiments. Les gaz de fumée se trouvent en général **au-dessus du pincement**, tandis que le chauffage de l'ECS (par ex. de 10°C à 60°C) ou le chauffage des bâtiments (par ex. eau/glycol de 28°C à 47°C) se trouvent le plus souvent **en dessous du pincement**. Ce cas, dans lequel de la chaleur de flux chauds située au-dessus de la température de pincement de la

composite chaude est utilisée pour chauffer des flux froids à des températures inférieures à la température de pincement de la composite froide, est appelé *transfert de chaleur à travers le pincement*. Ainsi, l'utilisation de gaz de fumée pour une RC à travers le pincement augmente le besoin en utilité chaude. Comme la chaleur des gaz de fumée sous le pincement prend la place d'un besoin de refroidissement nécessaire (par ex. refroidissement de produit) pour le transfert au "partenaire de RC" (par ex. chauffage d'ECS), le besoin d'utilité froide augmente d'autant.

Sur cette base il est possible de déduire les 3 règles d'or du pincement suivantes :

Les 3 règles d'or du pincement

1. Apporter de la chaleur (= utilité chaude) uniquement au-dessus du pincement (car le sous-système au-dessus du pincement présente un déficit de chaleur)
2. Extraire de la chaleur (= utilité froide) uniquement en dessous du pincement (car le sous-système en dessous du pincement présente un surplus de chaleur)
3. Ne pas transférer de la chaleur de flux chauds à travers le pincement pour des besoins de chaleur sous le pincement !

De ces trois règles d'or, il découle par ex. qu'une pompe à chaleur doit extraire la chaleur (évaporation) en dessous du pincement et fournir la chaleur (condensation) au-dessus du pincement !

Des exemples d'application de ces 3 règles d'or sont présentés au chapitre 8 (Optimisation de la fourniture d'énergie).

6 Supertargeting d'un procédé continu

6.1 Introduction

Le chapitre 5 a montré qu'il existe un lien étroit entre la valeur ΔT_{min} , le potentiel de RC et les besoins en utilités. Cette relation peut être mise en évidence sur les CCs, comme celles de la Fig. 6-1 (à gauche) par exemple.

Quelle valeur ΔT_{min} doit être utilisée comme base pour le réseau d'échangeurs de chaleur? La réponse conditionne la rentabilité, qui est le critère d'évaluation décisif pour des procédés industriels. Ainsi l'Analyse Pinch définit comme ΔT_{min} optimal ou $\Delta T_{min,opt}$ la valeur de ΔT_{min} conduisant aux **coûts totaux annuels minimaux**.

Sur la Fig. 6-1 (à droite), les coûts totaux annuels sont représentés en fonction de ΔT_{min} . Ils se composent de la somme des coûts d'exploitation annuels et des annuités (charges d'amortissement des investissements). La valeur $\Delta T_{min,opt}$ pour la courbe de coûts représentée ici correspond à l'emplacement où les coûts totaux annuels sont minimaux : soit 20 K pour cet exemple. La détermination simultanée de valeurs cibles énergétiques et économiques est appelée **Supertargeting**.

A noter: le *Supertargeting* s'effectue **avant** la conception détaillée du réseau d'échangeurs de cha-

leur (aussi appelé *Heat Exchanger Network*, ou *HEN*). Cette démarche s'inscrit dans la philosophie de base de l'Analyse Pinch (*Target before Design* = définition des valeurs cibles avant conception) et en est un avantage important par rapport à d'autres méthodes d'optimisation énergétique.

Le *Supertargeting* nécessite quelques méthodes de base de calcul de rentabilité ; celles-ci sont développées dans les sections suivantes. Pour simplifier, il n'est traité que des calculs des facteurs de coûts les plus importants pour l'Analyse Pinch : les coûts d'investissements (et les annuités correspondantes) liés au *HEN* et les coûts d'exploitation annuels liés aux utilités chaude et froide consommées (les autres facteurs de coûts éventuels sont essentiellement indépendants du niveau de RC et n'influencent donc pas la valeur $\Delta T_{min,opt}$).

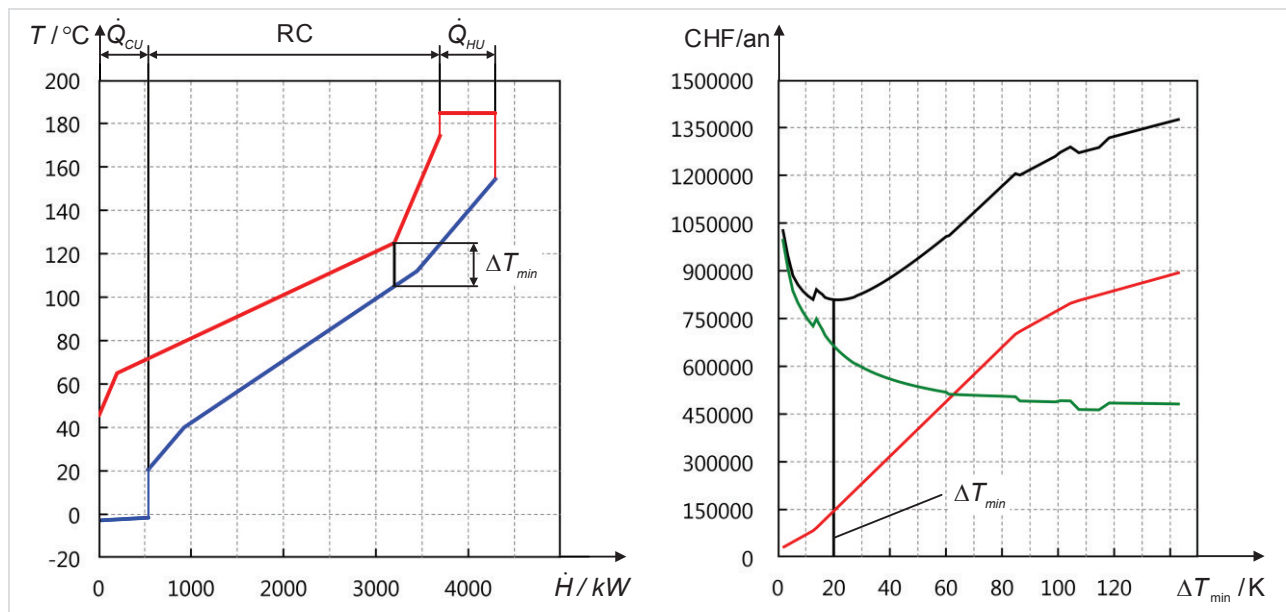


Fig. 6-1 CCs avec valeurs cibles énergétiques (à gauche) et courbes de coûts du *Supertargeting* (à droite) : **vert** = annuités (charges d'amortissement des investissements) ; **rouge** = coûts d'exploitation annuels ; **noir** = somme des annuités et des coûts d'exploitation annuels (= coûts totaux annuels)

6.2 Valeurs cibles des coûts totaux annuels

6.2.1 Coûts totaux annuels

Les coûts totaux annuels d'une installation, d'une partie d'installation, ou d'un *HEX* se composent des coûts d'investissements annuels et des coûts d'exploitation annuels selon l'équation 6.1.

$$C_{tot} = a \cdot C_{HEN} + C_{Op} \quad (6.1)$$

C_{bt}	[CHF/a]	coûts totaux annuels
a	[1/a]	facteur d'annuité
C_{HEN}	[CHF]	coûts d'investissement du <i>HEN</i>
C_{Op}	[CHF/a]	coûts d'exploitation annuels ou <i>Operating Costs</i> (pour UC et UF)

Le facteur d'annuité a est défini comme suit :

$$a = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (6.2)$$

i	[-]	taux d'intérêt (annuel) du capital
n	[a]	durée d'amortissement (<i>Pay off Period</i>)

Conseils pratiques:

En pratique, afin de rester du "côté sûr" pour les calculs de rentabilité et de ne pas favoriser les mesures non rentables, le taux d'intérêt i est souvent fixé relativement haut (par ex. 8%), et la durée d'amortissement n plutôt basse. Une légère variation du taux d'intérêt du capital et/ou de la durée d'amortissement peut avoir une grande influence sur les coûts totaux annuels et par suite sur $\Delta T_{min,opt}$! Il est vivement recommandé de discuter en détails et de fixer ces valeurs de base de rentabilité pour chaque projet **avant** l'élaboration du *HEN* !

Cela ne fait par contre pas sens de réaliser le *Supertargeting* trop prudemment, car un grand potentiel d'économies risquerait d'être alors oublié. Il est bien plus judicieux, lors de l'élaboration des mesures individuelles (et aussi après la conception du *HEN*), de réaliser les calculs avec des facteurs de sécurité raisonnables concernant les investissements et le potentiel d'économies.

6.2.2 Coûts d'investissement du *HEN*

a. *HEX* isolé

Pour faciliter la compréhension du calcul des coûts d'investissement C_{HEN} pour un *HEN*, les coûts d'investissement C_{HEX} pour un échangeur isolé sont tout d'abord présentés par la fonction de coût de l'équation 6.3.

$$C_{HEX} = C_0 + C_{HEX,REF} \cdot \left(\frac{A_{HEX}}{A_{HEX,REF}} \right)^m \quad (6.3)$$

C_{HEX}	[CHF]	coûts d'investissement d'un <i>HEX</i>
C_0	[CHF]	coûts fixes d'un <i>HEX</i> (par ex. 10'000 CHF)
$C_{HEX,REF}$	[CHF]	coûts de référence (partie variable) de l' <i>HEX</i> de surface de transfert $A_{HEX,REF}$ (par ex. 120'000 CHF)
A_{HEX}	[m ²]	surface de l' <i>HEX</i>
$A_{HEX,REF}$	[m ²]	surface de référence de l' <i>HEX</i> avec les coûts $C_{HEX,REF}$ (par ex. 100 m ²)
m	[-]	exposant de la fonction de coût (<i>HEX</i> : en général 0.71)

Les coûts fixes C_0 d'un *HEX* et les coûts de référence $C_{HEX,REF}$ contiennent, en plus des coûts propres de l'*HEX*, également les coûts pour l'ingénierie, le transport, l'installation, le matériel et la programmation du MCR, etc. Les facteurs doivent ainsi être choisis pour que les coûts calculés couvrent **toutes les dépenses jusqu'à la mise en service de l'*HEX***.

Le terme $C_{HEX,REF}$ se compose comme suit :

$$C_{HEX,REF} = C_{Mod} \cdot ra \cdot ff \quad (6.4)$$

C_{Mod}	[CHF]	facteur de modèle (par ex. 27'000 x 1.3)
ra	[-]	facteur d'actualisation ² (par ex. 906/800)
ff	[-]	facteur pour le transport et l'installation (env. 3)

² Selon l'index *Marshall & Swift Equipment Cost Index*, calculé et publié sur la base d'une banque de données de différentes industries.

Les coûts des *HEXs* dépendent entre autres fortement des types d'*HEX* (par ex. *HEX* à faisceaux de tubes ou *HEX* à plaques), du matériau employé (par ex. acier au carbone ou tubes de verre), des exigences de température, de pression et d'hygiène. Ils sont ainsi spécifiques aux secteurs industriels / domaines d'application et doivent être contrôlés et adaptés (notamment au moyen de demandes d'offres budgétaires) pour les conditions cadres d'exploitation de chaque nouveau projet.

b. *HEN* (plusieurs *HEXs*)

Pour déterminer les coûts d'un *HEN* complet, on pourrait penser au premier abord qu'il faille seulement sommer les coûts de tous les *HEXs* du *HEN*. Cependant au moment du *Supertargeting*, ces échangeurs de chaleur individuels ne sont pas encore connus !

Avec l'aide de l'équation 6.5, les coûts d'investissement C_{HEN} d'un *HEN* peuvent déjà être prédits suffisamment précisément. L'équation 6.5 suppose une répartition égale de la surface de transfert du réseau *HEN* entre tous les *HEXs* individuels.

$$C_{HEN} = N_{HEX, Target} \cdot \left(C_0 + C_{HEX, REF} \cdot \left(\frac{A_{HEN, Target}}{A_{HEX, REF} \cdot N_{HEX, Target}} \right)^m \right) \quad (6.5)$$

C_{HEN}	[CHF]	coûts d'investissement du <i>HEN</i>
$N_{HEX, Target}$	[-]	valeur cible du nombre minimal d' <i>HEXs</i> du <i>HEN</i>
$A_{HEN, Target}$	[m ²]	valeur cible de la surface du <i>HEN</i>

La variable $N_{HEX, Target}$ désigne le nombre minimal d'*HEXs* requis pour atteindre les valeurs cibles énergétiques conformes aux *CCs*. Elle est calculée selon les équations A1 et A2 de l'annexe A.

La variable $A_{HEN, Target}$ désigne la valeur cible de la surface d'un *HEN* requise pour atteindre les valeurs cibles énergétiques conformes aux *CCs*. Son calcul est décrit par l'équation A3 de l'annexe A.

6.2.3 Coûts d'exploitation

Les coûts d'exploitation annuels pour les utilités chaude et froide se calculent comme suit :

$$C_{Op} = \tau \cdot (\dot{Q}_{HU} \cdot c_{HU} + \dot{Q}_{CU} \cdot c_{CU}) \quad (6.6)$$

C_{Op}	[CHF/a]	coûts d'exploitation annuels
τ	[h/a]	heures d'exploitation annuelles
\dot{Q}_{HU}	[kW]	besoin de chaleur UC (<i>HU</i>)
c_{HU}	[CHF/kWh]	prix de l'utilité chaude UC
\dot{Q}_{CU}	[kW]	besoin de froid UF (<i>CU</i>)
c_{CU}	[CHF/kW]	prix de l'utilité froide UF

Les besoins en utilités chaude et froide découlent directement des *CCs* et de ΔT_{min} .

6.3 Conclusions sur le *Supertargeting*

A partir des *CCs* et des courbes de coûts de la Fig. 6-1, les tendances suivantes se déduisent facilement en relation avec ΔT_{min} .

	ΔT_{min} diminue	ΔT_{min} augmente
Potentiel de RC	augmente	diminue
Besoin en utilités	diminue	augmente
Coûts d'exploitation	diminuent	augmentent
Surface du <i>HEN</i>	augmente	diminue
Coûts d'investissement	augmentent	diminuent

Tab. 6-1 Influence du ΔT_{min} sur les valeurs cibles énergétiques et de coûts

Comment se comporte le $\Delta T_{min, opt}$ quand les conditions cadres de rentabilité ou les heures d'exploitation annuelles d'un procédé varient ? Les points suivants décrivent l'influence sur le $\Delta T_{min, opt}$ des grandeurs d'exploitation les plus importantes (économiquement). L'influence se comprend ici comme une tendance estimée et doit être analysée séparément pour chaque *Supertargeting*.

- Augmentation des prix des énergies :
→ hausse des coûts d'exploitation annuels
→ le $\Delta T_{min, opt}$ diminue
- Augmentation des heures d'exploitation annuelles :
→ hausse des coûts d'exploitation annuels
→ le $\Delta T_{min, opt}$ diminue
- Augmentation des coûts de transfert de chaleur (coûts des échangeurs) :

→ hausse des coûts d'investissement annuels

→ le $\Delta T_{min,opt}$ augmente

- Augmentation du taux d'intérêt du capital :

→ hausse des coûts d'investissement annuels

→ le $\Delta T_{min,opt}$ augmente

- Augmentation de la durée d'amortissement :

→ baisse des coûts d'investissement annuels

→ le $\Delta T_{min,opt}$ diminue

Les exemples ci-dessus montrent clairement que le $\Delta T_{min,opt}$ peut varier avec le temps ! A noter que des installations mises en service depuis plusieurs années, lorsque par exemple les prix des énergies étaient plus bas, ont très souvent une RC sous-dimensionnée.

L'Analyse Pinch est un instrument précieux pour apprécier les qualités techniques et économiques d'une RC existante.

Exercice pratique : modifiez les conditions cadres économiques d'env. +/- 20% dans un outil adapté pour l'Analyse Pinch et notez l'influence sur le $\Delta T_{min,opt}$, afin de se faire une idée de l'importance relative de chaque paramètre.

7 Conception du réseau d'échangeurs de chaleur (HEN Design)

7.1 Maximum Energy Recovery HEN (MER HEN)

Lors du *Supertargeting*, les valeurs cibles énergétiques et économiques sont définies pour le procédé considéré, resp. l'installation étudiée.

Il est maintenant possible de concevoir une installation sous la forme d'un réseau d'échangeurs de chaleur (*Heat Exchanger Network, HEN*) qui atteint les valeurs cibles énergétiques et satisfait de manière approximative aux conditions cadres des coûts annuels minimaux.

Un *HEN* qui atteint toutes les valeurs cibles énergétiques est appelé *MER HEN*. L'abréviation *MER* signifie **Maximum Energy Recovery** (RC maximale) ou **Minimum Energy Requirement** (besoin énergétique minimal), ce qui a le même sens.

Un *MER HEN* atteint les valeurs cibles suivantes conformément aux CCs (Fig. 7-1) :

- besoin en utilité chaude (UC/HU),
- besoin en utilité froide (UF/CU),
- potentiel de RC,
- ΔT_{min} , valeur minimale à respecter pour chaque *HEX*.

Il n'existe pas un seul et unique *MER HEN* pour une installation donnée, mais un grand nombre ! Pour concevoir un *MER HEN* qui minimise les coûts totaux annuels, il est essentiel d'atteindre les valeurs cibles suivantes, également issues du *Supertargeting* (voir annexe A) :

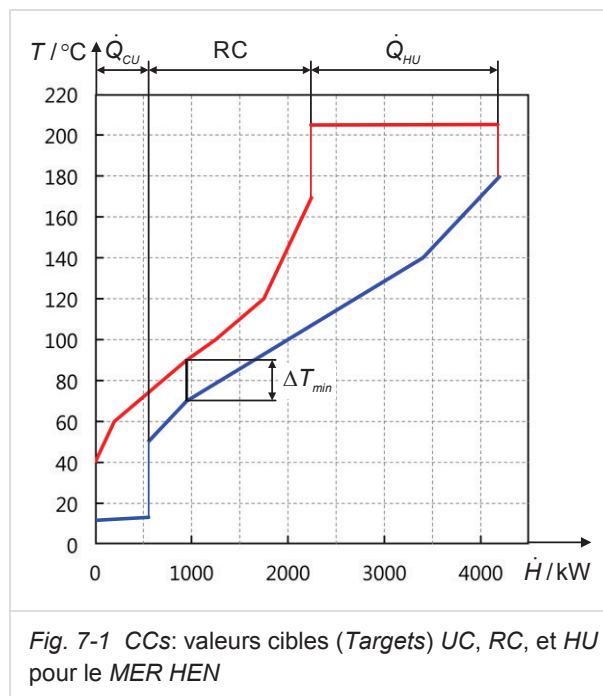
- Nombre minimal d'*HEX*s dans le *MER HEN* ($N_{HEX,Target}$) et
- Valeur cible de surface du réseau *HEN* ($A_{HEN,Target}$).

Les paragraphes suivants décrivent comment établir un *MER HEN* avec des coûts totaux annuels minimaux.

7.2 Principe et représentation du MER HEN

Principe du MER HEN

Le réseau *MER HEN* correspondant aux CCs et à la valeur $\Delta T_{min,opt}$ établie avec le *Supertargeting* est présenté dans l'exemple de la Fig. 7-1.



Pour la conception du *MER HEN*, les flux individuels composant la CCs sont considérés. Les flux d'utilités sont également inclus (voir Fig. 7-2).

Le *MER HEN*, comme les CCs, est séparé en deux au niveau de la température de pincement. Comme les utilités sont également représentées par des flux, il est ainsi assuré que les deux sous-systèmes sont énergétiquement en équilibre. Dans le sous-système au-dessus du pincement, seule l'utilité chaude est disponible (1^{ère} règle du pincement), et dans le sous-système en dessous du pincement, seule l'utilité froide (2^{ème} règle du pincement).

Les deux sous-systèmes sont traités de manière séparée, ce qui garantit qu'aucun transfert de chaleur d'un flux chaud au-dessus du pincement à travers le pincement vers un flux froid en dessous du pincement (3^{ème} règle du pincement) n'ait lieu.

Représentation du MER HEN

Il existe différents outils disponibles sur le marché avec lesquels il est possible d'élaborer le *MER HEN*. La Fig. 7-2 présente un *MER HEN* reproduit conformément à PinCH 2.0 [4].

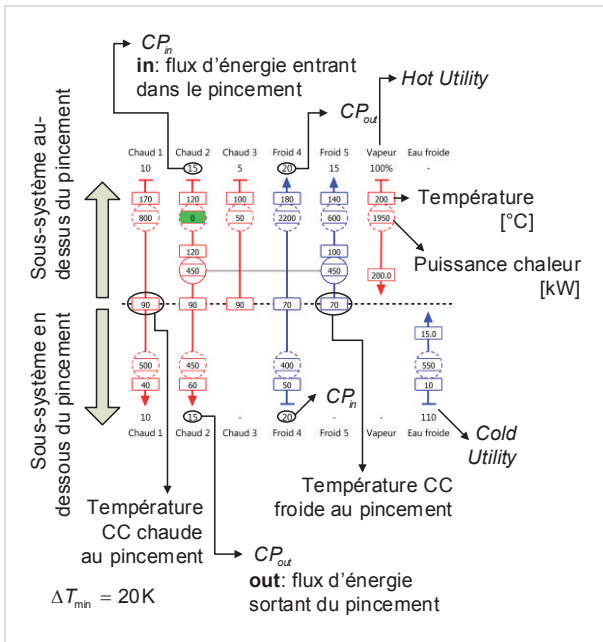


Fig. 7-2 Situation initiale pour la conception d'un MER HEN avec un exemple de placement d'HEX

Les directions des flèches et couleurs des flux représentées sur la Fig. 7-2 indiquent s'il s'agit de flux froids à réchauffer (bleu) ou de flux chauds à refroidir (rouge).

Les indications au-dessus ou en dessous des flux correspondent aux débits de capacité thermique moyens CP . L'utilité chaude UC/HU représentée est ici un flux de vapeur condensante, qui malgré une variation d'enthalpie ne subit pas de variation de température. Le débit de capacité thermique CP est alors infiniment grand. Au lieu de la valeur CP c'est alors la "puissance" du flux en % qui est indiquée. Si le flux est subdivisé ("splitté") en deux sous-flux de même débit-masse (voir section 7.3.4), alors 50% apparaîtrait au-dessus de chacun des deux sous-flux (flux partiel ou "branche").

La connexion, symbolisée par deux cercles reliés par un trait, entre le flux 2 et le flux 5 est un HEX transférant 450 kW. Les températures d'entrée et de sortie (dans le sens des flèches) sont indiquées dans les rectangles situés avant et après les cercles. Les valeurs représentées dans les cercles en traitillé indiquent, pour chaque sous-système, les puissances chaleur ou froid d'un flux qui sont encore requises, compte tenu des puissances transférées par les HEX déjà placés.

Les températures affichées au pincement (ligne horizontale en traitillé) correspondent aux tempéra-

tures de pincement des flux chauds et froids (qu'ils traversent le pincement ou y commencent / s'y terminent). La différence entre la température de pincement des flux chauds et celle des flux froids permet de déduire qu'un ΔT_{min} de 20 K a été défini dans cet exemple. Tous les échangeurs de chaleur placés dans le MER HEN respectent la contrainte ΔT_{min} .

A noter : dans ce chapitre, lorsqu'il est question de flux, notamment pour les règles de conception, il s'agit exclusivement de flux de procédé. Pour des raisons pédagogiques, les flux d'utilités interviennent seulement après avoir placé tous les HEX de RC et atteint les valeurs cibles de MER, pour satisfaire les besoins restants.

7.3 Règles de conception d'un MER HEN

Les règles résumées dans l'encadré ci-dessous permettent de construire un MER HEN de manière systématique et ciblée. Comme déjà mentionné, chacun des sous-systèmes au-dessus et en dessous du pincement sont résolus séparément.

Les quatre premières règles sont décrites plus en détails dans les sections suivantes.

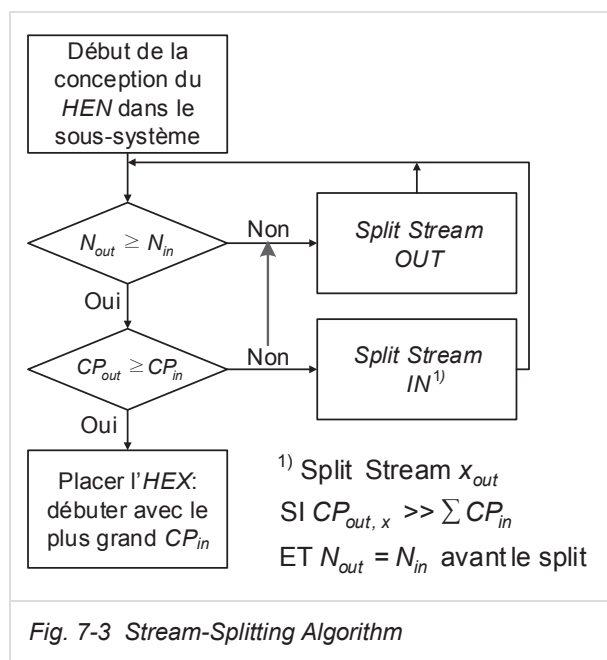
Règles de conception d'un MER HEN

1. *Stream Splitting Algorithm:*
→ Faisabilité garantie du HEN
 - a. *Règle du N:* $N_{out} \geq N_{in}$
→ A chaque flux "entrant" dans le pincement (IN) son partenaire d'échange "sortant" (OUT)
 - b. *Règle des CP:* $CP_{out} \geq CP_{in}$
→ Pas d'HEX avec $\Delta T < \Delta T_{min}$
2. Débuter au pincement et s'en éloigner
3. Choisir le flux "IN" au plus grand CP_{in}
4. Heuristique de choix des HEX
 - a. "Tick Off Rule"
→ Minimiser le nombre d'HEX et/ou
 - b. "Driving Force Plot"
→ Minimiser la surface du HEN
5. Poursuivre avec le flux "IN" au deuxième plus grand CP_{in}
6. Lorsque tous les HEX sont placés au pincement: poursuivre avec le flux "IN" dont la température est la plus proche du pincement

7.3.1 Stream Splitting Algorithm

L'algorithme de division des flux (*Stream Splitting Algorithm*) garantit la faisabilité du *MER HEN*. Il est décrit dans la Fig. 7-3. Les abréviations utilisées signifient :

- N_{out}** nombre de flux "sortant" du pincement (flux *OUT*). Les flux qui ne commencent pas exactement au pincement ne comptent pas !
- N_{in}** nombre de flux "entrant" dans le pincement (flux *IN*). Les flux qui se terminent avant la température de pincement ne comptent pas !
- CP_{out}** débit de capacité thermique d'un flux *OUT*, resp. s'éloignant du pincement.
- CP_{in}** débit de capacité thermique d'un flux *IN*, resp. se rapprochant du pincement.



La règle du N : $N_{out} \geq N_{in}$ (au pincement)

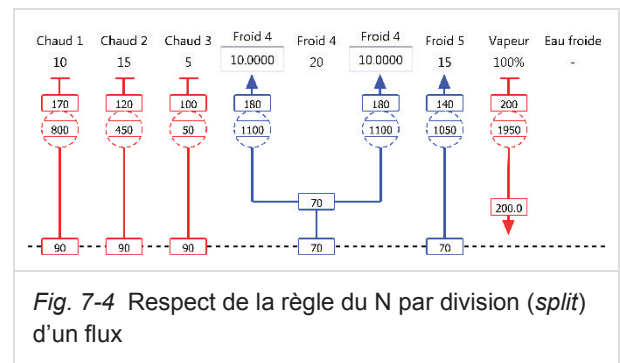
A partir des CCs de la Fig. 7-1, les règles suivantes peuvent être déduites :

- pour le sous-système au-dessus du pincement : tous les flux chauds (flux *IN*) peuvent et doivent être refroidis jusqu'à la température de pincement par transfert aux flux froids (flux *OUT*), et à eux seulement ;
- pour le sous-système en dessous du pincement : tous les flux froids (flux *IN*) peuvent et doivent être réchauffés jusqu'à la tempéra-

ture de pincement par des flux chauds (flux *OUT*), et par eux seulement.

Ces principes ne peuvent être atteints dans un *MER HEN* que si la règle du N est satisfaite au pincement: $N_{out} \geq N_{in}$. Cette règle assure que chaque flux *IN*, qui doit être amené à la température de pincement, dispose d'un flux *OUT* approprié pour le transfert de chaleur requis.

Dans le sous-système au-dessus du pincement de la Fig. 7-2, on peut voir que $N_{out} = 2$ et $N_{in} = 3$. La Règle du N n'est ici pas respectée et il manque un flux froid pour permettre le refroidissement d'un flux chaud à la température de pincement de 90°C . Le problème se solutionne en dédoublant un flux *OUT* en deux sous-flux. Le dédoublement (*split*) est représenté sur l'exemple de la Fig. 7-4. La répartition 50:50 n'est pas obligatoire. D'autres proportions peuvent être choisies.



Attention: La règle du N s'applique impérativement au pincement et sous condition dans les zones „en dehors“ du pincement, c.-à-d. en dessus ou en dessous du pincement où les différences de température sont plus élevées.

La règle des CP : $CP_{out} \geq CP_{in}$ (au pincement)

Les CCs de la Fig. 7-1 permettent de déduire la règle suivante :

- le ΔT_{min} doit être respecté dans chacun des échangeurs du *MER HEN*.

Dans le sous-système en dessous du pincement sur la Fig. 7-2, le flux 4 est le seul flux de procédé à réchauffer et ainsi la règle du N $N_{out} \geq N_{in}$ est satisfaite. Le flux 4 a cependant la valeur CP la plus élevée parmi tous les flux disponibles ; la règle des CP n'est donc pas satisfaite.

La Fig. 7-5 (en bas à gauche) représente de manière qualitative un *HEX* théorique entre le flux 4 et par ex. le flux 2 : avec une valeur CP élevée, le

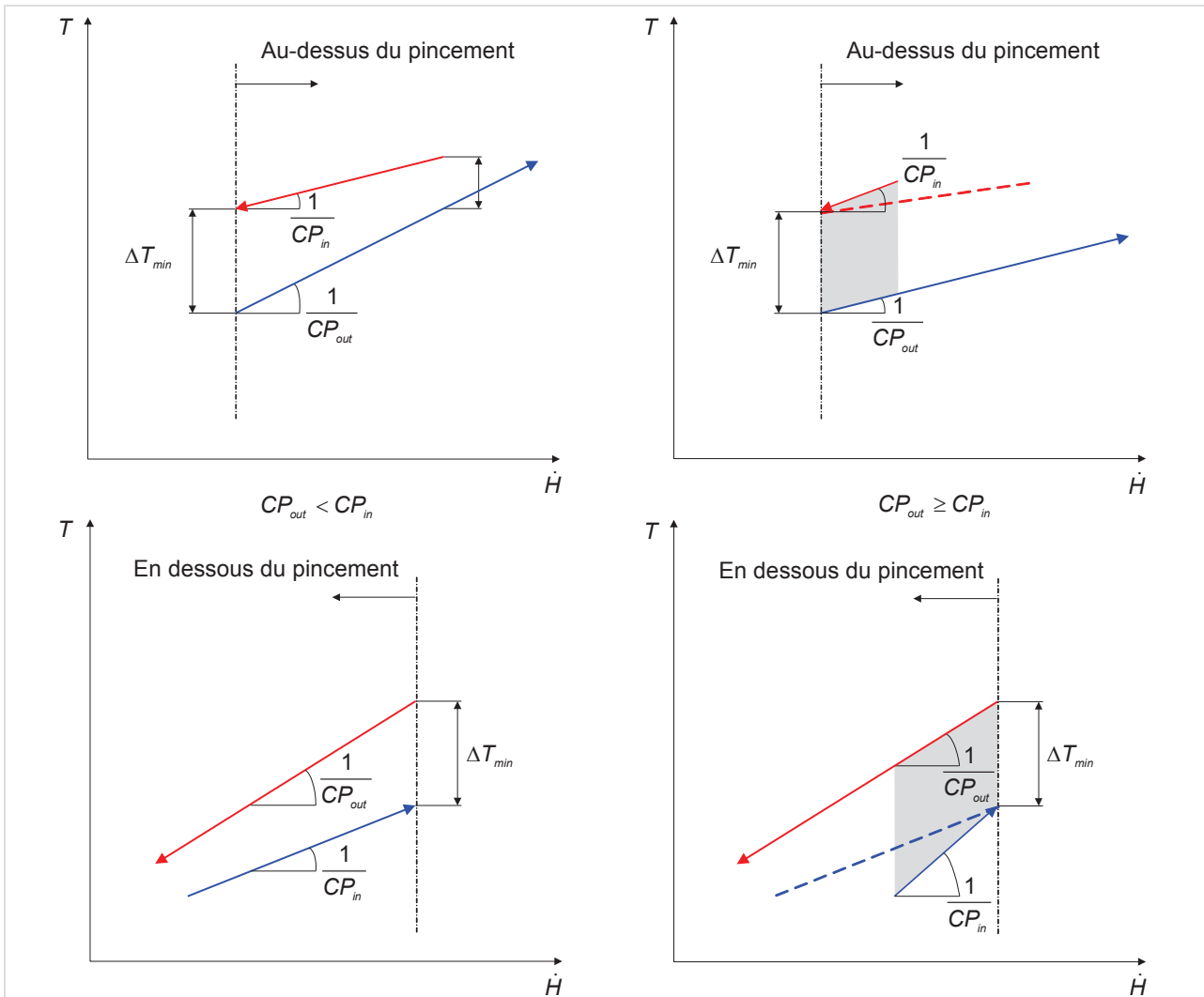


Fig. 7-5 Dédoublage de flux (stream-splitting) en dessous et au-dessus du pincement – profils d'HEXs dans le diagramme T, \dot{H} (à gauche : ne respectant pas le ΔT_{min} ; à droite : satisfaisant la règle du ΔT_{min})

flux froid 4 est plus "plat" dans le diagramme T, \dot{H} que les flux chauds existants à disposition. En partant de ΔT_{min} au pincement, la valeur de ΔT_{min} ne serait plus respectée dans ce HEX. Or, cette "infraction" n'est pas nécessaire selon les CCs, puisque globalement et par définition du pincement, les profils de température des CCs chaude et froide s'écartent l'un de l'autre en s'éloignant du pincement.

Afin qu'un HEX puisse être installé, la règle $CP_{out} \geq CP_{in}$ préconise de dédoubler (splitter) le flux IN (flux 4). Ce dédoublage en sous-flux permet de diminuer les débits de capacité thermique CP et augmente ainsi leurs pentes dans le diagramme T, \dot{H} ; les températures initiale et finale sont inchangées (cf. Fig. 7-5, en bas à droite). Le

respect de la règle $CP_{out} \geq CP_{in}$ garantit que les profils de température des flux chauds et froids soient parallèles ou "divergents" dans le diagramme T, \dot{H} . La Fig. 7-5 (en haut) illustre la règle des CP pour le sous-système au-dessus du pincement, où elle s'applique par analogie.

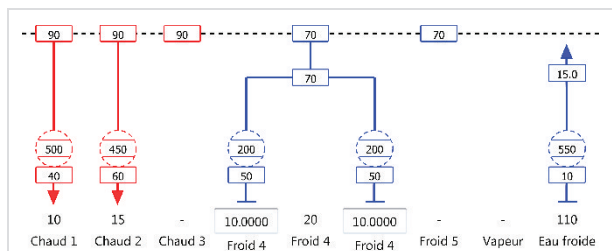


Fig. 7-6 Respect de la règle des CP par division (split) d'un flux

La Fig. 7-6 montre un exemple de *split* du flux 4, permettant de respecter la règle des *CP*.

Attention : le respect de la règle des *CP* est impératif pour les *HEXs* directement au pincement et pour tous les *HEXs* qui "démarrent avec ΔT_{min} d'un côté" (c.-à-d. les *HEXs* au-dessus du pincement dont le côté "froid" présente une différence de température de ΔT_{min} , resp. les *HEXs* en dessous du pincement dont le côté "chaud" a une différence de température de ΔT_{min}) !

Pour tous les autres *HEXs*, la règle des *CP* peut être enfreinte, tant que le ΔT_{min} est bien respecté.

7.3.2 Débuter au pincement

Les *HEXs* directement au pincement doivent être placés en premier car la différence de température disponible entre les flux chauds et froids est le plus faible à cet emplacement.

7.3.3 Choisir le flux *IN* avec le plus grand *CP_{in}*

Pour chacun des deux sous-systèmes, il faut commencer avec le flux **entrant dans le pincement (flux *IN*)** dont le débit de capacité thermique est le plus élevé. Ce flux présente donc la pente la plus faible dans le diagramme T, \dot{H} et par conséquent est le plus exigeant en matière de flux *OUT* satisfaisant la règle des *CP* $CP_{out} \geq CP_{in}$ (le nombre de flux *OUT* candidats pour placer le *HEX* est le plus restreint).

7.3.4 Tick Off Rule

L'application rigoureuse de la règle de "Tick Off" permet de s'approcher au plus près d'un ***HEN* avec un nombre minimal de *HEXs***.

La règle de *Tick Off* signifie :

Maximiser la puissance de chaque *HEX* installé.

La règle préconise qu'un des deux flux impliqués soit "épuisé", c.-à-d. que l'intégralité de son besoin énergétique, dans le sous-système concerné, soit couvert par l'*HEX* mis en place. Le besoin de transfert de chaleur du flux est ainsi réglé et ce dernier peut être "oublié" lors du placement des autres échangeurs (pour le sous-système concerné).

Commençons par résoudre le sous-système supérieur de la Fig. 7-7. Le flux 2 avec le CP_{in} le plus élevé est connecté au flux 5, de sorte que l'entier

de son énergie soit transférée au flux 5. Le flux 2 est alors "coché". Ensuite, les flux 1 et flux 4 sont connectés et le flux 1 "coché", puis les flux 3 et 4.

Ensuite, le sous-système inférieur est résolu en connectant les deux branches du flux 4 avec le flux 1 et avec le flux 2.

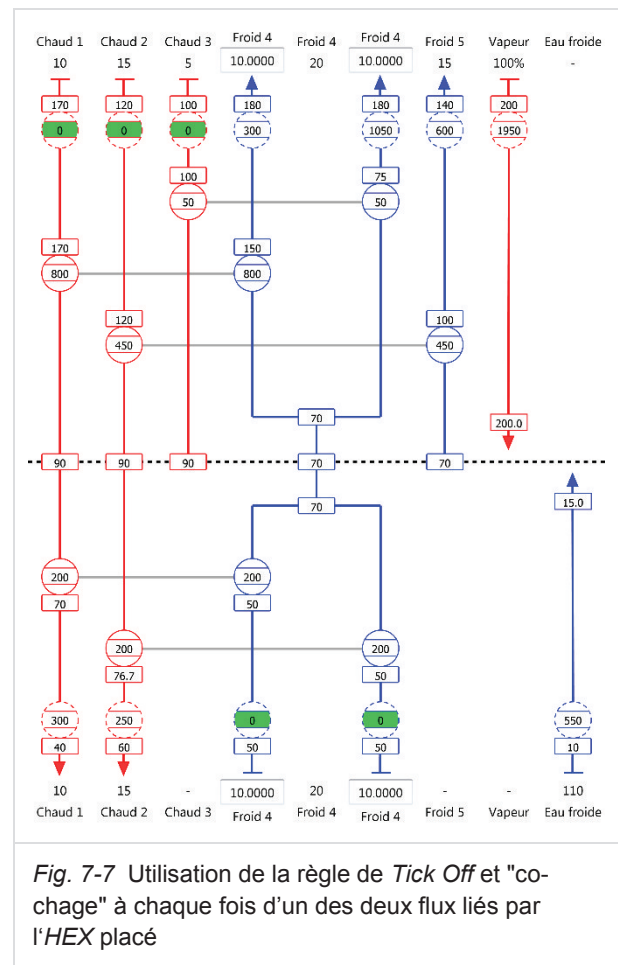


Fig. 7-7 Utilisation de la règle de *Tick Off* et "cochage" à chaque fois d'un des deux flux liés par l'*HEX* placé

Indication : le ratio de dédoublement (*split*), par ex. 50:50, peut parfois être exploité pour réduire le nombre de *HEXs*. S'il était par ex. possible de réduire la puissance du premier sous-flux du flux 4 (au-dessus du pincement) de 1'100 kW à 800 kW³, cela permettrait de "cocher" en même temps le flux 1 et le sous-flux 4 avec un seul *HEX*.

Attention : selon le nombre, la puissance, la température et le *CP* des flux, la règle de "Tick Off" ne peut pas toujours être utilisée de manière systématique.

³ Ce n'est dans ce cas pas possible, car cela demanderait une valeur *CP* du sous-flux de 7.27 kW/K (au lieu de la valeur actuelle de 10 kW/K) ; la règle des *CP* entre les flux 1 et 4 ne serait alors plus satisfaite.

matique. Par ailleurs, cette règle entre en contradiction avec l'objectif de minimisation de la surface totale de transfert du *HEN*, objectif qui peut être visé à l'aide du "*Driving Force Plot*".

Il revient à l'ingénieur(e) de définir les critères et d'utiliser les outils appropriés pour concevoir un *MER HEN* initial répondant au mieux aux objectifs. Les contraintes d'exploitation ou les limitations techniques jouent également souvent un rôle important.

7.3.5 *Driving Force Plot*

Le "*Driving Force Plot*" est un diagramme d'aide à la conception d'un ***HEN* de surface totale minimale**. Il est déduit des *CCs* et représente, en axe *y*, la différence de température disponible verticalement (*Driving Force*) entre la *CC* chaude (utili-

té(s) chaude(s) incluse(s)), et la *CC* froide (utilité(s) froide(s) incluse(s)), en fonction de la température de la *CC* froide, utilité(s) froide(s) incluse(s) (en axe *x*).

La Fig. 7-8 (a) illustre la construction du *Driving Force Plot*.

Un *HEX* parfaitement aligné sur le *Driving Force Plot* satisfait au transfert de chaleur vertical conformément aux *CCs* (b). Au contraire, un *HEX* qui s'écarte du *Driving Force Plot* en une extrémité (c) ou même à ses deux extrémités (d) réalise un transfert de chaleur en "*criss-cross*" : le transfert de chaleur du *HEX* exploite trop ou trop peu de la différence de température (*driving force*) disponible verticalement entre *CC* chaude et *CC* froide. Un *HEX* dont le profil s'écarte du *Driving Force Plot* engendre toujours d'autres transferts en *criss-*

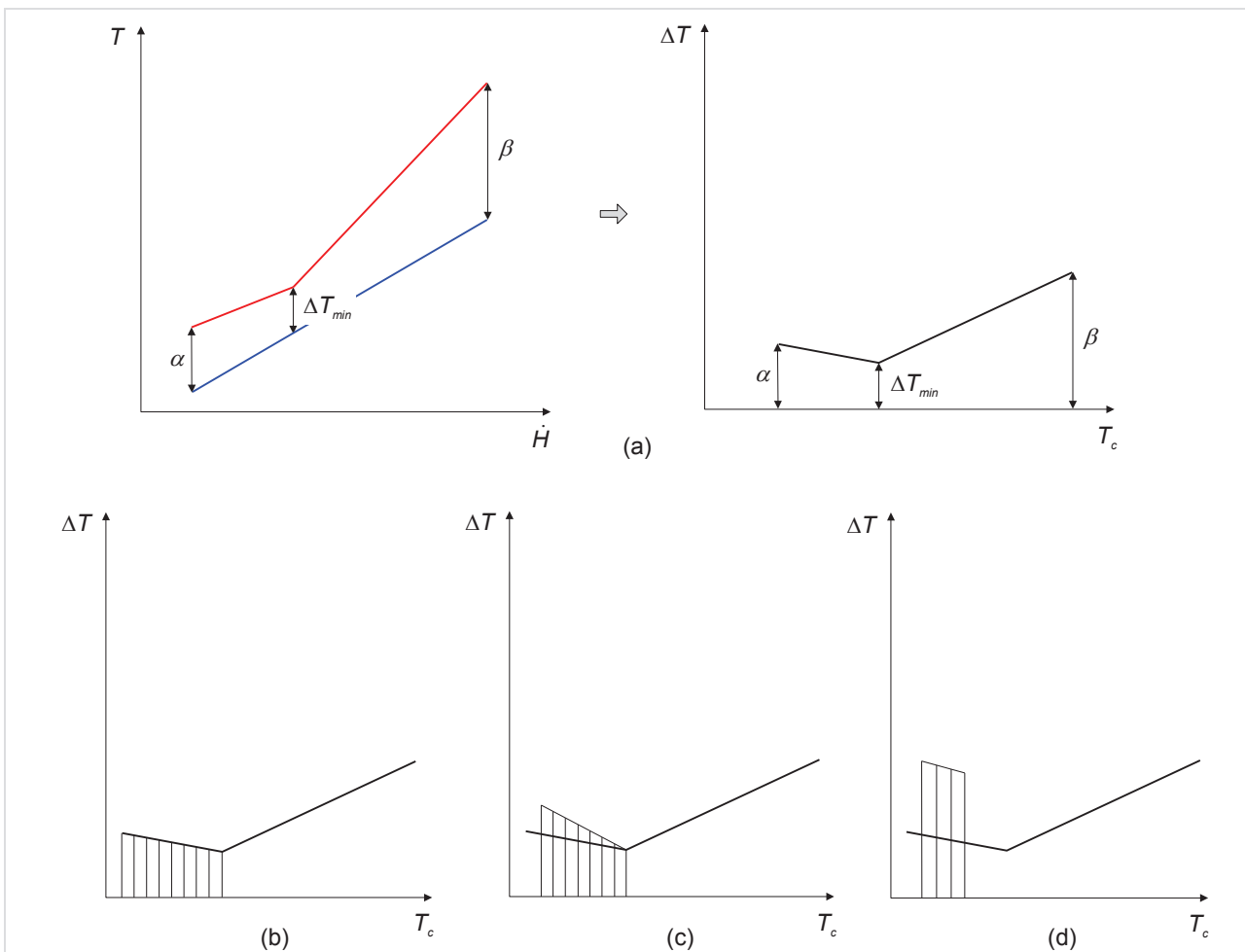


Fig. 7-8 (a) : construction du *Driving Force Plot* ; (b) à (d) : utilisation du *Driving Force Plot* pour évaluer la "qualité" du transfert de chaleur des échangeurs ; (b) : échangeur transférant la chaleur "verticalement" conformément aux *CCs* ; (c) et (d) : échangeurs transférant la chaleur sous une différence de température supérieure (transfert non-vertical, dégradation potentiellement pénalisante du niveau de température)

cross pour "compenser", et conduit dans le pire des cas à un *HEN* qui ne peut plus respecter, pour un ou plusieurs *HEXs*, le ΔT_{min} . Dans la plupart des cas, un système avec de nombreux *HEXs* s'écartant du *Driving Force Plot* conduit à une surface totale de transfert plus grande.

Considérons encore une fois le sous-système en dessous du pincement de la Fig. 7-7. Un coup d'œil sur le *Driving Force Plot* de l'*HEX* entre le flux 1 et le flux 4 montre que l'*HEX* n'est pas placé de façon optimale : à son extrémité "froide", une différence de température de 20 K uniquement est utilisée, alors qu'env. 24 K seraient disponibles (cf. Fig. 7-9).

Par un *split* approprié, la différence de température peut être mieux exploitée. Si le flux 4 en dessous du pincement est dédoublé proportionnellement (en terme de valeurs *CP*) aux flux 1 et 2, alors les deux flux chauds atteignent 74°C et le transfert de chaleur s'effectue verticalement (cf. Fig. 7-10), avec un ΔT de 24 K à l'extrémité froide de l'*HEX*.

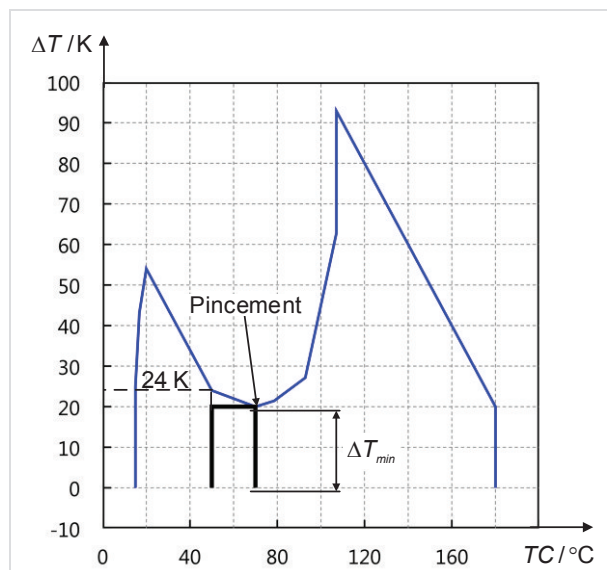


Fig. 7-9 *Driving Force Plot* d'un *HEX* entre les flux 1 et 4 (sous-système en dessous du pincement) selon la Fig. 7-7.

La conception du *HEN* à l'aide du *Driving Force Plot* n'est pas toujours compatible avec la règle du *Tick Off* car elle conduit souvent à de nombreux dédoublements de flux (*split*). Un *HEN* réalisant tous les transferts parfaitement verticaux comprend un grand nombre de dédoublements et donc de *HEXs*, et sa structure complexe lui vaut le nom de "*Spaghetti-Design*". En raison notamment des

coûts fixes associés à chaque échangeur, la minimisation du nombre d'échangeurs est prioritaire sur la minimisation de la surface de transfert.

La manière économiquement la plus efficace de concevoir le réseau revient à l'ingénieur(e) et tient aussi compte des conditions cadres de l'installation. Il existe souvent différentes solutions.

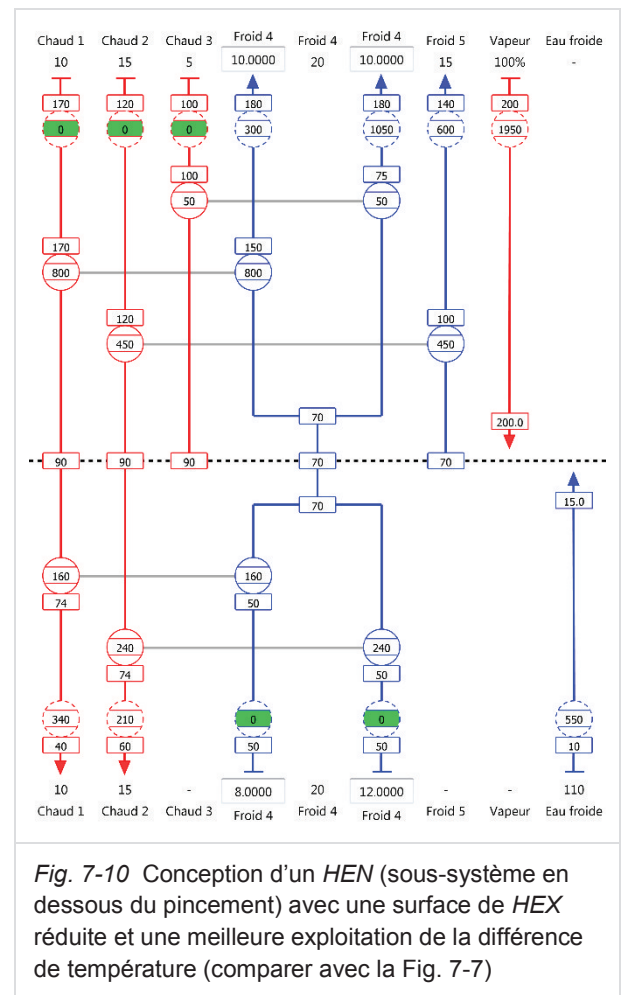


Fig. 7-10 Conception d'un *HEN* (sous-système en dessous du pincement) avec une surface de *HEX* réduite et une meilleure exploitation de la différence de température (comparer avec la Fig. 7-7)

A noter : le transfert de chaleur vertical conformément aux *CCs* résulte en une surface totale de transfert minimale, si et seulement si tous les flux chauds présentent le même coefficient de transfert de chaleur, et de même pour les flux froids. Dans le cas contraire (cas général : types de fluides différents présentant des coefficients de transfert par convection significativement différents), le "modèle" vertical ne représente plus la situation idéale des transferts de chaleur, mais fournit une bonne approximation (+/-10%) de la surface totale de transfert, d'où son intérêt pratique. Par contre, au niveau individuel de chaque échangeur, la pertinence d'alignement sur le *Driving Force Plot* doit

être relativisée au cas par cas. Dans les zones où $\Delta T > \Delta T_{min}$, un HEX entre flux présentant des coefficients de transfert plus faibles que la moyenne devra plutôt exploiter une différence de température plus grande que disponible verticalement entre les CCs. A l'inverse, un HEX entre flux dont les coefficients de transfert sont plus élevés que la moyenne devra plutôt exploiter une différence de température réduite.

7.4 Optimisation du réseau HEN

Même lorsqu'un HEN atteint toutes les valeurs cibles du *Supertargeting*, il peut encore, le cas échéant, présenter un potentiel de réduction des coûts totaux annuels. C'est le cas en raison des hypothèses simplificatrices prises lors de la défini-

tion des valeurs cibles (*Targeting*) : transfert de chaleur vertical, répartition égale de la surface d'échange entre tous les HEXs, etc. Ces hypothèses ne sont en effet pas toujours valables dans la pratique.

7.4.1 Loops & Paths

La méthode des boucles et des trajectoires de relaxation (*Loops & Paths*) peut être utilisée pour la redistribution des puissances dans le HEN. L'objectif est une **réduction du nombre d'HEXs** et/ou une **réduction de la surface du HEN**. Comme cette méthode conduit à des infractions ("violations") des règles des MER HEN, elle est employée dans la plupart des outils avec le mode appelé *Relaxed HEN*. Le mode *Relaxed HEN* est décrit dans la section suivante.

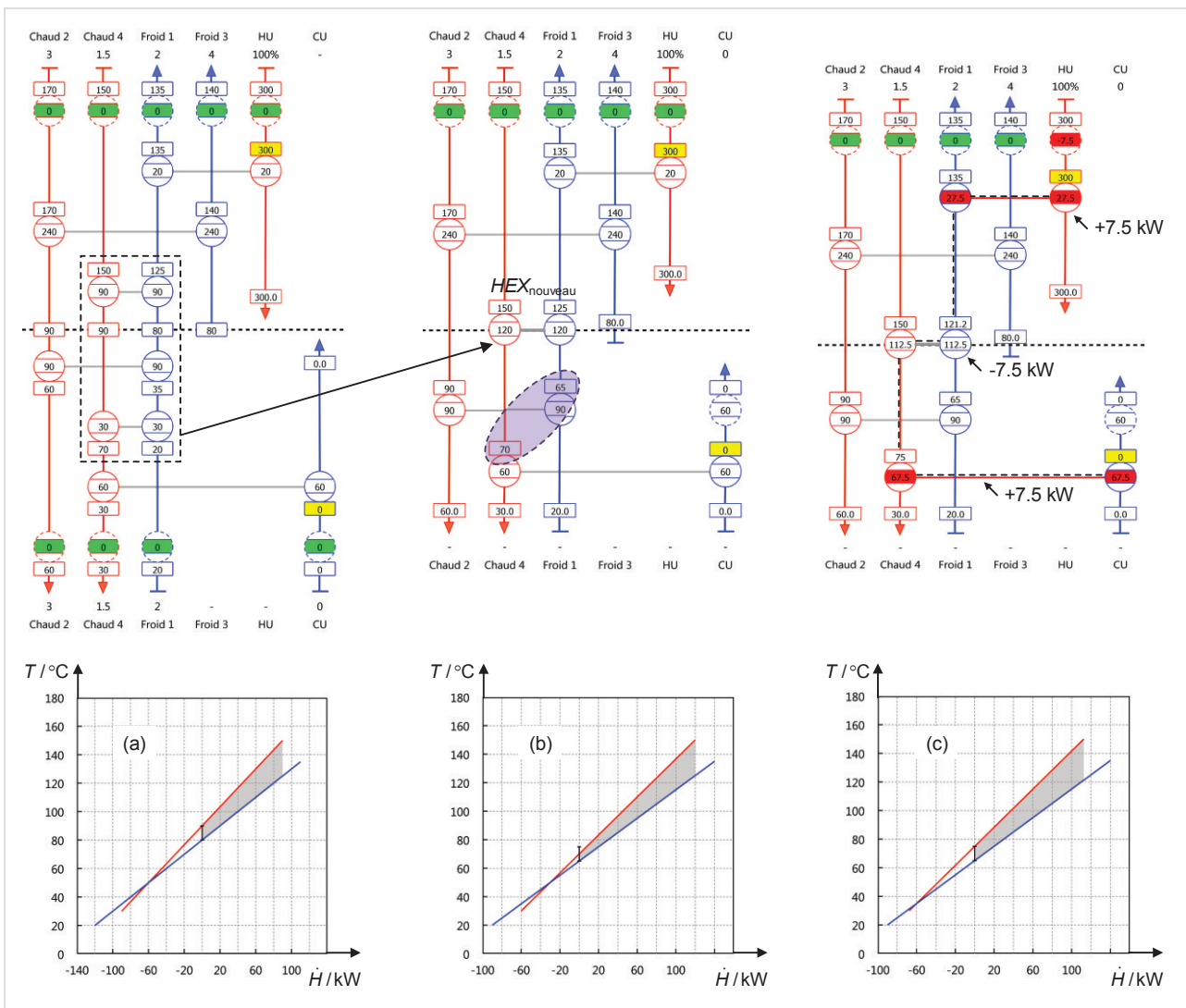


Fig. 7-11 **En haut** : identification d'une boucle dans le HEN (à gauche). Ouverture de la boucle en reportant la puissance du plus petit HEX (au milieu). Respect du ΔT_{min} en reportant la puissance X le long d'une trajectoire de relaxation (*Path*) (à droite) **En bas** : profils de température du transfert de chaleur entre les flux 1 et 4 au pincement

Considérons un *MER HEN* de quatre flux de procédé avec $\Delta T_{min} = 10$ K (Fig. 7-11, en haut à gauche) : une boucle (*Loop*) apparaît entre les flux 1 et 4. La conception du *HEN* avec deux *HEX* séparés pour les sous-systèmes au-dessus et en dessous du pincement est certes optimale du point de vue des profils de température, mais dans la pratique souvent difficile à réguler et coûteuse au regard des deux *HEXs* séparés.

Il est expliqué ci-après comment ouvrir la boucle entre les flux 1 et 4 et la remplacer par un seul *HEX* (avec une puissance légèrement inférieure), nommé ici *HEX_{nouveau}*.

Dans la Fig. 7-11 (au milieu, en haut), les 30 kW de l'*HEX* entre les flux 1 et 4 sont déplacés du sous-système inférieur vers l'*HEX_{nouveau}* du sous-système supérieur. En raison des 30 kW supplémentaires sur l'*HEX_{nouveau}*, les températures à son extrémité froide valent alors respectivement 65°C et 70°C pour les flux 1 et 4.

Le nouveau ΔT de 5 K est plus petit que le ΔT_{min} de 10 K. Cela apparaît clairement par la comparaison des flux dans le diagramme T, \dot{H} (Fig. 7-11 (a) et (b)). La puissance transférée augmente de 30 kW ; en conséquence l'extrémité froide de l'*HEX* se translate vers la gauche et le ΔT_{min} n'est plus respecté.

Cette violation peut être corrigée à l'aide d'une **trajectoire de relaxation** (*Path*). Une trajectoire de relaxation est une liaison énergétique, le long d'un ou plusieurs flux et par l'intermédiaire de *HEX(s)*, entre l'utilité chaude et l'utilité froide, comme représenté sur la Fig. 7-11 (en haut à droite). Si l'utilité froide est augmentée de X kW, l'*HEX_{nouveau}* transfère X kW de moins et le flux 4 doit finalement être chauffé de X kW supplémentaires. Il s'agit donc de déterminer la valeur X permettant de corriger la violation en rétablissant le ΔT_{min} à l'extrémité froide de l'*HEX*.

Le calcul de la puissance X est simple: l'extrémité froide de *HEX_{nouveau}* est fixée à 65°C par le flux 1. L'extrémité froide du flux 4 doit alors, pour respecter le ΔT_{min} , être de 75°C, autrement dit doit "remonter" de 5 K en comparaison de la situation représentée à la Fig. 7-11 (au milieu en haut). Pour une valeur CP de 1.5 kW/K (flux 4), ces 5 K donnent exactement $5 \times 1.5 = 7.5$ kW : La puissance X recherchée vaut donc 7.5 kW.

L'*HEX* résultant apparaît sur la Fig. 7-11 (en haut à droite). L'*HEX_{nouveau}* a une puissance inférieure de 7.5 kW à la somme des puissances des deux *HEXs* initiaux de la boucle et le besoin en utilités chaude et froide augmente respectivement de 7.5 kW. Le ΔT_{min} est respecté et en comparaison avec la Fig. 7-11 (en haut à gauche) un *HEX* a été supprimé. Le *HEN* est maintenant un réseau relaxé (*Relaxed HEN*), étant donné que l'*HEX_{nouveau}* traverse légèrement le pincement. Le *Relaxed HEN* est décrit plus en détails dans la section suivante.

La Fig. 7-11 (c) illustre le *Driving Force Plot* du *HEX_{nouveau}*. En comparaison avec la Fig. 7-11 (b), le flux chaud 4 a été translaté horizontalement vers la gauche et le ΔT_{min} est à nouveau respecté.

7.4.2 Relaxed HEN

Lorsque la transposition directe dans une installation est complexe techniquement ou économiquement non optimale, un *MER HEN* doit alors être simplifié et rendu apte à être mis en œuvre.

Simplifier signifie dans ce cas : réduire la complexité et le nombre d'*HEXs* en supprimant et regroupant, resp. en agrandissant les *HEXs*, et par des ajustements locaux de ΔT_{min} de certains *HEXs*. Ce *HEN* simplifié est appelé **Relaxed HEN**. *Relaxed*, parce que les principes stricts convenus lors de la conception du *MER HEN* (par ex. pas de transfert de chaleur à travers le pincement, respect absolu du ΔT_{min}) sont "allégés".

La première priorité lors de la simplification est la réduction de la complexité et du nombre d'*HEXs*, avec le maintien du ΔT_{min} . L'exploitation des boucles et des trajectoires de relaxation (*Loops & Paths*), décrite précédemment, est une méthode appropriée.

La deuxième priorité lors de la simplification est l'ajustement local du ΔT_{min} . Lorsque la table de flux contient des fluides dont les coefficients de transfert de chaleur respectifs diffèrent d'un ou plusieurs ordres de grandeur, un report de puissances entre *HEXs* peut être rentable.

Exemple

De l'eau froide ($\alpha \approx 2'000$ W/m²K) est chauffée par un *HEX 1* (par ex. un produit aqueux, $\alpha \approx 2'000$ W/m²K) et un *HEX 2* (par ex. gaz de fumée, $\alpha \approx 50$ W/m²K) connectés en série. Les

deux *HEXs* ont les mêmes différences de température. L'*HEX 1*, de par sa valeur k (coefficient de transfert global) élevée, requiert une surface de transfert par unité de puissance cédée (m^2/kW) plus faible que l'*HEX 2* sur les gaz de fumée. En conséquence, il peut être rentable d'augmenter la puissance de l'*HEX 1* (et de diminuer le ΔT), en diminuant du même coup la puissance de l'*HEX 2*.

Il existe différents outils qui permettent l'établissement d'un *Relaxed HEN* à partir d'un *MER HEN*. C'est le cas par exemple du logiciel PinCH 2.0.

7.5 Limitations et contraintes

Les restrictions à la mise en œuvre des *HEXs* conçus selon les principes décrits dans ce chapitre peuvent être de différents types :

- **distance** : les flux à combiner (par ex. air extrait et eau d'appoint) sont éloignés l'un de l'autre ;
- **contraintes d'espace disponible** : un grand *HEX* air/air avec les gaines d'air correspondantes dans une fabrique de papier caractérisée par un manque d'espace libre entre les installations existantes ;
- **hygiène** : dans l'industrie alimentaire, un *HEX* à condensation, placé après un sécheur-atomiseur, peut engendrer une contamination des condensats dans le sécheur en cas de perturbations d'exploitation (dépression) ;
- **pression (pertes de charge)** : les pertes de charge dans l'économiseur prévu (récupération de chaleur sur les gaz de fumée) sont trop élevées pour le brûleur existant de la chaudière à vapeur et un ventilateur supplémentaire de tirage sur les fumées est trop cher ;
- **coûts de transformation** : dans des installations existantes, le démantèlement d'anciens *HEXs* peut représenter un investissement conséquent et dégrader fortement le temps de retour d'un *HEX* ;
- **arrêt de production** : si le montage de l'*HEX* doit avoir lieu en dehors des arrêts de production programmés, des heures de production précieuses sont perdues. Ces pertes

peuvent très rapidement réduire à néant la rentabilité d'une mesure ;

- **sécurité** : une huile thermique combinée à un fluide chimique réactif au-dessus de $200^\circ C$;
- **statique** : un *HEX* trop lourd pour la toiture de la halle ;
- **flexibilité** : le couplage de deux flux d'une même installation complique le démarrage et l'arrêt de l'installation ou restreint la flexibilité lors de changements de production et/ou d'extensions futures ;
- **matériaux** : une association de substances corrosives, par ex. de l'acide chlorhydrique et l'acide fluorhydrique, pour lesquelles il est difficile de trouver un matériau de l'*HEX* résistant à la corrosion.

Les problèmes courants ci-après peuvent être évités par une définition intelligente de la table de flux :

- **encrassement (*Fouling*)** : un *HEX* prévu pour les eaux usées requiert une surface de transfert nettement plus grande que celle calculée lors de l'analyse Pinch en raison de l'encrassement (*Fouling*) : la valeur α prise en compte dans la table de flux doit déjà en tenir compte et être diminuée ;
- ***HEXs* impossibles** : par ex. le préchauffage de fèves de cacao dans un torréfacteur par des eaux usées. Les flux doivent toujours être modélisés de sorte que leur combinaison dans un *HEX* soit techniquement possible. Dans cet exemple, le flux inscrit dans la table de flux doit être l'air de torréfaction et non les fèves de cacao (l'établissement de la table de flux est décrit plus en détails dans le chapitre 9) ;
- **non simultanété** : deux flux, considérés dans l'analyse Pinch comme simultanés, n'existent dans la réalité pas toujours simultanément. Dans ce cas, la combinaison des flux dans un *HEX* peut être difficile à réguler et le potentiel d'économies est alors surestimé. Solution : définition temporelle exacte de l'existence des flux dans un procédé ou optimisation du transfert de chaleur à l'aide d'un stockage de chaleur.

Les restrictions peuvent être à chaque fois conditionnelles ou impératives. Elles sont impératives lorsqu'elles représentent un problème de sécurité ingérable ou qu'elles rendent impossible techniquement la mise en place de l'*HEX*. La majorité des contraintes sont cependant conditionnelles : une solution technique est théoriquement possible, mais des surcoûts pour la mesure sont à prévoir, resp. seraient trop élevés.

Les contraintes diminuent en pratique la RC atteignable et la valorisation des rejets de chaleur, en comparaison des valeurs cibles énergétiques.

Lors de la planification d'installations, il est important de garder à l'esprit les différents types de contraintes afin de ne pas être confronté, lors de la phase de réalisation, à des surcoûts conséquents ou même à des problèmes de sécurité.

8 Optimisation de la fourniture de chaleur

8.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'optimisation de l'approvisionnement en énergies, resp. aux utilités chaudes et froides. Les niveaux de température des utilités ainsi que leurs puissances sont déterminés avec l'Analyse Pinch. L'objectif de l'optimisation est toujours une fourniture d'énergies aussi bon marché que possible et adaptée aux besoins.

Les principes fondamentaux suivants pour la fourniture d'énergies découlent de raisons exergetiques :

Principes fondamentaux pour le positionnement des utilités :

1. Energie de chauffage au niveau de température le plus bas possible
2. Energie de refroidissement au niveau de température le plus élevé possible

Exemple pour le chauffage : si un réseau vapeur est exploité à 12 bar(a) au lieu de 9 bar(a), les pertes de distribution et les pertes exergetiques dans les HEXs sont augmentées.

Exemple pour le refroidissement : si un réseau de froid est exploité à 0°C au lieu de 5°C, la machine frigorifique doit être exploitée avec une température d'évaporation inférieure. Le COP est alors réduit et les coûts d'électricité pour le refroidissement plus élevés. Les pertes exergetiques dans les HEXs sont ici aussi augmentées.

Une première indication sur le niveau de température nécessaire pour les utilités est fournie par les CCs. Partant de transferts de chaleur verticaux, et donc avec une utilisation maximale de la différence de température disponible, il est possible de subdiviser les CCs de l'exemple ci-dessous en un intervalle de refroidissement C (*cooling*), 5 intervalles de RC et un intervalle de chauffage H (*heating*) (voir Fig. 8-1).

Il est alors possible d'admettre, en première approximation, que le niveau de refroidissement optimal se situe à ΔT_{min} en dessous de l'exigence de refroidissement la plus basse. Symétriquement, le niveau de chauffage optimal peut être présumé à ΔT_{min} au-dessus de l'exigence de chauffage la plus haute.

Dans les faits, le ΔT de chaque intervalle est cependant suffisamment grand pour qu'au moins une partie de la chaleur puisse être transférée en biais vers l'intervalle d'enthalpie immédiatement supérieur (par ex. de l'intervalle C vers l'intervalle 1). Par suite, le niveau de température de chauffage peut être abaissé et le niveau de refroidissement augmenté.

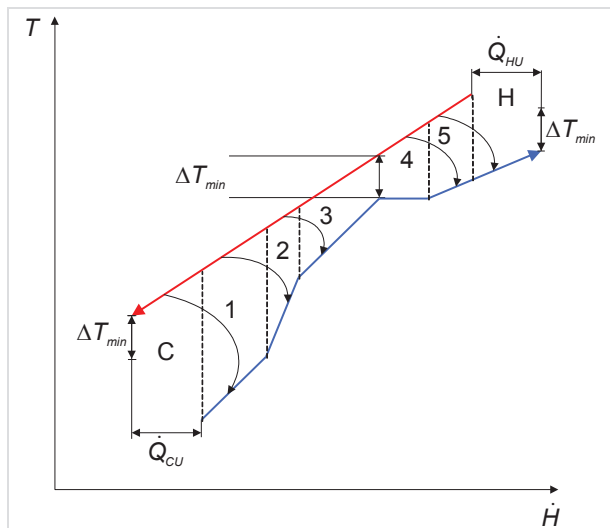


Fig. 8-1 CCs et première hypothèse de niveaux de température de la fourniture d'énergie

La seule exception est évidemment l'intervalle 3 : celui-ci est situé immédiatement au-dessous du pincement et est ainsi séparé de l'intervalle 4 au-dessus du pincement par la différence de température minimale.

Les HEXs "en biais", établis sur le respect précis du ΔT_{min} (et non sur la différence de température maximale disponible), sont indiqués avec des flèches sur la Fig. 8-1. Ils ne peuvent pas systématiquement être analysés avec les CCs. Une nouvelle méthode d'analyse est nécessaire : la courbe grande composite (GCC).

Information pour les chapitres suivants : les principes du transfert de chaleur vertical selon les CCs et du transfert de chaleur "en biais" selon la GCC sont importants, notamment pour la compréhension des chapitres 12 et suivants, et doivent donc être bien assimilés !

8.2 Principes de base de la courbe grande composite (GCC)

8.2.1 Construction de la courbe grande composite

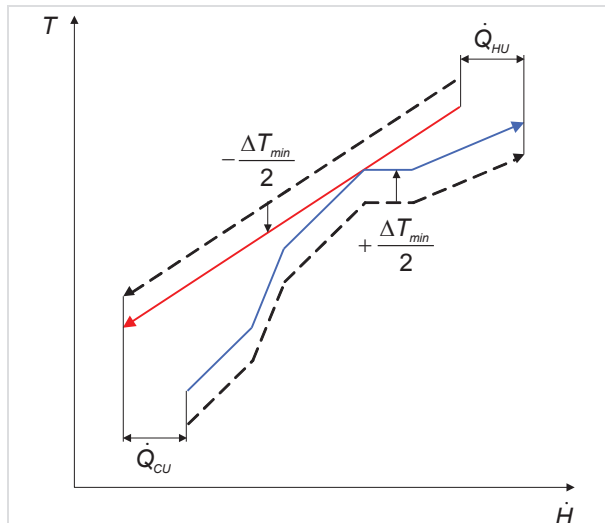


Fig. 8-2 Construction des courbes composites translattées

La courbe grande composite (GCC) est construite à partir des CCs. Elle n'est valable que pour un ΔT_{min} déterminé, défini au préalable

La construction de la GCC comporte deux étapes :

1. translation verticale des CCs (Fig. 8-2) : la CC chaude est translattée de $-\Delta T_{min}/2$, et la CC froide de $+\Delta T_{min}/2$, de sorte qu'elles se touchent au point de pincement. Ces courbes sont appelées **courbes composites translattées (Shifted Composite Curves)** ;
2. report, dans un diagramme T, \dot{H} , de la différence horizontale entre les deux composites translattées. La courbe résultante est la GCC (Fig. 8-3).

Explications

Les courbes composites translattées permettent de déterminer, pour chaque intervalle de température, le bilan net (différence) entre les apports de chaleur des flux chauds et les besoins de chaleur des flux froids. Lors du bilan, la chaleur est supposée transférée "horizontalement" sous une différence

de température égale à ΔT_{min} . En effet, par la translation, une différence de température ΔT_{min} existe entre tout point de la CC chaude translattée et le point correspondant de la CC froide translattée situé à la même température translattée (c'est-à-dire à l'horizontale du point de la composite chaude translattée).

Par définition, les CCs translattées présentent un écartement horizontal nul au pincement.

La GCC représente le cumul des besoins de chaleur (au-dessus du pincement) ou des besoins de refroidissement (en dessous du pincement) en fonction de la température (translattée). Aux "extrémités" de la GCC (c-à-d aux températures maximale et minimale), le cumul des besoins correspond bien aux besoins en utilités chaude et froide (\dot{Q}_{HU} et \dot{Q}_{CU}) définis par les CCs.

Contrairement à la représentation des CCs, sur laquelle les transferts de chaleur (verticalement de la CC chaude à la CC froide) sont "visibles", les transferts de chaleur sous ΔT_{min} dans chaque intervalle de température n'apparaissent plus sur la GCC, seul le bilan net est représenté. Les segments de la GCC ne sont plus interprétables comme une composition de flux, ce qui rend la GCC une peu "abstraite" et difficile à "interpréter".

Comme le montrent les sections suivantes, la GCC permet d'identifier les solutions prometteuses d'approvisionnement énergétique du procédé et de les optimiser. Une fois celles-ci dimensionnées, la suite de l'analyse se déroule à nouveau dans le domaine plus "concret" des CCs et du HEN (voir section 8.5).

8.2.2 Interprétation de la GCC

L'intervalle A de la GCC de la Fig. 8-3 indique qu'un besoin de chaleur net existe dans l'intervalle de température entre T^*_0 et T^*_1 (courbe bleue, pente positive). L'astérisque sur la température signale qu'il s'agit d'une température "translatée". Entre T^*_1 et T^*_2 , un besoin de refroidissement net existe dans l'intervalle B (courbe rouge, pente négative). Entre les intervalles A et B, il existe une possibilité de "cascader" de la chaleur interne au procédé. Ceci est représenté par ce qu'on appelle une **zone neutre (pocket)** (surface hachurée sur la GCC). Cette zone est ainsi un domaine de température dans la GCC pour lequel aucun apport externe de chaleur ou de refroidissement n'est nécessaire (d'où son nom : zone neutre).

En raison de l'échelle en température translatée propre à la GCC, les températures des utilités représentées sur la GCC ne correspondent pas directement à des températures réelles (effectives) requises pour ces utilités.

La valeur $\Delta T_{min}/2$ doit être ajoutée à la température T^*_{HU} de l'utilité chaude lue sur le diagramme de la Fig. 8-3, afin de définir la température effective T_{HU} du fluide chaud (équation 8.1).

$$T_{HU} = T^*_{HU} + \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (8.1)$$

Symétriquement, pour la température T_{CU} de l'utilité froide définie à partir de la GCC, l'équation 8.2 s'applique.

$$T_{CU} = T^*_{CU} - \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (8.2)$$

8.3 Optimisation des utilités

8.3.1 Définition de la température et de la puissance

Grâce à la GCC, les niveaux de températures des utilités peuvent être optimisés. Cela signifie que T^*_{HU} est autant que possible abaissée et que T^*_{CU} est autant que possible augmentée. Ces adaptations sont conformes aux principes de base de la fourniture d'énergies (voir section 8.1) et favorisent la réduction des coûts énergétiques annuels.

Les coûts énergétiques annuels des utilités peuvent encore être davantage réduits si différentes utilités chaudes et froides sont utilisées dans un même système.

Il n'est par exemple pas opportun de couvrir l'entier du besoin en utilité chaude avec de la vapeur haute pression, alors que certains besoins de chaleur pourraient être fournis par de la vapeur basse pression meilleur marché. L'objectif devrait être de maximiser la part d'utilités meilleur marché aussi bien que de minimiser la part restante d'utilités plus coûteuses (voir par ex. Fig. 8-4).

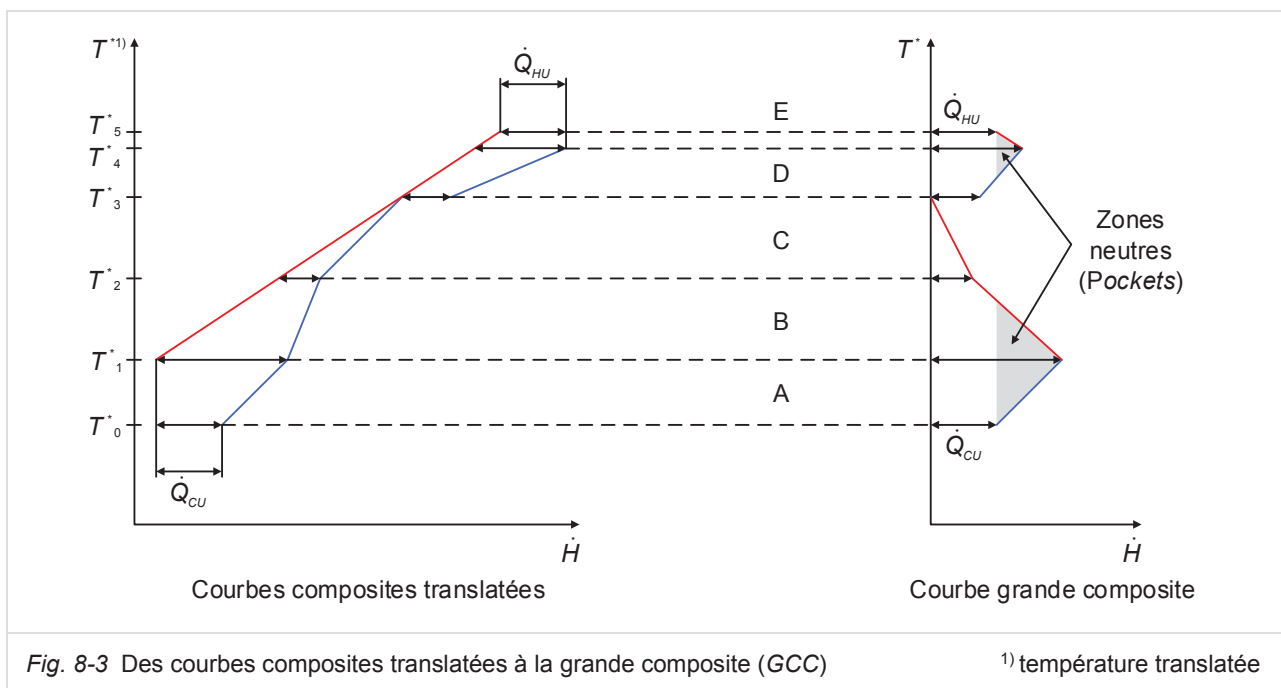
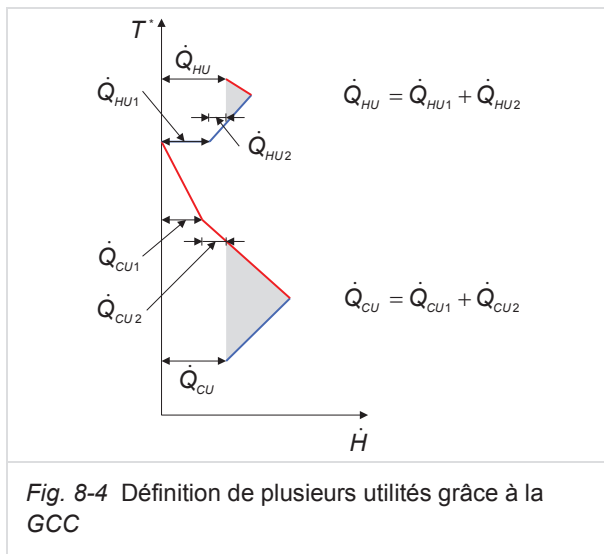


Fig. 8-3 Des courbes composites translatées à la grande composite (GCC)

¹⁾ température translatée



Jusqu'ici, pour simplifier, des utilités à température constante ont été considérées. De telles utilités sont par ex. la vapeur (la part condensante) ou des fluides tels que les eaux usées, les eaux souterraines ou l'air, qui sont disponibles en grandes quantités et dont les températures restent quasi inchangées lors de processus de refroidissement ou de chauffage.

Cette hypothèse simplificatrice n'est souvent pas valable. Ainsi, par exemple pour des petits débits, la variation de température peut être significative (gaz de fumée, boucle d'eau glycolée, circuit d'eau chaude, huile thermique, etc.). Cette variation doit être prise en compte lors de la définition du niveau de température des utilités.

Par analogie avec la Fig. 8-4, le débit massique de ces vecteurs énergétiques peut être optimisé à un procédé donné à l'aide de la GCC. Un exemple est fourni avec la section 8.3.4 (intégration de turbines à gaz).

8.3.2 Intégration de couplages chaleur-force

La Fig. 8-5 présente deux manières d'intégrer dans un procédé la chaleur valorisable \dot{Q}_{utile} des gaz de fumée et du refroidissement du moteur d'un couplage chaleur-force (CCF).

La Fig. 8-5 symbolise un procédé séparé au pincement en deux sous-systèmes. Le sous-système en dessus du pincement présente un déficit de chaleur, le sous-système en dessous du pincement un excédent de chaleur. Si le CCF est intégré selon la Fig. 8-5 (a), la chaleur utile est fournie dans le sous-système avec excédent de chaleur.

Le CCF ne contribue donc pas à l'optimisation du système global. Il est alors exploité comme un dispositif isolé ("stand-alone"), ce qui augmente en conséquence l'excédent de chaleur et de fait également le besoin de refroidissement.

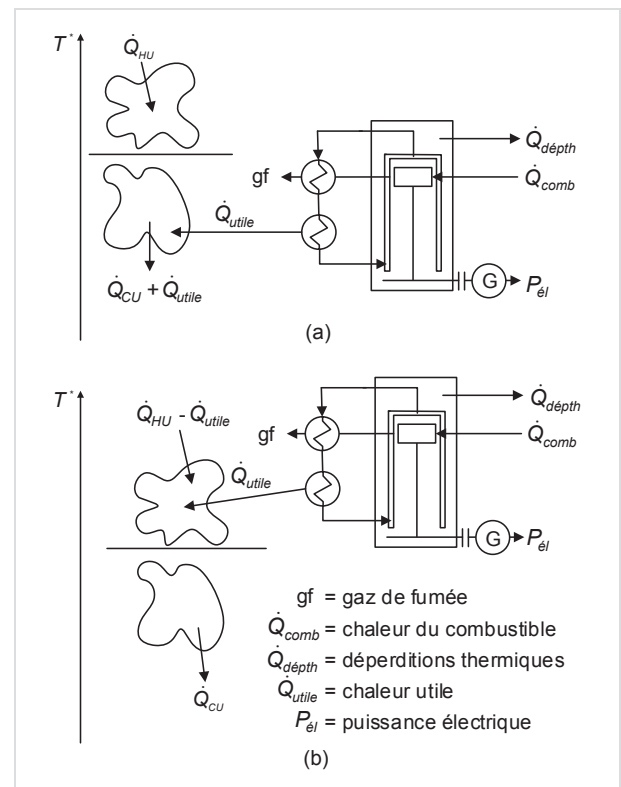


Fig. 8-5 Intégration de couplages chaleur-force. (a) Intégration erronée de la chaleur utile dans le sous-système en dessous du pincement, présentant déjà un excédent de chaleur (b) Intégration correcte de la chaleur utile dans le sous-système au-dessus du pincement, présentant un déficit de chaleur

La Fig. 8-5 (b) montre l'intégration correcte du CCF dans le procédé. Selon la première règle d'or du pincement, la chaleur utile alimente le sous-système au-dessus du pincement.

Pour l'évaluation plus précise de l'intégration de la chaleur de systèmes CCF dans un procédé, la GCC doit être prise en compte. L'intégration de la chaleur de ces systèmes dans un procédé est à traiter de la même manière que l'optimisation de la fourniture d'énergies resp. des utilités.

Conseils pratiques

La température de pincement constitue un premier indicateur très utile pour l'intégration d'un groupe de cogénération basé sur un moteur à combustion interne. En effet, la plus grosse partie de la chaleur

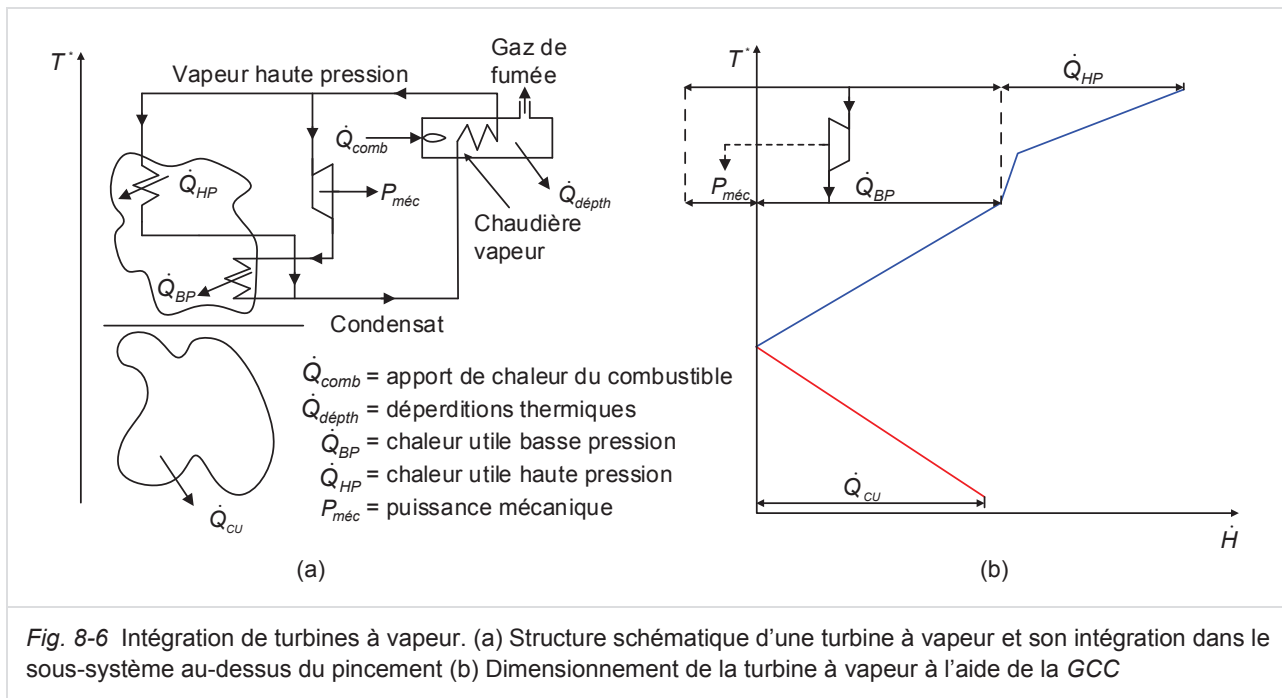


Fig. 8-6 Intégration de turbines à vapeur. (a) Structure schématique d'une turbine à vapeur et son intégration dans le sous-système au-dessus du pincement (b) Dimensionnement de la turbine à vapeur à l'aide de la GCC

valorisable étant constituée par l'eau de refroidissement du moteur, typiquement à 80-95°C, exceptionnellement jusqu'à 105°C, le procédé doit impérativement présenter une température de pincement inférieure à 90°C pour qu'une cogénération de ce type soit pertinente.

Il faut donc d'abord optimiser la RC interne du procédé et par là connaître le pincement, puis seulement envisager, le cas échéant, une cogénération, et non le contraire ! Malheureusement, trop souvent, c'est la démarche inverse qui est pratiquée, qui peut conduire au paradoxe suivant : système de cogénération surdimensionné, voire incompatible avec les mesures de RC interne, c'est-à-dire gaspillage d'énergie et de capital !

8.3.3 Intégration de turbines à vapeur

La détente de vapeur haute pression dans une turbine à vapeur génère une puissance mécanique. Comme en général le prix de l'électricité est nettement plus élevé que celui de la vapeur, la production d'électricité peut être intéressante, non seulement d'un point de vue exergétique, mais aussi et surtout d'un point de vue financier.

La Fig. 8-6 montre comment une turbine à vapeur peut être dimensionnée à l'aide de la GCC. En effet, la GCC indique que la part \dot{Q}_{BP} de la puissance d'utilité chaude totale peut être fournie à basse pression, le solde de puissance \dot{Q}_{HP} devant

être fourni à haute pression. Les caractéristiques de la turbine à vapeur en découlent. L'allure de la GCC (plus précisément la variation du besoin en fonction de la température) permet de pré-optimiser le choix du (voire des) niveau(x) de pression selon différents critères (exergétique, etc.).

8.3.4 Intégration de turbines à gaz

La Fig. 8-7 (a) montre la structure schématique d'une turbine à gaz. La machine se compose d'un compresseur et d'une turbine, montés sur le même arbre. La turbine entraîne le compresseur. L'air est comprimé dans le compresseur avant d'entrer dans la chambre de combustion. Le mélange d'air comprimé et de gaz de combustion est ensuite détendu dans la turbine, générant ainsi la puissance mécanique pour l'entraînement du compresseur d'une part, et celui du générateur électrique d'autre part. Les caractéristiques de fonctionnement d'une turbine à gaz sont les suivantes : puissance électrique à produire, débit d'air à travers la machine, efficacité de conversion de la chaleur en puissance mécanique, et température du mélange de gaz sortant. La Fig. 8-7 (b) représente une GCC et illustre comment ajuster le débit de gaz d'échappement d'une turbine à gaz au procédé considéré. Pour une température donnée des gaz en sortie de turbine, la puissance de la turbine doit être choisie de sorte que la part de la puissance thermique des gaz d'échappement valo-

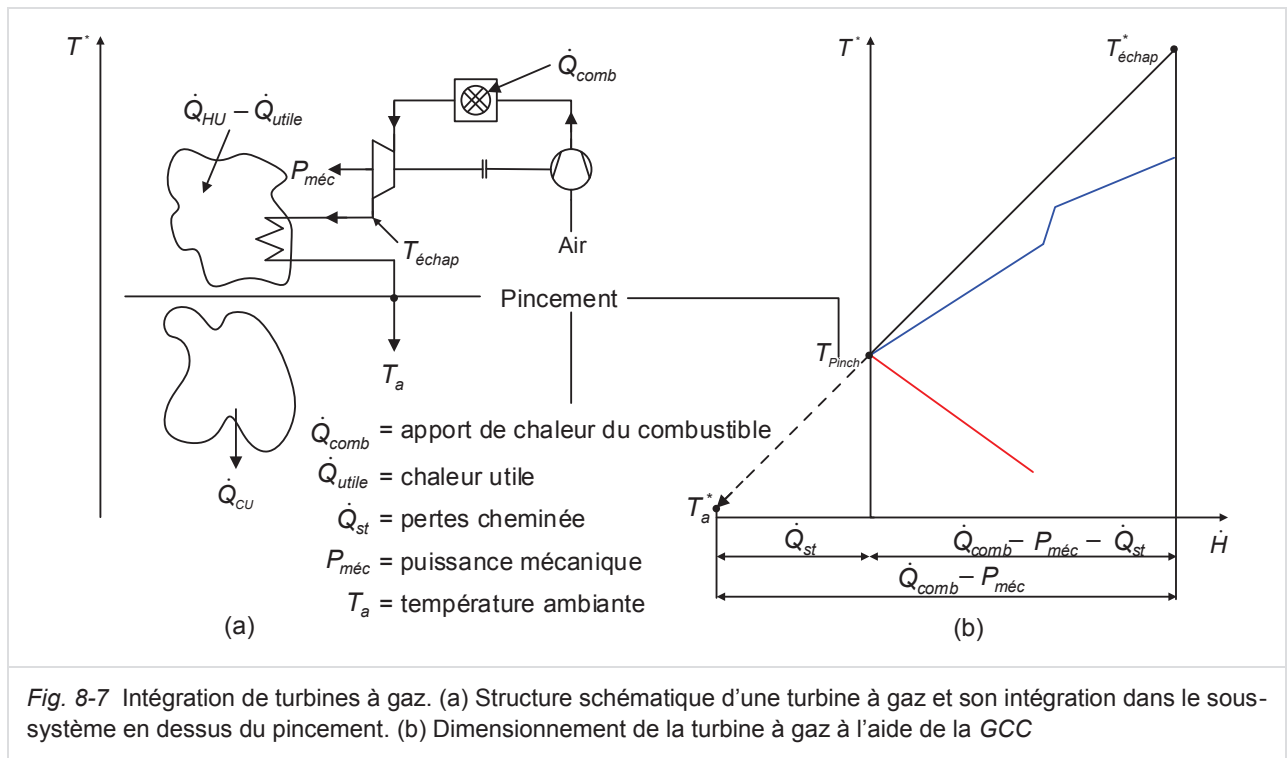


Fig. 8-7 Intégration de turbines à gaz. (a) Structure schématique d'une turbine à gaz et son intégration dans le sous-système en dessus du pincement. (b) Dimensionnement de la turbine à gaz à l'aide de la GCC

risée pour les procédés soit maximisée. C'est le cas lorsque le profil du refroidissement des gaz est tangent en un point à la GCC (idéalement, comme dans cet exemple, le point de pincement), afin de minimiser les pertes à la cheminée (*stack*, \dot{Q}_{st}). Cette condition détermine le débit de gaz d'échappement et dimensionne la turbine à gaz. Dans l'exemple de la Fig. 8-7 (b), le dimensionnement de la turbine à gaz est optimal. Le choix d'une turbine à gaz de puissance supérieure augmenterait certes la puissance électrique produite, mais dégraderait son rendement thermique en raison de l'accroissement sur-proportionnel des pertes à la cheminée.

8.4 Unités de conversion d'énergie - Energy Conversion Units (ECUs)

8.4.1 Définition du concept d'unité de conversion d'énergie

Une **unité de conversion d'énergie** (*Energy Conversion Unit*, *ECU*) est un système de conversion d'énergie. Ce terme est employé dans le présent manuel en lieu et place des systèmes de conversion qui interagissent avec le procédé. Cela signifie que les *ECUs* revalorisent (autrement dit, rendent utilisable) de la chaleur mal ou pas utilisable telle quelle. Les *ECUs* contrastent ainsi avec les

utilités classiques (par ex. vapeur, gaz de fumée, eau chaude, réfrigérant, eau de refroidissement, etc.), qui prélèvent ou fournissent de la chaleur "seulement d'un côté" du pincement.

Les *ECUs* sont intégrées et dimensionnées de manière rigoureuse selon les 3 règles d'or de l'Analyse Pinch. Les sections suivantes traitent des pompes à chaleur, ainsi que des systèmes de compression mécanique et thermique de vapeur.

8.4.2 Pompes à chaleur

Positionnement erroné

Les pompes à chaleur (PAC) transfèrent de la chaleur d'un "bas niveau" de température à un niveau de température plus élevé, afin que la chaleur puisse être valorisée.

La Fig. 8-8 illustre une intégration de pompe à chaleur fréquemment rencontrée en pratique. Dans cet exemple, la PAC est intégrée exclusivement dans le sous-système en dessous du pincement. Avec cet arrangement, le condenseur enfreint la première règle d'or du pincement (apport de chaleur externe uniquement au-dessus du pincement) et de fait la PAC n'est pas placée correctement. Comme le sous-système en dessous du pincement présente un excédent de chaleur, la chaleur supplémentaire apportée par l'énergie

électrique doit être compensée par un besoin supplémentaire en utilité froide. Au final, cette intégration n'apporte aucun bénéfice : surcoût d'investissement pour la PAC, surcoûts énergétiques (utilité froide accrue, coût d'électricité pour la PAC).

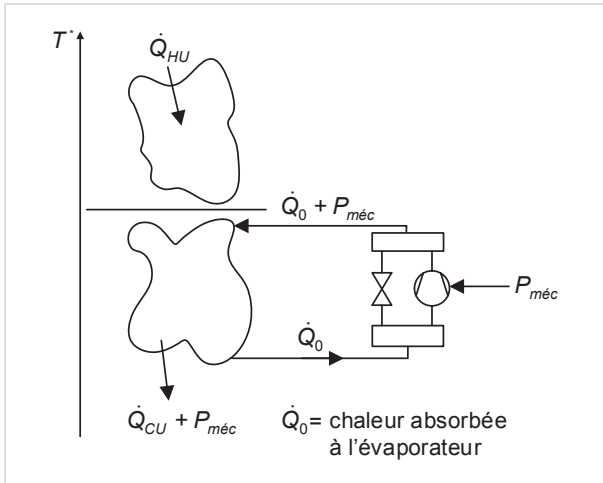


Fig. 8-8 Positionnement erroné d'une pompe à chaleur exclusivement dans le sous-système en dessous du pincement

La Fig. 8-9 présente une pompe à chaleur intégrée exclusivement dans le sous-système au-dessus du pincement.

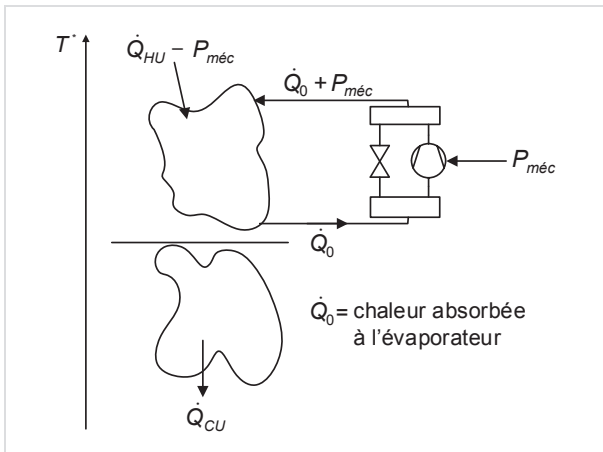


Fig. 8-9 Positionnement erroné d'une pompe à chaleur exclusivement dans le sous-système au-dessus du pincement

L'évaporateur enfreint ici la deuxième règle d'or du pincement (extraction de chaleur uniquement en dessous du pincement) et la PAC n'est de fait pas placée correctement. Le système représenté transforme uniquement l'énergie électrique $P_{él}$ en chaleur, ce qui ne conduit pas à une économie nette d'utilité, mais à un remplacement partiel de l'utilité

chaude par de l'énergie électrique. Il en résulte des pertes exergétiques importantes et une augmentation des coûts.

Positionnement correct

La Fig. 8-10 illustre le positionnement correct d'une pompe à chaleur : l'évaporateur prélève l'excédent de chaleur du sous-système en dessous du pincement et le condenseur restitue la chaleur dans le sous-système au-dessus du pincement. De cette manière, **les besoins en utilités tant chaude que froide sont réduits !** La PAC respecte les trois règles d'or du pincement.

La Fig. 8-10 (b) montre comment la GCC permet de définir le positionnement et le dimensionnement optimaux d'une PAC dans un procédé donné : non seulement les niveaux de température de l'évaporateur et du condenseur sont déterminés, mais les puissances peuvent aussi être quantifiées.

Rappelons à ce sujet que le coefficient de performance d'une pompe à chaleur est d'autant plus élevé que l'écart de température entre l'évaporateur et le condenseur est faible.

Cas particulier : pompe à chaleur dans une zone neutre

La Fig. 8-11 (a) représente une GCC avec des zones neutres (*pockets*). Comme décrit à la section 8.2.2, les zones neutres sont des intervalles de température en équilibre énergétique, l'excédent de chaleur des intervalles "supérieurs" pouvant être "cascadé" vers les intervalles de température "inférieurs" pour combler le déficit de chaleur de ces derniers. Pour ce type de GCC, la fourniture de chaleur au procédé sous forme de vapeur à trois niveaux de pression (HP, MP, et BP) constitue une solution appropriée. Dans le cas présent, il apparaît cependant :

1. la puissance fournie en vapeur BP étant limitée, la génération d'électricité par détente de vapeur HP à BP est également limitée ;
2. la zone neutre est "haute" ou "étendue", autrement dit présente une grande différence de température entre les intervalles "supérieurs" excédentaires et les "inférieurs", déficitaires. Cette situation correspond, sur les CCs, à des transferts de chaleur sous une grande différence de température, cause de pertes exergétiques significatives.

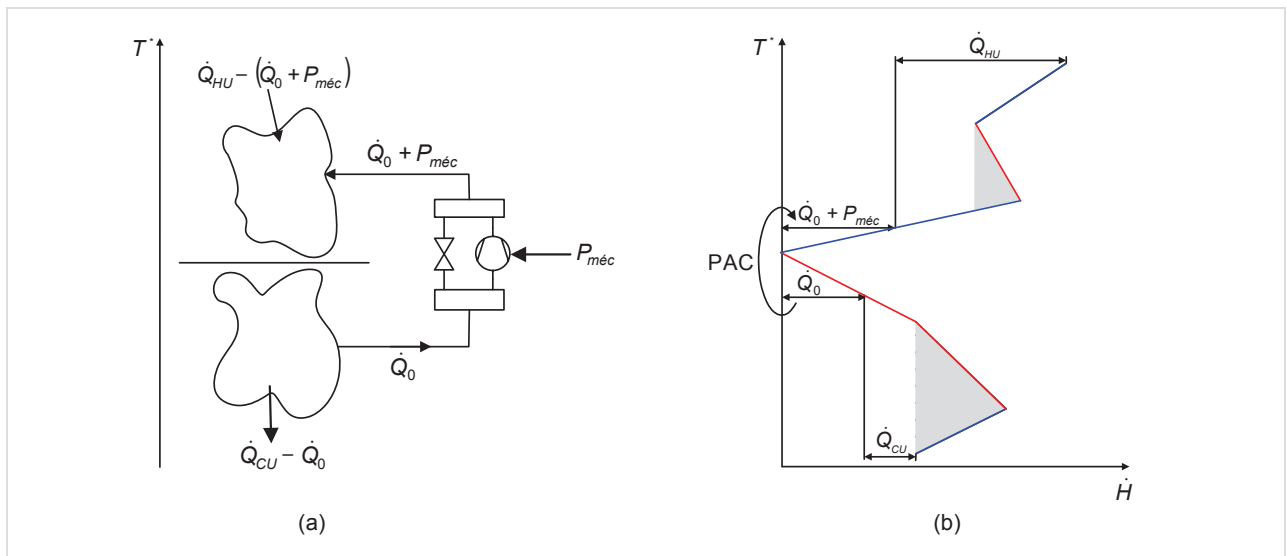


Fig. 8-10 Positionnement correct d'une pompe à chaleur. (a) Positionnement correct d'une pompe à chaleur avec le condenseur dans le sous-système en dessus du pincement et l'évaporateur dans le sous-système en dessous du pincement. (b) Dimensionnement de la pompe à chaleur à l'aide de la GCC

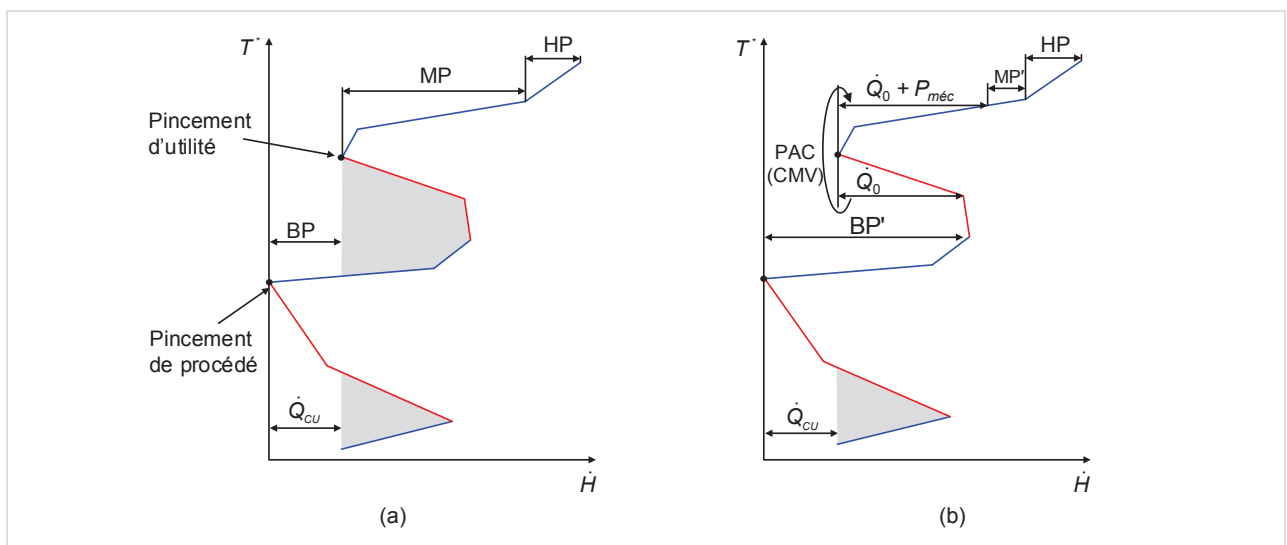


Fig. 8-11 Placement d'une pompe à chaleur dans une zone neutre. (a) Fourniture des besoins d'utilité chaude avec les trois niveaux de vapeur HP (haute pression), MP (moyenne pression), BP (basse pression). (b) Augmentation du besoin en vapeur BP (=> BP') et réduction du besoin de vapeur MP (=> MP') par intégration d'une pompe à chaleur à cycle ouvert (à compression mécanique de vapeur, CMV) avec un évaporateur prélevant une puissance \dot{Q}_0 de la zone neutre et restituant $\dot{Q}_0 + P_{méc}$ au-dessus de celle-ci

3. la zone neutre est "profonde", c'est-à-dire présente une puissance significative en comparaison des besoins totaux de chaleur et en particulier la puissance fournie sous forme de vapeur BP.
4. finalement, la différence de température entre les intervalles de température "supérieurs" de la zone neutre et les besoins de chaleur au-dessus de ceux-ci est limitée et

appropriée pour un fonctionnement efficace d'une pompe à chaleur.

Dans ces conditions, il est éventuellement possible de réduire globalement les pertes exergétiques. La solution de principe est représentée à la Fig. 8-11 (b) : la puissance fournie sous forme de vapeur BP est élargie aux besoins de chaleur de la zone neutre, et une pompe à chaleur à chaleur ou-

vert (à compression mécanique de vapeur (CMV), présentée à la section suivante) est introduite pour revaloriser la chaleur devenue excédentaire des intervalles de température "supérieurs" (\dot{Q}_0) pour substituer une puissance $\dot{Q}_0 + P_{méc}$ correspondante de vapeur MP.

Il en résulte une augmentation de la puissance électrique associée à la détente de la vapeur HP en BP, dont une partie est consommée par le compresseur de la PAC, ainsi qu'une réduction (voire suppression) de la vapeur MP consommée.

Conclusions :

Une pompe à chaleur peut dans de rares cas être positionnée intégralement dans le sous-système en dessus ou en dessous du pincement pour optimiser les niveaux des utilités. Contrairement à une situation de pompe à chaleur au travers du pincement (selon la Fig. 8-10), dans ce cas particulier de positionnement de la PAC, les besoins nets en utilités chaude et froide restent essentiellement inchangés !

Selon l'importance des pertes exergétiques de la zone neutre concernée et les températures d'évaporation et de condensation de la PAC, il peut en résulter un bénéfice économique net, ainsi qu'une amélioration de la conversion d'énergie (réduction des pertes exergétiques).

8.4.3 Compression mécanique des buées

Les termes buées ou vapeur d'échappement (*exhaust steam*) désignent la vapeur d'eau issue de l'évaporation ou du séchage de matière dans des installations techniques. Le nuage de vapeur issu d'un séparateur séparant la vapeur et le condensat est aussi, en partie, appelé buées.

Dans l'industrie, la chaleur des buées est autant que possible ré-intégrée dans le procédé. L'utilisation optimale des buées peut être évaluée à l'aide de la GCC.

La Fig. 8-12 présente le *flowsheet* simplifié d'un évaporateur continu à un étage. Le *Feed* est pré-chauffé de 70°C à la température d'évaporation avant entrée dans l'évaporateur. Il est alimenté par de la vapeur saturée à 2.0 bar(a). L'évaporateur travaille à une pression de 1.0 bar(a). Le concentrat, non refroidi, est traité dans un procédé subséquent.

Avec une élévation du point d'ébullition ΔT_s admise de 5 K, le mélange s'évapore à 105°C et non à 100°C. Des buées surchauffées se forment ainsi à 105°C et 1.0 bar(a), et pourraient, au lieu d'être rejetées à l'atmosphère, être condensées à 100°C, puis sous-refroidies jusqu'à env. 75°C au sein du procédé. Les 100°C ne suffisent cependant pas pour une utilisation directe en tant que vapeur de chauffage dans l'évaporateur. Un $\Delta T_{min} = 5$ K est considéré.

Des CCs de la Fig. 8-13 (a), il ressort que l'enthalpie des buées est suffisante pour le chauffage, mais que le niveau de température est trop bas. Les CCs ne peuvent en conséquence pas se superposer et une RC n'est alors pas possible (la chaleur nécessaire à l'évaporation est fournie par de vapeur). La Fig. 8-13 (a) illustre à droite la GCC correspondante.

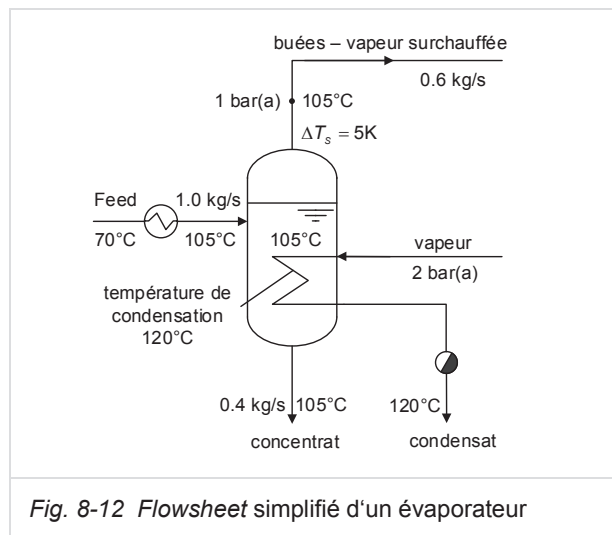


Fig. 8-12 Flowsheet simplifié d'un évaporateur

Un système de (re-)compression mécanique de vapeur (*Mechanical Vapour Recompression, MVR*), permet de rendre utilisable la chaleur des buées à disposition.

Un système *MVR* comprend un compresseur qui amène les buées à une pression supérieure et donc aussi à une température de condensation supérieure. La CC chaude des buées peut ainsi être "relevée" au-dessus de la CC froide de l'évaporateur, comme l'illustre la Fig. 8-13 (b).

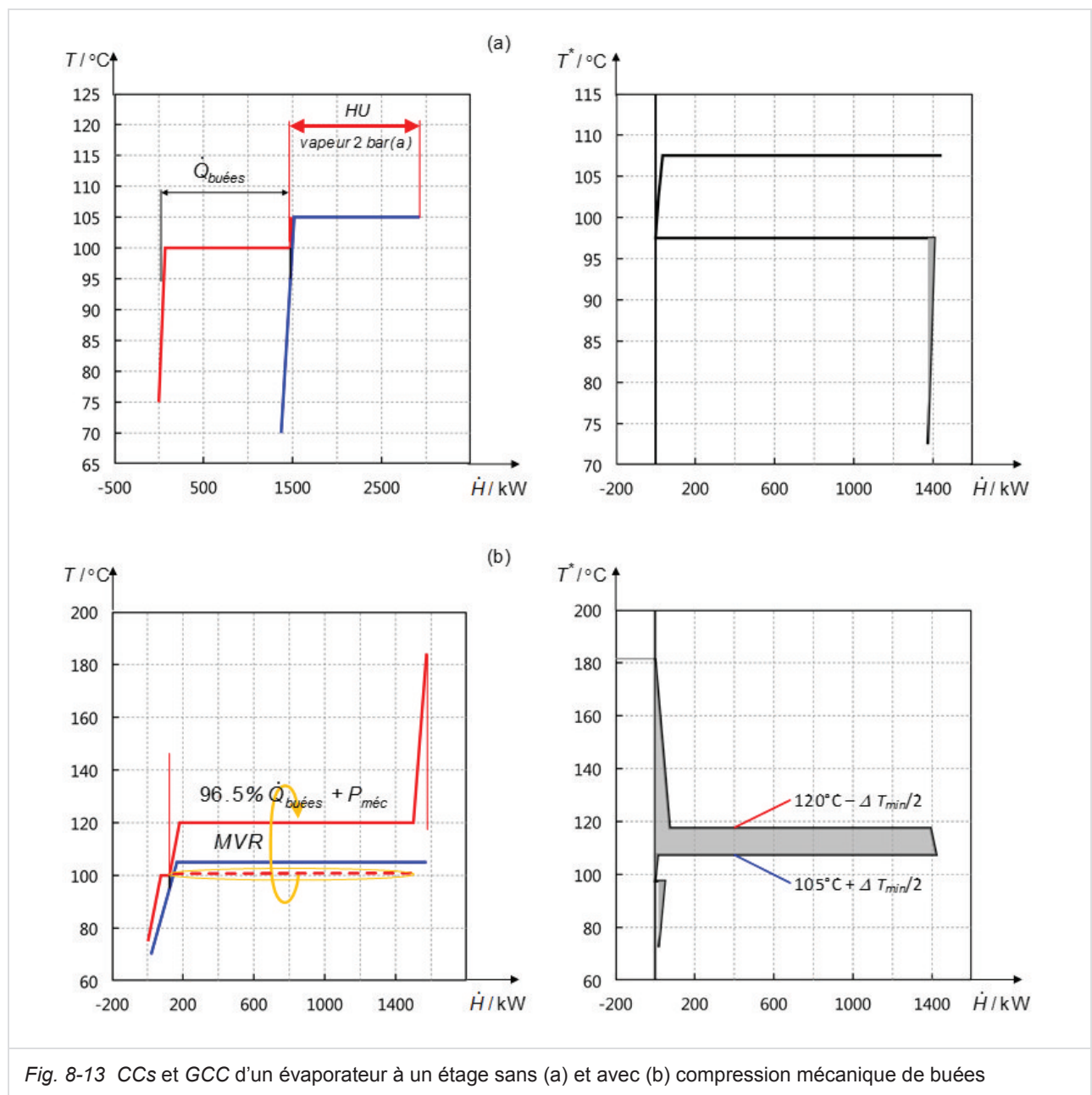
L'enthalpie des buées comprimées correspond à la somme de l'enthalpie des buées avant compression plus le travail mécanique du compresseur (ici env. 100 kW). Pour cette raison, dans le cas considéré, la compression de 96.5% du débit de

buées (partie en traitillé sur les CCs de la Fig. 8-13 (b)) à une température de condensation de 120°C permet de substituer, en régime établi, l'intégralité du besoin de vapeur de chauffage. Une MVR est donc une "pompe à chaleur à cycle ouvert" avec un coefficient de performance élevé (env. 14 dans les conditions considérées).

Un fonctionnement à une température et une pression de condensation inférieures réduirait certes la puissance mécanique de compression et augmenterait le coefficient de performance, mais ne permettrait pas de fournir la puissance d'évaporation requise sans un redimensionnement de la surface

de transfert, voire le remplacement complet de l'évaporateur. Ainsi, concevoir le système MVR pour satisfaire aux conditions de fonctionnement actuelles de l'évaporateur évite des investissements supplémentaires importants au niveau de l'évaporateur lui-même.

La Fig.8-14 représente schématiquement l'évaporateur avec le compresseur de buées intégré. Dans les exemples simplifiés mentionnés, les buées comprimées sont valorisées directement pour le même procédé. Selon la GCC, une utilisation pour un autre procédé est également envisageable.



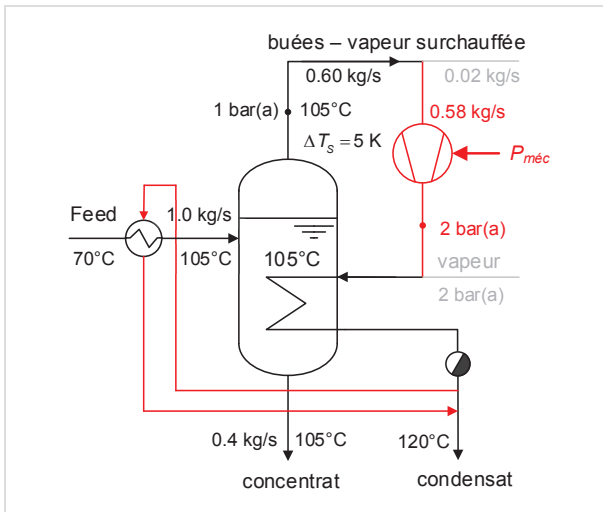


Fig. 8-14 Flowsheet simplifié d'un évaporateur avec compresseur de buées intégré

8.4.4 Compression thermique de buées

La (re-)compression thermique de buées, aussi appelée *Thermal Vapour Recompression (TVR)*, utilise l'énergie d'un fluide moteur à un haut niveau de pression pour compresser un fluide aspiré à un plus bas niveau de pression vers un niveau de pression intermédiaire (contre-pression).

La Fig. 8-15 illustre schématiquement un thermocompresseur de buées, aussi appelé compresseur à jet de vapeur ou éjecto-compresseur.

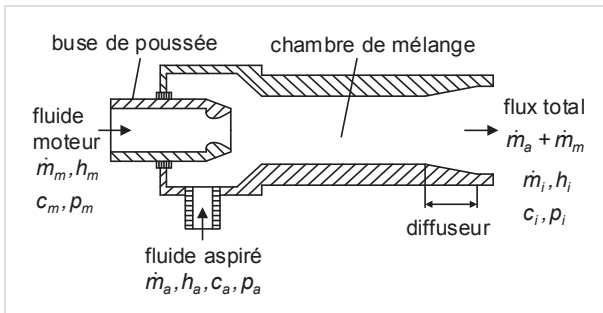


Fig. 8-15 Représentation schématique d'un thermocompresseur de buées (éjecteur de vapeur)

Les thermocompresseurs de buées sont principalement exploités avec de la vapeur d'eau comme fluide moteur et fluide aspiré.

Les avantages de la *TVR* sont :

- aspiration (pompage) de grands débits volumiques, en particulier dans le domaine du vide poussé ;

- coûts d'investissement réduits en raison d'une construction simple ;
- longue durée de vie, une *TVR* pouvant toujours être fabriquée avec des matériaux appropriés et résistant à la corrosion ;
- grande sécurité d'exploitation et absence d'entretien, car il ne comporte pas de pièce mobile.

Une application typique de la *TVR* est la compression des vapeurs d'échappement au milieu ou à l'extrémité d'une cascade de vapeur-condensat (fluide aspiré). Dans l'industrie du papier par ex., la vapeur basse pression est souvent comprimée par une *TVR* à un niveau de pression moyenne où elle peut à nouveau être utilisée dans les cylindres.

En règle générale, pour une *TVR*, une pression de mélange de plus de 1.8 fois la pression d'aspiration est recherchée. Le rapport entre les quantités de vapeur motrice et de vapeur aspirée, requis pour atteindre la pression de mélange exigée, vaut typiquement entre 2 et 5.

Ces ordres de grandeurs déterminent une propriété importante de la *TVR* : l'enthalpie résultante de la vapeur mélangée est le plus souvent entre 3 et 6 fois plus grande que l'enthalpie de la vapeur aspirée ! Ainsi la *TVR* est appropriée pour des situations de départ de *GCC* tout à fait différentes de celles auxquelles s'applique la *MVR*, et/ou pour des configurations d'intégration énergétique différentes. Pour le procédé de la Fig. 8-13, une compression thermique ne permet de valoriser que env. 15% des buées (dans le cas d'une vapeur motrice à 10 bar(a) pour la récupération de chaleur locale (voir Fig. 8-16 (b)), le solde restant disponible pour chauffer des flux froids d'autres procédés à des températures inférieures (préchauffage de feed, chauffage d'effets d'évaporation fonctionnant à plus basse pression, etc.).

De manière alternative, la recompression de l'intégralité du débit de buées est pertinente lorsque la puissance thermique nécessaire vaut env. 7 fois la puissance de condensation des buées (dans les conditions de fonctionnement considérées ci-dessus).

Pour les calculs empiriques d'une *TVR*, consulter [5].

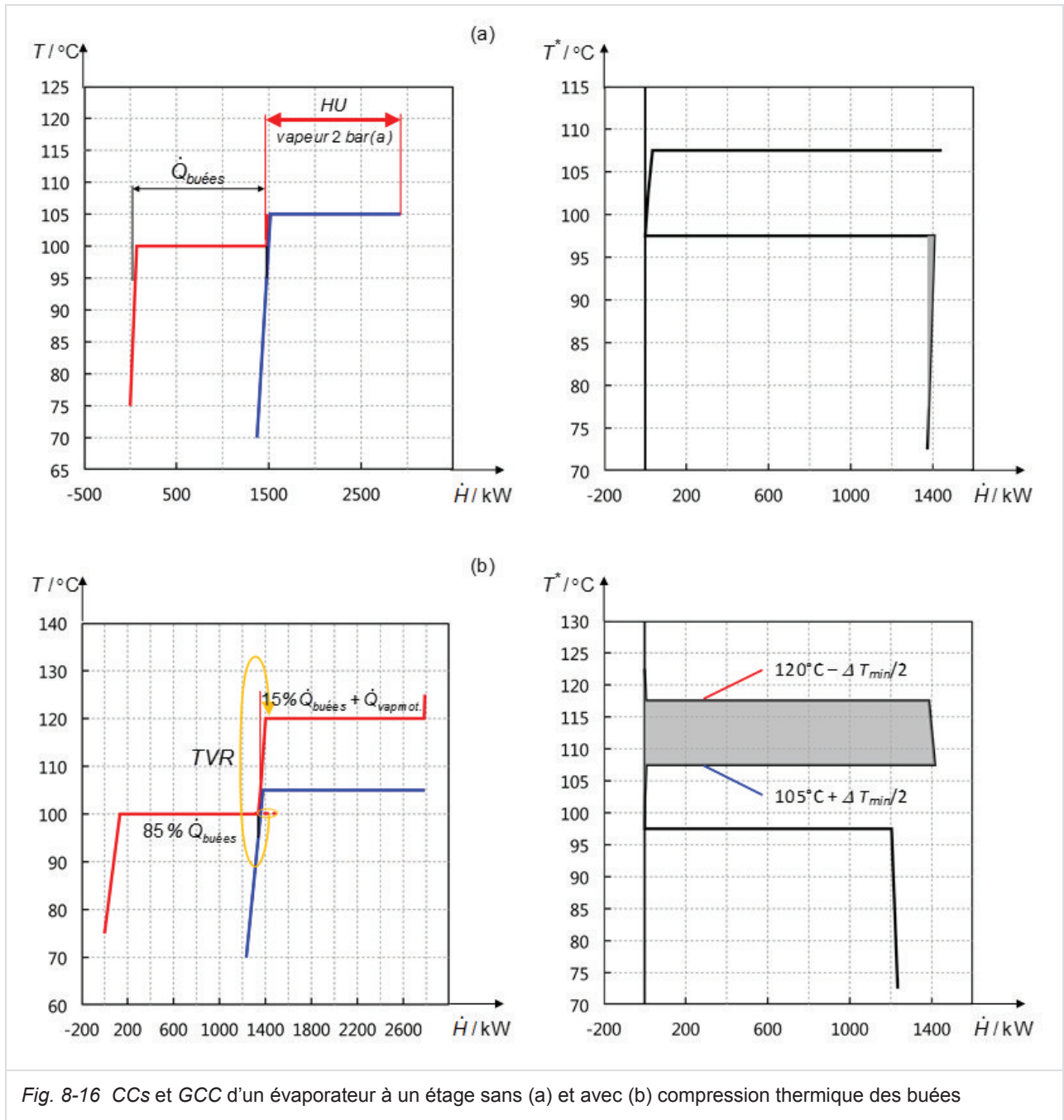


Fig. 8-16 CCs et GCC d'un évaporateur à un étage sans (a) et avec (b) compression thermique des buées

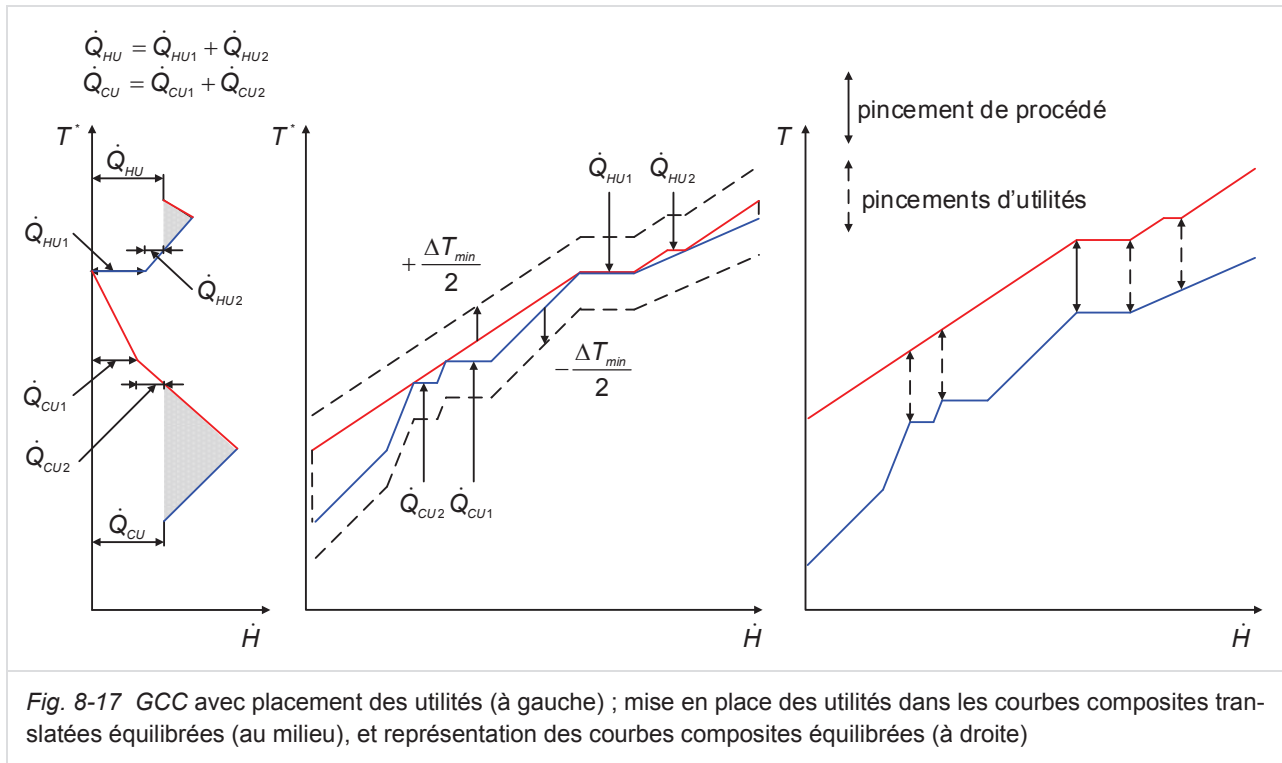
8.5 Optimisation des utilités et conséquences pour la conception du HEN

Les utilités optimisées à l'aide de la GCC doivent impérativement être prises en considération dans le HEN. Il est donc nécessaire de concevoir le HEN sur la base sur des CCs **avec les utilités incluses** !

Dans l'Analyse Pinch, les CCs incluant les utilités sont appelées **courbes composites équilibrées (Balanced Composite Curves, BCC)**. "Équilibrées", parce que dans la BCC les sous-systèmes tant inférieur que supérieur sont, chacun, en équilibre.

L'exemple de la Fig. 8-17 montre la GCC (à gauche) avec les utilités chaude et froide optimisées, les courbes composites translattées équilibrées (au milieu) et les courbes composites équilibrées (à droite). Il apparaît clairement que chaque point de "contact" d'une utilité avec la GCC engendre un nouveau pincement, appelé **pincement d'utilité**. En effet, un point de "contact" sur la GCC correspond, ponctuellement, à un transfert de chaleur sous ΔT_{min} entre l'utilité et le procédé.

Lors de l'établissement du HEN, ces pincements d'utilité sont aussi critiques que le pincement de procédé, et doivent en conséquence être pris en compte.



9 Modélisation énergétique

9.1 Introduction

La base de toute analyse Pinch est une **table de flux**, c.-à-d. la liste de toutes les exigences de chauffage et de refroidissement, sous forme de débit-masse, valeur C_p , températures initiale et finale, et valeur α (voir section 5.3).

Lors de l'élaboration de la table de flux, l'ingénieur prend du recul par rapport à l'installation existante et se concentre seulement sur les **exigences du procédé** (*process requirements*) et donc sur les exigences de chauffage et de refroidissement nécessaires au bon déroulement du procédé. Les exigences du procédé peuvent différer des **conditions du procédé**, autrement dit les conditions dans lesquelles le procédé est exploité !

Exemple : dans une machine à papier, l'air entrant dans le capot est chauffé de 20°C à 60°C avec une RC (air extrait), puis de 60°C à 120°C dans un HEX avec de la vapeur. Le chauffage à 120°C en deux étapes décrit les **conditions du procédé** et donc la "**solution**" **actuelle**. Des clarifications indiquent cependant qu'une température de 110°C pour l'air entrant dans le capot est suffisante. **L'exigence du procédé** et donc la **situation de départ** de l'analyse Pinch est en conséquence le chauffage l'air entrant dans le capot de 20°C à 110°C. L'analyse Pinch montrera si et comment cette exigence du procédé doit être satisfaite, avec RC et/ou par ex. de la vapeur.

La qualité de la table de flux est logiquement décisive pour la qualité de l'optimisation. A l'inverse, une définition des exigences trop "proche" des conditions actuelles peut conduire à ne pas résoudre le "vrai" problème, et passer à côté du potentiel d'optimisation ! Une "bonne" modélisation énergétique augmente les chances d'une intégration des procédés économiquement intéressante.

Il existe parfois différentes variantes pour définir les exigences du procédé. Les sections suivantes présentent, sur la base d'exemples, différents principes, fondements et aides qui facilitent la modélisation énergétique et par là l'établissement de la table de flux.

La démarche comporte deux étapes principales :

- remise en question des **conditions du procédé** (voir section 9.2),
- définition des **exigences du procédé** (c.-à-d. la table de flux, voir section 9.3).

9.2 Remise en question des conditions du procédé

La remise en question des conditions du procédé est, indépendamment de l'analyse Pinch, une partie essentielle de chaque analyse énergétique. Cette approche recèle d'un grand potentiel d'économies et est en même temps l'étape nécessitant le plus de connaissances du procédé. Une collaboration étroite avec les exploitants de l'installation et/ou les fabricants est pour cette raison absolument nécessaire.

Ci après, on distingue entre l'optimisation de *procédés individuels* et l'augmentation du potentiel de transfert de chaleur *entre différents procédés*.

9.2.1 Optimisation de procédés individuels

Lors de l'optimisation de procédés individuels, il s'agit notamment de répondre aux questions suivantes :

- quel est l'objectif effectif de l'étape du procédé ?
- dans ce but, les températures sont-elles réellement nécessaires ?
- les débits-masses sont-ils vraiment nécessaires ?
- qu'est-ce qui engendre le besoin de chauffage / refroidissement ?
- comment le besoin de chauffage / refroidissement peut-il être réduit ?

Des changements de production ou les transformations opérés par le passé sont souvent un indice pour un fonctionnement inefficace du procédé.

Exemple 1 : chauffage d'un bain de passivation

Un bain de passivation de l'industrie galvanique requiert une puissance de chauffage de 30 kW pour son maintien à une température de 60°C. Le chauffage est réalisé par des corps de chauffe électriques immergés.

La discussion avec l'exploitant de l'installation confirme rapidement que la température de 60°C est l'exigence de procédé à considérer. La question du débit-masse ne se pose pas dans ce cas (chauffage électrique, liquide du bain "immobile").

Il reste donc à résoudre les deux questions suivantes :

- d'où provient le besoin de chauffage ?
- comment le besoin de chauffage peut-il être réduit ?

Voici les esquisses de réponse :

D'où vient le besoin de chauffage ?	Comment le besoin de chauffage peut-il être réduit?
Pertes par évaporation à la surface de l'eau	Réduction de la vitesse de l'air à la surface de l'eau au moyen de : - billes flottantes - réduction de l'aspiration
Appoint d'eau	Préchauffage de l'eau d'appoint par RC -> à intégrer dans la modélisation
Chauffage du bain après refroidissement	- amélioration du planning d'utilisation du bain - utilisation du bain comme stockage tampon de chaleur (stockage des rejets de chaleur)
Déperditions thermique du bassin	Calorifugeage
<i>Tab. 9-1 Remise en question des conditions du procédé à l'aide d'une analyse ciblée des besoins en énergie</i>	

Exemple 2 : exploitation conforme aux besoins effectifs dans l'industrie des boissons

Dans l'industrie des boissons, une laveuse de bouteilles consomme 500 ml d'eau fraîche par bouteille pour le lavage de bouteilles en PET. Cette machine était dimensionnée originellement pour le nettoyage de bouteilles en verre. Les conditions d'exploitation n'ont pas été modifiées.

Une discussion avec l'exploitant de l'installation a révélé que l'eau fraîche remplit tant un *but de refroidissement* qu'un *but de nettoyage*. Lorsque l'installation fonctionnait avec des bouteilles en verre, l'exigence de refroidissement était la gran-

deur pertinente pour définir la quantité d'eau utile par bouteille. Avec le passage aux bouteilles en PET (dont la chaleur spécifique est nettement plus faible), la quantité d'eau pourrait sans inconvénient pour le procédé être réduite au *minimum hygiénique* de 300 ml par bouteille.

9.2.2 Augmentation du potentiel de transfert de chaleur au sein de l'installation

Après le questionnement et l'optimisation des conditions de production des *flux considérés individuellement*, la remise en question des exigences du procédé, en ce qui concerne le potentiel de transfert de chaleur, doit être élargie à *l'installation complète*.

Le potentiel de transfert de chaleur peut en général être amélioré lorsque les exigences de chauffage et de refroidissement des procédés sont définies comme suit ⁴ :

- définition du besoin de chauffage (flux froid) à son niveau de température le plus bas possible (voir exemple 1 ci-après) ;
- définition du besoin de refroidissement (flux chaud) à son niveau de température le plus élevé possible (voir exemple 2 ci-après).

Pour une optimisation réussie au niveau de l'installation complète, les questions suivantes doivent être abordées :

- quelles variantes existe-t-il pour le chauffage / refroidissement d'un flux ?
- quelles influences le mode de chauffage / refroidissement a-t-il sur les opportunités de transfert de chaleur entre des flux et sur l'approvisionnement en énergie ?

Il n'est pas évident, au stade de la modélisation énergétique, de savoir quelle variante se révélera la plus avantageuse. En règle générale, les bénéfices énergétiques respectifs des différentes variantes de chauffage / refroidissement se dégagent clairement seulement lors de l'analyse des CCs durant le *targeting*. Une analyse itérative peut donc

⁴ Dans certains cas il est également pertinent de choisir consciemment de ne pas exploiter les procédés selon ces deux principes. Ainsi par ex. l'évaporation du lait en trois étages est exploitée avec trois niveaux de pression (et de température) distincts, afin de pouvoir utiliser les rejets de chaleur (c-à-d l'eau évaporée issue du lait) d'un évaporateur pour l'étage d'évaporation suivant.

s'avérer indispensable, consistant à modifier la modélisation énergétique initialement choisie à la lumière des résultats de l'analyse.

Exemple 1 : chauffage d'un bain de passivation

L'exemple 1 de la section 9.2.1 décrit le chauffage d'un bain de passivation. Il est admis que le chauffage du bassin avec 30 kW à 60°C correspond aux exigences du procédé et qu'il ne reste plus de potentiel d'optimisation pour cette installation isolée.

Les questions suivantes se posent tout de même :

1. Quelles variantes existe-t-il pour le chauffage ?

Le chauffage électrique ne permet pas de RC, présente de grandes pertes exergétiques et est relativement cher. C'est pourquoi un chauffage par un fluide caloporteur devrait être investigué. Les figures suivantes montrent les deux concepts possibles pour le chauffage par un fluide caloporteur.

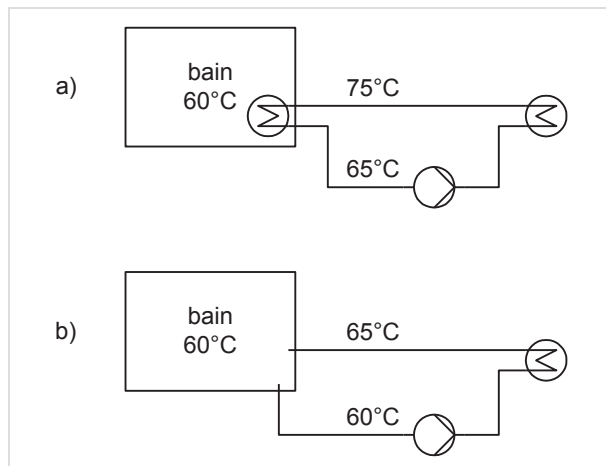


Fig. 9-1 Possibilités de mise en œuvre du chauffage d'un bain par un fluide caloporteur : (a) chauffage par HEX immergé et circuit intermédiaire et (b) chauffage direct par circulation forcée du liquide du bain dans un HEX externe

Dans la variante (a), le bain est chauffé par un HEX immergé et un circuit intermédiaire. Dans la variante (b), le liquide du bain est constamment pompé et chauffé dans un HEX externe.

2. Quelles influences le type de chauffage a-t-il sur les opportunités de transfert entre des flux ?

Les exigences du procédé selon les variantes (a) et (b) sont représentées dans le diagramme T, \dot{H} ci-dessous. L'exigence du procédé théorique (flux froid inférieur) illustre le besoin réel de température – le maintien du bain à 60°C.

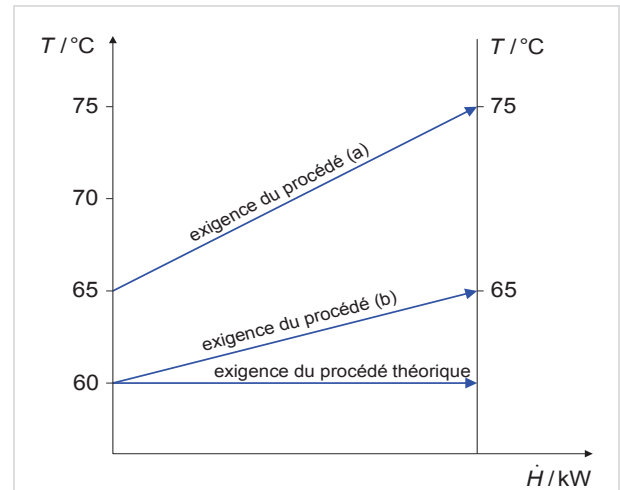


Fig. 9-2 Représentation des exigences du procédé des variantes (a) et (b) dans le diagramme T, \dot{H}

Dans la variante (a), le transfert de chaleur du registre de chauffage immergé vers le bain n'est pas particulièrement efficace (liquide du bain "immobile", transfert par convection naturelle). D'où la nécessité d'une différence de température suffisamment grande entre le circuit intermédiaire et le bain afin que les 30 kW requis puissent être transférés au bain. L'exigence du procédé est dans ce cas un flux froid qui doit par exemple être chauffé de 65°C à 75°C.

Dans la variante (b), le contenu du bain peut être circulé directement dans un HEX à plaques à contre-courant. L'exigence du procédé est dans ce cas un flux froid qui doit par exemple être chauffé de 60°C (température du bain) à 65°C. La température finale peut être modifiée en fonction du besoin par ajustement du débit-masse en circulation (par ex. à 62.5°C avec un doublement du débit-masse ou à 70°C avec un débit-masse réduit de moitié), tant que la puissance transférée est bien de 30 kW.

Le niveau de température de l'exigence du procédé peut être décisif pour une possibilité de RC ou pour le type de fourniture d'énergie. Ainsi par ex. la mise en place d'une pompe à chaleur pour le chauffage du bain est ici nettement plus réaliste pour la variante (b) que pour la variante (a).

Exemple 2 : exploiter les sources de rejets de chaleur

Un problème fréquent concernant les sources de rejets de chaleur est leur bas niveau de température. Les conditions du procédé peuvent parfois

être modifiées afin de rendre ces sources utilisables pour la récupération de chaleur.

Dans l'industrie sidérurgique notamment, des fours à haute température sont utilisés. A plein régime de fonctionnement, la température de certaines parties du four peut dépasser 300°C, nécessitant leur refroidissement pour garantir leur tenue mécanique et/ou leur bon fonctionnement (*exigence du procédé* selon la Fig. 9-3).

Pour cela, de l'air frais "froid" est aspiré de l'ambiance et continuellement soufflé sur ces parties critiques, où il se réchauffe en moyenne à env. 60°C, avant de se dissiper dans l'ambiance (température ambiante de 20°C). Ce débit d'air est théoriquement utilisable pour la RC (voir *valeur réelle air refroidissement* sur la Fig. 9-3).

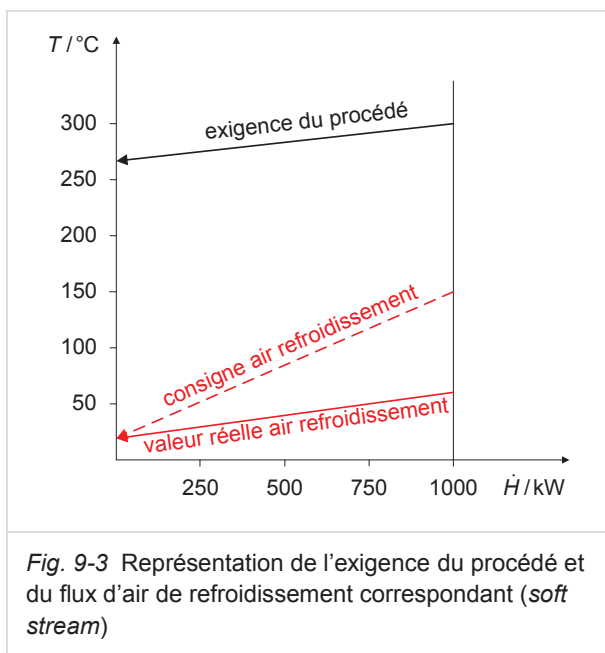


Fig. 9-3 Représentation de l'exigence du procédé et du flux d'air de refroidissement correspondant (*soft stream*)

La chaleur de l'air de refroidissement à 60°C n'est pas utilisable dans l'installation. Des températures plus élevées, de l'ordre de 150°C (voir *consigne air refroidissement* sur la Fig. 9-3), sont requises pour permettre une valorisation.

Dans le procédé, les "surfaces de transfert de chaleur" (la surface des parties critiques à refroidir) et les puissances à évacuer sont données. Afin de pouvoir atteindre de plus hautes températures de l'air de refroidissement, la quantité d'air frais doit être réduite et simultanément le coefficient de transfert de chaleur de l'air à la surface doit être augmenté. Cela peut être obtenu par ex. à l'aide d'un guidage de l'air ciblé sur les surfaces à refroidir (pas de débit d'air "parasite" non réchauffé).

9.3 Définition des exigences du procédé

9.3.1 Principes de l'extraction des données

Après le questionnement des conditions du procédé, les exigences du procédé et donc la table de flux peuvent être établies.

Les principes d'extraction des données suivants permettent de déterminer la table de flux :

Principes d'extraction des données

1. "Faire abstraction" des HEXs et des accumulateurs (stockages)
2. Maintenir chaud les flux chauds et froid les flux froids (*Keep Hot Streams Hot and Cold Streams Cold*)
3. Modéliser du côté sûr (*on the safe side*)
4. Modéliser au moyen d'un flux de substitution si besoin
5. Identifier les flux non obligatoires (opportunités de RC = *Soft Streams*).
6. Regrouper les flux

Ces principes sont expliqués séparément dans les prochaines sections.

Avant d'appliquer ces six principes, il faut encore clarifier pour chaque procédé si et jusqu'où les conditions du procédé doivent être considérées comme modifiables ou non. Le bon choix de **la profondeur d'analyse** nécessite la connaissance des principes d'extraction des données et est décrit dans la section 9.3.2 pour des raisons didactiques.

PRINCIPE 1 Faire abstraction des HEXs et des accumulateurs

Dans cette étape, l'ingénieur(e) prend dans un premier temps de la distance par rapport à l'installation existante et se concentre uniquement sur les exigences du procédé indispensables au procédé de production.

Les étapes suivantes doivent être suivies :

1. "faire abstraction" des HEXs déjà en place dans l'installation ;
2. "faire abstraction" des accumulateurs qui ne sont pas pertinents pour le procédé et ne présentent pas d'exigence de température (voir l'exemple ci-dessous) ;
3. représenter toutes les étapes du procédé en un flux unique, si la composition du flux ne varie pas et que les exigences du procédé peu-

vent théoriquement être considérées en une seule étape de procédé (voir l'exemple ci-dessous).

Pour les procédés suivants, la composition du flux ne varie pas et les exigences du procédé peuvent théoriquement être définies en un flux :

- chauffage/refroidissement simple,
- évaporateur de mono-substance,
- condenseur.

A contrario, dans les procédés suivants, la composition du flux varie et par conséquent les exigences thermiques doivent être représentées par plusieurs flux :

- colonne d'absorption,
- laveur,
- mélange réactif dans un réacteur,
- colonne de distillation.

Exemple : pasteurisation de sirop de sucre

La Fig. 9-4 illustre un exemple de pasteurisation de sirop de sucre, comme utilisée par ex. dans l'industrie des boissons. Le sucre est ajouté à l'eau dans un tank de dissolution ; l'eau s'y trouve à une température de 40°C, sans quoi la solubilisation du sucre ne serait pas complète. La solution est réglée à env. 60 Brix, ce qui correspond à env. 0.6 kg de sucre par kg de sirop. Pour simplifier, il est admis que la solubilisation à la température de 40°C est une exigence du procédé, et que la température dans le tank de dissolution reste constante pendant l'ajout de sucre. La pasteurisation a lieu en continu.

A l'étape 1, l'installation est considérée sans aucun des HEXs existants (les échangeurs représentés à la Fig. 9-4 font partie de la solution de RC existante et non du cahier des charges. Il s'agit, dans un premier temps au moins, de "repartir à zéro", de s'affranchir du schéma actuel de la RC, afin de permettre, par l'analyse Pinch, de faire émerger d'autres solutions plus optimales, ou de confirmer le schéma actuel si celui-ci devait correspondre à la meilleure solution). Les exigences de production peuvent alors être définies selon le Tab. 9-2.

H/C	Fluide	\dot{m} [kg/h]	c_p [kJ/kgK]	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{H} [kW]
C1	Eau fr.	1'200	4.18	12	40	39
C2	Sirop	3'000	2.4	40	75	70
H1	Sirop	3'000	2.4	75	12	126

Tab. 9-2 Table des flux pour la pasteurisation de sirop selon la Fig. 9-4

A l'étape 2, il est maintenant vérifié si le tank de dissolution est pertinent pour le procédé et s'il a une exigence de température. C'est bien le cas, le tank de dissolution ne peut ainsi pas être supprimé de la modélisation.

Si le tank de dissolution était facultatif, il faudrait alors encore vérifier à l'étape 3 si la composition du flux entre C1 et C2 a été modifiée. C'est le cas (le sucre est ajouté).

Les étapes 2 et 3 confirment ainsi que les flux C1 et C2 ne peuvent pas être regroupés en un flux – la table des flux du Tab. 9-2 est ainsi bien correcte.

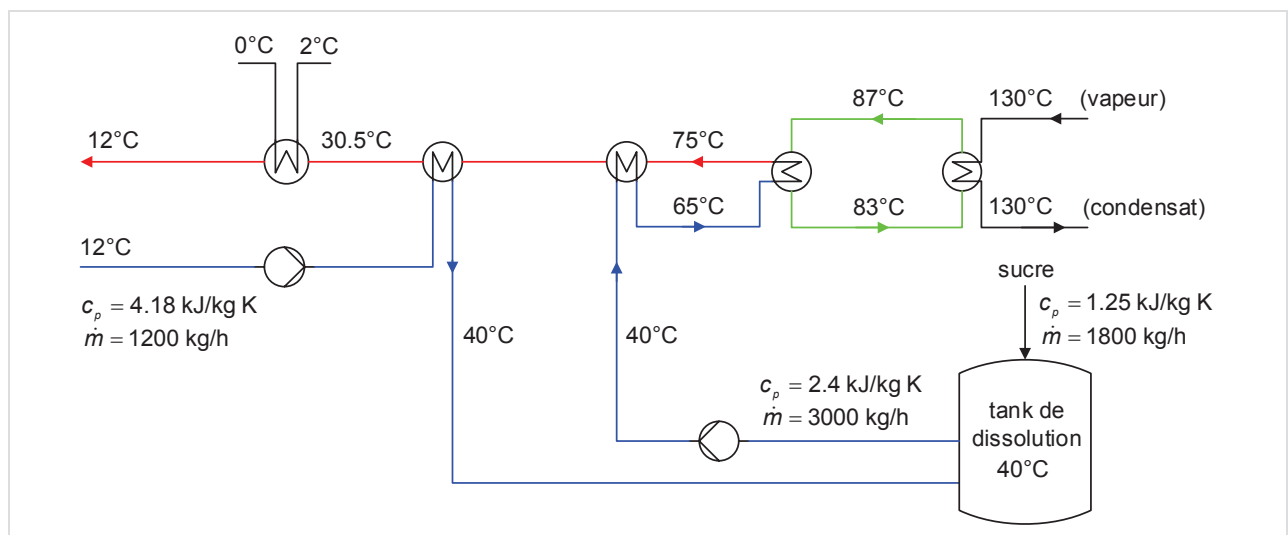
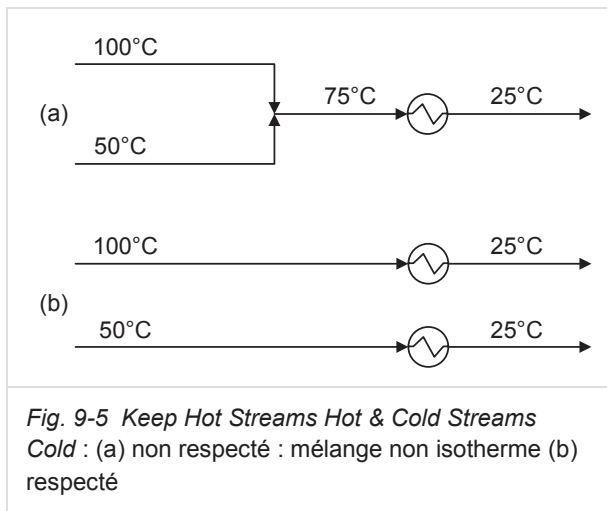


Fig. 9-4 Flowsheet simplifié de la pasteurisation de sirop de sucre

PRINCIPE 2 *Keep Hot Streams Hot and Cold Streams Cold*

Des flux présentant des niveaux de température différents ne doivent pas être mélangés (autrement dit : pas de mélange non isothermes). Éviter autant que possible la dégradation du niveau de température des flux chauds. De manière symétrique, maintenir les besoins de chaleur des flux froids à leur niveau de température le plus bas possible.

La Fig. 9-5 illustre cette règle. Deux flux doivent être refroidis de 100°C, resp. 50°C, jusqu'à 25°C. Il est admis que les deux flux ont un débit-masse identique et la même chaleur spécifique.

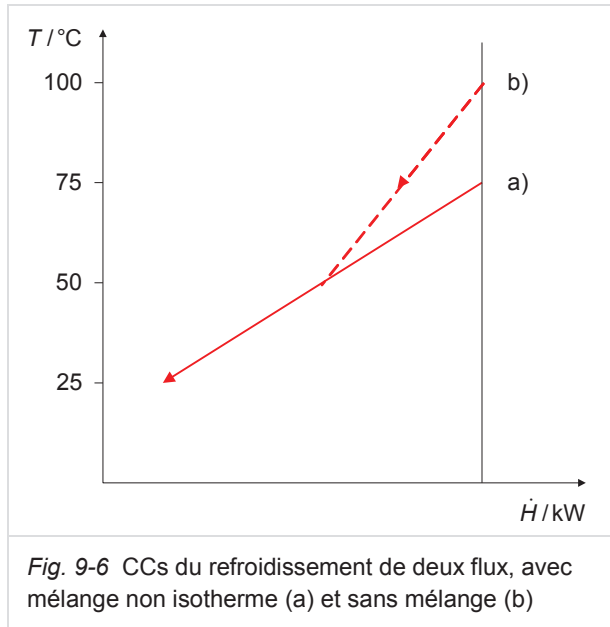


Dans la variante (a), les flux sont mélangés de manière non isotherme (le mélange réalise un transfert de chaleur interne réchauffant un flux de 50°C à 75°C en refroidissant l'autre flux de 100°C à 75°C). Ainsi seul un flux chaud de 75°C à 25°C est intégré à la table des flux.

Dans la variante (b), deux flux chauds séparés sont modélisés (de 100°C à 25°C et de 50°C à 25°C).

La Fig. 9-6 montre l'avantage de la modélisation selon la variante (b) : la puissance chaleur (différence de débit enthalpique) disponible est certes identique pour les deux variantes, mais le profil de température (CC chaude) est différent : une partie de la chaleur est disponible entre 75°C et 100°C, ce qui offre un meilleur potentiel de RC. En raison des différences de température accrues, les surfaces de transfert requises pour le chauffage des flux froids seront plus petites. D'autre part, si la modélisation séparée des deux flux selon (b) permet de "repousser" une partie de la chaleur libérée entre 100°C et 50°C de la zone en dessous du

pincement à la zone au-dessus du pincement (autrement dit si la température de pincement pour les flux chauds se situe entre 50°C et 100°C), le potentiel de RC sera alors augmenté.



Exception à la règle : selon la variante (a), il est théoriquement envisageable de réaliser le refroidissement avec un seul HEX. Si pour la modélisation selon la variante (b) :

- aucun potentiel de RC supplémentaire n'est exploité / exploitable,
- aucune réduction significative de la surface de transfert de chaleur n'est atteinte,

alors la variante (a) avec un seul HEX peut dans ce cas être plus rentable que la variante (b). Cependant, cette situation particulière ne peut être identifiée qu'après analyse des CCs et des transferts de chaleur entre flux correspondants. C'est pourquoi la modélisation selon la variante (b) est recommandée pour la première ébauche de la table de flux pour respecter le principe de base *Keep Hot Streams Hot and Cold Streams Cold*.

PRINCIPE 3 *Modélisation "du côté sûr"*

La valeur c_p d'une substance réelle n'est pas toujours constante sur le domaine de température considéré. Une linéarisation peut alors être effectuée *On the Safe Side*, comme l'illustre la Fig. 9-7. Pour des flux chauds, la linéarisation doit s'effectuer "par le dessous" du profil de température réel, autrement dit doit minorer le profil de température réel. Symétriquement, la linéarisation de flux froids doit se faire "par le dessus", autre-

ment dit majorer le profil de température réel. Cette manière prudente (*conservative*) d'approximer les flux évite des valeurs cibles de RC trop optimistes et non atteignables en pratique.

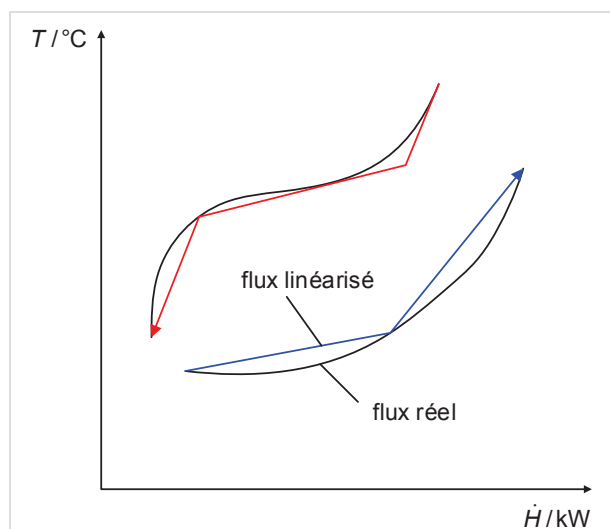


Fig. 9-7 Modélisation des flux *On the Safe Side*

Exemple de l'air humide

L'air humide (air extrait) est le rejet de chaleur le plus courant de l'industrie suisse. Pour rester du côté sûr, le refroidissement d'air humide doit être modélisé, en première approximation, comme un refroidissement à humidité absolue constante jusqu'à la température de rosée. La poursuite du refroidissement sur la courbe de saturation doit ensuite être discrétisée en des intervalles de températures adéquats.

Selon la température du fluide secondaire dans l'*HEX*, une condensation partielle de l'air humide peut avoir lieu avant d'atteindre le point de rosée. Le fluide secondaire n'est cependant connu qu'après la conception du *HEN*. Dans un tel cas, le dimensionnement de l'*HEX* doit éventuellement être adapté lors de l'élaboration des mesures. Dans de rares cas, une adaptation itérative de la table de flux est nécessaire.

Attention: lors de la modélisation d'air ou de gaz de fumée, le **débit-masse sec** est toujours utilisé. Ce dernier reste également constant durant la phase de condensation et seule la chaleur spécifique varie en fonction de la température. **La valeur c_p (kJ/kg K) de l'air humide se réfère à celle du débit-masse d'air sec.**

PRINCIPE 4 Modélisation par flux de substitution si nécessaire

Dans certains cas, il n'est pas judicieux de modéliser l'exigence du procédé elle-même. C'est en particulier le cas lorsque l'exigence thermique est étroitement liée à une technique de procédés donnée, et que cette dernière n'est pas remise en question.

Principes de base de modélisation par flux de substitution

- L'exigence du procédé (=flux) définie doit en pratique pouvoir être combinée avec un autre flux dans un *HEX*.
- Si une exigence du procédé (dans une installation existante principalement) est très étroitement liée à une condition de chauffage / refroidissement donnée, alors les conditions de chauffage, resp. de refroidissement, doivent être définies comme flux de substitution.

Exemples :

- un procédé de torréfaction de fèves de cacao n'est pas défini par les fèves de cacao à chauffer mais par l'air de torréfaction à chauffer ;
- l'eau à évaporer d'une bande de papier se définit par le besoin de chaleur dans le cylindre chauffé à la vapeur et par l'air entrant dans le capot ;
- l'évaporation d'eau dans un sécheur-atomiseur pour la production de lait en poudre est représentée par l'air chaud requis dans le sécheur ;
- le refroidissement de jus de fruit dans une bouteille, dans un tunnel de refroidissement est modélisé par le besoin d'eau de refroidissement ;
- la décongélation de baies dans un réservoir avec chauffage par double manteau est représentée par le chauffage du fluide dans le double manteau.

Dans les exemples ci-dessus, si l'exigence du procédé était directement prise en compte dans la table de flux, cela supposerait et il en résulterait des *HEXs* techniquement impossibles (par ex. le préchauffage de fèves de cacao avec des eaux usées). Et même si, pour le procédé de torréfac-

tion mentionné ci-dessus, une paire de substances théoriquement combinables devait en résulter lors de la conception de l'*HEN* (par ex. des fèves de cacao et de l'air chaud), la modélisation énergétique serait pourtant encore fautive : le chauffage des fèves avec de l'air chaud (par ex. dans un lit fluidisé ou dans le torréfacteur lui-même) ne peut pas être représenté avec les fonctions de coûts des *HEXs* utilisée par l'Analyse Pinch.

PRINCIPE 5 Identification des Soft Streams (flux non obligatoires)

Les *soft streams* sont des flux dont le potentiel thermique peut être utilisé, sans pour autant être une obligation. Des *soft streams* chauds courants sont les eaux usées ou l'air extrait.

Si par exemple des eaux usées sont disponibles à 25°C, elles peuvent être définies comme un *soft stream* dans la table de flux. La température finale T_{out} dans la table de flux sera fixée en première approximation à la température de l'eau fraîche (env. 12°C). La température de l'eau fraîche est pour ainsi dire le point de référence d'enthalpie nulle et un refroidissement des eaux usées en-deçà de cette température ne permet plus de RC.

Dans le cas d'air extrait "humide", l'approche est la même. La température cible T_{out} choisie pour la table de flux est ici la température ambiante.

Les *soft streams* ne doivent être utilisés que s'ils ne sont pas en concurrence avec une exigence du procédé. Autrement dit, les flux de procédé, qui représentent des exigences (obligatoires) du procédé, doivent être satisfaits en priorité. Ainsi, l'interprétation stricte des règles d'or du pincement consisterait à ne pas utiliser la chaleur des *soft streams* chauds en dessous du pincement (car cette zone présente déjà un excédent de chaleur avec les seuls flux de procédés obligatoires). Dans la pratique cependant, il est souvent pertinent de considérer ces *soft streams*, car les *HEXs* entre flux de procédé obligatoires (selon le *MER HEN*) peuvent rarement tous être mis en place.

La part utilisable des *soft streams* est définie lors du *targeting*, en ajustant de manière itérative la température cible T_{out} du (ou des) *soft stream(s)* conformément aux *CCs*, afin de ne pas concurrencer les exigences effectives (obligatoires) du procédé et de ne pas engendrer des coûts de chauffage ou de refroidissement fictifs.

Les *soft streams* froids sont modélisés de manière analogue aux *soft streams* chauds. Ils sont cependant bien plus rares dans l'industrie suisse.

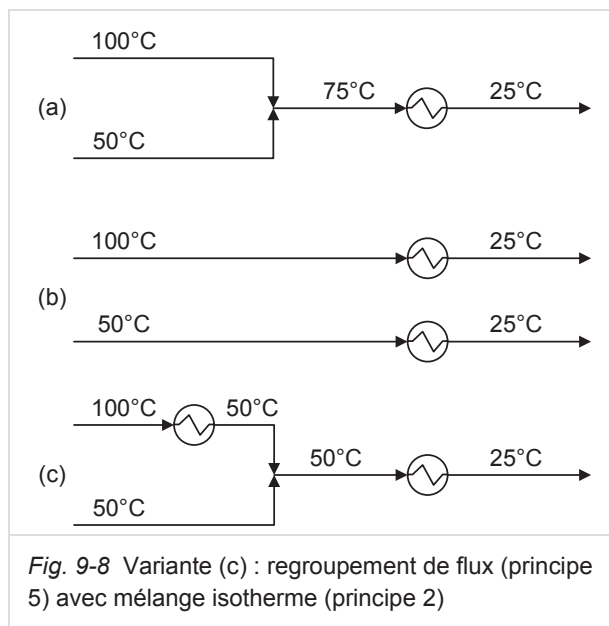
Il existe aussi de **soi-disant *soft streams***, comme par exemple l'évaporation du CO₂ dans l'industrie des boissons. L'évaporation s'effectue essentiellement en dessous de 0°C et en règle générale s'effectue au travers d'un *HEX*, qui utilise la chaleur ambiante. Un lieu d'implantation classique pour un tel *HEX* est par ex. un local à proximité de la chaufferie ou un mur de bâtiment ensoleillé. Comme une puissance effective de chauffage n'est pas associée, de telles exigences de procédé sont souvent oubliées. L'évaporateur pourrait effectivement être utilisé comme source froide, par exemple pour refroidir un circuit eau/glycol.

PRINCIPE 6 Regrouper les flux

Les flux concernant un même fluide présentant des exigences de températures identiques ou se chevauchant peuvent être regroupés, si cela est envisageable d'un point de vue technique des procédés, resp. si cela est déjà en place dans le procédé existant. Ainsi, la complexité de la modélisation peut le cas échéant être réduite et le *HEN* réalisé avec moins de *HEXs*.

Le regroupement de *soft streams* (par ex. de l'air extrait) peut aussi être pertinent dans la mesure où les températures et/ou les humidités absolues (dans le cas d'air extrait) ne diffèrent pas significativement.

La Fig. 9-8 reprend l'exemple de la Fig. 9-5. Dans la variante (c), les deux flux de la variante (b) sont regroupés à partir de 50°C. Contrairement à la variante (a), le mélange s'effectue ici de manière isotherme, compatible avec le principe 3 (*Keep Hot Streams Hot and Cold Streams Cold*). Du point de vue de la *CC* chaude, des variantes (b) et (c) sont identiques. Selon le(s) flux froid(s) concerné(s) par la RC, la variante (c) peut éventuellement être plus économe en place et en coûts. Ceci en raison de l'utilisation possible de l'entier de la chaleur rejetée en dessous de 50°C dans un seul *HEX*.



Lors de la réunion de flux, la faisabilité pratique doit absolument être prise en compte. Il existe souvent plus d'une solution. Si l'analyse de variantes sort du cadre de l'étude, il est également possible de représenter chaque flux séparément et d'attribuer un *HEX* à chacun séparément. Cela requiert en général de nombreux dédoublements de flux (*split*) et de nombreux *HEXs* ("*Spaghetti-Design*"), qui doivent finalement être "transcrits" à la main en une solution pratique.

Un regroupement pragmatique des flux simplifie l'établissement de *HENs* aisément réalisables en pratique.

9.3.2 Choix de la profondeur d'analyse pertinente en fonction du procédé

La définition de la profondeur d'analyse doit être adaptée spécifiquement à chaque procédé à optimiser. Elle constitue la première étape de l'extraction des données et en même temps celle avec les conséquences les plus étendues.

La table des flux selon le Tab. 9-2 définit les exigences du procédé de pasteurisation de sirop de sucre. Elle considère l'écoulement des produits eux-mêmes et est ainsi aussi proche que possible des exigences énergétiques du procédé. Le procédé est ainsi traité comme une "**boîte blanche**" (transparente) : il est intégralement connu et considéré comme modifiable.

La boîte blanche n'est pas possible ou pertinente dans tous les cas. Les 3 catégories les plus importantes de profondeur d'analyse en fonction du procédé sont décrites ci-après avec leurs avantages et leurs inconvénients.

Boîte blanche

Dans ce cas, les exigences thermiques du procédé (au sens de flux) au sein d'un procédé (au sens d'installation) sont intégralement connues. La table de flux est définie "aussi près que possible" du procédé.

Le traitement du procédé comme boîte blanche présente de loin le plus gros potentiel d'optimisation. Cependant, cette approche présup-

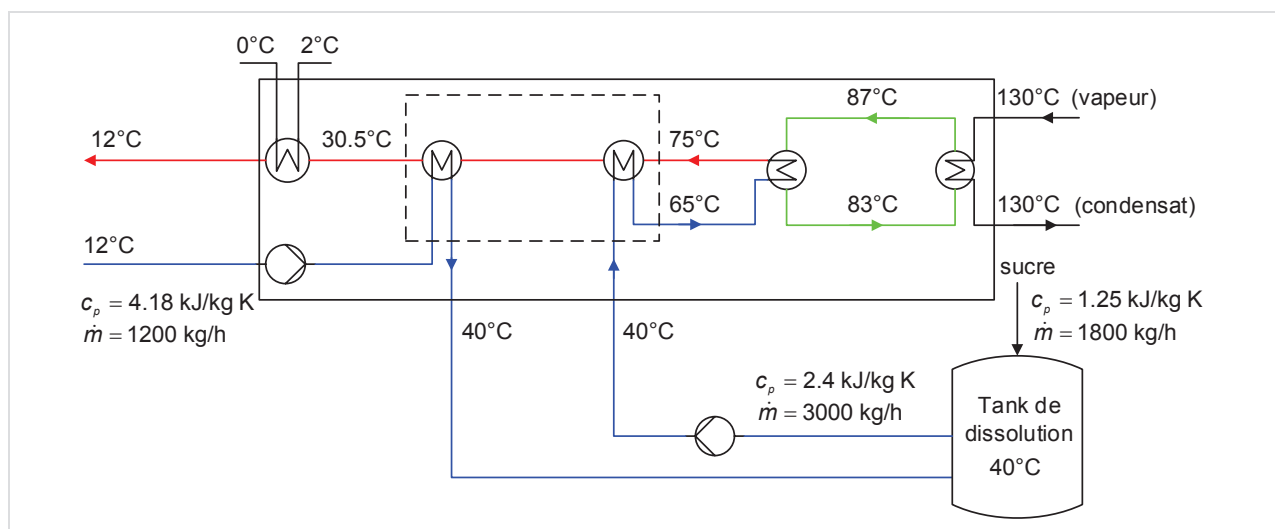


Fig. 9-9 Définition de la profondeur d'analyse pour l'établissement de la table de flux d'un pasteurisateur de sirop de sucre. **Boîte blanche** : pas de limite, le procédé entier est modélisé en détails. **Boîte grise** : limite intérieure (ligne traitillée), une partie du procédé n'est pas modifiable (dans ce cas la RC). **Boîte noire** : limite extérieure (ligne continue), seuls les besoins en utilités sont modélisés

pose que le procédé modélisé comme boîte blanche se laisse modifier ou même renouveler, si cela permet d'atteindre un potentiel de transfert de chaleur rentable.

Dans le cas du pasteurisateur de sirop de sucre, il est par ex. possible que le *Supertargeting* détermine une valeur ΔT_{min} optimale de 5 K (au lieu des 10 K existants) et que par suite la surface des deux secteurs de RC doive être augmentée.

Boîte grise

Dans le cas de la boîte dite "grise" (voir la zone intérieure en traitillé sur la Fig. 9-9), une partie du procédé est considérée comme fixe (non modifiable, pour diverses raisons). La table de flux est pour ainsi dire définie "à la périphérie" de cette partie fixe.

S'il s'agit, par ex. pour le pasteurisateur, d'un très vieux *HEX*, alors une augmentation de la surface de transfert de la RC (comme éventuellement identifiée avec une modélisation boîte blanche) pourrait équivaloir de fait à un renouvellement complet de l'*HEX* (par ex. parce que les joints ne seraient plus utilisables après démontage). Si les coûts du remplacement sont sans rapport avec le potentiel d'économie, alors l'*HEX* existant doit être considéré comme imposé (non modifiable). *Attention* : l'estimation préalable correspondante du potentiel d'économie doit toujours aussi considérer la possibilité d'un transfert de chaleur avec d'autres procédés.

La table de flux se traduit dans ce cas par le Tab. 9-3 (seulement les flux C1_v1 et H1). Elle prend uniquement en compte les besoins résiduels, c'est-à-dire les exigences du procédé qui ne sont pas déjà couvertes par une RC.

Dans certains cas, le réchauffement du sirop de sucre de 65°C à 75°C n'est possible, pour des raisons de qualité et d'hygiène, que par un circuit intermédiaire d'eau chaude (de 83°C à 87°C). Le circuit intermédiaire d'eau chaude doit alors être défini comme une exigence du procédé (voir Tab. 9-3, C1_v2 en remplacement de C1_v1).

Chaud/ Froid	Fluide	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	c_p [kJ/kgK]	\dot{H} [kW]
C1_v1	Sirop	65	75	2.4	20
C1_v2	Eau ch.	83	87	4.18	20
H1	Sirop	30.5	12	2.4	37

Tab. 9-3 Table de flux de la pasteurisation de sirop de sucre selon la Fig. 9-9 9-9 avec l'approche boîte grise. Le flux C1 est représenté selon 2 variantes

La modélisation boîte grise présente l'avantage de ne pas toucher aux parties critiques du procédé. L'optimisation énergétique (si des mesures sont identifiées) est ainsi réalisable avec une grande probabilité. Mais le potentiel d'optimisation s'en trouve simultanément réduit.

Boîte noire

Avec la boîte noire (voir Fig. 9-9, limite extérieure, ligne continue), le procédé est considéré comme inconnu, intouchable, énergétiquement insignifiant ou non modifiable de manière rentable. La table de flux ne représente dans ce cas que les besoins des utilités requises pour satisfaire les exigences du procédé.

La boîte noire a de loin le plus faible potentiel d'optimisation des trois approches.

La table de flux s'établit dans ce cas comme suit:

Chaud/ Froid	Fluide	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{H} [kW]
C1	Vapeur	130	130	20
H1	Eau glacée	2	0	37

Tab. 9-4 Table de flux de la pasteurisation de sirop de sucre selon la Fig. 9-8 avec l'approche boîte noire. Comme la vapeur représente de la chaleur latente, aucune valeur c_p n'est indiquée ici pour simplifier

Les puissances des flux C1 et H1 correspondent ainsi aux puissances selon le Tab. 9-3.

La figure suivante représente les CCs résultantes de la pasteurisation du sirop de sucre selon les différentes approches : boîte blanche, boîte grise et boîte noire.

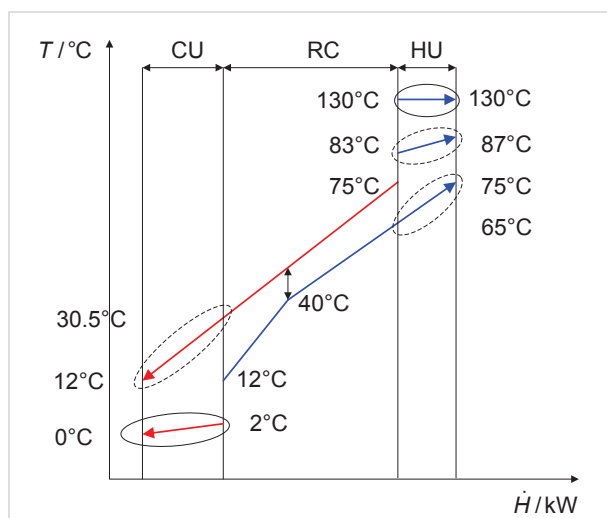


Fig. 9-10 CCs de la pasteurisation du sirop de sucre selon la **boîte blanche** (CCs chaude et froide complètes), la **boîte grise** (seule une partie de la CC chaude/froide dans les cercles en traitillé) et la **boîte noire** (CC chaude et froide au niveau de température le plus bas/haut, dans les cercles en traits continus)

La Fig. 9-10 montre clairement que le passage de la boîte blanche à la boîte grise peut engendrer une diminution du potentiel d'optimisation étant donné que les transferts de chaleur existants ne sont pas remis en question.

Le passage de boîte blanche à boîte grise est particulièrement désavantageux lorsque le procédé considéré séparément est déjà optimisé en lui-même, mais qu'au regard de l'ensemble de l'installation, il transfère de la chaleur à travers le pincement. C'est souvent le cas lorsque la RC du procédé utilise de grands ΔT pour les transferts et que le ΔT_{min} de l'installation complète est par contre sensiblement plus petit.

Recommandation sur le choix de la profondeur d'analyse

La délimitation de la boîte grise par rapport aux boîtes blanche et noire n'est naturellement pas absolue et peut être déplacée à choix. Ainsi il est par ex. envisageable de considérer le refroidissement par eau glacée comme imposé et le chauffage par eau chaude comme modifiable. La modélisation reste à l'appréciation de l'ingénieur(e) et doit dans chaque cas prendre en compte les conditions cadres spécifiques des procédés et de l'exploitant.

Afin de permettre une optimisation énergétique sans préjugé et de ne pas réduire le potentiel de

transfert de chaleur avant même la connaissance des CCs, l'approche de la boîte blanche est recommandée dans le cas d'une nouvelle installation (*grassroot*), pour tous les procédés énergétiquement pertinents.

Dans le cas d'un assainissement / réaménagement (*retrofit*) également, la boîte blanche doit être utilisée en cas de doute – dans tous les cas les HEXs impossibles peuvent toujours être adaptés ultérieurement lors de la conception du HEN, ou être supprimés lors de la définition des mesures.

9.4 Traitement de cas particuliers, conseils pour la modélisation

Il existe différents cas particuliers, dont la modélisation n'est pas évidente à première vue. Quelques uns sont décrits brièvement ci-après.

Vapeur directe

Si l'injection de vapeur directe est nécessaire (par ex. pour la stérilisation ou le réchauffement rapide d'un produit), la vapeur directe devrait être définie comme l'exigence du procédé et non pas les exigences propres du procédé (modélisation par un flux de substitution). La vapeur doit alors être définie de la température de l'eau d'alimentation jusqu'à la température et pression de consigne. La modélisation de l'eau d'appoint est décrite dans le paragraphe suivant. Selon le principe 6 de l'extraction des données (regroupement des flux), les différentes exigences de vapeur à un niveau de température (resp. pression) identique ou approchant doivent autant que possible être regroupées.

Dans le cas d'un projet de réaménagement, si aucun rejet de chaleur n'est à disposition pour la production de la vapeur, et qu'aucune optimisation des utilités n'est prévue, la vapeur directe peut également être négligée.

Vapeur comme exigence du procédé

Si la vapeur est le seul agent énergétique possible pour le chauffage indirect d'un procédé existant (par ex. pour une calandre industrielle existante dans une blanchisserie, dont le cylindre est chauffé par de la vapeur indirecte), alors elle doit également être définie comme de la vapeur (modélisation d'un flux de substitution, approche boîte noire). La définition des exigences propres au procédé (par ex. l'évaporation de l'eau de la lessive) ne serait pas pertinente.

Eau d'alimentation

La préparation de l'eau d'alimentation présente souvent un potentiel d'optimisation, c'est pourquoi elle doit être considérée dans la modélisation (à partir de sa température d'alimentation) en plus des exigences de la vapeur. En règle générale, le réchauffement du retour des condensats (par. ex. à une température moyenne de 75°C) jusqu'à la température de la bache l'alimentation (par ex. 104°C) est intégré dans la modélisation, après déduction d'env. 15 K (c-à-d 89°C). Les 15 K sont déduits car pour un dégazage satisfaisant dans la bache d'alimentation, une élévation de température de 15 K est généralement nécessaire. Cette élévation de température doit être réalisée avec de la vapeur directe, et constitue ainsi une exigence de vapeur directe. Afin de ne pas inutilement complexifier l'ensemble, cette exigence de vapeur directe peut, en règle générale, être négligée, ou alors être considérée dans l'efficacité globale de la production d'énergie.

S'il existe des consommateurs significatifs de vapeur directe ou des pertes de vapeur/condensats, l'eau d'appoint froide doit également être définie comme une exigence de procédé de 12°C env. à 89°C par ex.

Attention : le débit de retour des condensats est directement lié à la puissance de l'utilité chaude (vapeur) consommée; il dépend donc du degré de RC défini par la position des CCs, resp. des mesures d'économie effectivement mises en œuvre. C'est pourquoi le débit-masse des condensats considéré devrait être adapté par itération ou au moins être contrôlé une fois de plus après l'élaboration du HEN.

Déperditions thermiques

Des **déperditions thermiques significatives et prévisibles des conduites** peuvent provisoirement être considérées dans les exigences du procédé par une correction de température. Si par ex. de l'eau de procédé doit être chauffée de 12°C à 50°C et qu'elle perd 2 K sur le chemin (déjà connu), alors l'exigence du procédé peut être définie de 12°C à 52°C.

Lors de la conception du HEN, de **grandes déperditions thermiques attendues dans les HEXs** peuvent être provisoirement prises en compte (par ex. un HEX air-air à haute température). Ainsi dans la cascade de RC, il est important de

s'assurer que les températures atteintes entre les cascades ne soient pas directement critiques pour le procédé. Dans le cas contraire, il faut prévoir sur les flux chauds des "tampons de pertes" (*heat loss buffer*) lors de l'établissement du réseau. De cette manière, la puissance effectivement disponible et transférée aux flux froids sera réduite de manière correspondante.

Combustion directe

Dans certains procédés (par ex. torréfaction des fèves de cacao), le chauffage par les gaz de combustion est possible, ce qui permet de recourir à la combustion directe.

Ce faisant, un HEX spécifique est supprimé et la définition d'un flux de substitution (air chaud) n'est pas pertinente. Dans ce cas, le préchauffage de l'air de combustion du brûleur peut être ajouté comme exigence du procédé dans la modélisation (chauffage de l'air ambiant, typiquement à env. 20°C, jusqu'à 40°C par ex.). Le préchauffage n'est toutefois pas toujours possible (volumes d'air, oxydes d'azote) et doit au préalable être discuté avec le fabricant du brûleur.

Dans tous le cas, l'air extrait d'une combustion directe doit être intégré à la modélisation. L'humidité a une grande influence sur le potentiel de RC et doit être estimée suffisamment précisément.

Gaz de fumée

Les gaz de fumée des chaudières doivent impérativement faire partie de la modélisation énergétique. Ils devraient en fait être considérés comme partie intégrante de l'utilité lors de l'optimisation des utilités. Si aucune optimisation des utilités n'est prévue ou qu'elle n'est pas directement supportée par l'outil utilisé, les gaz de fumée peuvent cependant être définis en tant que *soft streams* dans la table des flux.

Attention: le débit de gaz de fumée est directement lié à la puissance de l'utilité chaude consommée; il dépend donc du degré de RC défini par la position des CCs, resp. des mesures d'économie effectivement mises en œuvre. C'est pourquoi le débit-masse des gaz de fumée devrait être adapté par itération ou au moins contrôlé une fois de plus après l'établissement du HEN.

Comme dans le cas de l'air (humide), le débit-masse de gaz de fumée doit être défini en kg de gaz sec par h.

Condenseur à mélange / *quench* / éjecteur à eau

Les *condenseurs à mélange* sont mis en place notamment en raison de leurs faibles coûts d'investissement et de leur grande surface spécifique de transfert, par ex. en combinaison avec une pompe à vide à éjecteur de vapeur ou une installation d'évaporation. La vapeur à condenser est amenée en contact direct avec le fluide de refroidissement.

En génie des procédés, *quenching* désigne notamment l'absorption de polluants et de chaleur. Ce procédé est par ex. utilisé pour le traitement des gaz de fumée : les gaz de fumée chauds sont canalisés dans un cylindre d'acier monté verticalement et sont refroidis avec de l'eau pulvérisée.

Les *pompes à jet d'eau* sont souvent utilisées dans les laboratoires. Elles sont également utilisées en production industrielle, par ex. pour la stérilisation de matières en vrac : un réservoir de charge est rempli de matière en vrac et stérilisé par injection de vapeur directe (vapeur directe : voir plus haut). Afin de passer d'une surpression à une dépression contrôlée, sans entraîner la matière en vrac, une pompe à jet d'eau peut être utilisée. Les buées se dégageant lors de l'abaissement de pression sont aspirées par la pompe et simultanément condensées par le jet d'eau.

Les trois exemples ci-dessus ont en commun un procédé étroitement lié à composant, et la mise en contact direct du flux chaud (vapeur) avec un fluide de refroidissement. Une modélisation de la vapeur comme flux chaud dans l'analyse Pinch est ainsi pertinente uniquement si la vapeur peut être utilisée de manière alternative à travers un *HEX*.

Si ce n'est pas le cas, seules les eaux usées chaudes ou les gaz sortants (dans le cas d'un condenseur à mélange, resp. du refroidissement rapide par *quenching*) doivent être intégrés à la modélisation.

Refroidissement des compresseurs d'air

De 70 à plus de 90% de l'énergie nécessaire à la production d'air comprimé est à disposition sous forme de rejets de chaleur pour une RC. Pour les compresseurs équipés d'un circuit de refroidissement à eau en particulier, ces rejets de chaleur peuvent être facilement exploités et le refroidissement peut alors être intégré comme flux chaud à la table de flux.

Refroidissement des machines frigorifiques

Le potentiel de rejets de chaleur des machines frigorifiques est en général à disposition à un niveau de température plutôt bas (par ex. condensation à 45°C). Si le refroidissement s'effectue à l'eau, les rejets de chaleur peuvent facilement être exploités et le circuit de refroidissement peut alors être intégré à la table de flux (par ex. comme flux chaud de 40°C à 20°C). Si le refroidissement s'effectue à l'air, la RC est difficile. Le refroidissement peut dans tous les cas être intégré à la table de flux pour l'estimation du potentiel de RC d'un futur refroidissement à eau.

Attention: la puissance au condenseur de la machine frigorifique est dépendante de la puissance frigorifique nécessaire et ainsi de la position relative des CCs, ou plutôt des mesures d'économies d'énergie réalisées ! C'est pourquoi elle doit être adaptée par itération ou au moins être contrôlée une fois de plus après l'établissement du réseau *HEN*.

9.5 Exemples de modélisation énergétique

Chauffage d'un produit

Un produit est préchauffé de 10°C à 25°C, stocké temporairement dans une cuve d'accumulation, puis réchauffé à 70°C par une RC, et finalement chauffé à une température cible de 150°C avec de la vapeur (voir Fig. 9-11). Il est admis que la valeur c_p reste constante pendant le processus de chauffage de 10°C à 150°C. Le stockage intermédiaire est nécessaire pour le découplage entre deux étapes de procédés travaillant à des rythmes différents, mais son niveau de température peut toutefois être choisi librement.

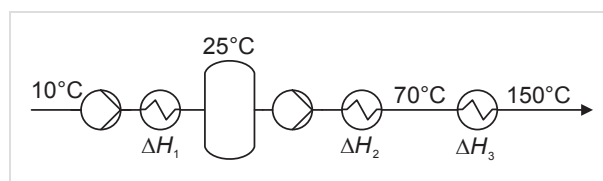


Fig. 9-11 Faire abstraction des *HEXs* et des accumulateurs lors de l'extraction des données

Selon le 1^{er} point du principe 1, les différents *HEXs* sont ignorés, ce qui conduit à définir 2 flux : la partie A de 10°C à 25°C et la partie B de 25°C à 150°C.

Selon le 2^{ème} point du principe 1, le stockage intermédiaire peut aussi être "oublié", car il ne doit

pas obligatoirement être maintenu à 25°C. Comme la composition du flux est identique pour les 2 étapes de chauffage (3^{ème} point du principe 1), les exigences de procédé peuvent finalement être définies par un flux de 10°C à 150°C. Après optimisation énergétique, la température de travail de l'accumulateur (si celui-ci reste indispensable pour des raisons opérationnelles) résultera des *HEXs* placés sur ce flux lors de la conception du *HEN*.

Si par contre des additifs (même en très faible quantité de manière à encore satisfaire au 3^{ème} point du principe 1) étaient ajoutés dans le stockage intermédiaire, et que ceux-ci ne pourraient être ajoutés qu'à une température de 25°C, alors les parties A et B devraient rester séparées.

Refroidissement de condensat

La Fig. 9-12 illustre le refroidissement de condensat surchauffé dans une fabrique de papier. Le condensat (resp. buées) à 3 bar(a) est amené dans le condenseur de buées, y est détendu, s'y revaporise partiellement à env. 1 bar(a) et 100°C, puis est condensé, sous-refroidi et retourné à la chaufferie à une température de 95°C. Le refroidissement s'effectue avec de l'eau fraîche, qui se réchauffe ainsi de 12°C à 50°C.

Il existe trois variantes de modélisation des exigences de procédé (voir Fig. 9-13) : la variante C1a représente le sous-refroidissement des condensats de 130°C à 95° dans un diagramme T, \dot{H} . Elle exploite au maximum la différence de température disponible, sans prendre en compte la construction actuelle du condenseur des buées. Elle correspond ainsi à l'approche boîte blanche.

La variante C1b décrit la solution actuelle, à savoir la condensation des buées à 100°C, resp. 1 bar(a) ainsi que le sous-refroidissement de 100°C à 95°C. Cette variante admet comme imposée une partie de la condensation des buées (la baisse de pression et la condensation à 100°C, mais pas le refroidissement avec l'eau fraîche). Elle correspond ainsi à l'approche boîte grise.

La variante C1c modélise les exigences du procédé au niveau de l'eau de refroidissement et non plus au niveau du condensat. Elle considère le refroidissement avec l'eau fraîche comme imposé et correspond ainsi à l'approche boîte noire : seule l'eau de refroidissement de 50°C à 12°C peut être utilisée pour de la RC.

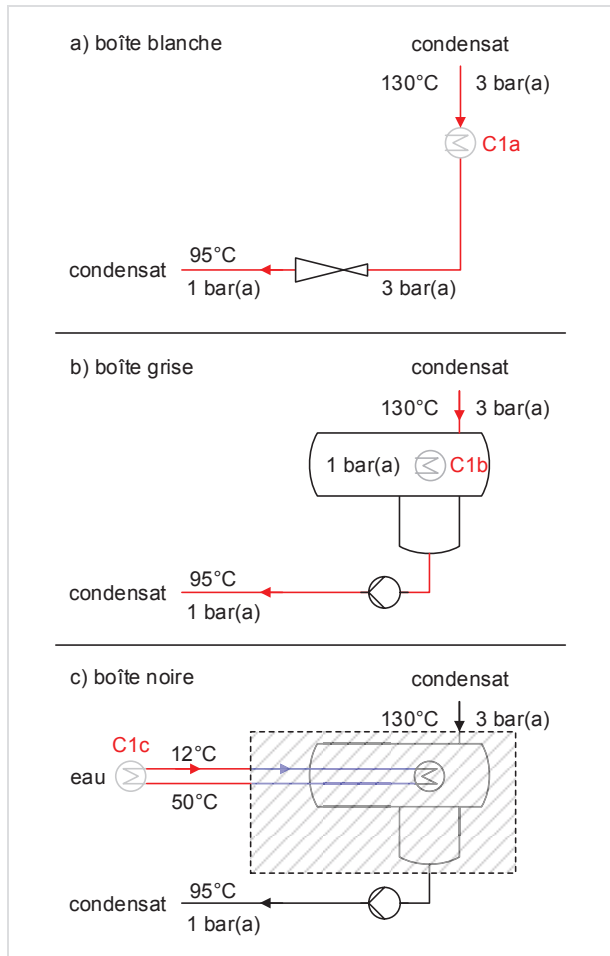


Fig. 9-12 Cascade vapeur-condensat dans une fabrique de papier: 3 variantes de modélisation

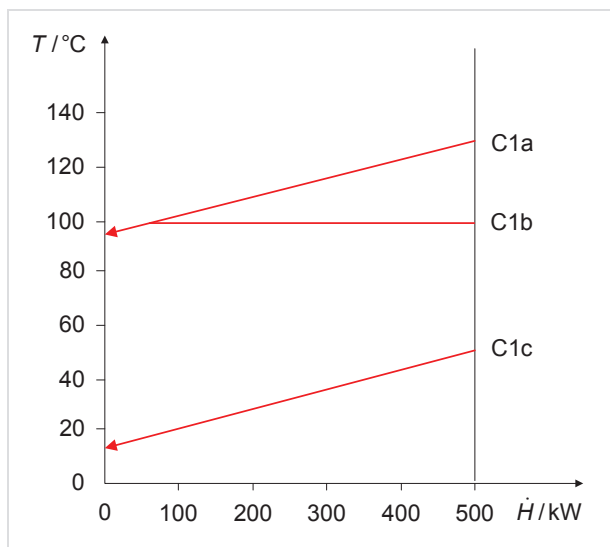


Fig. 9-13 Modélisation du sous-refroidissement des condensats en trois variantes

La Fig. 9-13 illustre clairement qu'une modélisation "aussi proche que possible du procédé" conduit

dans tous les cas à un gradient de température plus élevé par rapport aux flux froids. Si la modélisation selon C1a ou C1b permet de "remonter" une partie du flux ou le flux complet au-dessus du pincement (où il existe un déficit de chaleur), alors le potentiel d'économie du système complet sera augmenté !

Ventilation de bâtiment

La ventilation d'une halle de production est un bon exemple pour l'analyse de variantes.

L'exigence effective du procédé pour la ventilation est le chauffage de l'air extérieur, par ex. de 8°C en moyenne à 20°C, avec 200 kW de puissance chaleur (variante 1). En intégrant cette exigence directement dans la modélisation, la mise en œuvre du *MER HEN* conduit éventuellement à un grand nombre d'*HEXs*, dans lesquels divers flux chauds transmettent leur chaleur à l'air. Cette solution nécessite éventuellement d'installer des gaines de ventilation de grande section à travers la halle de production.

Une solution alternative (variante 2) consiste en une boucle intermédiaire d'eau glycolée (de même puissance, par ex. de 40°C à 60°C) entre les différentes sources / rejets de chaleur et une batterie de chauffage d'air neuf à un endroit minimisant la longueur des gaines de pulsion. Cette solution est en général plus économe en place et probablement aussi en coûts d'investissement.

La Fig. 9-14 montre l'effet de la modélisation énergétique pour un exemple de procédé avec un ΔT de 10 K : dans la partie supérieure, la CC froide inclut les besoins de chauffage de l'air neuf selon la variante 1 (200 kW de 8°C à 20°C) ; dans la partie inférieure, la CC froide inclut dans ce cas les besoins en chaleur au niveau de la boucle d'eau glycolée selon la variante 2 (200 kW entre 40°C et 60°C). Le potentiel de RC selon la variante 1 est de 318 kW, respectivement de 200 kW selon la variante 2.

Il revient alors à l'ingénieur(e) d'apprécier si le potentiel d'économies supplémentaires de 118 kW justifie les coûts d'investissement plus élevés pour les gaines de ventilation.

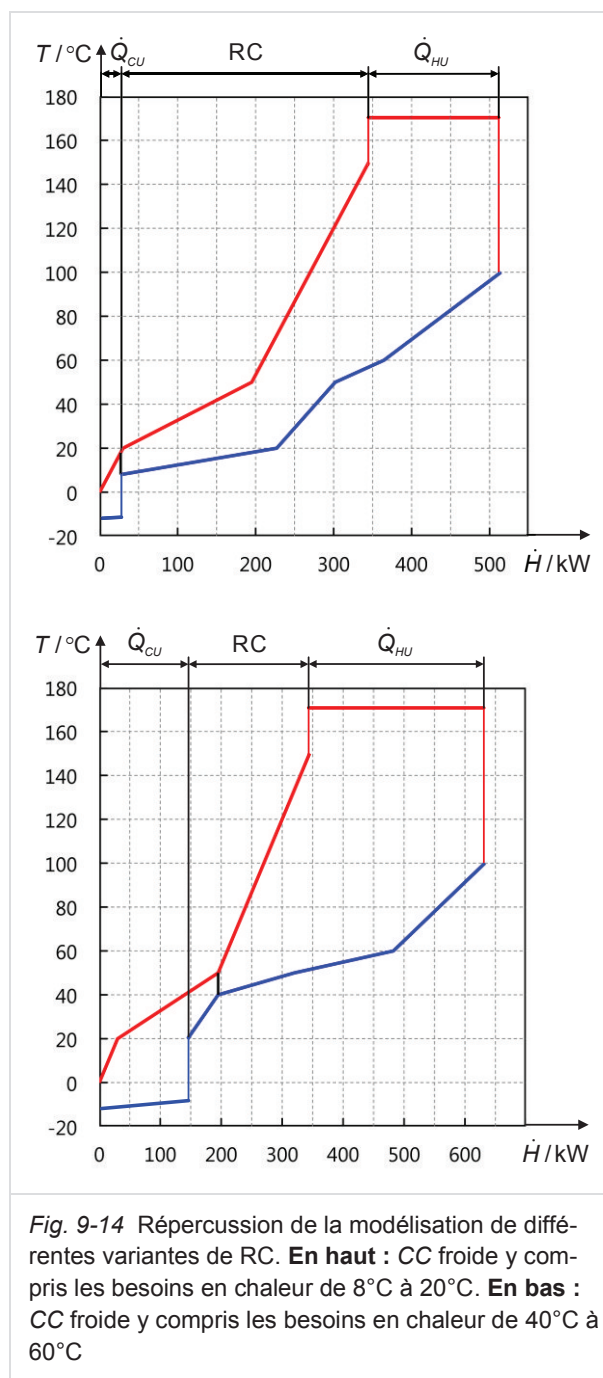


Fig. 9-14 Répercussion de la modélisation de différentes variantes de RC. **En haut** : CC froide y compris les besoins en chaleur de 8°C à 20°C. **En bas** : CC froide y compris les besoins en chaleur de 40°C à 60°C

10 Exemple d'analyse Pinch d'un procédé continu

L'exemple simplifié suivant concerne une production d'arômes au moyen de séchage par atomisation. Il décrit pas à pas la réalisation d'une analyse Pinch, depuis la modélisation énergétique jusqu'à l'établissement du nouveau diagramme d'écoulement (*flowsheet*) du procédé. Il montre comment une **analyse Pinch** peut être utilisée comme "**carte et boussole**" lors de l'élaboration de mesures. L'exemple montre également de manière délibérée que le passage de l'optimum théorique à la mise en œuvre pratique nécessite d'accepter des compromis, afin d'obtenir une solution techniquement faisable, et apte à être exploitée de manière fiable.

Le diagramme d'écoulement simplifié de la Fig. 10-1 montre une première proposition de concept pour une nouvelle installation de production d'arômes au moyen de la technique de séchage par atomisation. Outre le sécheur-atomiseur, une installation d'oxydation thermique régénérative (OTR) est exploitée (voir Fig. 10-1, à droite), dans laquelle les composés organiques (substances odorantes) sont détruits. Le nettoyage du sécheur-atomiseur requiert une grande quantité d'eau de nettoyage (EN), qui doit aussi être chauffée dans l'installation. Le sécheur-atomiseur et le procédé OTR/EN ne se trouvent pas dans le même local, mais sont situés à proximité l'un de l'autre. Ce concept initial atteint globalement env. 1'300 kW de RC avec une boucle de récupération de chaleur indirecte pour le sécheur-atomiseur (voir *HEXs* 1.1 et 1.2 de la Fig. 10-1) et avec un *HEX* entre l'air extrait de l'OTR et l'eau de nettoyage (voir *HEX* 2 de la Fig. 10-1).

Ce concept initial doit être optimisé par une analyse Pinch. Les hypothèses suivantes peuvent être faites :

- le chauffage de la totalité de l'air frais à 20°C fonctionne en hiver et à la mi-saison. Il est déjà réalisé avec une RC et doit en conséquence être négligé dans le présent exemple ;
- le sécheur-atomiseur, le lit fluidisé et le filtre dans le périmètre de la Fig. 10-1 doivent rester inchangés (selon discussions avec le client). Le procédé du sécheur-atomiseur doit

ainsi être considéré comme une boîte grise (voir la ligne traitillée) ⁵;

- les conditions du procédé au sein et à l'interface de la boîte grise sont indispensables et correspondent bien aux exigences du procédé ;
- l'humidité des flux d'air neuf peut être admise égale à 6 g d'eau par kg d'air sec ;
- la boucle de récupération de chaleur indirecte utilisée pour la RC entre l'air extrait et l'air principal du sécheur-atomiseur n'est pas impérative. Un *HEX* air/air pourrait par ex. également être implanté ;
- l'air extrait de l'OTR peut, mais ne doit pas impérativement, être refroidi. Dans le présent concept, il est utilisé pour réchauffer la totalité du volume d'eau de nettoyage jusqu'à la température de consigne de 85°C ;
- comme le sécheur-atomiseur et le procédé OTR/EN sont situés à proximité l'un de l'autre, ils peuvent, au sens de l'Analyse Pinch, être examinés comme un seul procédé, avec une table de flux commune et des CCs correspondantes.

⁵ Le mélange non isotherme de l'air extrait du sécheur-atomiseur et de l'air extrait du lit fluidisé n'est pas optimal selon le principe 2 de l'extraction des données (voir section 9.3.1). Pour exploiter ces sources de chaleur à leur niveau de température effectif, l'air extrait du sécheur-atomiseur et l'air extrait du lit fluidisé devraient être modélisés séparément. Un *HEX* ne peut être placé qu'après le filtre en raison de la forte teneur en poudre de l'air extrait. Par suite, deux filtres (avec débit d'air frais auxiliaire correspondant) seraient nécessaires pour l'utilisation maximale des deux profils de température et l'analyse Pinch devrait dans ce cas prendre en compte les flux d'air extrait après les deux filtres. Cette variante (démarche boîte blanche) pourrait être évaluée en accord avec le maître d'ouvrage et le fabricant de l'installation.

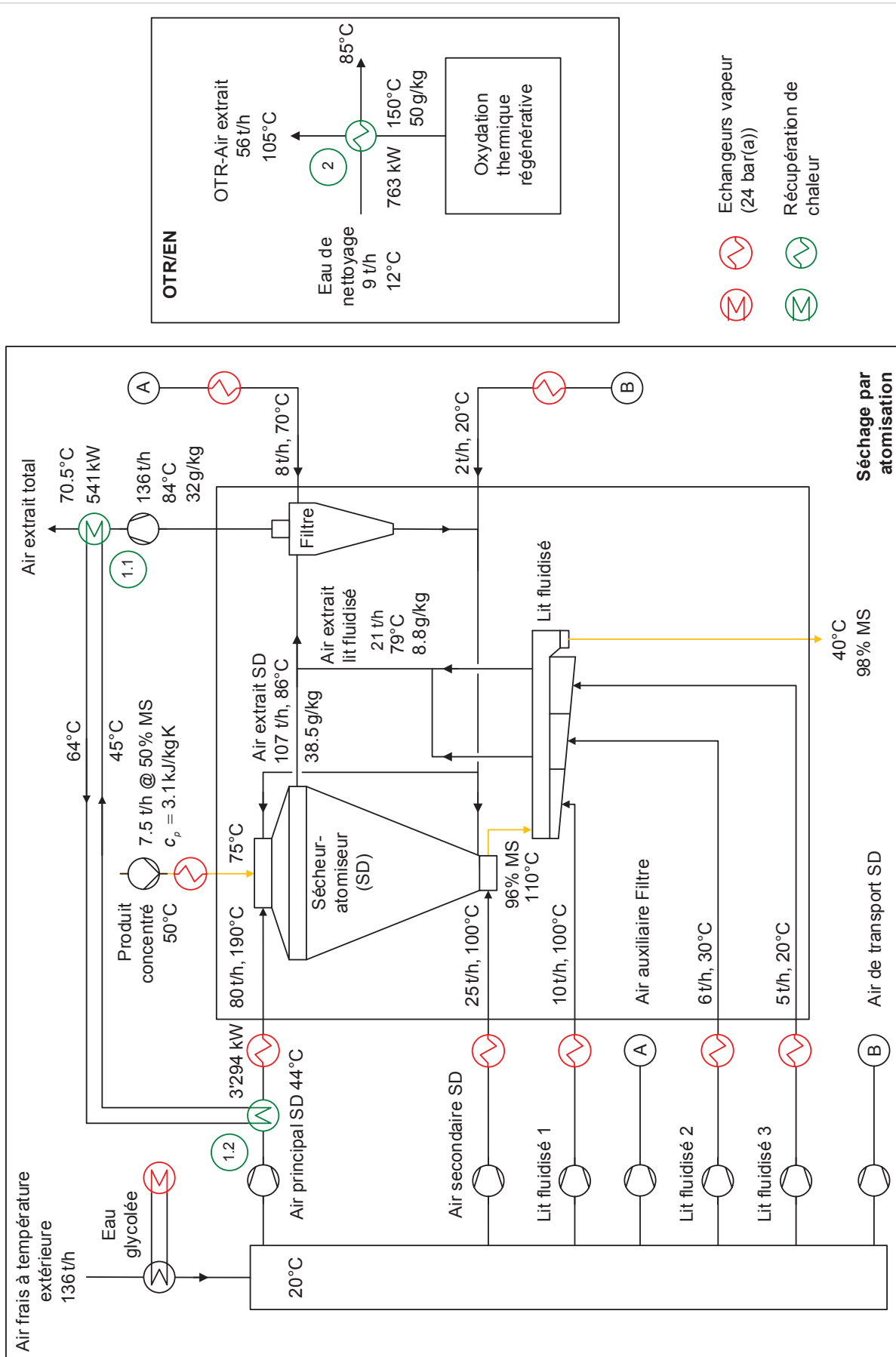


Fig. 10-1 Flowsheet simplifié pour la production d'arômes au moyen d'un sécheur-atomiseur. **A gauche:** sécheur-atomiseur **A droite:** oxydation thermique régénérative (OTR) et chauffage de l'eau de nettoyage (EN)

Modélisation énergétique

La table de flux de la production d'arômes est donnée par le Tab. 10-1 (a).

Remarque: l'évaporation de l'eau, ou plutôt le séchage de l'arôme, n'apparaît pas dans la table de flux! L'exigence du procédé constitue la seule contribution directe au chauffage du produit.

Comme l'air extrait de l'OTR et l'air extrait du sécheur-atomiseur peuvent, mais ne doivent pas impérativement, être refroidis, les deux flux sont définis comme des *soft streams* (voir section 9.3.1, principe 5). Les deux flux d'air extrait étant des flux d'air humide qui condensent après le point de rosée, ils sont segmentés, chaque segment étant caractérisé par sa propre valeur c_p (voir section 9.3.1, principe 3).

Sur la base de la table de flux, les CCs peuvent désormais être générées. Afin de calculer la valeur optimale de ΔT_{min} des CCs dans le *Supertargeting*, les données de base d'exploitation et les utilités suivantes sont considérées.

Données de base d'exploitation pour le *Supertargeting*

Le sécheur-atomiseur et le procédé OTR/EN fonctionnent simultanément et durant env. 5'000 h par an.

Les données économiques de base sont les suivantes:

- durée d'amortissement: 10 ans
- taux d'intérêt: 8%
- coût fixe a par HEX: 10'000 CHF
- coût de référence $C_{HEX,REF}$ d'un HEX d'une surface de référence $A_{HEX,REF}$ de 100 m²: 120'000 CHF
- exposant m de la fonction de coût d'un HEX : 0.71

L'utilité chaude représentée à la Fig. 10-1 (b) est définie comme de la vapeur à 24 bar(a) (voir Tab. 10-1 (b)). Elle est déjà produite sur site pour une autre ligne de production. Le prix de la vapeur est de 8.1 cts/kWh.

Tous les flux chauds sont des *soft streams* qui peuvent être refroidis, mais ne doivent pas impéra-

+/-	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	m [kg/s]	Cp [kJ/(kg*K)]	Phase Change [kJ/kg]	α [W/(m ² *K)]	Pressure [bar(a)]	CP [kW/K]	ΔH [kJ]	Fluid	Humidity Ratio In [kg/kg]	Soft
	Air principal SD	↗	20	190	22.222	1.0151	-	50	1	22.56	3834.97	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
	Air secondaire SD	↗	20	100	6.9444	1.0151	-	50	1	7.05	563.97	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
	Lit fluidisé I	↗	20	100	2.778	1.0151	-	50	1	2.82	225.61	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
	Lit fluidisé II	↗	20	30	1.6667	1.0151	-	50	1	1.69	16.92	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
	Air auxiliaire Filtre	↗	20	70	2.219	1.0151	-	50	1	2.25	112.63	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
☐	Air extrait total	↘	84	25	37.7778	1.5473	-	-	1	58.45	3448.77	HumidAir	0.032	<input checked="" type="checkbox"/>
	1	↘	84	32.46	37.7778	1.0635	-	50	1	40.18	2070.75	HumidAir	0.032	<input checked="" type="checkbox"/>
	2	↘	32.46	30.59	37.7778	5.5077	-	100	1	208.07	387.89	HumidAir	0.0286	<input checked="" type="checkbox"/>
a)	3	↘	30.59	28.73	37.7778	5.0707	-	100	1	191.56	357.11	HumidAir	0.0256	<input checked="" type="checkbox"/>
	4	↘	28.73	26.86	37.7778	4.6742	-	100	1	176.58	329.19	HumidAir	0.0229	<input checked="" type="checkbox"/>
	5	↘	26.86	25	37.7778	4.3143	-	100	1	162.98	303.84	HumidAir	0.0204	<input checked="" type="checkbox"/>
	Produit concentré	↗	50	75	2.0833	3.1	-	1000	-	6.46	161.46	Simple	-	<input type="checkbox"/>
☐	OTR-Air extrait	↘	150	25	15.5556	1.6776	-	-	1	26.1	3261.99	HumidAir	0.05	<input checked="" type="checkbox"/>
	1	↘	150	40.12	15.5556	1.0969	-	50	1	17.06	1874.95	HumidAir	0.05	<input checked="" type="checkbox"/>
	2	↘	40.12	36.34	15.5556	7.4972	-	100	1	116.62	440.71	HumidAir	0.0402	<input checked="" type="checkbox"/>
	3	↘	36.34	32.56	15.5556	6.2922	-	100	1	97.88	369.87	HumidAir	0.0322	<input checked="" type="checkbox"/>
	4	↘	32.56	28.78	15.5556	5.3072	-	100	1	82.56	311.97	HumidAir	0.0257	<input checked="" type="checkbox"/>
	5	↘	28.78	25	15.5556	4.4993	-	100	1	69.99	264.48	HumidAir	0.0204	<input checked="" type="checkbox"/>
	Eau de nettoyage	↗	12	85	2.5	4.18	-	1000	-	10.45	762.85	Simple	-	<input type="checkbox"/>

+/-	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	Cp [kJ/(kg*K)]	Phase Change [kJ/kg]	α [W/(m ² *K)]	Pressure [bar(a)]	Utility Cost CHF/kWh	Fluid	Humidity Ratio In [kg/kg]
b)	HU vapeur 24bar(a)	↘	x1	x0	-	1849.84	5000	24	0.081	Water	-
	CU eau glacée	↗	0	2	4.1531	-	2000	1	0	Water	-

Tab. 10-1 (a) Table de flux pour la production d'arômes selon la Fig. 10-1. (b) Table de flux d'utilités pour la production d'arômes selon la Fig. 10-1. **x1**: vapeur saturée (env. 222°C). **x0**: condensat (env. 222°C)

tivement l'être. Ils n'engendrent ainsi ni coûts d'exploitation pour l'utilité froide, ni coûts d'investissement pour les HEXs d'utilité froide. Ces derniers peuvent être négligés. Pour l'utilité froide, si l'outil logiciel l'exige, un substituant peut être utilisé (par ex. de l'eau glacée de 0°C à 2°C)⁶.

Supertargeting

Avec les données de base ci-dessus, le *supertargeting* détermine un $\Delta T_{min,opt}$ de 20.4 K. Cette valeur est arrondie à 20 K pour simplifier la conception du MER HEN. Les CCs sont telles que représentées à la Fig. 10-2. Le **potentiel optimal de RC atteint env. 3'300 kW**, soit quelque 2'000 kW de plus que le concept initial !

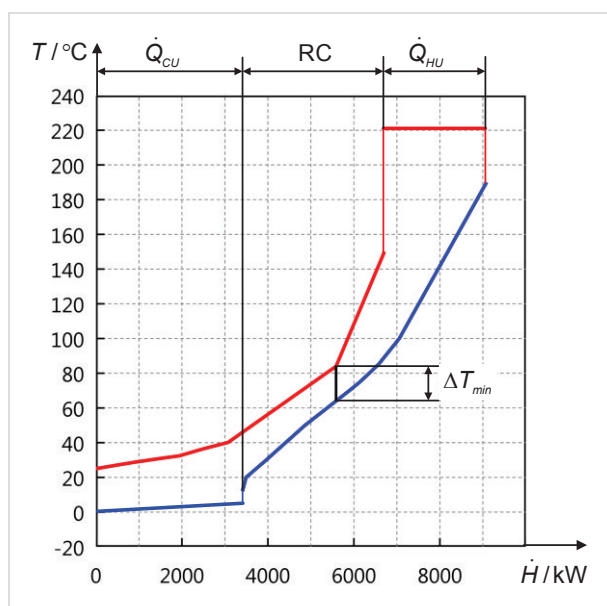


Fig. 10-2 CCs pour la production d'arômes selon la Fig. 10-1

Optimisation des utilités

La fourniture de chaleur peut être optimisée par l'analyse de la GCC (voir Fig. 10-3).

En accord avec le client, il est décidé de ne pas remplacer la chaudière vapeur existante (assainie récemment). La rentabilité d'une variante de conversion d'énergie au moyen qu'une turbine à gaz par ex. (représentée par la ligne bleue) n'est ainsi pas examinée en détails.

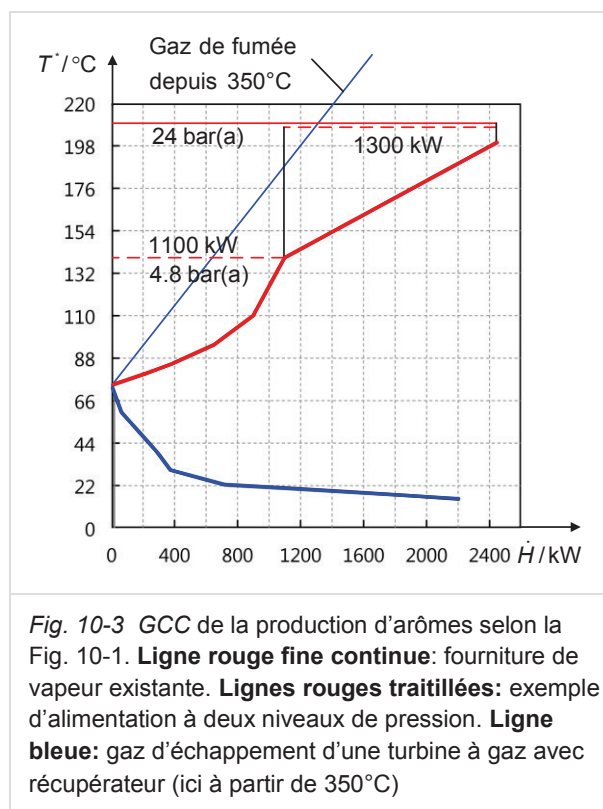
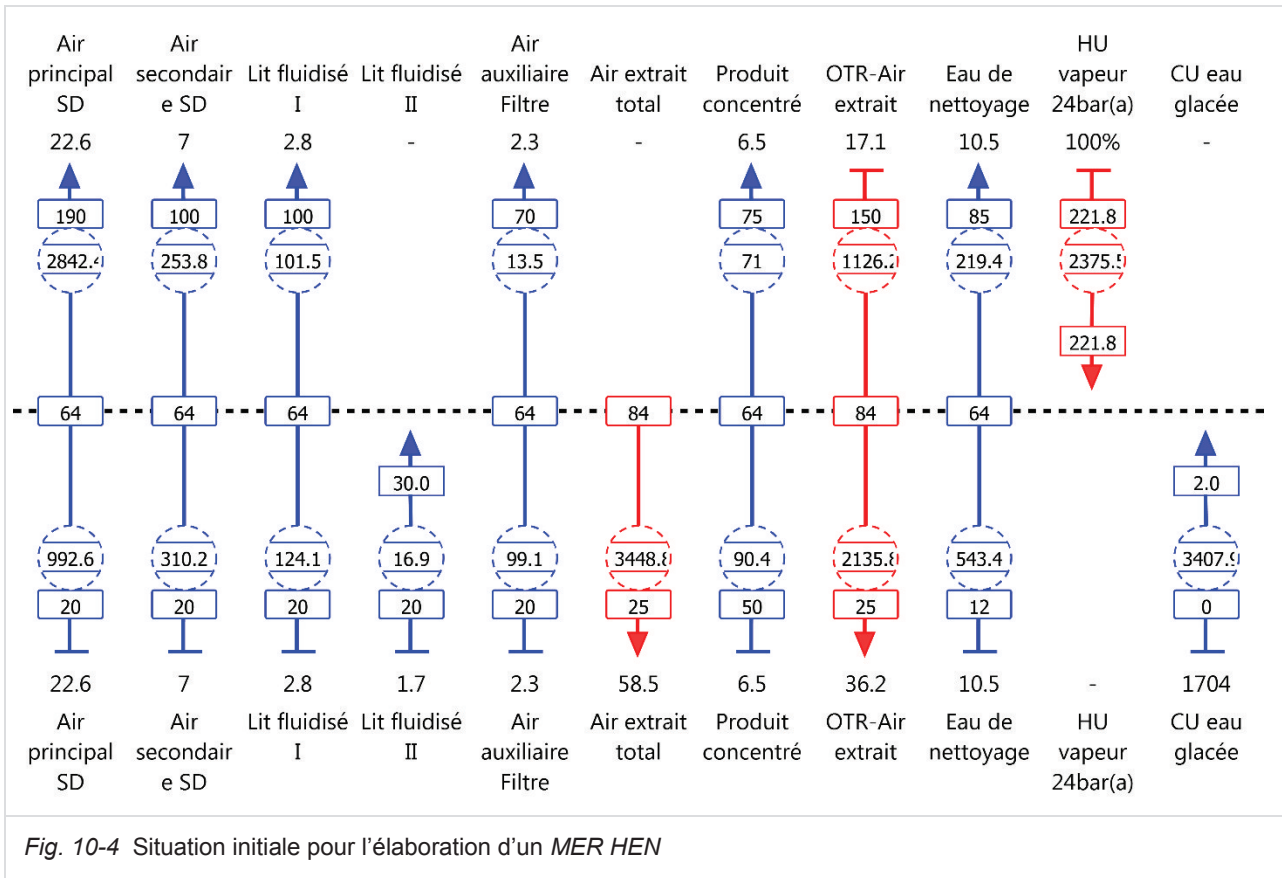


Fig. 10-3 GCC de la production d'arômes selon la Fig. 10-1. **Ligne rouge fine continue**: fourniture de vapeur existante. **Lignes rouges traitillées**: exemple d'alimentation à deux niveaux de pression. **Ligne bleue**: gaz d'échappement d'une turbine à gaz avec récupérateur (ici à partir de 350°C)

Une analyse rapide de la GCC montre que malgré la décision de maintenir la chaudière vapeur, il existe un potentiel d'optimisation : il n'est pas nécessaire de fournir l'intégralité de l'utilité chaude d'env. 2'400 kW à 222°C (24 bars(a)) comme présentement planifié. En effet, jusqu'à 1'100 kW pourraient être fournis par un distributeur de vapeur à env. 150°C (4.8 bars(a)). Un calcul rapide montre qu'une turbine à vapeur travaillant entre 24 et 4.8 bar(a) générerait env. 100 kW électriques, soit au plus 500 MWh/an d'électricité. Avec une différence de prix d'environ 40 CHF/MWh entre le gaz et l'électricité, le potentiel d'économies maximal serait d'env. 20'000 CHF/an. Ce potentiel d'économies est insuffisant pour amortir un système de turbine à vapeur. En conséquence, la décision est prise, pour des raisons de rentabilité, de ne pas installer de turbine à vapeur. L'idée sera reconsidérée en cas d'augmentation marquée du prix de l'électricité ou de baisse marquée du prix du gaz.

⁶ Si aucune donnée d'utilité par défaut n'est nécessaire dans l'outil logiciel utilisé, alors l'utilité froide peut être complètement négligée. Alternativement, il serait possible de "couper" tous les *soft streams* chauds situés à gauche (verticalement s'entend) du début de la CC froide, afin qu'aucune utilité froide ne soit comptée.



Conception du HEN

La Fig. 10-4 illustre la situation initiale pour la construction du MER HEN.

Le MER HEN peut être optimisé à l'aide des règles du chapitre 7 pour obtenir une surface minimale et/ou un nombre minimum d'HEXs. Le client attire l'attention sur les conditions cadres à considérer en première priorité lors de l'établissement du MER HEN : des dédoublements multiples sur des flux d'air ainsi que des cascades de RC avec plusieurs HEXs en série sont à éviter. Ces configurations sont difficiles à gérer du point de vue de la technique de réglage et compliquent alors une exploitation sûre et régulière du procédé. Il est ainsi décidé en commun de privilégier, lors de la conception de HENs, les variantes présentant un nombre d'HEXs de RC le plus réduit possible par rapport aux variantes visant une utilisation optimale de la différence de température disponible⁷. L'objectif premier est de définir une solution tech-

niquement réalisable, et s'approchant le plus possible des valeurs cibles énergétiques. Celles-ci ne doivent cependant pas être atteintes à n'importe quel prix.

Considérons tout d'abord le sous-système au-dessus du pincement. La RC peut être réalisée avec un seul HEX dans lequel l'air extrait de l'OTR est refroidi jusqu'à 84°C et l'air principal du sécheur-atomiseur chauffé de 64°C à 110°C (voir Fig. 10-5).

Remarque : pour simplifier, les HEXs d'utilités sont représentés en série, bien qu'en pratique ils soient installés en parallèle. A chaque flux froid est attribuée une conduite de vapeur séparée. De manière rigoureuse, l'utilité chaude devrait être subdivisée en 6 sous-flux (également appelés branches). Il est renoncé à ces dédoublements car dans ce cas particulier, la température de l'UC étant constante (condensation, flux horizontal), les surfaces des HEXs de la configuration série sont identiques aux surfaces des HEXs d'une configuration parallèle.

⁷ Les coûts supplémentaires de cette exigence devraient être évalués grossièrement, afin d'obtenir un ordre de grandeur des implications économiques de cette décision.

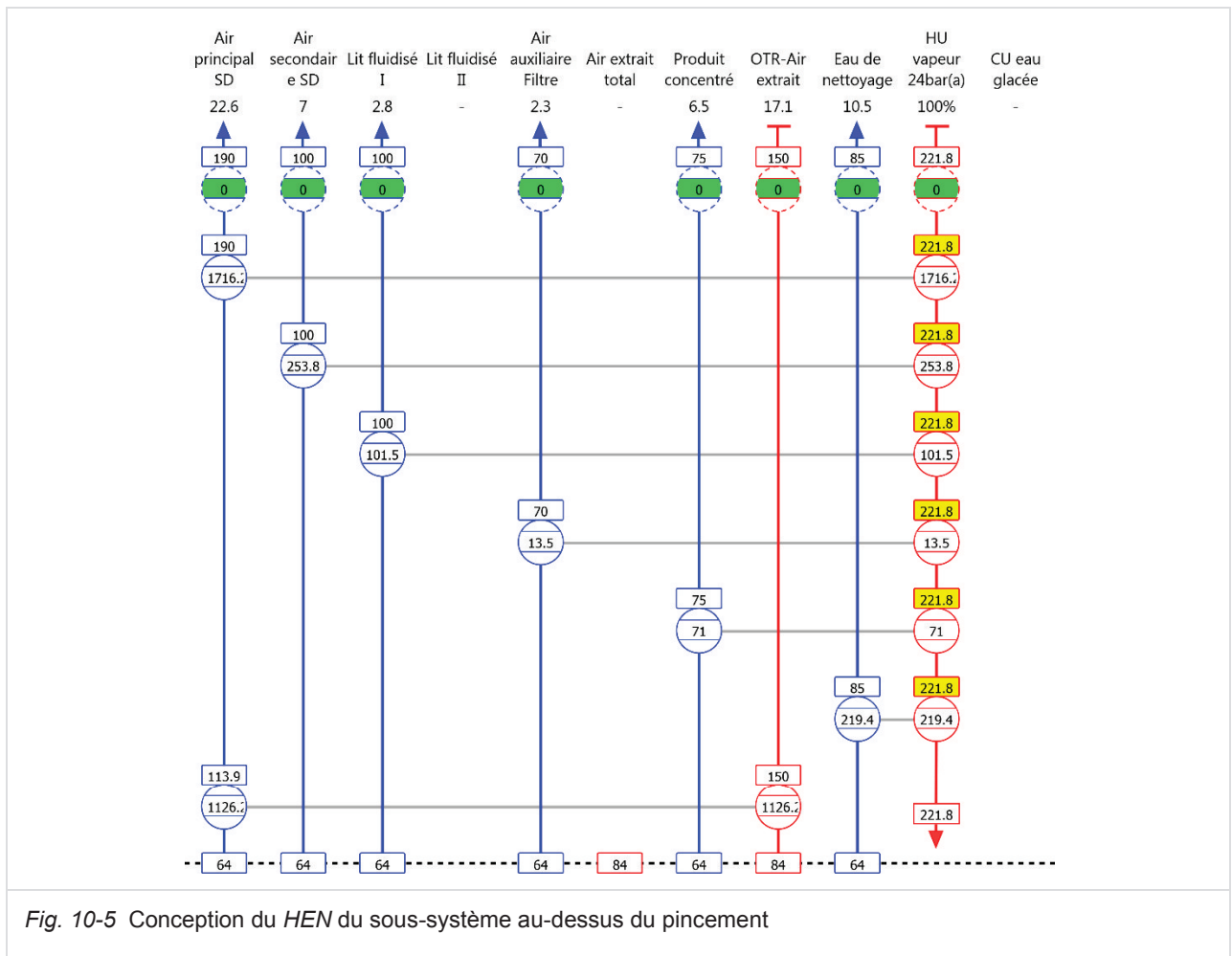


Fig. 10-5 Conception du HEN du sous-système au-dessus du pincement

Un coup d'oeil sur le *Driving Force Plot* de la Fig. 10-6 montre que dans l'*HEX* de RC, comme attendu, la différence de température théoriquement disponible entre flux chaud et flux froid est insuffisamment exploitée, ce qui est cependant accepté.

Remarque pour une meilleure compréhension du Driving Force Plot : le saut de ΔT , à une valeur TC d'env. 88°C, de 60 K à 130 K s'explique par la transition de la zone de RC à l'utilité chaude (voir aussi les CCs de la Fig. 10-2).

Dans le sous-système en dessous du pincement, des *HEX*s de puissance inférieure à 50 kW sont à éviter pour des raisons économiques, respectivement le *HEN* doit être conçu de telle manière que les *HEX*s placés aient une puissance supérieure à 50 kW. La Fig. 10-7 illustre la solution obtenue, solution approchant d'un *MER HEN*. Les *HEX*s de l'utilité froide ne sont volontairement pas placés, car les flux chauds, comme déjà mentionné, sont des *soft streams*, qui ne doivent pas impérativement être refroidis.

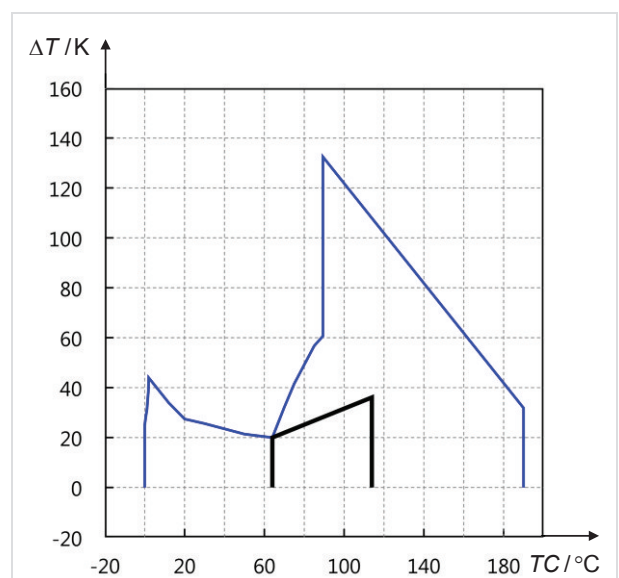


Fig. 10-6 *Driving Force Plot* d'un *HEX* entre l'air extrait de l'OTR et l'air primaire du sécheur-atomiseur

Indication : les flux chauds associés au débit total d'air extrait et à l'air extrait de l'OTR sont segmentés et présentent des valeurs *CP* variables, qui découlent du refroidissement de l'air extrait jusqu'au point de rosée et du refroidissement ultérieur le long de la courbe de saturation. La valeur *CP* indiquée sur la Fig. 10-7, en dessous du flux chaud de l'air extrait de l'OTR (36.2 kW/K), correspond à la valeur *CP moyenne* entre 84°C et 25°C. Pour les *HEXs* au pincement et l'utilisation de la règle des *CP* (voir section 7.3, Règles de conception du *HEN*), ce n'est pas la valeur *moyenne* du *CP* de l'air extrait, mais la valeur *CP* du flux chaud au pincement qui est pertinente. Celle-ci vaut 17.06 kW/K (jusqu'au point de rosée de 40.1°C). Afin que la règle $CP_{out} \geq CP_{in}$ soit respectée entre l'air extrait de l'OTR et l'eau de nettoyage, la valeur *CP* de l'air extrait doit être supérieure ou égale à 10.5 kW/K au point de pincement. La valeur *CP* moyenne minimale (entre 85°C et 25°C) de l'air extrait de l'OTR, sur la base de laquelle le dédoublement est défini, se calcule donc comme suit : $36.2 \times (10.5 / 17.06) = 22.3 \text{ kW/K}$.

Les 4 dédoublements de la Fig. 10-7 sont inévitables compte tenu des 6 flux froids au pincement. Cette solution est cependant difficilement réalisable en pratique et ne correspond pas non plus aux exigences du client. Une analyse plus précise des différents flux froids en dessous du pincement montre que l'air primaire et l'air secondaire du sècheur-atomiseur, ainsi que l'air frais pour le lit fluidisé et l'air frais du filtre doivent tous être chauffés

de 20°C jusqu'à la température de pincement de 64°C.

Ces flux pourraient dans la pratique être regroupés en un seul flux !

Indication : selon le principe 6 de la modélisation énergétique ("regroupement des flux", voir section 9.3.1), le regroupement des flux d'air frais jusqu'à une température commune de 70°C aurait déjà pu être appliqué lors de la modélisation énergétique.

Avec cette connaissance et les avantages pratiques qui en découlent, soit la table de flux peut être redéfinie, soit la conception du *HEN* est finalisée avec les flux établis jusqu'ici et la solution est "transcrite" manuellement vers la pratique. Pour des raisons didactiques, la table de flux du sècheur-atomiseur est redéfinie selon le Tab. 10-2 et le *Supertargeting* est de nouveau effectué.

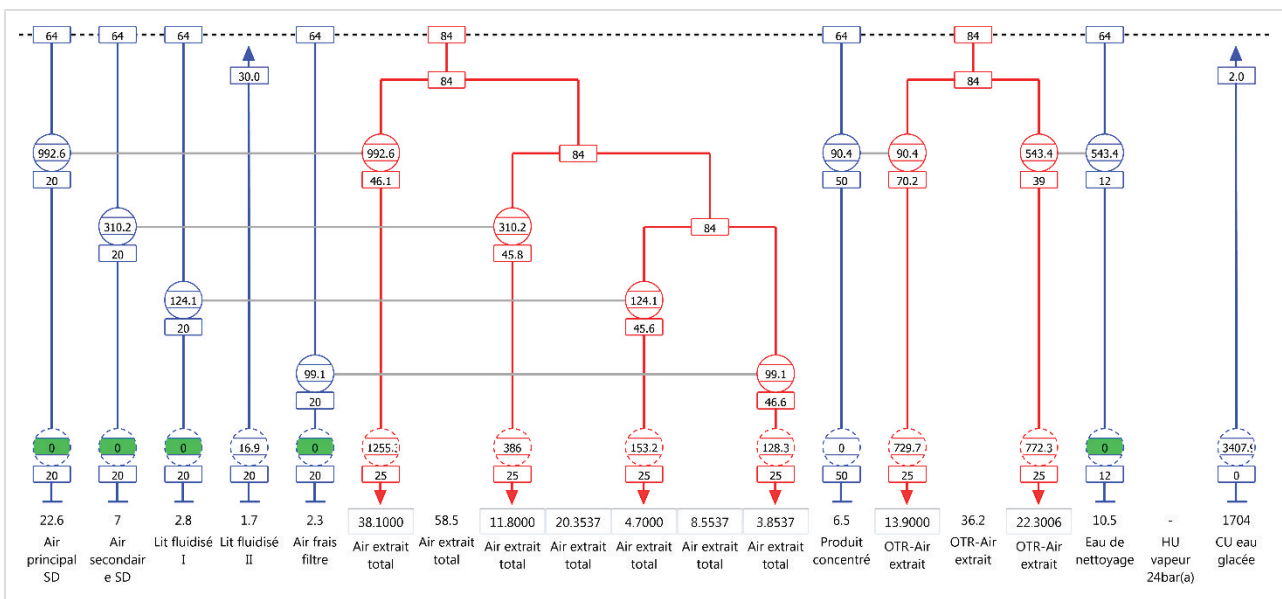


Fig. 10-7 Conception du *HEN* du sous-système en dessous du pincement

+/-	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	m [kg/s]	Cp [kJ/(kg*K)]	Phase Change [kJ/kg]	α [W/(m²*K)]	Pressure [bar(a)]	CP [kW/K]	ΔH [kW]	Fluid	Humidity Ratio In [kg/kg]
	Air princ. & second. SD / Lit fluidisé I / Air auxiliaire Filtre	↗	20	64	34.1667	1.0151	-	50	1	34.68	1526.11	HumidAir	0.006
	Air principal SD	↗	64	190	22.222	1.0151	-	50	1	22.56	2842.39	HumidAir	0.006
	Air secondaire SD	↗	64	100	6.9444	1.0151	-	50	1	7.05	253.79	HumidAir	0.006
	Lit fluidisé I	↗	64	100	2.778	1.0151	-	1000	1	2.82	101.52	HumidAir	0.006
	Lit fluidisé II	↗	20	30	1.6667	1.0151	-	50	1	1.69	16.92	HumidAir	0.006
	Air auxiliaire Filtre	↗	64	70	2.219	1.0151	-	1000	1	2.25	13.52	HumidAir	0.006
☒	Air extrait total	↘	84	25	37.7778	1.5473	-	-	1	58.45	3448.77	HumidAir	0.032
	1	↘	84	32.46	37.7778	1.0635	-	50	1	40.18	2070.75	HumidAir	0.032
	2	↘	32.46	30.59	37.7778	5.5077	-	100	1	208.07	387.89	HumidAir	0.0286
	3	↘	30.59	28.73	37.7778	5.0707	-	100	1	191.56	357.11	HumidAir	0.0256
	4	↘	28.73	26.86	37.7778	4.6742	-	100	1	176.58	329.19	HumidAir	0.0229
	5	↘	26.86	25	37.7778	4.3143	-	100	1	162.98	303.84	HumidAir	0.0204
	Produit concentré	↗	50	75	2.0833	3.1	-	1000	-	6.46	161.46	Simple	-

Tab. 10-2 Table de flux du sécheur-atomiseur après le regroupement des flux d'air frais de 20°C à 64°C

La valeur $\Delta T_{min,opt}$ actualisée change peu de sorte que les 20 K utilisés précédemment peuvent être conservés. Le *HEN* est ainsi finalisé selon la Fig. 10-8. Il atteint approximativement les 3'300 kW de RC obtenus par *supertargeting* et se situe ainsi environ 2'000 kW au-dessus de la RC du concept initial.

Le *flowsheet* simplifié correspondant au *HEN* de la Fig. 10-8 est représenté sur la Fig. 10-9. D'entente avec le client, et éventuellement le fabricant de l'installation, il est finalement décidé quels *HEXs* peuvent être intégrés à l'installation. De nouvelles conditions cadres apparaissent alors souvent (par ex. que l'air extrait de l'OTR ne devrait pas condenser) et quelques itérations du *flowsheet* vers le *HEN* et retour sont à attendre.

Une comparaison de la situation initiale de la Fig. 10-1 et de la solution de la Fig. 10-9 montre les principales différences conduisant à une forte amélioration de la RC :

- optimisation conjointe du sécheur-atomiseur, de l'OTR et de l'eau de refroidissement ;
- meilleure exploitation du gradient de température dans le sécheur-atomiseur grâce au regroupement de différents flux ;
- meilleure exploitation du gradient de température dans le sécheur-atomiseur grâce aux échanges de chaleur directs à la place d'échanges de chaleur indirects.

Le premier point est particulièrement central pour la méthodologie de l'Analyse Pinch : **le système global** est toujours examiné ! De cette manière, il est souvent possible d'atteindre de plus grands potentiels d'économies qu'avec une optimisation locale des procédés isolés.

Conseils d'exercice : essayez de concevoir un *MER HEN* avec une surface minimale et un *MER HEN* avec un nombre minimal d'*HEXs*. Comparez les solutions avec le schéma de procédés simplifié de la Fig. 10-9 et réfléchissez à la manière dont chaque solution pourrait être réalisée.

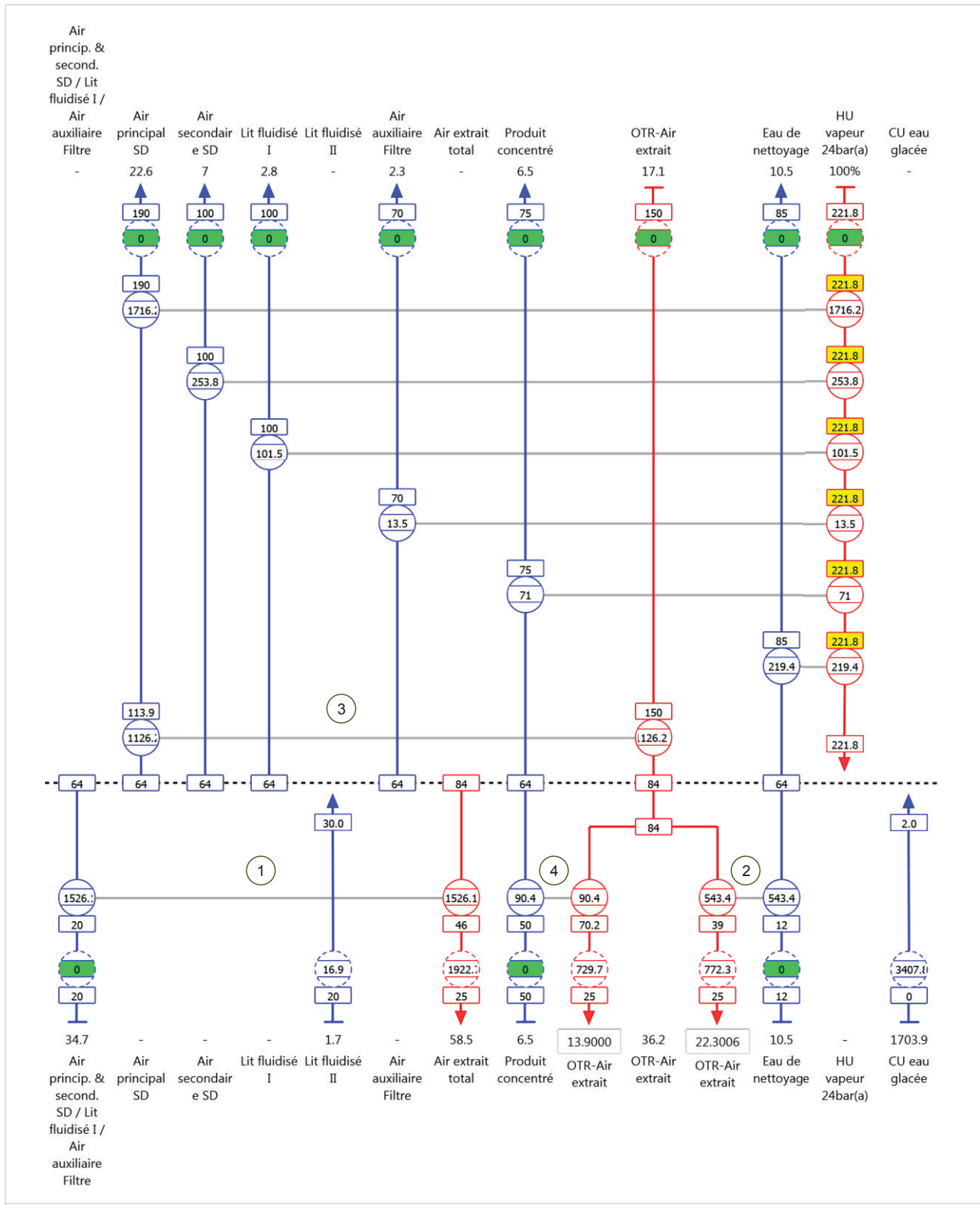


Fig. 10-8 Conception d'un HEN avec prise en compte des conditions cadres. La numérotation des HEXs correspond à celle du flowsheet de la Fig. 10-9

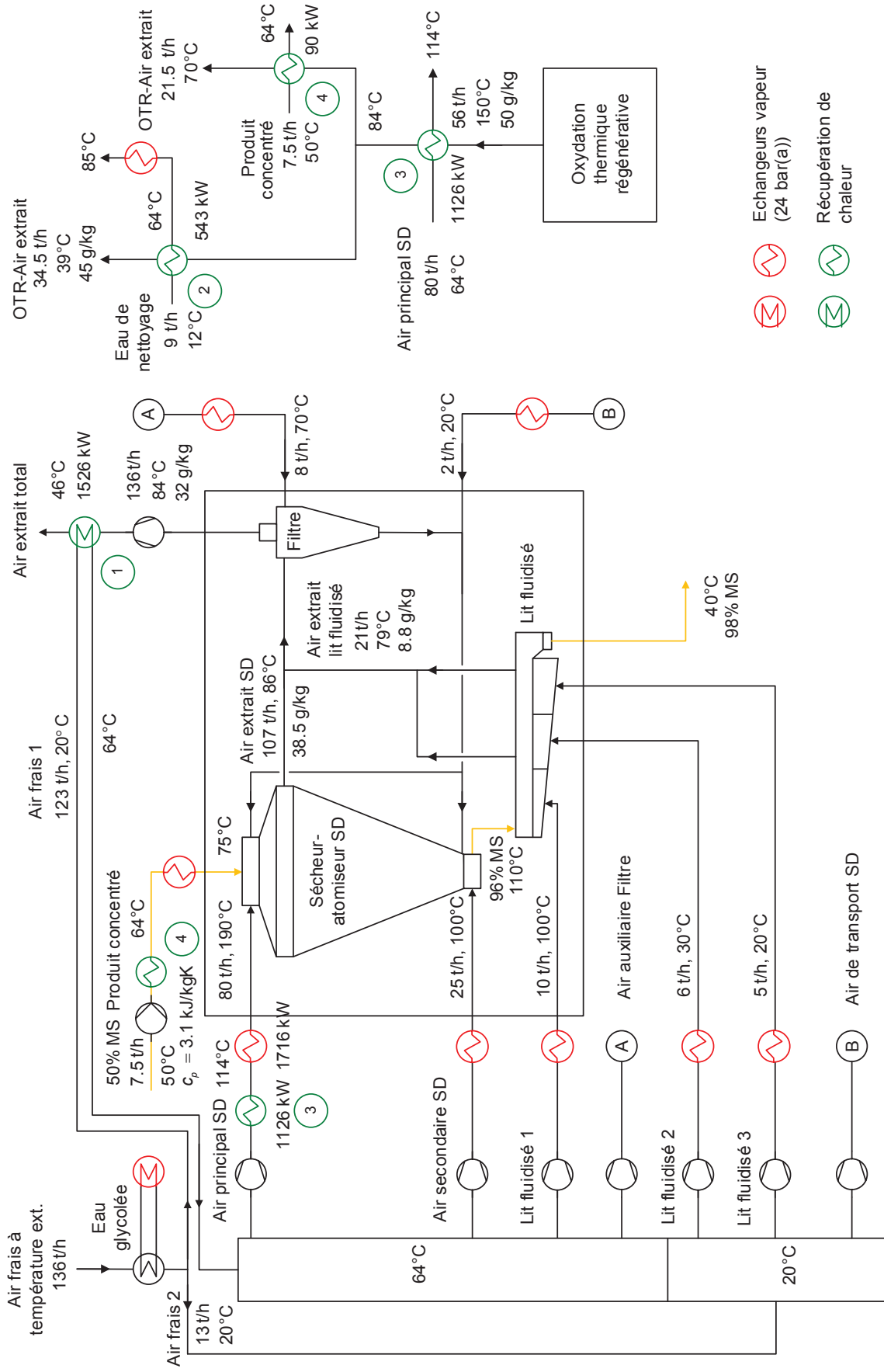


Fig. 10-9 Flowsheet simplifié de la production d'arômes par un sécheur-atomiseur, après optimisation par l'analyse Pinch

11 Nouvelle installation vs modernisation d'installation existante

11.1 Introduction

C'est utilisée lors de la phase de définition du concept (*conceptual design phase*) d'une **nouvelle installation** que l'analyse Pinch est la plus rentable et efficace.

Dans le cadre d'une nouvelle installation :

- il existe peu de limitations en termes d'espace ;
- aucun démontage d'HEXs ou de conduites existants n'est nécessaire ;
- il n'y a pas de surface de transfert d'HEXs existants à prendre en compte ;
- il n'est pas nécessaire de consentir à des arrêts de production ,
- les HEXs sont meilleur marché puisqu'ils font alors partie de l'offre globale du fabricant ;
- et enfin les coûts d'ingénierie par HEX sont nettement plus bas par rapport à des mesures isolées identifiées après coup ;
- de plus, les paramètres des procédés sont en général connus lors de la phase conceptuelle et la table de flux peut ainsi être établie avec peu d'effort ;
- les conditions des procédés peuvent de même être optimisées directement en collaboration avec le fabricant de l'installation, sans devoir intervenir dans un système complet existant.

Pour toutes ces raisons et selon le principe "Juste du premier coup" ou **First Time Right**, une analyse Pinch est très recommandée pour le *conceptual design* d'installations énergétiquement intensives.

Dans l'industrie suisse, la **modernisation** ou le **retrofit** d'installations existantes est cependant la règle. Dans ce cas, les possibilités d'optimisation des procédés et de transfert de chaleur sont limitées, étant donné que le système existant doit être pris en compte dans une certaine mesure.

11.2 Pourquoi le retrofit de HENs existants?

Le *retrofit* d'un HEN existant peut être pertinent pour différentes raisons et sous diverses conditions cadres :

- suite à la modification, l'extension, ou la suppression de procédés, la situation initiale d'un procédé est modifiée, ce qui libère de nouveaux potentiels de RC et/ou permet d'optimiser la fourniture d'énergies (celle-ci n'étant alors plus adaptée aux besoins) ;
- lors de modifications significatives des conditions cadres économiques (par ex. accroissement du prix des utilités et/ou augmentation des durées d'exploitation, etc.), le $\Delta T_{min,opt}$ peut devenir nettement plus petit que le ΔT_{min} du HEN existant. Il est alors rentable d'investir dans davantage de surface de transfert – le cas échéant, la température de pincement peut même changer et le HEN devrait être adapté ;
- les installations n'ont pas été conçues avec une méthode systématique d'optimisation ; au contraire, chaque procédé a été optimisé séparément, en recourant à la RC locale ou par tâtonnements.

Le *retrofit* d'un HEN existant vise la recherche, l'évaluation et l'identification des modifications rentables d'un HEN, le plus souvent dans le but d'accroître la RC.

Il s'agit notamment de passer en revue les transferts de chaleur existants (par HEX ou mélange non isotherme) afin d'identifier les infractions aux 3 règles du pincement (voir section 5.7), à savoir :

1. refroidissement au-dessus du pincement
2. chauffage en dessous du pincement
3. transfert de chaleur à travers le pincement

Le pincement est dans ce cas défini par les CCs du procédé existant et avec les conditions cadres économiques *actuelles* (c.-à-d. le $\Delta T_{min,opt}$ avec les prix actuels des énergies). Outre les infractions aux trois règles d'or du pincement, une proportion significative de transferts de chaleur en *criss-*

*cross*⁸ peut réduire l'efficacité des surfaces de transfert de chaleur (kW/m²).

11.3 Types de modifications lors du *retrofit*

Les modifications suivantes peuvent être effectuées pour remédier ou atténuer les problèmes décrits ci-dessus :

- installation de surface de transfert supplémentaire (par ex. des plaques supplémentaires pour un *HEX* à plaques) ;
- augmentation du coefficient de transfert α par ex. par l'augmentation de la turbulence dans les *HEX* tubulaires (les pertes de charge augmentent en conséquence) ;
- *repiping* d'un *HEX* de procédé et/ou d'un *HEX* d'utilité, c.-à-d. modifier un ou les deux flux de l'*HEX* ;
- *resequencing* d'un *HEX*, c.-à-d. déplacer un *HEX* pour réordonner la séquence des *HEXs* sur un flux ;
- *splitting* d'un flux, c.-à-d. modifier le débit-masse à travers l'*HEX* ;
- implantation de nouveaux *HEXs*.

Les deux premières approches interfèrent le moins avec le système existant, les quatre dernières engendrent souvent des coûts de tuyauterie et de transformation significatifs, qui doivent alors être pris en compte dans les calculs de rentabilité.

Il arrive parfois que les *HEXs* d'un procédé (par ex. une RC interne au procédé) ne peuvent pas être modifiés pour des raisons techniques ou économiques. Il est alors possible de définir les utilités de ce procédé comme exigences du procédé (modélisation boîte noire, voir section 9.3.2). Dans ces cas, il peut être pertinent, pour le *retrofit*, d'utiliser les utilités existantes (ou d'installer de nouveaux réseaux intermédiaires d'utilités), pour y injecter chaleur ou froid des autres procédés (transfert de chaleur indirect, voir chapitre 12).

11.4 Aperçu des méthodes de *retrofit* de *HEN*

Différentes méthodes ont été développées, principalement pour le *retrofit* de *HENs* complexes. Les approches de *retrofit* sont, en gros, de deux types :

- les méthodes automatiques,
- et les approches manuelles.

L'**optimisation automatisée** de systèmes existants est réalisée par des outils tels que *SuperTarget*TM ou *INTEGRATION* de *CanmetENERGY* (voir [6]). Quelques-unes des méthodes utilisées sont expliquées en détails dans [7]. La méthode appelée *Pinch Network Approach* (proposée dans [8]), permet d'identifier l'*HEX* qui limite les transferts de chaleur dans le système global. Cette méthode, qui a été encore affinée, est utilisée dans différents outils. Ces méthodes ne sont pas expliquées plus en détails dans ce manuel.

Les objectifs de l'optimisation sont :

- éliminer les *HEXs* à travers le pincement,
- augmenter l'efficacité des surfaces des *HEXs* (c.-à-d. utiliser les surfaces existantes plus efficacement),
- et si possible ajouter de nouveaux *HEXs*.

L'optimisation automatisée s'effectue au moyen d'algorithmes de calcul complexes et présuppose que l'état actuel du procédé existant (y compris les *HEXs* en place) soit complètement connu. L'effort pour la détermination des données de base est proportionnellement élevé et ne se justifie dans la pratique que pour de grandes industries (comme par ex. la pétrochimie). La collecte des données peut alors être couplée aux modèles de simulation existants.

Pour de plus petites installations, comme on les rencontre plus fréquemment en Suisse, seule une **optimisation manuelle** entre en ligne de compte. Avec cette approche, la décision de maintenir ou d'optimiser un procédé existant (ou une étape de procédé) ou un *HEX* revient à l'utilisateur/trice et non à un algorithme. La définition de la profondeur d'analyse est aussi un enjeu de taille pour le *retrofit*. Elle est décrite dans la section 9.3.2 sur la base de l'exemple de la pasteurisation de sirop de sucre (boîte blanche, boîte grise, boîte noire).

⁸ C'est-à-dire s'écartant significativement du transfert de chaleur vertical tel que représenté par le *Driving Force Plot*, voir section 7.3.5.

11.5 Méthodes et conseils pour un *retrofit* manuel

Une installation existante doit si possible être analysée et modélisée comme une nouvelle installation, sans prendre en compte les *HEXs* et accumulateurs déjà en place. En effet, plus l'analyse s'efforce d'emblée d'intégrer le concept énergétique existant, plus elle risque d'aboutir à la solution existante comme résultat final. Il est ainsi recommandé de s'affranchir des conditions cadres et de considérer le problème de base avec un regard nouveau, et d'élaborer un nouveau *HEN*.

La qualité du *HEN* existant peut être vérifiée à l'aide des *CCs* de la nouvelle installation (c.-à-d. les *CCs* sans considération des *HEXs* et accumulateurs en place). Celles-ci doivent être représentées avec le $\Delta T_{min,opt}$ correspondant aux conditions cadres économiques *actuelles* (coûts des *HEXs*, coûts des utilités, etc.). Les domaines de température des *HEXs* existants peuvent être esquissés sur ces *CCs*. Une manière plus quantitative (mais aussi plus chronophage) consiste à représenter le réseau *HEN* existant sous forme de *relaxed HEN* (voir section 7.4.2). Cette démarche permet d'identifier les *HEXs* placés à travers le pincement, à savoir des *HEXs*, éventuellement bien placés et

bien dimensionnés dans un procédé isolé, mais qui au regard du système global transfèrent de la chaleur à travers le pincement, et augmentent ainsi les besoins en utilités.

La conception du nouveau *HEN* s'inspirera, autant que possible, de la structure du *HEN* existant, afin de minimiser les différences structurelles.

Le nouveau *HEN* et le *HEN* existant devront ensuite être transformés petit à petit pour converger l'un vers l'autre. Plus précisément, le *retrofit* consistera à modifier, par étapes, le *HEN* existant pour s'approcher autant que possible du nouveau *HEN* (compte tenu des contraintes existantes et en minimisant le nombre de modifications). Dans cette démarche, la réaffectation de quelques gros *HEXs* à travers le pincement est à préférer à la correction de nombreuses petites infractions aux règles du pincement.

Des méthodes complémentaires et en partie plus complexes sont décrites dans [7]. Cette référence présente notamment les *Advanced Composite Curves for Retrofit*, qui permettent une analyse quantitative avec définition de valeurs cibles, et qui peuvent être utilisées non seulement pour l'analyse, mais aussi pour l'optimisation de *HENs*.

12 Valeurs cibles énergétiques pour plusieurs procédés simultanés

12.1 Introduction

Les chapitres précédents ont présenté l'Analyse Pinch pour un procédé isolé fonctionnant en continu. Ce chapitre décrit la détermination des valeurs cibles énergétiques (*Energy Targeting*) de **plusieurs procédés continus exploités simultanément**.

Un procédé continu, au sens de l'Analyse Pinch, est défini de la manière suivante (voir section 5.2) :

Procédé continu

Un procédé continu au sens de l'Analyse Pinch comporte au minimum **un flux**, et décrit autrement un **groupement de flux existant simultanément et pouvant transférer de la chaleur directement entre eux**.

Ainsi, les flux inclus dans un procédé peuvent représenter plusieurs étapes de procédé, voire décrire une installation technique complète.

Le chapitre 10 décrit l'analyse d'un procédé de production d'arômes se composant des "parties de procédé" : sécheur-atomiseur et OTR / eau de nettoyage (appelé OTR / EN ci-après). Il a été admis que tous les flux pouvaient, théoriquement, transférer de la chaleur entre eux de manière *directe* sans restriction. Cette hypothèse est-elle justifiée dans le cas où par ex. le procédé OTR / EN se trouve à env. 100 mètres du sécheur-atomiseur ? Est-il alors plus pertinent de transférer la chaleur de l'OTR / EN au sécheur-atomiseur de manière *indirecte* par une boucle de récupération de chaleur, afin d'éviter de mettre en place 100 m de gaine de transport d'air chaud ? Comment dimensionner cette boucle de récupération de chaleur indirecte ? Le transfert de chaleur indirect est-il même justifié économiquement, ou les procédés OTR / EN et sécheur-atomiseur devraient-ils plutôt être optimisés indépendamment l'un de l'autre, comme des procédés isolés ? Comment prendre en compte d'autres procédés d'une installation ?

Il n'est pas pertinent d'investiguer toutes les solutions théoriquement possibles de transfert de chaleur direct et indirect jusqu'aux phases de *Supertargeting* et de conception du *HEN* – pour finalement constater lors de l'évaluation de la faisabilité que la solution est techniquement impossible ou non rentable. C'est pourquoi il s'agit, au stade de

l'*Energy Targeting* déjà, d'identifier une (des) solution(s) techniquement faisable(s) et énergétiquement prometteuse(s), compte tenu des conditions cadres d'exploitation. Cette recherche de la ou des solutions les plus prometteuses doit également intégrer une estimation approximative de la rentabilité. Il est vrai que les coûts ne seront connus qu'au stade du *Supertargeting*, cependant une évaluation grossière est aussi possible dans la phase d'*Energy Targeting*, par ex. estimer si un potentiel d'économie de 100 MWh/an justifie une boucle intermédiaire avec deux *HEXs* éloignés de 200 mètres.

Les sections suivantes présentent les différences entre les modes de transfert de chaleur direct et indirect. La détermination des valeurs cibles énergétiques (*Energy Targeting*) de plusieurs procédés est également expliquée.

12.2 Transfert de chaleur direct

Le transfert de chaleur *direct* désigne le transfert de chaleur immédiat (c-à-d sans stockage temporaire intermédiaire) entre deux flux au moyen d'un *HEX*.

La Fig. 12-1 illustre le transfert de chaleur direct entre des procédés, comme appliqué dans l'exemple du chapitre 10 : les procédés sécheur-atomiseur et OTR / EN sont, lorsqu'ils coexistent, traités de fait **comme un seul procédé** de production d'arômes. Le transfert de chaleur entre les procédés s'effectue directement entre deux flux des procédés (par ex. l'air extrait de l'OTR et le concentrat de produit du sécheur-atomiseur).

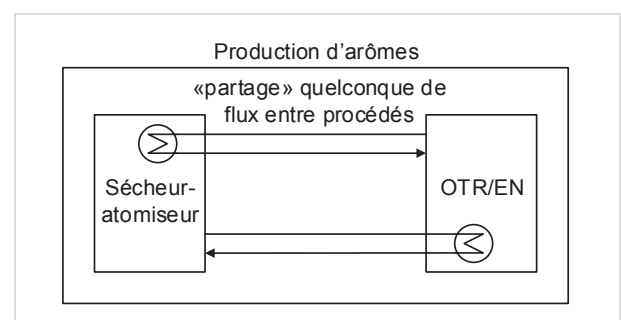


Fig. 12-1 Représentation schématique du transfert de chaleur direct de procédé à procédé par « mise en commun » de flux sans restriction

Les **conditions cadres opérationnelles** les plus importantes pour un **transfert de chaleur direct** entre des procédés sont listées ci-après. Les différents procédés devraient (les critères sont cumulatifs) :

- toujours être exploités simultanément (ou presque) dans la situation actuelle ;
- toujours être exploités simultanément (ou presque) dans un avenir prévisible (c.-à-d. absence de contrainte particulière nécessitant l'exploitation des procédés selon des horaires différents) ;
- se trouver proches les uns des autres ;
- être "combinables" du point de vue technique de régulation (c.-à-d. que les systèmes de régulation doivent pouvoir "communiquer" entre eux) ;
- être "compatibles" des points de vue qualité et sécurité (c.-à-d. par ex. pas de refroidissement d'huile hydraulique avec du lait, pas de combinaison de substances corrosives, etc.).

La pertinence énergétique d'un transfert de chaleur direct peut être clarifiée à l'aide des CCs et par comparaison des RC. La comparaison doit s'effectuer sur la base d'une valeur ΔT_{min} réaliste.

La Fig. 12-2 montre les CCs du sécheur-atomiseur, du procédé OTR / EN et du procédé complet de production d'arômes. Un ΔT_{min} de 20 K

a été choisi pour le sécheur-atomiseur (à gauche). Les CCs du procédé OTR / EN (au milieu) illustrent un cas particulier, fréquemment rencontré en pratique, lorsqu'un procédé comporte uniquement deux flux : la RC est constante sur une grande plage de ΔT_{min} , puisque la CC froide se situe complètement "en dessous de la CC chaude". En conséquence, un ΔT_{min} de 66 K suffit pour atteindre le maximum de 763 kW de RC directe interne au procédé. Pour les CCs du procédé complet de production d'arômes (à droite) un ΔT_{min} de 20 K est choisi. Il en résulte les potentiels de RC suivants :

- sécheur-atomiseur seul: 1'620 kW
- OTR / EN seul: 763 kW (voir aussi l'*HEX 2* de la Fig. 10-1)
- sécheur-atomiseur & OTR / EN: 3'303 kW.

En comparaison du cas des deux procédés intégrés séparément, un transfert de chaleur direct entre les procédés permet d'augmenter le potentiel de RC d'env. 920 kW (= 3'033 – (1'620+763)) ! Au moins d'un point de vue énergétique, cette approche est pertinente et devrait être approfondie, dans la mesure où les conditions cadres opérationnelles sont bien satisfaites.

Cas particulier d'un flux seul

Pour être complet, la Fig. 12-3 représente un cas particulier de transfert de chaleur direct: le "déplacement" ou "report" d'un flux unique par ex. d'un procédé A à un procédé B.

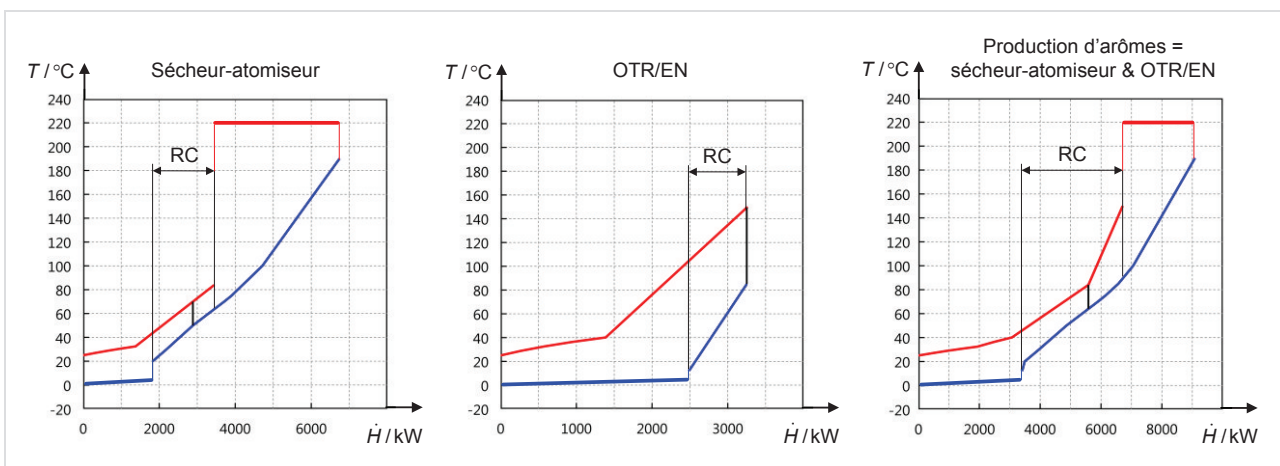


Fig. 12-2 Estimation du potentiel de transfert de chaleur direct entre des procédés, par regroupement des CCs. **A gauche** : CCs du procédé de sécheur-atomiseur avec 1'620 kW de RC pour un ΔT_{min} de 20 K. **Au milieu** : CCs du procédé OTR / EN avec 763 kW de RC pour un ΔT_{min} de 66 K. **A droite** : CCs du procédé complet de production d'arômes avec 3'303 kW de RC pour un ΔT_{min} de 20 K

Dans de nombreuses entreprises industrielles, de grandes quantités d'eau chaude sont nécessaires (par ex. à des fins de lavage manuel ou *Cleaning in Place (CIP)* ou comme eau de procédé). L'eau chaude est par ex. nécessaire pour un procédé A et préparée au sein de ce procédé A. Un autre procédé B est exploité – les conditions cadres listées ci-dessus pour un transfert de chaleur direct entre les procédés A et B ne sont cependant pas remplies. A l'exception de l'eau chaude, qui pourrait théoriquement être chauffée "n'importe où".

Il est possible que le flux froid correspondant au chauffage de l'eau chaude dans le procédé A se situe essentiellement au-dessus du pincement (où un déficit de chaleur existe). Dans le procédé B, il pourrait se situer intégralement ou partiellement en dessous du pincement, où un excédent de chaleur est disponible. Dans ce cas, la préparation et le chauffage de l'eau chaude dans le procédé B pourrait être meilleur marché.

Contrairement au transfert de chaleur de la Fig. 12-1 qui nécessite le plus souvent la mise en place de conduites Aller et Retour, le *déplacement* d'un flux de type chauffage d'eau chaude conduit à des coûts de tuyauterie réduits, et la mise en place de la conduite Aller du procédé A au procédé B peut souvent être évitée (voir Fig. 12-3).

Si un accumulateur d'eau chaude est déjà disponible, les fluctuations de puissance peuvent alors aussi être lissées et la simultanéité entre le procédé A et le procédé B peut être améliorée.

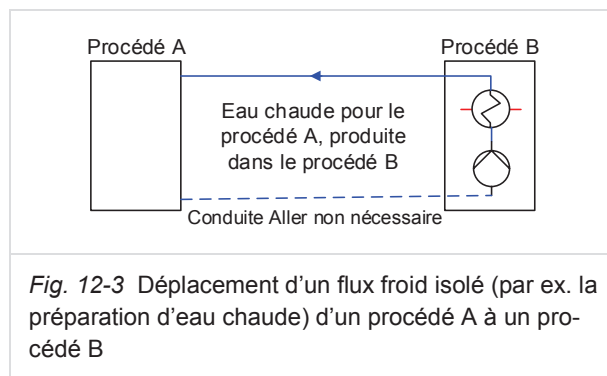


Fig. 12-3 Déplacement d'un flux froid isolé (par ex. la préparation d'eau chaude) d'un procédé A à un procédé B

Il est fréquent que les flux qui pourraient théoriquement être "déplacés" d'un procédé à un autre apparaissent déjà en amont de l'analyse Pinch. Il est alors recommandé de définir ces flux comme des procédés isolés et de vérifier, au stade de l'*Energy Targeting*, quelle allocation de chacun de ces flux aux procédés A ou B conduit à la solution

énergétiquement optimale. Dans le cas de l'eau chaude décrit ci-dessus, un procédé *eau chaude* pourrait par exemple être défini.

Le potentiel de RC par transfert de chaleur direct doit être comparé sur la base des deux variantes suivantes :

- V1: (Procédé A & Procédé Eau chaude) + Procédé B seul
- V2: (Procédé B & Procédé Eau chaude) + Procédé A seul

Si la variante V2 présente un potentiel de RC nettement plus élevé, alors il vaut la peine d'envisager la production d'eau chaude au sein du procédé B.

12.3 Transfert de chaleur indirect

Le **transfert de chaleur indirect** désigne le transfert de chaleur entre deux flux ou plus au moyen d'un **circuit (ou boucle) intermédiaire** (*IL* : *intermediate loop*) comme illustré par la Fig. 12-4.

Le circuit intermédiaire *IL* peut par ex. être une boucle de circulation installée spécialement pour la RC (il sera alors nommé boucle de RC indirecte) et être éventuellement complétée / secourue par les utilités chaude ou froide. Un réseau d'utilité existant (par ex. le circuit d'eau chaude, ou le réseau vapeur) peut également être utilisé pour le transfert de chaleur indirect. Le découplage hydraulique est assuré par une conduite en bypass entre côtés Charge et Décharge, permettant un écoulement dans un sens ou dans l'autre selon les débits respectifs des côtés Charge et Décharge du circuit intermédiaire.

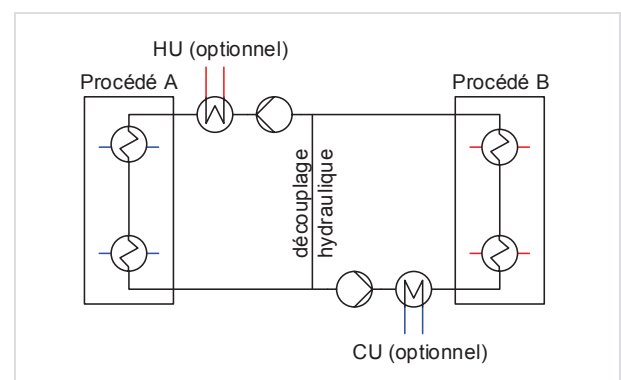


Fig. 12-4 Transfert de chaleur au moyen d'un circuit intermédiaire (et découplage hydraulique). Charge du circuit par les flux chauds (à droite), décharge du circuit par les flux froids (à gauche)

A ΔT_{min} global entre CCs identique, les coûts d'investissement pour le transfert de chaleur indirect sont plus élevés que pour le transfert de chaleur direct (deux HEXs au lieu d'un seul, ΔT de flux chaud à IL, et de IL à flux froid, réduit d'un facteur 2 et en conséquence de plus grandes surfaces de transfert sont requises pour les mêmes puissances, pompes et conduites, etc.) et la mise en œuvre peut devenir complexe du point de vue régulation.

Pour cette raison, le transfert de chaleur indirect est avant tout mis en place lorsque les conditions cadres d'un transfert de chaleur direct entre les procédés ne sont pas satisfaites (voir section 12.2) ou si pour d'autres raisons aucun transfert de chaleur direct n'est à priori souhaité.

Les sections suivantes décrivent l'analyse et l'optimisation du transfert de chaleur indirect pour deux procédés ou plus.

12.3.1 Split Grand Composite Curves: analyse de 2 procédés

Considérons à nouveau l'exemple du sécheur-atomiseur et de l'OTR / EN. Il s'agit cette fois de clarifier le potentiel de transfert de chaleur indirect entre le procédé OTR / EN et le sécheur-atomiseur.

Pour des raisons de coûts d'investissement et de faisabilité technique, le transfert de chaleur direct interne aux procédés doit toujours être examiné **en première priorité**. Il est représenté sur la Fig. 12-5 pour les deux procédés avec les CCs et GCC.

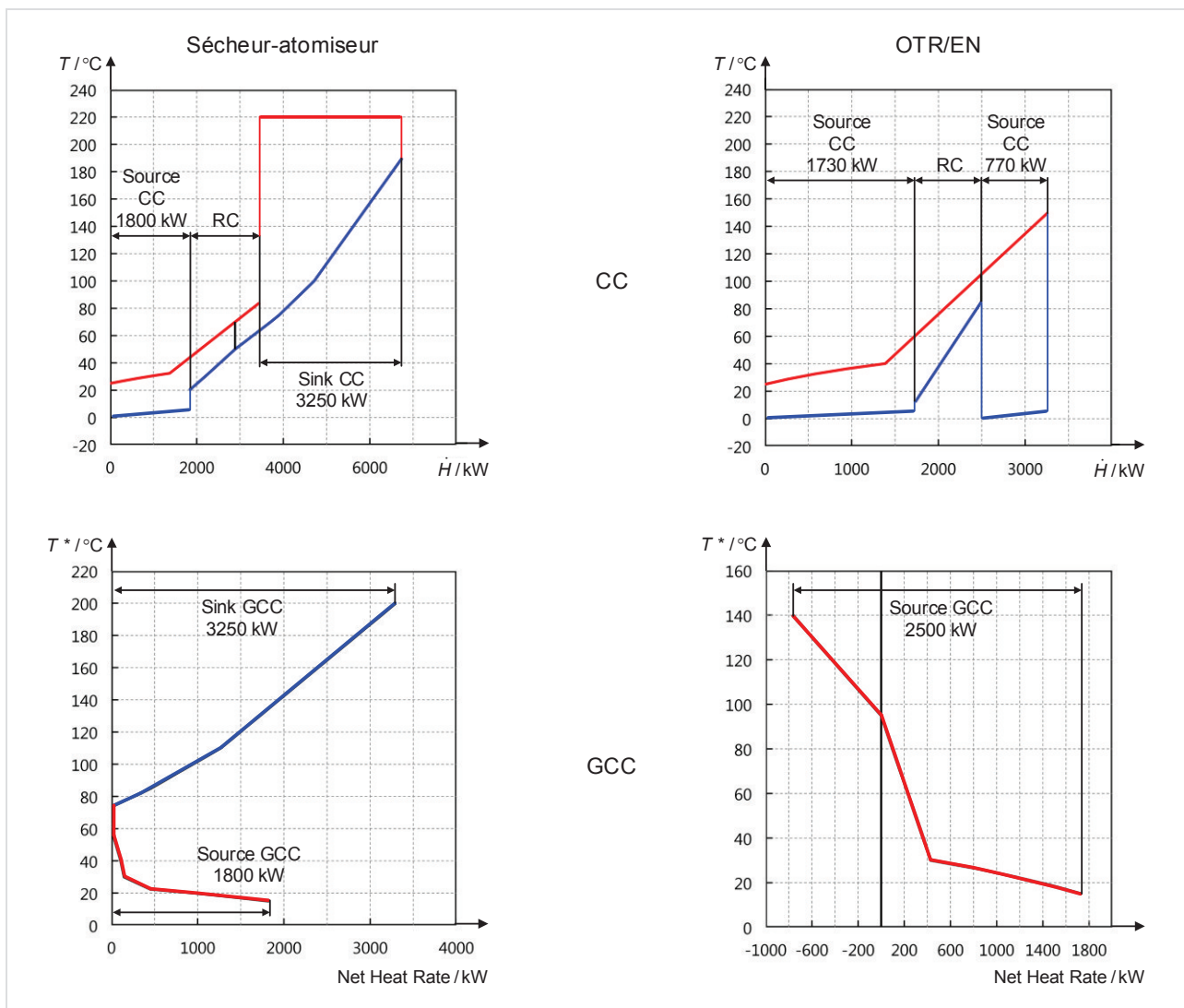


Fig. 12-5 CCs et GCC des deux procédés sécheur-atomiseur et OTR / EN. **En haut** : l'extraction des puits et sources sur la base des CCs. **En bas** : la même extraction sur la base de la GCC

Remarque: lorsqu'un refroidissement au-dessus du pincement est nécessaire (voir Fig. 12-5, en haut à droite) et/ou un chauffage en dessous du pincement, il s'agit alors d'un problème d'**utilités inversées**. La GCC présente dans le cas présent des valeurs négatives au-dessus du pincement (correspondant à un besoin de refroidissement au-dessus du pincement ; dans le cas d'un besoin d'utilité chaude en dessous du pincement, la GCC présenterait des valeurs négatives en dessous du pincement). Une situation d'utilités inversées, comme par ex. un excédent de chaleur au-dessus du pincement, ne se justifie que si en dehors du procédé considéré (dans l'installation complète) il existe d'autres procédés qui pourraient utiliser l'excédent de chaleur disponible à une température suffisamment élevée. Sinon la situation d'utilités inversées conduit simplement à une augmentation de la surface de transfert de chaleur.

En deuxième priorité, il s'agit de quantifier les excédents et les déficits de chaleur, après prise en compte du transfert de chaleur direct interne entre les procédés. Les excédents et déficits de chaleur peuvent être utilisés pour un éventuel circuit intermédiaire. Pour cela (plus particulièrement pour des utilités inversées), le ΔT_{min} des procédés doit être ajusté de sorte que la somme des transferts de chaleur directs (au sein du procédé sécheur-atomiseur et au sein du procédé OTR / EN) et des transferts de chaleur indirects (entre les deux procédés) soit la plus grande possible.

Contrairement au cas de transfert de chaleur direct, le ΔT_{min} doit ici être choisi pour chaque procédé aussi dans la perspective du circuit intermédiaire. Pour les CCs du procédé OTR / EN, un ΔT_{min} de 20 K est volontairement choisi (voir Fig. 12-5, en haut à droite). Ce faisant, pour un même transfert de chaleur direct interne aux procédés, les coûts d'investissement pour les HEXs augmentent en comparaison à la Fig. 12-2 (au milieu) (en raison du gradient de température réduit). Mais un excédent de chaleur de 770 kW est ainsi rendu disponible à haute température. Cet excédent de chaleur peut éventuellement être utilisé de manière rentable par le sécheur-atomiseur.

Excédent(s) et déficit(s) de chaleur résiduels après transferts de chaleur directs internes aux procédés sont appelées **sources** (*sources*) et **puits** (*sinks*). Les sources et les puits peuvent être extraits de deux manières : à l'aide des CCs (voir Fig. 12-5,

en haut) et à l'aide de la GCC (voir Fig. 12-5, en bas).

Rappel : les CCs constituent un modèle idéalisé d'un procédé permettant le *targeting* et l'optimisation du ΔT_{min} , considérant des transferts de chaleur verticaux (c.-à-d. exploitant les différences de température maximales et résultant en une surface de transfert minimale). Au contraire, par construction, la GCC postule des transferts de chaleur "en biais" sous une différence de température égale à ΔT_{min} (impliquant une surface de transfert plus grande que pour des transferts verticaux) – voir par ex. la Fig. 8-1.

Les puissances sont équivalentes pour les deux approches d'extraction des puits et des sources, les niveaux de température ne le sont par contre pas⁹:

- les puits et les sources issus de la GCC décrivent les déficits et excédents de chaleur résiduels d'un procédé après optimisation du ΔT_{min} ¹⁰. Ils définissent ainsi le *meilleur cas* en ce qui concerne le niveau de température (puits à "basse température", sources à "haute température"), pour un ΔT_{min} donné ;
- les puits et les sources issus des CCs décrivent les déficits de chaleur, resp. les excédents de chaleur, résiduels d'un procédé après optimisation du ΔT_{min} selon l'hypothèse d'un transfert de chaleur vertical. L'extraction sur la base des CCs décrit le *pire cas* d'un point de vue du niveau de température (puits

⁹ Les niveaux de températures des puits et des sources définis sur la base des CCs ou sur la base de la GCC sont identiques uniquement si les CCs sont parallèles.

¹⁰ Les puits et les sources déduits de la GCC ne correspondent pas aux flux réels, mais, par définition de la GCC, au bilan net, dans chaque intervalle de température translatée, de la chaleur fournie par les flux chauds et celle absorbée par les flux froid correspondants (différence de flux). Cela ne doit pas cependant être vu comme un problème de conception, étant donné que les puits et les sources ne sont utilisés que pour définir les circuits intermédiaires (températures et puissances en entrée et sortie des procédés). Lors de la conception du HEN, le circuit intermédiaire, ou plutôt les flux résultant du circuit sont considérés avec leurs températures *effectives* et leurs puissances conjointement avec tous les autres flux, comme s'ils étaient de vrais flux. Le circuit intermédiaire peut être vu comme une "utilité interne", froide pour un procédé "source" ou "donneur", et chaude pour le procédé "puits" ou "accepteur".

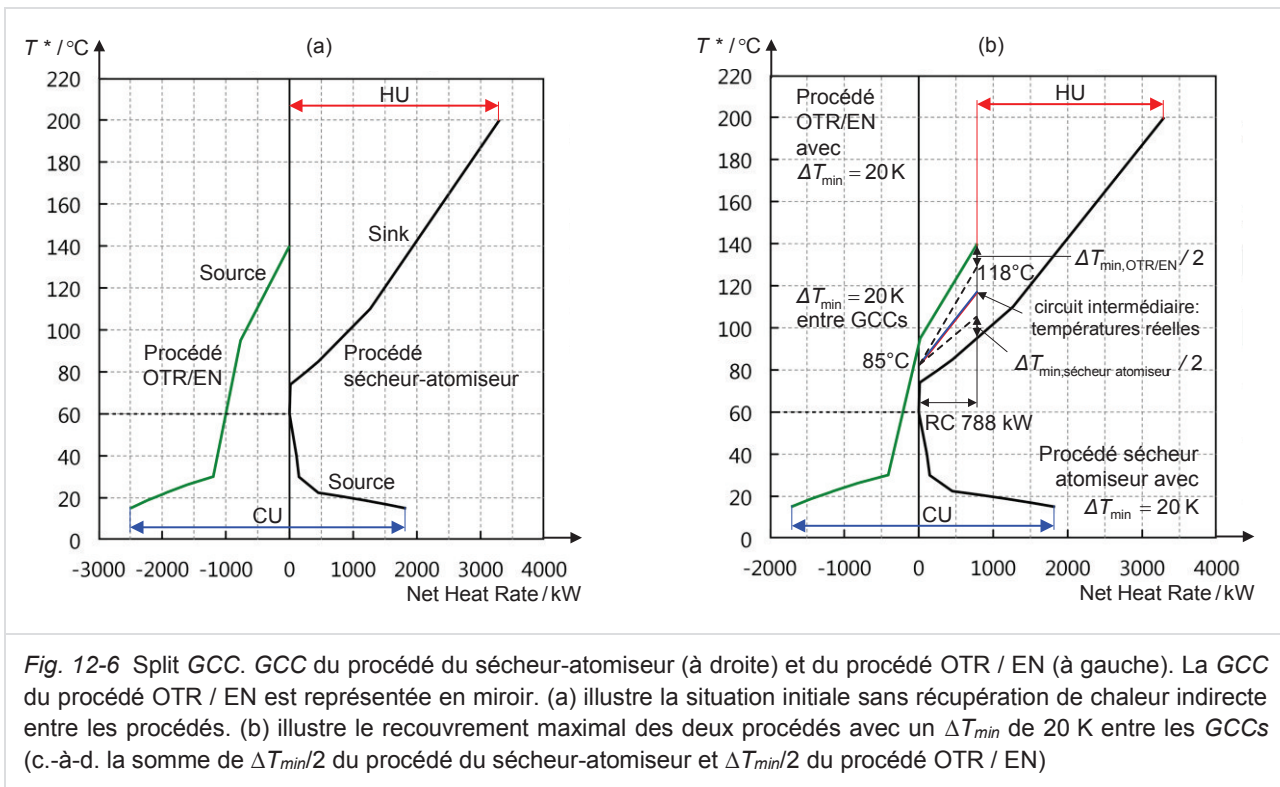


Fig. 12-6 Split GCC. GCC du procédé du sécheur-atomiseur (à droite) et du procédé OTR / EN (à gauche). La GCC du procédé OTR / EN est représentée en miroir. (a) illustre la situation initiale sans récupération de chaleur indirecte entre les procédés. (b) illustre le recouvrement maximal des deux procédés avec un ΔT_{min} de 20 K entre les GCCs (c.-à-d. la somme de $\Delta T_{min}/2$ du procédé du sécheur-atomiseur et $\Delta T_{min}/2$ du procédé OTR / EN)

à "haute température", sources à "basse température"), pour un ΔT_{min} donné.

Afin de pouvoir estimer le potentiel maximal de transfert de chaleur indirect entre deux procédés, les sources et les puits issus des GCCs sont comparées les unes aux autres. Cela peut être effectué par ex. à l'aide de la **Split Grand Composite Curve (Split GCC)**.

La **Split GCC** est une représentation de deux GCCs "dos à dos"; la Fig. 12-6 (a) illustre les GCCs des procédés sécheur-atomiseur (à droite) et OTR / EN (à gauche, en miroir).

Le potentiel de récupération de chaleur indirect découle du recouvrement des deux GCCs. Un potentiel existe lorsque les deux GCCs peuvent se recouvrir de manière significative. Il n'y pas de potentiel si les deux GCCs ne permettent pas de recouvrement (autrement dit si les "pointes" des GCCs se touchent au même niveau de température – c'est notamment le cas lorsque la température de pincement est identique pour les deux procédés).

La Fig. 12-6 (b) représente le recouvrement maximal des GCCs considérant que la valeur ΔT_{min} de chaque procédé s'applique aussi bien au transfert avec le circuit intermédiaire qu'aux transferts in-

ternes à chaque procédé. Ainsi, une puissance maximale de 788 kW peut être transférée du procédé OTR / EN au sécheur-atomiseur (au-dessus du pincement). *Pour rappel* : le transfert de chaleur direct entre les deux procédés donne, pour le même ΔT_{min} , un potentiel supplémentaire de 920 kW par rapport à une optimisation individuelle des deux procédés.

La situation de recouvrement maximum des deux GCCs est rarement la variante la plus rentable : les coûts pour le circuit intermédiaire *IL* (conduites, pompes, coûts de fonctionnement des pompes, etc.) et pour les *HEXs* correspondants sont en général élevés. Dans l'exemple suivant de *Super-targeting*, il s'agit d'ajuster l'ampleur du recouvrement afin que le transfert de chaleur résultant corresponde à un optimum économique.

La définition des températures du circuit intermédiaire *IL* est décrite ci-après¹¹. Pour commencer : les températures de l'*IL* lues sur la *Split GCC* correspondent aux températures *réelles*. Par contre, les deux GCCs représentent les températures des

¹¹ Dans cet exemple, un seul circuit intermédiaire est nécessaire. Cependant, selon le profil des GCCs, plusieurs circuits intermédiaires peuvent être requis.

procédés translatées de $\pm \Delta T_{min}/2$, c'est pourquoi les règles suivantes s'appliquent lors de la définition d'un *IL*:

- T_{IL} est au minimum à $\Delta T_{min \text{ OTR/EN}}/2$ sous la GCC du procédé OTR / EN (ligne traitillée),
- T_{IL} est au minimum à $\Delta T_{min \text{ sécheur-atomiseur}}/2$ au-dessus de la GCC du procédé du sécheur-atomiseur (ligne traitillée).

Ainsi, le ΔT entre les deux GCCs ne peut pas être plus petit que la somme des $\Delta T_{min}/2$ des deux procédés.

Le circuit intermédiaire peut être placé librement (représenté par une droite) entre les deux lignes traitillées de la Fig. 12-6 (b). La position choisie doit cependant suivre deux principes de base, qui se concurrencent mutuellement : d'une part la plage de température de l'*IL* doit être aussi grande que possible, afin que le débit-masse et par suite les coûts des conduites et des pompes soient les plus faibles possibles. D'autre part, la différence de température entre le procédé OTR / EN et le circuit intermédiaire, et entre ce dernier et le procédé du sécheur-atomiseur, devrait être aussi grande que possible, afin de réduire les coûts des *HEXs*. Sur la Fig. 12-6 (b), la température basse de l'*IL* est fixée par la position des GCCs à 85°C. Le choix de la température haute de l'*IL* présente une certaine liberté et est fixé à 118°C pour l'exemple considéré, c'est-à-dire entre les deux GCCs.

Le circuit intermédiaire est intégré à la table des flux sous la forme de deux flux (voir Tab. 12-1).

Procédé	Chaud/ froid	Type	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	\dot{H} [kW]
RTO / EN	froid	<i>IL</i>	85	118	788
Sécheur-atomiseur	chaud	<i>IL</i>	118	85	788

Tab. 12-1 Définition des flux pour le transfert de chaleur indirect entre deux procédés à l'aide d'un circuit intermédiaire (*IL* : *Intermediate Loop*)

Le flux froid est attribué au procédé OTR / EN et le flux chaud au procédé du sécheur-atomiseur.

La Fig. 12-7 illustre la récupération de chaleur du procédé OTR / EN vers le procédé du sécheur-atomiseur, selon la Fig. 12-6.

Le transfert de chaleur entre l'*IL* et le procédé du sécheur-atomiseur est élaboré lors de la conception du *HEN* du procédé du sécheur-atomiseur (y compris le flux *IL*).

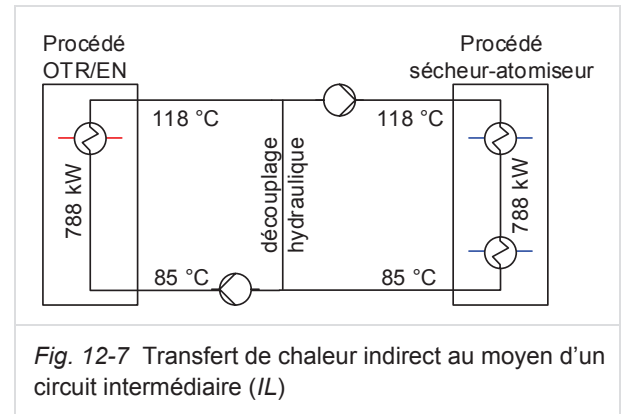


Fig. 12-7 Transfert de chaleur indirect au moyen d'un circuit intermédiaire (*IL*)

Important :

- les nouveaux flux représentant l'*IL* ne valent que pour les valeurs ΔT_{min} fixées pour les deux procédés ainsi que pour le recouvrement des GCCs ! Il est possible, en appliquant de manière itérative la démarche de placement du circuit intermédiaire présentée ci-dessus, d'"optimiser manuellement" les degrés de liberté suivants : ΔT_{min} de chaque procédé, recouvrement des GCCs et position du circuit intermédiaire *IL*. Les coûts annuels d'utilités et pour les *HEXs* seront déterminés par *Supertargeting*, tandis que les coûts associés au circuit intermédiaire devront être estimés ;
- après l'attribution des flux de l'*IL* aux procédés, les *HENs* sont conçus pour chaque procédé séparément !

12.3.2 Indirect Source & Sink Profiles (ISSPs): analyse de 2 procédés ou plus

La *Split GCC* peut être utilisée pour l'analyse du transfert de chaleur indirect entre deux procédés seulement. Comment procéder lorsque plus de deux procédés doivent être considérés ensemble ?

La solution s'appuie sur la représentation de "courbes composites indirectes" appelées **Indirect Source and Sink Profile (ISSPs)**¹². Les *ISSPs* sont construites, comme pour la *Split GCC*, sur la base des sources et des puits. Ceux-ci peuvent être extraits de la *GCC* ou des *CCs*, comme illustrés par la Fig. 12-5.

La démarche conceptuelle pour le placement des *ILs* est la même pour les deux variantes d'extraction des puits et des sources. L'exemple ci-après représente les *ISSPs* issus de la *GCC* pour les deux procédés OTR / EN et sécheur-atomiseur, afin de pouvoir comparer cette méthode avec la *Split GCC*. Puis, sur cette base, l'analyse de 3 procédés simultanés sera présentée.

La Fig. 12-8 illustre l'établissement des *ISSPs*. Toutes les sources (en rouge) ont été translattées vers le bas de $\Delta T_{min}/2$ spécifique au procédé considéré, et tous les puits (en bleu) ont été translattés vers le haut d'un $\Delta T_{min}/2$ spécifique au procédé considéré. Les sources et les puits sont ainsi translattés vers le bas ou vers le haut d'un ΔT_{min} complet du procédé considéré, par rapport aux flux réels¹³. Les puits et les sources sont ensuite com-

posés en un *Indirect Sink Profile*, respectivement un *Indirect Source Profile* pour former les *ISSPs*.

Dans l'exemple de la Fig. 12-8, les procédés OTR / EN et sécheur-atomiseur ont le même ΔT_{min} . Si ce n'est pas le cas, le ΔT_{min} de chaque procédé devrait être pris en compte lors de l'élaboration des *ISSPs*.

Le potentiel de transfert de chaleur indirect peut être déterminé par le déplacement du profil des puits vers la gauche (voir Fig. 12-8, en bas). Le potentiel maximum est atteint lorsque les profils des puits et des sources se touchent. Le circuit intermédiaire (représenté par une droite) est placé dans le domaine de recouvrement des profils des puits et des sources.

Dans le cas maximum, il débute au point où les deux profils se touchent (à 85°C) et se termine selon l'illustration de la Fig. 12-8¹⁴. Pour atteindre une différence de température la plus élevée possible entre le profil des sources et l'*IL*, de même qu'entre l'*IL* et le profil des puits, l'extrémité chaude de l'*IL* est placée précisément entre les puits et les sources sur l'exemple de la Fig. 12-8.

Les températures de l'*IL*, définies sur les *ISSPs*, peuvent être lues sur l'axe des températures translattées et correspondent, comme pour la *Split GCC*, aux *températures réelles*. Attention : dans le cas d'une *Split GCC* vu précédemment, l'*IL* dessiné ne peut pas toucher la *Split GCC*, ce qui n'est pas le cas pour les *ISSPs* pour lesquels l'*IL* peut toucher les *ISSPs* et même s'y superposer (par construction, le ΔT_{min} de chaque procédé est garanti).

Il apparaît que l'*IL* correspond précisément à celui identifié avec la *Split GCC* (voir Fig. 12-6 (b)). Les principes des *ISSPs*, de la *Split GCC* et des circuits intermédiaires résultants sont bien les mêmes. Seule la démarche est différente.

¹² Les *ISSPs* (également appelées *Residual Composite Curves*) sont similaires au concept bien établi et connu dans la littérature sous le nom de *Total Site Profiles*, comprenant le *Site Source Profile* et le *Site Sink Profile* [19]. Si la construction des courbes est identique, leur domaine d'application préférentiel et la manière de les utiliser diffèrent. Les *Total Site Profiles* ont été développés pour étudier les transferts de chaleur indirects entre les divers procédés d'un site industriel par le biais des utilités (existantes) (*Total Site Analysis*) [19]. Dans ce contexte, il s'agit notamment d'optimiser tant la RC (par transfert indirect) entre les procédés que la conversion d'énergie primaire par l'optimisation du niveau de pression des utilités vapeur. Les *Total Site Profiles* peuvent également être utilisés pour définir les circuits intermédiaires ; mais contrairement aux *ISSPs*, les *Total Site Profiles* ne sont pas analysés par le biais de leur recouvrement, ce qui rend l'analyse et la conception de circuits intermédiaires moins aisées qu'avec les *ISSPs*.

¹³ Lors de l'élaboration des *ISSPs* à partir des *CCs*, les puits/sources sont directement translattés d'un (+/-) ΔT_{min} entier du procédé considéré (voir Fig. 12-5, en haut).

¹⁴ Remarque: le cas maximum ne correspond pas forcément à l'optimum économique. Le recouvrement entre le profil des sources et le profil des puits peut aussi être réduit.

Trois procédés, deux circuits intermédiaires

Un **troisième procédé (P3), exploité en continu simultanément** aux procédés OTR / EN (P1) et sécheur-atomiseur (P2), est ajouté. Sa GCC est

représentée sur la Fig. 12-9 (à gauche) et présente une température de pincement élevée. Les zones neutres (voir la section 8.3) sont en principe négligées lors de l'extraction des puits et des sources à

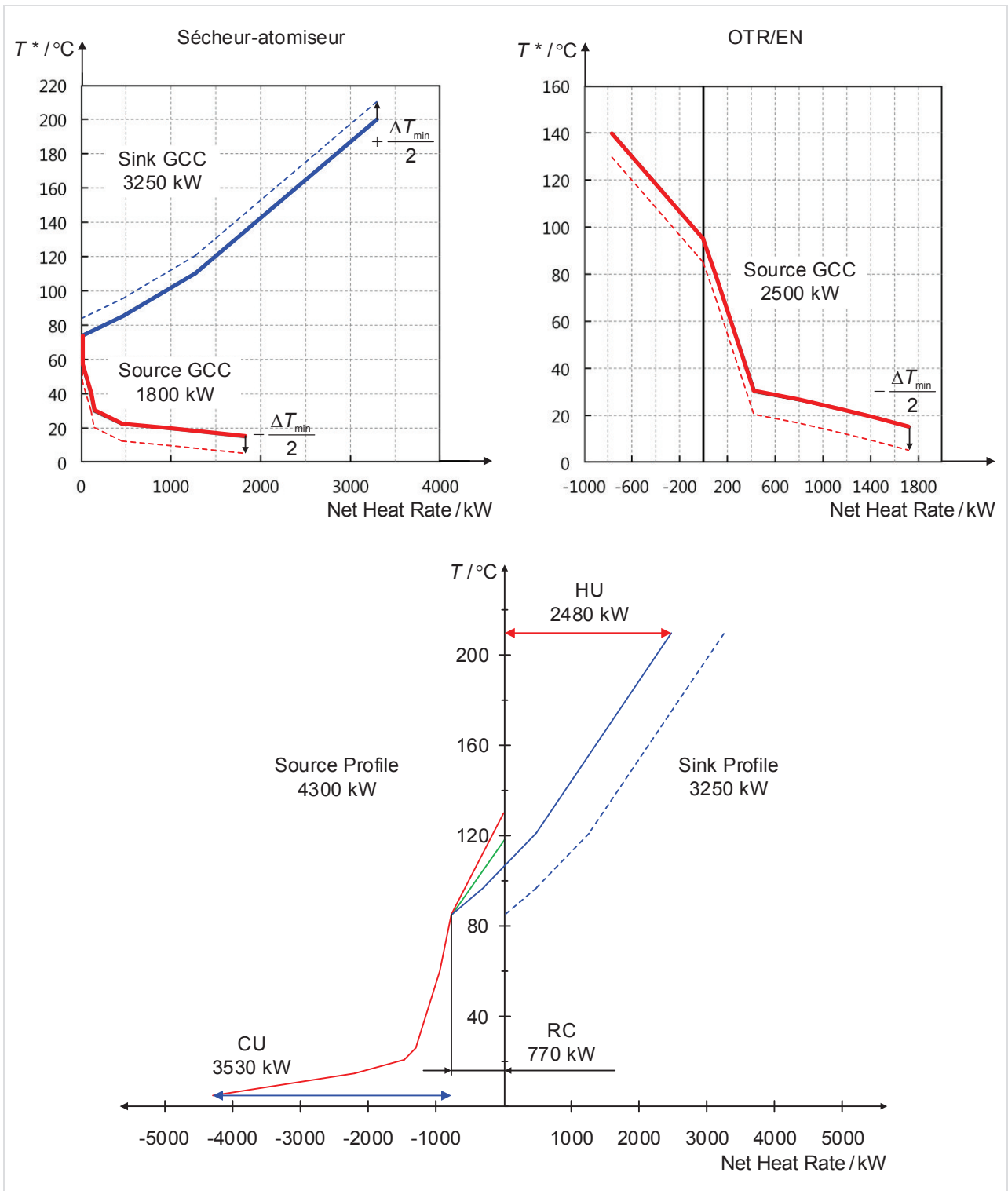


Fig. 12-8 Construction des *Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs)* à partir des GCCs des procédés OTR / EN et sécheur-atomiseur

partir de la GCC¹⁵, autrement dit les sources et les puits ne pénètrent pas dans une zone neutre (la zone neutre est remplacée par une ligne verticale correspondant à sa "frontière"). Les ISSPs résultant des trois procédés sont représentés sur la Fig. 12-9 (à droite).

Bien que toutes les sources et tous les puits existent simultanément (comme admis jusqu'ici dans ce chapitre), il est important de représenter les "températures de départ" de chaque procédé qui contribue aux ISSPs (voir les symboles * X O), à savoir :

- la température la plus basse des puits de chaque procédé,
- la température la plus haute des sources de chaque procédé.

Les ISSPs de la Fig. 12-9 permettent deux configurations et différentes options de transfert de chaleur indirect entre les trois procédés. Ci-après T_{low} et T_{high} désignent respectivement la température basse (état déchargé) et la température haute (état chargé) de l'IL.

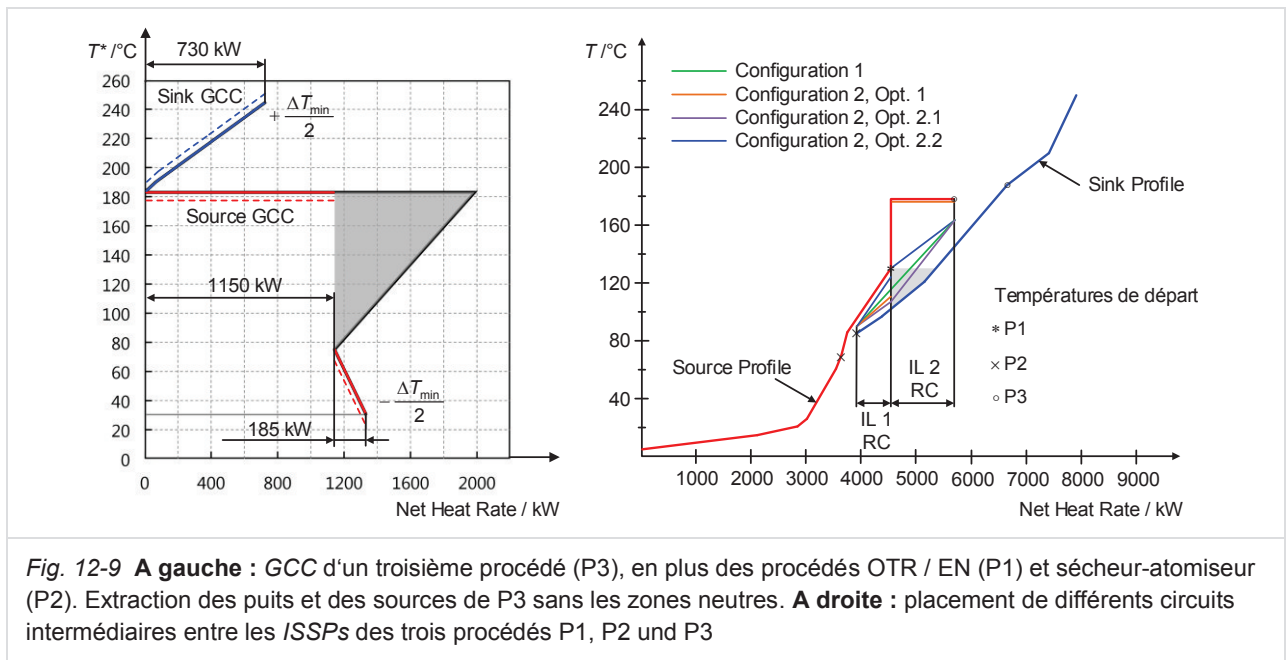
Configuration 1 : un seul IL, selon la ligne continue verte. L'IL est chargé par P3 et P1 et déchargé par P2. Comme la température la plus haute de P1 (le point *) est plus basse que T_{high} de l'IL, P1 peut uniquement préchauffer l'IL. Le chauffage jusqu'à T_{high} doit s'effectuer en série avec le procédé P3. Un chauffage en parallèle de l'IL (de T_{low} à T_{high} tant par P3 que par P1, avec la puissance correspondante) n'est pas possible.

¹⁵ Par définition, une zone neutre (*pocket*) de la GCC représente un domaine de température du procédé avec un bilan de chaleur équilibré, pour lequel un excédent de chaleur (source) peut être transféré à un déficit de chaleur (puits). Ainsi une zone neutre n'est ni un puits, ni une source à prendre en compte dans les ISSPs. Les seules exceptions sont les zones neutres très "profondes" (grande puissance) et très "hautes" (grande différence de température, par ex. plus grande que 2 fois le ΔT_{min} du procédé) : dans ces cas (plutôt rares), la prise en compte dans les ISSPs de segments de sources à haute température et de segments de puits à basse température peut conduire à une augmentation significative de la RC. Cette démarche requiert toutefois deux circuits intermédiaires (au lieu d'un seul) et est rarement rentable.

Configuration 2 : si un chauffage de l'IL en série n'est pas souhaité, pas possible ou pas rentable, deux ILs sont nécessaires pour pouvoir transférer de manière indirecte la même puissance. La zone grisée entre les profils des puits et des sources représente la région au sein de laquelle les températures T_{high} de IL1 et T_{low} de IL2 peuvent être placées. Si la température T_{high} de IL1 est choisie au-dessus la "température de départ" des sources de P1 (marquée par l'étoile) et ainsi hors de la zone grisée, alors le chauffage de l'IL par P1 n'est plus possible. Si la "frontière" (limite verticale) entre IL1 et IL2 est choisie à l'intérieur de la zone grisée, alors la condensation du procédé 3 doit s'effectuer avec 2 HEXs (pour IL1 et IL2), ce qui n'est pas pertinent.

La "frontière" techniquement et économiquement la plus pertinente entre IL1 et IL2 se situe sur la verticale passant par T_{high} de P1 (désignée par * sur le profil des sources). Dans ce cas, IL1 est chargé par P1 et IL2 par P3. Pour le placement des ILs il existe également différentes options :

- **Option 1** (lignes oranges) : la partie horizontale de la source à 175°C (température translatée) est adaptée pour la production d'env. 1'100 kW de vapeur à env. 8 bar(a) (IL2, ligne horizontale en raison du changement de phase, $T_{high} = T_{low}$). IL1 peut être définie comme un circuit d'eau sous pression de env. 90°C à 105°C ;
- **Option 2** : IL1 et IL2 sont tous deux définis avec variation de température (c.-à-d. $T_{high} > T_{low}$). Les fluides caloporteurs des ILs peuvent être choisis indépendamment l'un de l'autre, afin de répondre au mieux tant aux exigences techniques spécifiques de l'IL (température de travail => eau sous pression ou de l'huile thermique, etc.) qu'économiques (prix du fluide, pression de travail requise, matériau des conduites, etc.). T_{high} de l'IL1 peut être choisie aussi haute que T_{low} de l'IL2 (ligne violette), mais les températures peuvent aussi être différentes (lignes bleues).



Recommandations

Pour les *ILs* avec variation de température, pour lesquels le chauffage (resp. refroidissement) du fluide caloporteur ne peut pas s'effectuer par circulation au travers de plusieurs procédés connectés en série, et pour lesquels plus de deux procédés contribuent au transfert de chaleur indirect, les règles suivantes doivent être respectées :

- les puits de chaque procédé impliqué doivent permettre d'atteindre T_{low} , autrement dit T_{low} doit être plus élevée que toutes les "températures de départ" des puits (courbe bleue) au sein d'un *IL* ;
- les sources de chaque procédé impliqué doivent permettre d'atteindre T_{high} , autrement dit T_{high} doit être plus basse que toutes les "températures de départ" des sources (courbe rouge) au sein d'un *IL*.

Une approche basée sur les *Limiting Supply Temperature Profiles (LSTPs)* permet la détermination systématique du nombre minimum d'*ILs*, et du domaine de définition possible de la puissance de transfert et des valeurs T_{low} et T_{high} de chaque *IL*. Pour plus de détails sur les *LSTPs*, voir [9]¹⁶.

¹⁶ La démarche proposée est expliquée sur la base d'un transfert de chaleur indirect (avec stockage) pour des procédés batch – mais la démarche peut aussi être appliquée pour des procédés continus.

Les **degrés de liberté** les plus importants pour la sélection et l'optimisation des *ILs* sont :

- **décisions structurelles** (lors de l'*Energy Targeting*) :
 - nombre d'*ILs* (en considérant la possibilité d'une charge/décharge en série selon la configuration 1 – voir plus haut) ;
 - type de chaque *IL* (à changement de phase, ou avec variation de température) ;
 - choix des procédés, qui doivent ou non être pris en compte pour l'*IL* (par ex. exclusion de procédés qui ne contribuent que très peu à la puissance de l'*IL* et/ou qui augmenteraient le nombre d'*ILs* par des "températures de départ" contraignantes, pour un même recouvrement des puits et des sources) ;
- **optimisations paramétriques** (lors du *Targeting / Design*) :
 - recouvrement des *ISSPs*, c.-à-d. la somme des puissances des *ILs* (l'optimum économique ne correspond pas obligatoirement au recouvrement maximum pour un nombre d'*ILs* donné) ;

- puissance transférée par chaque *IL* (plage de la zone de recouvrement des *ISSPs* associée à chaque *IL*) ;
- T_{low} et T_{high} de chaque *IL*.

Remarques : lors de l'analyse des *ISSPs* et de l'ajustement des degrés de liberté, il est recommandé de garder en mémoire la localisation des procédés d'une installation, afin de pouvoir identifier les possibilités de transfert de chaleur indirect

ou les difficultés de mise en œuvre. Cela permet de limiter le nombre de variantes.

Par ailleurs la variante pouvant être mise en œuvre de la manière la plus économique n'apparaît pas manifestement au stade de l'*Energy Targeting*. Il est donc recommandé de comparer les variantes les plus prometteuses lors du *Targeting / Design* pour pouvoir effectuer le choix final.

13 Valeurs cibles énergétiques pour des cas de fonctionnement multiples

13.1 Introduction

Le chapitre 12 a présenté comment les transferts de chaleur directs et indirects entre plusieurs procédés simultanés peuvent être analysés.

L'intégration de procédés par l'Analyse Pinch peut aussi être appliquée à un procédé exploité avec cas de fonctionnement multiples (par ex. différents types de produits fabriqués). L'analyse de différents procédés qui se recouvrent seulement partiellement (et ne sont donc pas toujours exploités simultanément) est également possible.

Les particularités de l'*Energy Targeting* des deux cas ci-dessus sont décrites dans ce chapitre. Comme précédemment pour la détermination des valeurs cibles énergétiques (*Energy Targeting*) de plusieurs procédés simultanés, la distinction est faite entre le transfert de chaleur direct et le transfert de chaleur indirect.

13.2 Transfert de chaleur direct

13.2.1 Cas de fonctionnement multiples d'un procédé

Un procédé peut être exploité avec différents cas de fonctionnement (*Operating Cases*), si par ex. il est employé pour la production de différents produits.

Operating Case (OC)

Un *Operating Case* est un cas de fonctionnement d'un procédé ou d'une installation. Il est défini par l'existence simultanée d'un ou plusieurs flux. Un cas de fonctionnement (OC) peut exister à différentes périodes au cours de l'année, mais comprend **toujours les mêmes flux et des paramètres de flux**¹⁷ identiques.

Dans l'exemple de la Fig. 10-1, il est par ex. envisageable que de la poudre de vanille et de la poudre de fraises soient produites dans le même

sécheur-atomiseur. Les températures et quantités d'air frais pour l'air primaire (SD) du sécheur-atomiseur ne sont peut-être pas les mêmes pour les deux produits. Et par conséquent l'air extrait sera également légèrement différent.

Considérant que le *HEN* ne pourra pas être utilisé de manière identique ou similaire pour les deux produits, il faut alors définir le procédé par deux OCs. Dans le cas présent, la table des flux comprend 5 flux identiques pour les deux OCs et 2 flux spécifiques à chaque OC qui se distinguent par la valeur de certains paramètres (voir Tab. 13-1 et comparer à la table des flux du Tab. 10-1).

Flux de l'OC 1 Vanille	Flux de l'OC 2 Fraises
Air primaire SD Vanille	Air primaire SD Fraises
Air secondaire SD	Air secondaire SD
Lit fluidisé I	Lit fluidisé I
Lit fluidisé II	Lit fluidisé II
Filtre air frais	Filtre air frais
Air extrait total Vanille	Air extrait total Fraises
Concentrat de produit	Concentrat de produit

Tab. 13-1 Affectation des flux aux deux OCs du procédé sécheur-atomiseur. **En gras** : paramètres des flux différents entre OC1 et OC2

La Fig. 13-1 représente un exemple de diagramme de Gantt des deux OCs pour le procédé du sécheur-atomiseur. Il est ici admis que la poudre de vanille est produite pendant 2'500 h/an et la poudre de fraises pendant 2'500 h/an.

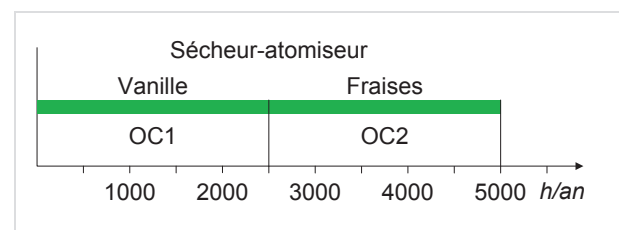


Fig. 13-1 Diagramme de Gantt du procédé sécheur-atomiseur avec deux OCs

Il est évident qu'un *HEN* pour l'OC1 ne sera pas complètement différent d'un *HEN* pour l'OC2. Les surfaces des échangeurs du *HEN* peuvent et doivent être "coordonnées" car il est prévisible que les surfaces de transfert de chaleur soient utilisées

¹⁷ Les paramètres des flux sont les propriétés d'un flux, c-à-d T_{in} , T_{out} , \dot{m} (kg/h), c_p (kJ/kg K) ou pour un changement de phase (kJ/kg) et α (W/(m² K)). L'*équipement* est aussi un paramètre de flux, lequel définit où un flux s'écoule ou "se présente". Le concept d'*équipement* est décrit à la section 13.5.

conjointement pour les deux OCs. La surface réutilisable entre les différents OCs peut être optimisée au stade du *Supertargeting* par le **Multiple Operating Case (MOC)¹⁸ Supertargeting** (voir chapitre 18).

Indications pratiques

Afin de réduire la complexité de l'optimisation (*Supertargeting* et conception du *HEN*), l'analyse Pinch considère **autant que possible un seul OC par procédé**. Cet OC correspond en général au produit le plus fabriqué ou aux exigences de procédé "moyennes" ou représentatives. L'unique OC est alors le cas de référence, sur la base duquel l'analyse Pinch est effectuée.

Le *HEN* élaboré doit être contrôlé après l'analyse Pinch notamment pour les phases de démarrage, arrêt, pour des exigences de procédé fluctuantes, ou pour de nouveaux produits. Des adaptations de la régulation, ou un léger redimensionnement des *HEXs*, suffisent souvent pour pouvoir répondre aux différentes exigences de procédé à partir du *HEN* établi pour un OC.

13.2.2 Cas de fonctionnement multiples pour une installation

Un recouvrement temporel partiel des différents procédés d'une installation peut "créer" plusieurs cas de fonctionnement (OCs) pour cette installation.

Dans la Fig. 13-2, il est supposé à titre d'exemple que le sécheur-atomiseur (avec un produit, selon l'exemple du chapitre 10) est exploité pendant 5'000 h/an et que le procédé OTR / EN est exploité 7'000 h/an.

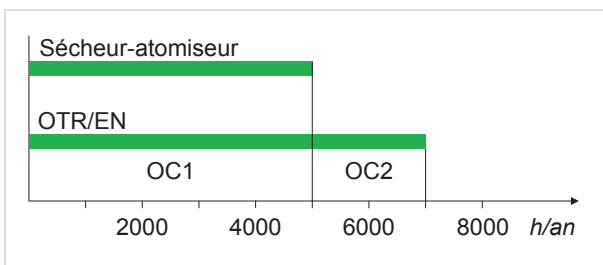


Fig. 13-2 Diagramme de Gantt pour deux procédés continus se recouvrant temporellement

Il en résulte deux OCs. Dans l'OC1, les deux procédés sont exploités simultanément (de 0 à 5'000 h). Dans l'OC2, seul le procédé OTR / EN fonctionne (de 5'000 à 7'000 h).

Le transfert de chaleur direct entre les deux procédés pendant OC1 est traité avec des CCs communes (voir section 12.2). Comme il est vraisemblable que la surface de transfert de chaleur de l'OC1 soit réutilisée dans l'OC2 (voir par ex. *HEX2* sur la Fig. 10-9), la durée d'exploitation de cette surface augmente de 5'000 à 7'000 h/an. En raison de ce temps de fonctionnement plus long, il est alors pertinent d'installer une surface de transfert plus grande (afin de réduire le ΔT_{min}).

Le ΔT_{min} optimum pour chaque OC, compte tenu de la surface de transfert réutilisable, est déterminé par le *MOC Supertargeting* (voir chapitre 18).

13.3 Transfert de chaleur indirect

Un **transfert de chaleur indirect** entre les deux procédés selon la Fig. 13-2 (durant OC1) peut être analysé et mis en oeuvre comme suit :

1. analyse du potentiel de transfert de chaleur indirect dans OC1 selon les principes du transfert de chaleur indirect de la section 12.3 (avec la *Split GCC* ou les *ISSPs*) ;
2. analyse des coûts du transfert de chaleur indirect avec variation des degrés de liberté suivants¹⁹ : valeur ΔT_{min} des procédés, recouvrement de la *Split GCC*, resp. des *ISSPs*, températures des flux de la boucle intermédiaire de récupération *IL* ;
3. définition des flux de l'*IL* dans OC1 ;
4. calcul, par *MOC Supertargeting*, des surfaces de transfert minimales pour OTR / EN avec ΔT_{min} de OC1 (y compris l'*IL*) fixée à l'étape 2 et ΔT_{min} d'OC2 (sans l'*IL*) variable ;
5. conception du *HEN* pour le procédé du sécheur-atomiseur (y compris le flux de l'*IL*) ;

¹⁹ L'optimisation des degrés de liberté requiert l'application itérative des étapes 1 à 4, car la définition de l'*IL* ainsi que les coûts sont étroitement liés aux valeurs ΔT_{min} des deux procédés. Une cartographie (*mapping*) pour 2-3 valeurs par degré de liberté devrait suffire pour identifier une solution raisonnablement optimale.

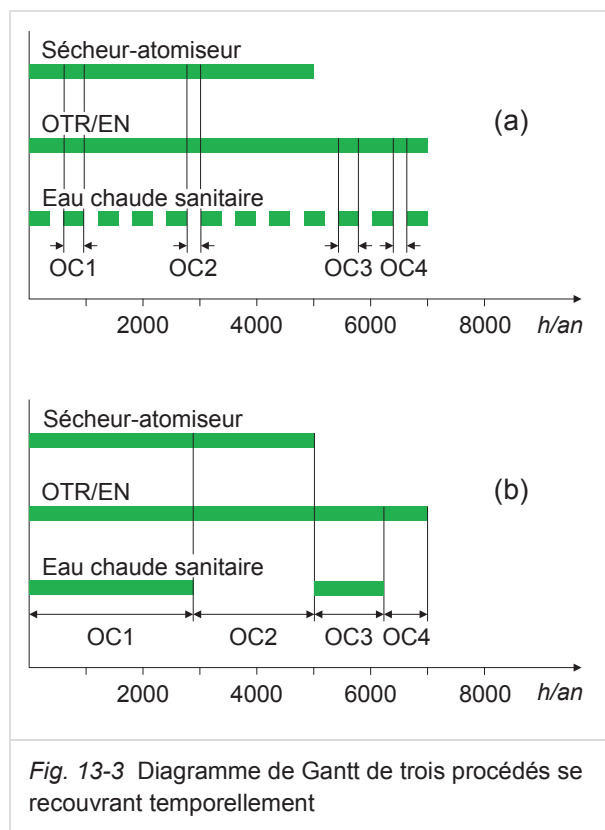
¹⁸ Connu dans la littérature sous l'appellation *Multiple Base Case*, voir [15].

6. conception du *HEN* pour le procédé OTR /EN, avec "réconciliation" du *HEN* pour OC1 (y compris l'*IL*) et d'OC2 (sans l'*IL*).

13.4 Planification temporelle

Dès que plusieurs procédés ne sont pas toujours exploités simultanément, le calendrier d'exploitation (*operating schedule*) des procédés devient important.

La Fig. 13-3 illustre le diagramme de Gantt des deux procédés du sécheur-atomiseur et OTR / EN, conjointement avec un troisième procédé *Eau chaude sanitaire : ECS*. L'ECS est produite pendant le fonctionnement du procédé OTR / EN, mais seulement 12 heures par jour.



Pour permettre une analyse Pinch pertinente, la définition du calendrier d'exploitation des procédés doit respecter les principes suivants :

- le calendrier d'exploitation doit représenter correctement **les OCs apparaissant dans une installation** et leurs **durées respectives** ;

- si un **stockage de chaleur** entre les OCs doit être considéré, la **séquence** des différents OCs doit être fidèlement représentée.

La modélisation du **calendrier d'exploitation selon la Fig. 13-3 (a)** représente assez fidèlement le **rythme** et **les durées d'exploitation réelles** des procédés. Elle suppose que ces durées de fonctionnement sont connues suffisamment précisément. Avec cette représentation, le **stockage de chaleur** entre OC1 et OC2 sur une journée pourrait être analysé en parallèle du transfert de chaleur direct (avec 24 h de fonctionnement pour le sécheur-atomiseur et l'OTR / EN, et 12 h d'exploitation pour le procédé d'ECS).

La modélisation simplifiée et abstraite **selon la Fig. 13-3 (b)** représente le procédé ECS regroupé en deux périodes d'exploitation imaginaires, dont les temps de début et de fin sont choisis de manière à "recréer" les 4 OCs de durées respectives identiques à celles du cas (a). Cette modélisation est abstraite dans le sens où l'axe horizontal *h/an* ne représente plus l'axe du temps d'une année calendaire. Une optimisation du transfert de chaleur direct avec le *MOC Supertargeting* arrive exactement aux mêmes valeurs cibles économiques et énergétiques pour les deux cas. La modélisation (b) permet une représentation des OCs plus "lisible" et synthétique. Elle peut aussi être utilisée pour des calendriers d'exploitation variables, complexes ou mal connus, pour autant que le recouvrement temporel des procédés et donc leurs OCs et leurs durées puissent être estimés. Elle présente par contre l'inconvénient de ne pas permettre l'analyse du stockage de chaleur d'une OC à l'autre. En outre, pour trois procédés ou plus (comme illustré ici par l'ECS), les OCs de l'installation réelle ne peuvent pas toujours être modélisées par un regroupement en une seule "occurrence" de chaque procédé.

Dans la Fig. 13-3 (a), l'ECS est définie comme un procédé exploité quotidiennement de 0 à 12 h, et cela pendant une "durée d'exploitation brute" de 7'000 h/an. L'intervalle qui résulte du recouvrement de la durée d'exploitation brute des procédés est appelé **Scheduling Interval**. Sur la Fig. 13-3 (a), 2 *Scheduling Interval* sont représentés. Le *Scheduling Interval 1* consiste en OC1 et OC2 et le *Scheduling Interval 2* consiste en OC3 et OC4.

13.5 Equipement

Pour des MOCs, la surface de transfert de chaleur peut éventuellement être (ré)utilisée durant plusieurs OCs. Cette utilisation commune de surface peut être optimisée par le MOC *Supertargeting*. Cela n'est cependant possible que si l'algorithme de calcul reconnaît qu'un flux (par ex. *Air primaire SD Vanille* de OC1) peut théoriquement être chauffé dans le même HEX qu'un autre flux (par ex. *Air primaire SD Fraises* de OC2). La combinaison logique des flux s'opère par la notion d'*équipement*, qui leur "attribue un lieu".

Un **équipement** est défini comme suit :

Equipement

Un équipement désigne une conduite, un canal ou une cuve, dans lequel un flux, resp. une exigence de procédé, "existe".

Plusieurs flux peuvent "exister" dans un même équipement, mais jamais simultanément.

Un échangeur de chaleur décrit la combinaison de deux équipements.

Selon la définition ci-dessus, un transfert de chaleur a toujours lieu entre deux équipements, pendant que les flux "s'écoulent" dans ces équipements.

Dans l'exemple de la section 13.2.1, la définition des équipements peut s'effectuer comme suit :

Equipement	Flux OC 1 Vanille	Flux OC 2 Fraises
Air primaire SD	Air primaire SD Vanille	Air primaire SD Fraises
Air secondaire SD	Air secondaire SD	Air secondaire SD
Lit fluidisé I	Lit fluidisé I	Lit fluidisé I
Lit fluidisé II	Lit fluidisé II	Lit fluidisé II
Air frais cyclone	Air frais cyclone	Air frais cyclone
Air extrait total	Air extrait total Vanille	Air extrait total Fraises
Concentrat de produit	Concentrat de produit	Concentrat de produit

Tab. 13-2 Allocation des équipements aux flux de deux OCs d'un procédé

Dans le Tab. 13-2, les équipements en gras *Air primaire SD* et *Air extrait total* doivent être affectés manuellement aux flux correspondants des deux OCs, car ces flux ont des paramètres de procédé différents (il ne peut pas être reconnu automatiquement que les flux peuvent être présents dans le même équipement). Les équipements restants peuvent théoriquement être alloués automatiquement aux flux, car les flux sont identiques dans les deux OCs.

La surface d'un HEX entre les deux équipements *Air primaire SD* et *Air extrait total* peut alors être optimisée. Cette surface de transfert (ou au moins une partie de celle-ci) sera dans la pratique utilisée tant pour OC1 que pour OC2.

14 Procédés batch

14.1 Introduction

Le mode de production batch, aussi appelé par charge ou par lot, décrit une exploitation au déroulement non stationnaire. Les grandeurs d'état des produits dépendent du temps, contrairement au mode d'exploitation continu traité jusqu'ici.

Des procédés de traitement par batch (appelés ici *procédés batch*) sont spécifiquement utilisés :

- pour des transformations très lentes (long temps de résidence),
- pour de petites quantités de produits à haute valeur ajoutée,
- si une modification flexible du produit et/ou du procédé de fabrication est importante (installation multi-produits resp. installation polyvalente),
- si une exploitation en continu est techniquement difficile.

Une étape de production par batch se trouve souvent entre deux étapes de production semi-continues. A chaque interface entre ces deux modes (batch \leftrightarrow semi-continu), une cuve (réservoir tampon) assure le stockage intermédiaire des produits.

Comparés aux procédés continus, les procédés batch nécessitent la prise en compte de la dimension temporelle, en complément de la température. Les transferts de chaleur des procédés batch sont pour cela plus complexes, mais offrent par ailleurs plus de liberté et par là de potentiels d'optimisation. La modification du déroulement temporel des flux (aussi appelée *Rescheduling*) peut être utilisée pour améliorer le transfert de chaleur direct, pour augmenter la capacité de production ou pour lisser les pics de puissance des utilités. Comme l'augmentation de la capacité de production des procédés batch est souvent plus importante que la récupération de chaleur, le *Rescheduling* trouve ici tout son sens. Le *Rescheduling* et la récupération de chaleur ne s'excluent

pas mutuellement, et peuvent bien entendu être analysés et optimisés conjointement.

Des productions par batches répétés cycliquement, avec des équipements spécifiques pour chaque produit, offrent en général plus de possibilités de transfert de chaleur direct que les installations multi-produits ou polyvalentes, pour lesquelles la *flexibilité joue le rôle clé*. Les premières se rencontrent principalement dans l'industrie alimentaire et celle des boissons. Les secondes sont notamment utilisées dans l'industrie pharmaceutique ou des spécialités chimiques.

Malgré les difficultés mentionnées ci-dessus, les projets réalisés dans des entreprises industrielles avec des procédés batch ont montré que le potentiel d'économie, en pourcents des coûts énergétiques annuels totaux, est souvent plus significatif que pour des procédés continus. Cela s'explique entre autres par le fait que les entreprises industrielles avec des procédés batch ont jusqu'ici accordé une place trop limitée à l'approche systématique d'optimisation des transferts de chaleur et l'ont rarement mis en pratique.

14.2 Procédé batch isolé

14.2.1 Exemple introductif

L'exemple suivant décrit, pour le procédé batch typique qu'est la fabrication de la bière, la partie *production du moût* dans la *salle de brassage*. Pour simplifier, les étapes qui suivent la production de moût ne sont pas traitées ici: fermentation, pasteurisation, conditionnement et autres procédés annexes.

La Fig. 14-1 illustre les étapes de production du moût sur la base d'un schéma de procédé simplifié et un diagramme de Gantt simplifié des équipements utilisés. Les *HEXs* en place dans l'installation et les conditions d'exploitation existantes sont représentées.

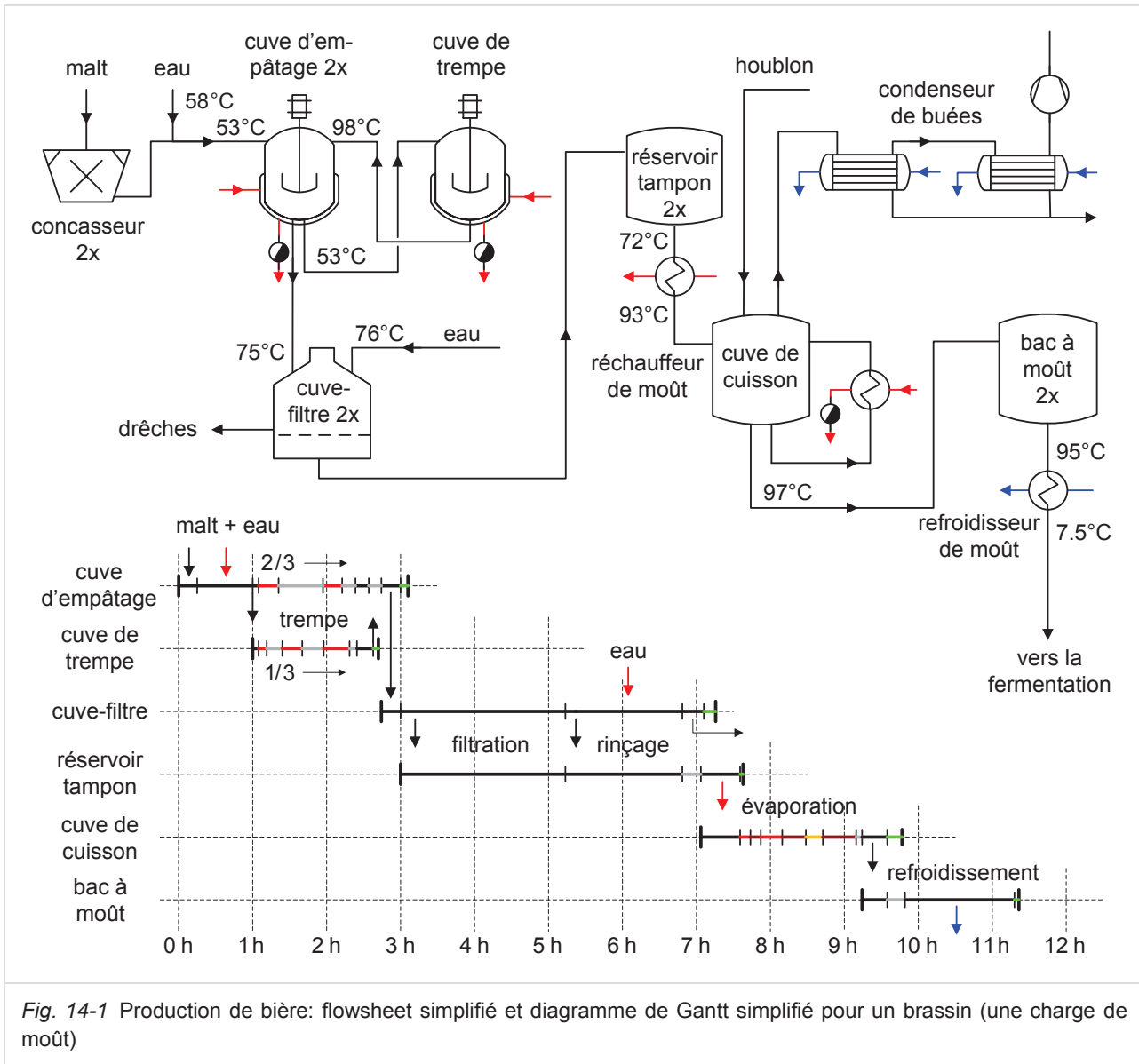


Fig. 14-1 Production de bière: flowsheet simplifié et diagramme de Gantt simplifié pour un brassin (une charge de moût)

Le Tab. 14-1 présente la table des flux de la production du moût, comme elle aurait pu être définie au premier abord. Comme expliqué au chapitre 9, il existe différentes possibilités de modélisation énergétique et donc de représentation des exigences de procédé. Avec le temps comme degré de liberté supplémentaire, de nouvelles possibilités de modélisation s'ajoutent encore pour les procédés batch – celles-ci sont décrites en détails au chapitre 15.

Contrairement aux flux continus, qui sont décrits par des *débits-masse* constants, un flux batch est

défini par sa *masse*, son temps de début t_{start} et son temps de fin t_{stop} . Les quantités sont imposées par les recettes des produits. Les temps de début et de fin définissent la durée d'existence du flux et donc son débit-masse. Les données temporelles sont relatives et $t=0$ est en principe fixé à l'instant où la première étape de la recette démarre. Cette première étape peut déjà être une exigence thermique (par ex. le chauffage d'un produit), ou aussi correspondre par ex. à la préparation d'un équipement (voir les sections 13.5 et 14.2.2).

Equipement	Flux	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	m [kg]	\dot{m} [kg/s]	C_p [kJ/kg K]	t_{start} [min]	t_{stop} [min]	d_{pre} [min]	d_{post} [min]
Eau de brassage	C1	8	58	33'954	11.318	4.18	0	50	0	0
Cuve de trempé	C2	53	61	16'353	27.255	3.7	61	74	0	20
Cuve de trempé	C3	61	74.5	16'353	18.170	3.7	86	101	0	20
Cuve de trempé	C4	74.5	98	16'353	13.628	3.7	118	138	0	20
Cuve d'empâtage	C5	53	62	32'707	34.070	3.7	67	83	67	51
Cuve d'empâtage	C6	62	68	32'707	36.341	3.7	118	133	67	51
Eau de rinçage	C7	8	76	37'507	6.1893	4.18	325	426	0	0
Réchauffeur de moût	C8	72	100	71'365	39.647	4.1	420	456	0	0
Cuve de cuisson	C9	100	101	5'495	1.053	2'252	463	550	40	31
Refroidisseur de moût	H1	95	7.5	64'820	11.872	4.1	582	683	0	0
Condenseur de buées	H2	100	99	5'495	1.053	2'252	463	550	5	5
Refroidisseur des buées condensées	H3	99	20	5'495	1.053	4.18	463	550	5	5
Drêches	H4	74	20	11'500	4.259	3.5	395	440	0	0

Tab. 14-1 Table des flux de la production de moût

Les principales étapes de la production de moût sont décrites ci-dessous. Celles-ci permettent de comprendre, dans les grandes lignes, la table de flux. Les temps de début et de fin t_{start} et t_{stop} , ainsi que les durées de préparation et de libération des équipements avant et après l'existence des besoins thermiques d_{pre} et d_{post} , sont fixés par le procédé et l'exploitant de l'installation.

1. L'eau de brassage (chauffée à 58°C – flux C1) et le malt concassé (à température ambiante) sont mélangés et donne une préparation appelée *salade*. La *salade* à 53°C est pompée dans la cuve d'empâtage.
2. 1/3 du moût est transféré dans la cuve de trempé, où il est chauffé selon un profil température-temps bien défini (flux C2, C3, C4). Les 2/3 restant dans la cuve d'empâtage subissent un procédé thermique spécifié par un profil température-temps distinct (flux C5 et C6). L'empâtage se termine par le pompage du contenu de la cuve de trempé et vers la cuve d'empâtage, résultant en une température de

mélange de 75°C²⁰. Ces procédés thermiques par étapes développent des réactions biochimiques complexes, qui dissolvent l'amidon et le divise en sucres plus simples et fermentables.

3. Le moût est ensuite transféré dans la cuve-filtre où les drêches sont séparées (filtrées) du liquide, appelé le *moût*. Après la filtration proprement dite, le moût est aspergé avec l'eau de rinçage à 76°C, afin de dissoudre les sucres restant dans les drêches (flux C7). La chaleur des drêches peut théoriquement être récupérée (flux H4).
4. Du réservoir tampon, le moût est préchauffé dans un échangeur puis pompé dans la cuve de cuisson où il est chauffé à la température d'ébullition atmosphérique par un HEX externe (flux C8). Il est ensuite partiellement évaporé (flux C9). Environ 7% du moût est évaporé dans le procédé de cuisson. La cuisson se dé-

²⁰ Théoriquement 78°C, en pratique 75°C en raison des effets d'inertie de la cuve et des déperditions thermiques. A noter: le mélange non isotherme dans la cuve de trempé pourrait théoriquement être modélisé comme un flux à réchauffer de 68°C à 78°C et un flux à refroidir de 98°C à 78°C.

roule plus précisément en 5 étapes :

1. cuisson à pression atmosphérique, 2. chauffage jusqu'au point d'ébullition sous pression,
3. cuisson sous pression, 4. réduction de la pression, 5. cuisson à pression atmosphérique, jusqu'à atteindre un taux de sucre spécifié.

Ces étapes sont regroupées dans une unique exigence de procédé "moyennée" (flux 9). Les buées ont une haute valeur énergétique qui peut être valorisée par la condensation (par ex dans le condenseur des buées) et le refroidissement (flux H2 et H3).

5. Le moût est finalement conduit dans le bac à moût, où il se décante pendant un moment. Avec le refroidissement à 7.5°C (flux H1), le moût est ensuite prêt pour la fermentation.

14.2.2 Equipement

Un équipement a été défini à la section 13.5 de la manière suivante.

Equipement

Un équipement désigne une conduite, un canal ou une cuve, dans lequel un flux, resp. une exigence de procédé, "existe".

Plusieurs flux peuvent "exister" dans un même équipement, mais jamais simultanément.

Un échangeur de chaleur décrit la combinaison de deux équipements.

Selon la définition ci-dessus, un transfert de chaleur a toujours lieu entre deux équipements, pendant que les flux sont présents dans ces équipements.

Un équipement typique pour les procédés batch est le *réacteur* (aussi appelé *chaudière*). Il peut effectuer un grand nombre d'étapes de production : chauffer, refroidir, avec ou sans un profil température-temps prescrit, évaporer/distiller, mélanger, stocker, etc.

Sur la Fig. 14-1, la cuve d'empâtage et la cuve de trempe constituent chacune un équipement. Dans ces deux équipements "ont lieu" plusieurs flux (C5 et C6 dans la cuve d'empâtage, C2 à C4 dans la cuve de trempe). L'association de la cuve d'empâtage et la cuve de trempe avec par ex. de la vapeur (dans l'équipement "alimentation va-

peur") décrit ensuite le chauffage du manteau (ou double-enveloppe).

Important à savoir: les transferts de chaleur étant au centre de l'Analyse Pinch, seuls les équipements avec une exigence de procédé sont pris en compte ici pour simplifier.

Pour rappel, pour des procédés continus, les équipements sont définis pour tenir compte de la réduction des coûts d'investissement résultant de la réutilisation des surfaces de transfert lors du *MOC Supertargeting*. Dans l'analyse de procédés batch, les équipements remplissent les mêmes fonctions – ainsi la surface du manteau de la cuve d'empâtage par ex. ne doit pas être calculée séparément pour chaque palier de chauffage. Les équipements jouent aussi un rôle significatif dans la planification temporelle des procédés batch avec recouvrement temporel (batches superposés). La section suivante traite ce thème plus en détails.

14.3 Répétitions cycliques de procédés batch

14.3.1 Batch Processing Duration (BPD) et Batch Cycle Duration (BCD)

La durée totale nécessaire à la production d'un seul batch est appelée **Batch Processing Duration (BPD)**, voir Fig. 14-2). Dans l'exemple de la production de moût, la *BPD* vaut 683 minutes, soit un peu plus de 11 heures. La *BPD* commence avec le démarrage du premier équipement resp. du premier flux (par ex. le chauffage de l'eau de brassage C1 dans l'équipement "eau de brassage/eau de rinçage". Elle se termine avec la fin de l'exploitation du dernier équipement, resp. du dernier flux (par ex. le refroidissement du moût H1 dans l'équipement "refroidisseur de moût". En plus des exigences thermiques, la *BPD* prend également en compte les étapes pré- et post-opératoires (remplissage, lavage, vidange, etc) des équipements utilisés à des fins énergétiques. Comme ces étapes sont en général associées à un équipement et non à un flux (par ex. à la cuve d'empâtage et son remplissage), les durées respectives de ces étapes sont définies en lien avec l'équipement par d_{pre} et d_{post} .

La durée d'utilisation de chaque équipement est nettement plus courte que la durée d'un batch complet *BPD*. Pour augmenter le taux d'utilisation de l'équipement et la capacité de production, un

nouveau batch peut éventuellement débiter avant que le précédent se termine. Les équipements avec les plus longues durées d'utilisation constituent le chemin critique et déterminent la période de répétition minimale ou **Batch Cycle Duration (BCD)**. La BCD est la durée depuis le démarrage d'un batch jusqu'au démarrage du batch suivant. Elle est de 160 minutes dans le présent exemple. Dans le cas de la production de moût, la cuve d'empâtage qui fonctionne avec une durée d'utilisation de 184 minutes engendre un point critique (*bottleneck*). Dans la brasserie considérée, cette cuve est doublée pour accroître le taux d'utilisation de chaque équipement et ainsi augmenter la capacité de production.

Attention: la cuve-filtre, le réservoir tampon et le bac à moût figurant sur la Fig. 14-1 ne sont pas pris en compte dans la table de flux car ils ne comportent pas d'exigences de procédés (thermiques). Avec une durée d'utilisation totale de 274 et 276 minutes par batch, ces équipements constituent le chemin critique, c'est pourquoi ceux-ci

sont doublés dans la production de moût considérée ici. Le dégoulotement (*debottlenecking*) d'un procédé batch à l'aide du diagramme de Gantt des équipements et de la table de flux peut apporter les premiers éléments clés pour une augmentation de la capacité de production. Mais une réduction de la durée BCD doit bien prendre en compte tous les équipements nécessaires.

La Fig. 14-2 représente le diagramme de Gantt correspondant à une production par batches répétés cycliquement, démarrant chaque semaine le lundi matin. Chaque batch est identifié par une couleur (batch 1 : rouge; batch 2 : orange; etc...). La durée des exigences de procédé (flux) est marquée dans les équipements dans le premier batch. Les flux existent au sein des équipements et durent en règle générale nettement moins longtemps que les durées d'activité de leurs équipements respectifs. Pour être complet, les équipements sans exigence de procédé sont également représentés (cuve-filtre, réservoir tampon, bac à moût).

Note : le diagramme de Gantt illustre les durées de

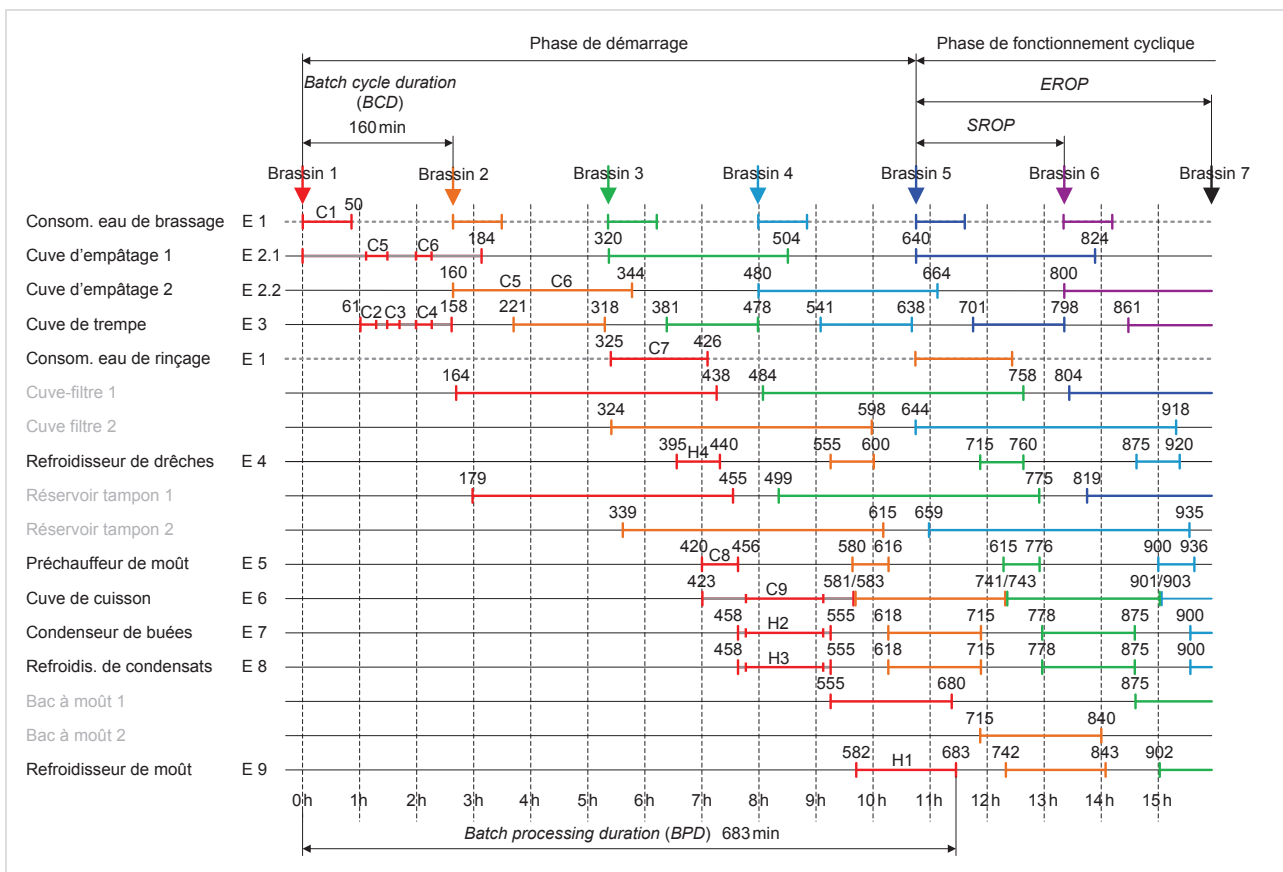


Fig. 14-2 Diagramme de Gantt des équipements d'une production de moût cyclique par batches superposés, avec une *Batch Cycle Duration BCD* de 160 min. Chaque couleur correspond à un batch (brassin). Le chauffage de l'eau de brassage / eau de rinçage peut théoriquement avoir lieu à tout moment (flux flexible, adapté au *rescheduling*)

fonctionnement des équipements (y c. préparation, remplissage, vidange) et les temps de démarrage et d'arrêt des équipements correspondants, qui ne correspondent cependant pas toujours aux durées d'existence des flux eux-mêmes.

14.3.2 Démarrage (*startup*), arrêt (*shutdown*), phase de fonctionnement cyclique

La Fig. 14-2 montre bien que la phase de fonctionnement cyclique s'établit seulement après une **phase de démarrage** (*startup phase*) déterminée. La durée de la phase de démarrage $d_{startup}$ est définie par :

$d_{startup} = BCD \cdot INT[BPD / BCD]$ (14.1)		
$d_{startup}$	[h]	durée de la phase de démarrage <i>Startup Phase</i>
BCD	[h]	<i>Batch Cycle Duration</i>
$INT[x]$	[-]	Fonction <i>Partie entière</i> (= plus grand entier \leq au nombre x)
BPD	[h]	<i>Batch Processing Duration</i>

Dans l'exemple de la Fig. 14-2, $d_{startup}$ vaut $160 \times INT[683/160] = 160 \times 4 = 640$ minutes, soit jusqu'au démarrage du 5^{ème} batch. Par analogie à la phase de démarrage, il existe aussi une **phase d'arrêt** (*Shutdown Phase*) par laquelle la production se termine (non représentée sur la Fig. 14-2). La phase d'arrêt dure $BPD - BCD$. Si aucun recouvrement temporel n'existe entre deux batches

successifs (soit $BCD \geq BDP$), alors la phase de fonctionnement cyclique commence avec le premier batch et se termine avec le dernier batch (il n'y a ni phase de démarrage, ni phase d'arrêt).

Pour le transfert de chaleur dans les procédés batch répétés cycliquement, l'analyse se concentre sur la phase de fonctionnement cyclique entre le démarrage (*startup*) et l'arrêt (*shutdown*). Dans l'exemple ci-dessus cette période démarre avec le 5^{ème} batch. En considérant exclusivement les exigences de procédé (et donc les flux listés), il apparaît que la période de répétition de base de la phase de fonctionnement cyclique vaut une BCD . En raison de sa **référence aux flux**, elle est appelée **stream-wise repeat operation period** ou **SROP** (voir aussi Fig. 14-3).

La Fig. 14-3 représente la période de répétition sur la base des équipements avec des exigences de procédé (c.-à-d. sans cuve filtrante, réservoir tampon et bac à moût). L'analyse détaillée de la Fig. 14-3 montre que les **exigences de procédé, resp. les flux** au sein d'une $SROP$ correspondent exactement à ceux de la $SROP$ suivante. La seule différence est l'utilisation de la cuve d'empâtage 1 dans la première $SROP$ et de la cuve d'empâtage 2 dans le seconde $SROP$. La période de répétition **relative aux équipements** est appelée **equipment-wise repeat operation period** ou **EROP**.

La durée d_{EROP} d'une $EROP$ vaut toujours un multiple entier de BCD . Elle dépend de la multiplicité

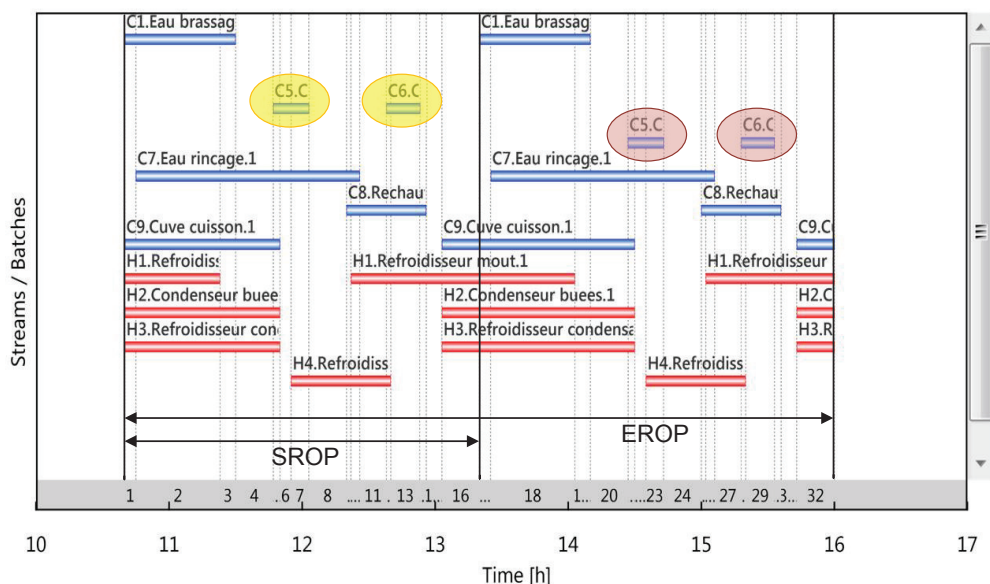


Fig. 14-3 *Equipment-wise repeat operation period* $EROP$ et *stream-wise repeat operation period* $SROP$ pour la production de moût selon la Fig. 14-1. Les flux C5 et C6 entourés de jaune ont lieu dans la cuve d'empâtage 1, ceux entourés de mauve dans la cuve d'empâtage 2. A noter que les flux C2, C3, C4 ne sont pas visibles à cette échelle

des équipements selon l'équation suivante :

$d_{EROP} = PPCM_{M_Equ} \cdot BCD$ (14.2)		
d_{EROP}	[h]	durée <i>EROP</i>
$PPCM_{M_Equ}$	[-]	Plus petit commun multiple des multiplicités (M_Equ) des équipements
BCD	[h]	<i>Batch Cycle Duration</i>

Lors du calcul de $PPCM_{M_Equ}$, seuls les équipements utilisés pour un transfert de chaleur sont pris en compte. Dans l'exemple précédent, seule la cuve d'empâtage, doublée, est concernée (sa multiplicité $M_Equ=2$). Ainsi $PPCM_{M_Equ}$ vaut 2 et l'*EROP* dure $2 \times BCD$, soit $2 \times SROP$ (voir Fig. 14-3). Si une installation ne comporte que des équipements installés chacun à un seul exemplaire, alors les durées $EROP = SROP = BCD$.

L'*EROP* selon la Fig. 14-3 représente la vue d'ensemble requise pour le *Supertargeting* : contrairement à la *SROP*, l'*EROP* permet l'analyse des surfaces des échangeurs effectivement nécessaires, du nombre d'échangeurs et de leur utilisation multiple, etc.

Par contre, pour la conception du *HEN*, la *SROP* est suffisante, puisque les conditions de fonctionnement des échangeurs ne varient pas d'une *SROP* à la suivante.

14.4 Décomposition en tranches de temps (*Time Slices*)

Le chapitre 13 explique comment déterminer les *OCs* et *MOCs* pour les procédés avec recouvrement temporel. Par analogie, des **tranches de temps** (*Time Slices TS*) sont définies pour les flux avec recouvrement dans un procédé batch.

Tranche de temps (*Time Slice*)

Une tranche de temps (*Time Slice ou TS*) est un cas de fonctionnement au sein d'une période de répétition d'un batch (en général *EROP*). Elle est déterminée par l'existence simultanée d'un ou plusieurs flux. Elle peut aussi être "vide" (c.-à-d. sans flux). Un même cas de fonctionnement (et donc la *TS*) peut exister à différents moments pendant l'*EROP*.

L'analyse des transferts de chaleur durant les différentes tranches de temps s'effectue de la même manière que l'analyse des *MOCs* (voir chapitre 13). Mais contrairement aux procédés continus avec recouvrement temporel (générant seulement quelques *OCs*), le nombre de *TSs* peut, selon le procédé batch, devenir très grand. Pour la production de moût selon la Fig. 14-2, une *EROP* comporte 32 *TSs*.

Pour cette raison, un procédé batch plus simple, représenté à la Fig. 14-4, est introduit. Ce procédé (adapté de [10]) est utilisé dans le secteur des spécialités chimiques.

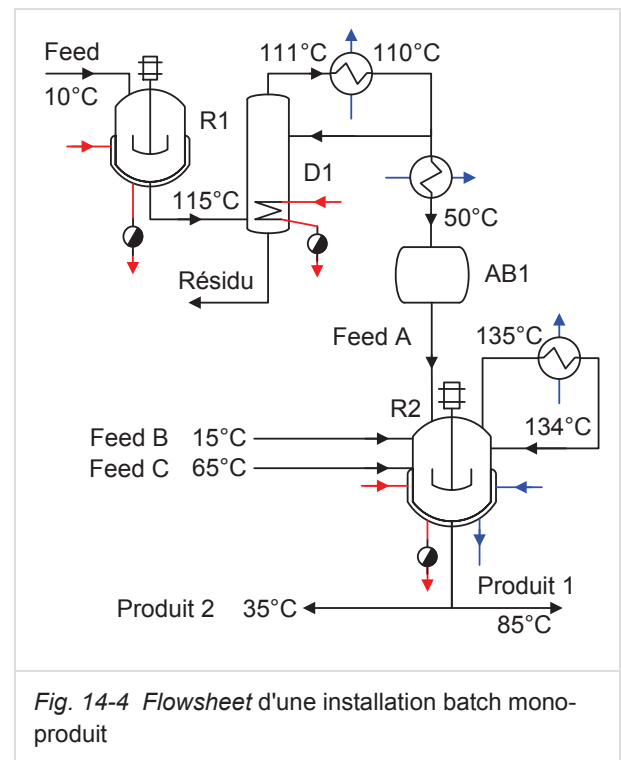


Fig. 14-4 Flowsheet d'une installation batch mono-produit

La ligne de production comporte deux réacteurs batch (R1 et R2) et une colonne de distillation (D1), qui est également exploitée en batch. Le processus de production se compose des phases suivantes :

1. Les matières premières (*Feed*) sont chargées à 10°C dans le réacteur R1.
2. Les matières premières dans le réacteur agité sont chauffées par le double manteau à une température de 60°C, température à laquelle elles réagissent.
3. La réaction dans R1 est légèrement exothermique et la température monte à 115°C.

4. Le produit à 115°C est transféré dans la colonne de distillation D1.
5. La distillation s'opère à une température de 115°C.
6. Le distillat est condensé à 111°C, puis sous-refroidi jusqu'à 50°C, et récolté dans le collecteur de distillat de tête AB1.
7. Le produit de AB1 (*Feed A*, 50°C) et d'autres substances (*Feed B* à 15°C et *Feed C* à 65°C) sont chargés dans le réacteur R2.
8. Le mélange dans R2 est chauffé à une température de 95°C, à partir de laquelle une réaction fortement exothermique démarre.
9. Le solvant s'évapore à 135°C, se condense dans le condenseur à reflux et revient dans R2.
10. La réaction se termine et le produit dans R2 est refroidi de 140°C à 75°C par le double manteau de R2, puis se refroidit de 3 K supplémentaires pendant un court temps de repos dans R2.
11. Le produit dans R2 est à nouveau chauffé à 88°C, puis se refroidit de 3 K pendant un court temps de repos dans R2.
12. Une partie du contenu de R2 (*Produit 1*) est directement déchargé à 85°C et traité dans une autre étape de procédé.
13. Le solde du contenu (*Produit 2*) est refroidi à 35°C dans le réacteur R2, puis vidangé.

La production est répétée par cycles de 335 minutes (*BCD*). Les différents batches se recouvrent selon la Fig. 14-5 (a). La Fig. 14-5 (b) illustre l'*equipment-wise repeat operation period* *EROP*. Puisque dans cet exemple chaque équipement avec exigence de transfert (R1, D1, R2 ainsi que leurs condenseurs associés) n'est utilisé qu'à un seul exemplaire (multiplicité = 1), l'*EROP* dure 335 minutes et correspond à la *stream-wise repeat operation period* *SROP* et donc à une *BCD*. Pour simplifier, il est admis ici que les valeurs de T_{in} , T_{out} et CP de chaque flux sont constantes. La Fig. 14-5 (c) représente les tranches de temps *TSs* résultantes, déterminées par les t_{start} et t_{stop} de chaque flux et la *BCD* (lorsque le début et la fin de la période de répétition sont choisies sans correspondance (= de manière non synchrone) avec les t_{start} et t_{stop}). Dans cet exemple, les 11 *TSs* incluent des flux de 3 batches (voir Fig. 14-5 (a)) et sont complètement différentes des *TSs* d'un batch indi-

viduel, des *TSs* de la phase de démarrage et des *TSs* de la phase d'arrêt.

Tant que la durée de l'*EROP* est bien supérieure aux durées des phases de démarrage ou d'arrêt, l'analyse des transferts de chaleur se concentre presque toujours sur l'*EROP*. De cette manière, non seulement l'essentiel du potentiel de récupération de chaleur est couvert, mais cela simplifie aussi la conception du *HEN* et les coûts des échangeurs sont également réduits (par une utilisation multiple dans les *EROPs* répétées).

Si le but premier de l'analyse est par ex. la maîtrise ou la réduction des pointes de puissance des utilités, la prise en compte des phases de démarrage et d'arrêt peut éventuellement faire sens. Cet aspect n'est pas approfondi dans ce manuel.

Le *Time Slice Model* de la Fig. 14-5 (c) illustre différentes caractéristiques typiques des procédés batch :

- *TS 1* présente une durée nettement plus courte que *TS 5* par exemple ;
- *TS 2* est "vide" car elle ne contient aucun flux ;
- *TS 3* et *TS 4* ne comportent qu'un flux froid et *TS 5* qu'un flux chaud ;
- *TSs 1, 7, 9, et 11* contiennent exactement les mêmes flux ²¹ ;
- *TSs 6, 8, et 10* sont très similaires ²² et d'assez courte durée.

D'autres caractéristiques spécifiques aux procédés batch sont par ex. des flux chauds et froids en cuve et des flux qui varient avec le temps (par ex. la distillation sous la forme du flux froid C1). Ces caractéristiques sont décrites au chapitre 15.

²¹ La numérotation individuelle des *TS* sur la Fig. 14-5 (c) est volontairement encore "brute": la renumérotation des *TS* selon la définition de l'encadré de la page précédente n'est pas encore appliquée. L'*EROP* comprend donc en réalité 7 cas de fonctionnements différents (non vides et abstraction faite de la similarité des *TSs 6, 8, et 10*), ou 5 cas de fonctionnement compte tenu de cette similarité (voir note de bas de page suivante).

²² Similaires dans le sens où elles impliquent les mêmes équipements et donc les mêmes échangeurs, en dépit du fait que *TS 8* comprend un chauffage par le double manteau de R2, contrairement à *TS 6* et *TS 10* durant lesquelles celui-ci refroidit R2.

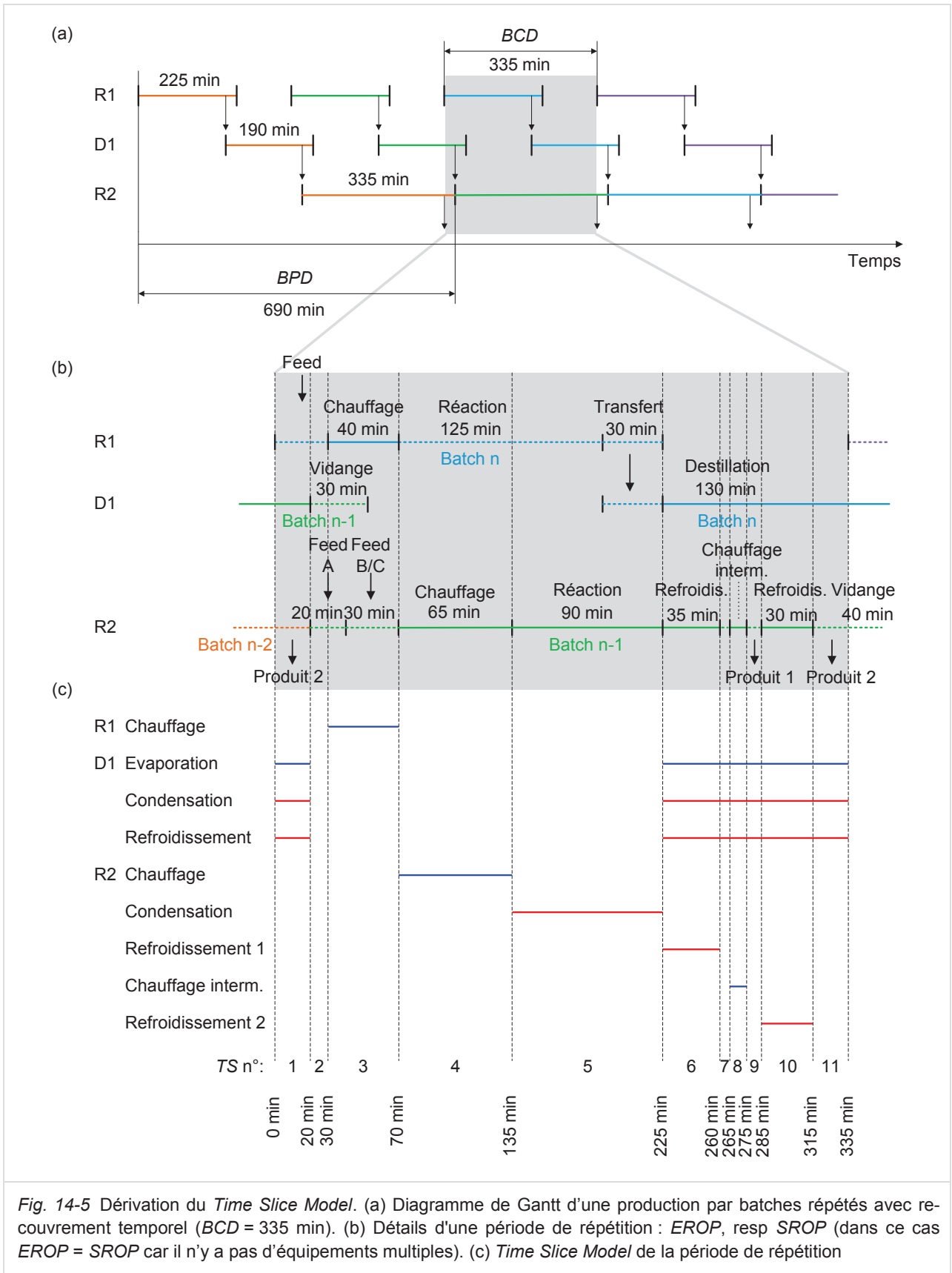


Fig. 14-5 Dérivation du Time Slice Model. (a) Diagramme de Gantt d'une production par batches répétés avec recouvrement temporel ($BCD = 335$ min). (b) Détails d'une période de répétition : ER_{OP}, resp SR_{OP} (dans ce cas ER_{OP} = SR_{OP} car il n'y a pas d'équipements multiples). (c) Time Slice Model de la période de répétition

14.5 Variations des conditions du procédé d'un batch à un autre

Une analyse plus approfondie montre que l'hypothèse d'une répétition cyclique des procédés batch avec une *BCD* constante n'est souvent pas correcte.

Premièrement, certaines étapes de procédé ne sont pas définies par une durée spécifiée d'avance (stérilisation de 15 minutes par ex.), mais par l'atteinte d'une valeur de consigne pour un paramètre du produit. Par ex. pour la production de moût, le paramètre déterminant la durée exacte de la cuisson dans la cuve de cuisson est la teneur en sucre.

Deuxièmement, un procédé batch peut également comporter des étapes intermédiaires manuelles (remplissage de cuve par ex.) ou des pauses (attente de libération d'un équipement aussi utilisé pour d'autres procédés par ex.). Il en résulte la propagation variable et imprévisible de retards, et par conséquent des variations stochastiques du déroulement des batches.

Troisièmement, les échangeurs peuvent être sujets à l'encrassement de la surface de transfert (*fouling*), ce qui péjore la transmission de chaleur et donc ralentit les étapes de chauffage ou de refroidissement. Ces *HEXs* doivent être nettoyés à intervalles réguliers. C'est par ex. le cas de l'échangeur externe de la cuve de cuisson, qui doit être nettoyé tous les 11 batches par *Cleaning In Place (CIP)*, ce qui a pour conséquence de rallonger une *BCD* sur 11 de 30 minutes.

Dans la pratique, la modélisation de procédés batch en tenant compte des aspects ci-dessus sort du cadre d'une analyse Pinch. La référence [11] traite en détails de ces aspects et présente les techniques de compensation possibles.

Les mesures développées dans le cadre de l'analyse Pinch doivent dans tous les cas être contrôlées par l'ingénieur(e) quant à leur faisabilité, et adaptées si nécessaire. Pour cette étape importante, les précautions nécessaires doivent être prises pour garantir la faisabilité de leur mise en œuvre (par ex. augmentation de la surface de transfert en raison du *fouling*, mise en place d'un réservoir tampon pour faire face aux variabilités temporelles, adaptation des techniques de régulation, etc.). Ces contraintes et exceptions ne doivent donc pas non plus être systématiquement prises en compte dans le modèle.

Si cependant une variabilité temporelle de l'ordre de grandeur des *TSs* est observée, le *Time Slice Model (EROP)* doit être remis en question. Plus spécifiquement, les batches présentant de fortes variations temporelles ne peuvent pas être analysés avec le *Time Slice Model* et doivent être optimisés avec stockage de chaleur intermédiaire. Indépendamment du chemin choisi pour le transfert de chaleur (direct ou indirect avec stockage de chaleur), un planning "représentatif" doit être défini.

15 Modélisation énergétique d'un flux batch

15.1 Introduction

Les principes de base de la modélisation énergétique décrits au chapitre 9 s'appliquent de même à la modélisation de flux batch.

Toutefois, la dimension **temporelle** supplémentaire rend la modélisation de procédés batch plus complexe, mais laisse aussi plus de liberté pour l'optimisation. Les sections suivantes abordent les aspects les plus importants de la modélisation énergétique de procédés batch : ceux qui **doivent** être traités (section 15.3), et ceux qui **peuvent** être pris en compte pour approfondir l'optimisation (section 15.4). Les différents cas de modélisation énergétique sont décrits autant que possible sur la base des deux exemples du chapitre 14.

Comme pour des procédés continus, le type de projet (nouvelle installation ou réaménagement d'installation existante) est déterminant pour les degrés de liberté à disposition dans la modélisation énergétique et l'intégration des procédés.

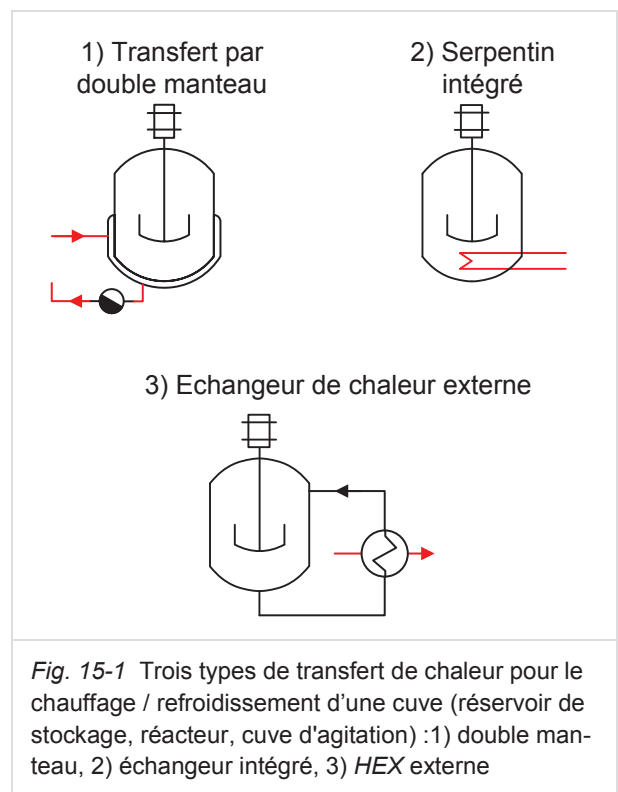
Pour une nouvelle installation (surtout pour les installations batch mono-produits, comme par ex. pour la bière), une analyse détaillée des procédés batch pour l'optimisation des transferts de chaleur et l'augmentation de la capacité de production fait sens : la conception des équipements, leur attribution à certaines étapes de procédé et la planification temporelle peuvent être investiguées et optimisées *conjointement*.

Pour un réaménagement (*retrofit*), les possibilités de modifications des procédés et de *rescheduling* sont souvent limitées par des investissements élevés, des difficultés quant à la qualité des produits ou pour la recertification de procédés ou de produits. Néanmoins, des situations existent pour lesquelles les avantages d'une optimisation des procédés prévalent largement sur le maintien d'un mode de fonctionnement donné des procédés. C'est pourquoi les données et le déroulement des procédés doivent également être remis en question lors de la rénovation des procédés batch, et même de manière plus approfondie que pour des procédés continus.

15.2 Le réacteur ou la cuve

Le réacteur, ou la cuve, est un élément d'installation typique de la production par batch. S'agissant des transferts de chaleur et de la modélisation énergétique, on distingue les trois types suivants :

1. Chauffage / refroidissement **dans** la cuve par le biais d'un double manteau
2. Chauffage / refroidissement **dans** la cuve par un échangeur (serpentin) intégré dans la cuve
3. Chauffage / refroidissement à **l'extérieur** de la cuve (par ex. par un échangeur à plaques)



Ces trois options ont en commun que les flux présents (resp. les exigences de procédé) **varient avec le temps**.

Dans le premier cas, la surface de transfert correspond à la surface du double manteau. Pour une nouvelle installation, cette surface peut être adaptée dans une certaine mesure. Par contre, dans le cas d'une rénovation, une optimisation de celle-ci équivaut le plus souvent à un remplacement. Ce dernier n'est que rarement rentable pour des rai-

sons purement énergétiques. La cuve d'empâtage et la cuve de trempage (voir Fig.14.1) en sont des exemples.

Dans le second cas, la surface de transfert est définie par la surface du serpentin de chauffage/refroidissement. Une extension de cette surface est rarement faisable et rentable.

Pour ces deux cas, les spécifications des installations et les fluides caloporteurs (par ex. eau chaude) sont donc imposés. Une modification des conditions du procédé au niveau du fluide caloporteur (par ex. abaissement des températures de chauffage, accroissement des températures de refroidissement, modification du débit) n'est possible que si 1) le mélange dans la cuve peut être amélioré (et donc la valeur α à la surface interne du manteau) et/ou 2) une adaptation de la puissance, de la température ou de la durée du transfert de chaleur n'est pas critique d'un point de vue du produit. Sinon, dans le cas d'une rénovation, ces conditions doivent être maintenues.

Si le fluide caloporteur et ses conditions sont indispensables, celui-ci représente l'exigence de procédé à intégrer dans la table de flux à la place de l'exigence de procédé proprement dite (c.-à-d. par ex. le chauffage du produit dans la cuve). Ainsi, le principe de base du *flux de substitution* défini à la section 9.3 est respecté : si le produit dans la cuve était directement considéré dans la modélisation à la place du fluide caloporteur, il serait fort probable qu'un flux chaud serait utilisé pour le chauffage du produit lors de la conception du réseau. L'*HEX* correspondant ne serait pas compatible avec la double enveloppe existante.

La modélisation au moyen d'un flux de substitution réduit dans tous les cas le gradient de température pour le transfert de chaleur, et diminue généralement aussi le potentiel de récupération.

Dans le troisième cas, le produit peut directement être intégré comme exigence du procédé. Selon l'exigence, il se peut qu'une différence de température maximale entre le produit et le fluide caloporteur doive être respectée (par ex. pour que le produit ne "brûle" pas à la surface) – ces enjeux peuvent le plus souvent être solutionnés par la régulation ou le dimensionnement de l'*HEX*. Avec la définition du chauffage du produit comme exigence du procédé, le principe de base *aussi*

près que possible du procédé de la section 9.3 est respecté.

D'un point de vue énergétique, le chauffage/refroidissement externe est toujours préférable, étant donné qu'il permet une meilleure utilisation des gradients de température (par ex. dans un échangeur à plaques à contre-courant) et s'adapte avec davantage de flexibilité.

La cuve de cuisson (voir Fig.14-1) illustre le troisième cas. Afin d'éviter l'ébullition locale dans l'*HEX*, le moût est mis en surpression avant l'*HEX*, puis la pression est réduite au retour dans la cuve de cuisson.

15.3 Règles supplémentaires spécifiques aux procédés batch

Dans les procédés continus, un flux, resp. un segment de flux, est caractérisé par sa température initiale T_{in} , sa température finale T_{out} et une puissance de chauffage/refroidissement constante. Ces conditions restent constantes pendant l'existence du flux.

Par analogie, les paramètres des flux C1, C7, C8, H1, H2, H3 du Tab.14-1 sont également constants pendant leur existence (t_{start} à t_{stop}) (voir aussi Fig 14-1).

Au contraire, les exigences de procédé de la section précédente sont des **flux temporellement variables**, dont les paramètres (température et/ou puissance de chauffage/refroidissement) varient pendant leur existence (c.-à-d. de t_{start} à t_{stop}). Le chauffage d'un produit **dans un réacteur / une cuve** constitue un exemple-type (voir par ex. Fig. 15-2). Que ce soit par circulation externe dans un *HEX*, par un double manteau ou par un serpentin intégré : la température dans le réacteur, et donc la "température d'entrée" T_{in} , varie avec le temps et selon les exigences de procédé, la "température de sortie" et/ou la puissance de chauffage peuvent aussi être variables.

Sur la Fig.14-1, resp. le Tab. 14-1 par ex., les flux C2, C3, C4, C5 et C6 varient au cours du temps alors que le flux C9 est, pour simplifier, considéré comme constant. De même, sur la Fig 14-4, les températures et/ou les puissances des étapes de chauffage et de refroidissement dans R1, C1 et R2 varient au cours de leur durée d'existence.

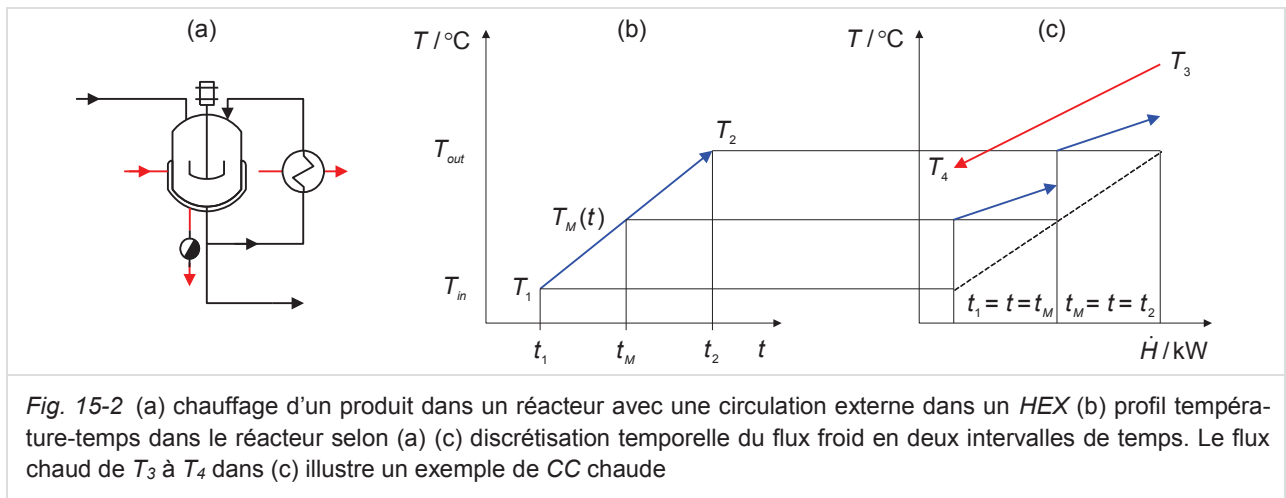


Fig. 15-2 (a) chauffage d'un produit dans un réacteur avec une circulation externe dans un HEX (b) profil température-temps dans le réacteur selon (a) (c) discrétisation temporelle du flux froid en deux intervalles de temps. Le flux chaud de T_3 à T_4 dans (c) illustre un exemple de CC chaude

Une modélisation constante dans le temps d'un flux selon la Fig. 15-2 (b) peut engendrer des résultats impossibles : si l'exigence de procédé durant toute la durée de t_1 à t_2 est définie par un besoin de chauffage constant de T_1 à T_2 , alors une part du contenu du réacteur devrait théoriquement encore être à température T_1 au cours des dernières secondes de l'étape de chauffage. Cela n'est bien entendu pas le cas. Dans l'exemple de la Fig. 15-2 (c), la CC chaude ne pourrait par suite pas transférer l'entier de sa chaleur au flux froid à la fin de l'étape, et il ne pourrait pas non plus être refroidi jusqu'à T_4 .

C'est pourquoi, pour des flux temporellement variables, une discrétisation temporelle appropriée doit être effectuée, comme par ex. sur la Fig. 15-2 (c) : le flux froid initial est réparti sur deux intervalles de temps et ses températures T_{in} et T_{out} augmentées de telle manière que le besoin de chaleur modélisé soit, du point de vue du niveau de température, toujours supérieur au niveau de température du besoin réel sur toute la durée de l'intervalle de temps. La discrétisation respecte ainsi la 3^{ème} règle d'extraction des données, à savoir la modélisation "du côté sûr" (voir chapitre 9). La répartition temporelle du flux froid initial engendre le temps fictif intermédiaire t_M (temps final du 1^{er} intervalle, temps initial du 2^{ème} intervalle), ce qui peut conduire, notamment en cas de recouvrement entre les batches, à des TSs supplémentaires indésirables. Le temps t_M devrait idéalement être défini seulement après la définition du planning du batch, lors de l'analyse de l'EROP. Le temps t_M devrait être choisi de manière à correspondre au début ou à la fin d'une TS.

Afin de décider si et combien d'intervalles temporels sont nécessaires, T_1 et T_2 peuvent être comparées aux températures disponibles sur les CCs. La CC chaude est représentée sur la Fig. 15-2 (c) de T_3 à T_4 . Si T_3 et T_4 sont significativement plus élevées que T_1 et T_2 alors une discrétisation n'est pas absolument nécessaire et les valeurs cibles de surface calculées sont aussi raisonnablement précises. Si T_4 est représentée plus basse que T_2 , une discrétisation est dans ce cas nécessaire, afin d'éviter des résultats incohérents. En cas de doute, une modélisation "du côté sûr" est recommandée.

Outre des températures initiales et/ou finales variables, une puissance variable (avec des températures constantes) peut aussi nécessiter une discrétisation (par ex. l'évaporation dans C1 sur la Fig 14-4). De plus amples détails sur cet exemple sont disponibles dans [2], page 263 et suivantes.

15.4 Degrés de liberté supplémentaires par rapport à des procédés continus

Le planning temporel de certains flux batch n'est pas complètement figé et constitue des degrés de liberté supplémentaires. Le planning de tels flux (*rescheduling*) peut être optimisé pour accroître les transferts de chaleur ou augmenter la capacité de production (*debottlenecking*). L'extension de parties d'installations qui limitent la capacité de production est également une stratégie d'optimisation possible (*debottlenecking*).

Pour les procédés batch, le potentiel d'optimisation rentable par augmentation de la capacité de production est bien souvent plus élevé que celui de

réduction des coûts énergétiques par intégration des procédés. Le *rescheduling* requiert une connaissance approfondie des procédés, tandis que la qualité des produits doit rester la priorité n°1. Car les pertes économiques résultant de lots hors spécifications peuvent être bien supérieures aux bénéfices des économies d'énergie prévisibles. Dans certains cas pourtant, les deux objectifs ci-dessus sont atteignables.

Dans la pratique, la planification temporelle des procédés peut être étroitement liée à l'organisation des cycles et des horaires de travail des collaborateurs. Dans ce cas, il est fort probable que le potentiel d'intégration ne soit pas totalement exploité – les conditions cadres de la planification temporelle sont toutefois souvent difficiles à adapter.

Les sections suivantes présentent deux stratégies d'optimisation des procédés batch (voir aussi [2]) :

- le *rescheduling* de flux dont la planification temporelle est flexible, y compris le cas particulier de l'eau chaude ;
- la transformation d'un flux temporellement variable en un flux constant dans le temps (par ex. grâce à un nouvel accumulateur).

15.4.1 Rescheduling de flux temporellement variables

Un "candidat" typique pour le *rescheduling* est par ex. un produit ou un fluide auxiliaire, stocké temporairement dans une cuve en attente d'être chauffé (ou refroidi) lors d'une étape ultérieure, mais qui pourrait théoriquement déjà l'être plus tôt (en avance).

Le *rescheduling* présuppose toujours que les produits sont stables (c.-à-d. sans dégradation de leur qualité au cours du temps d'attente) et temporellement disponibles. Les conditions cadres de production, qui doivent être connues, en fixent fortement les limites.

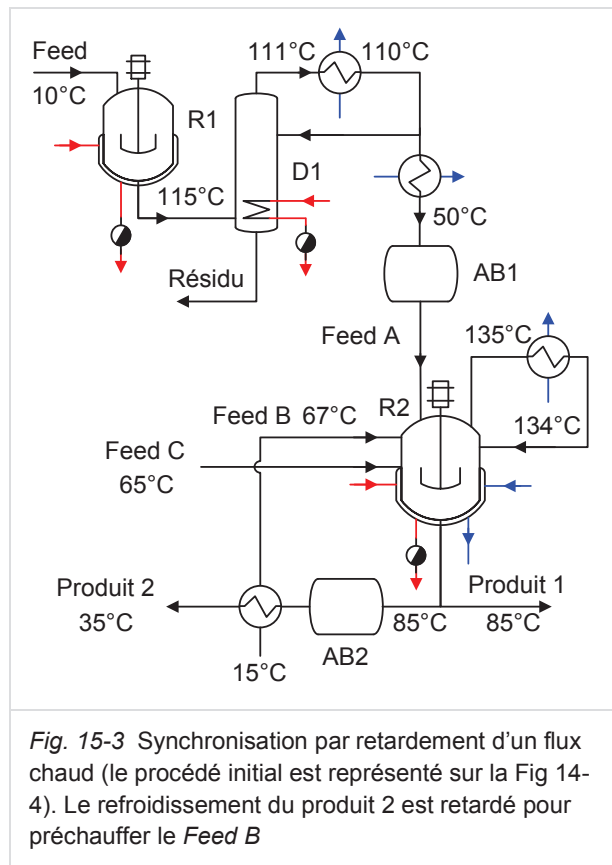
On distingue quatre stratégies différentes de *rescheduling*, stratégies qui peuvent être combinées entre elles :

1. Synchronisation par avancement
2. Synchronisation par retardement
3. Synchronisation par écourtement
4. Synchronisation par prolongation

Les deux dernières stratégies modifient également les débits-masse en plus de la planification temporelle. Cela modifie donc les CCs des flux écourtés ou prolongés.

La Fig. 15-3 représente l'optimisation d'un transfert de chaleur direct par retardement d'un flux. En comparaison au procédé initial selon la Fig 14-4, le refroidissement du produit 2 est retardé, pour permettre le préchauffage du *Feed B*. Le *rescheduling* peut nécessiter un réservoir tampon (dans le cas présent le réservoir AB2).

La **synchronisation par écourtement / prolongation** peut par exemple être utilisée pour mieux synchroniser sur une durée donnée la puissance-chaleur d'un flux chaud avec celle d'un flux froid (voir Fig. 15-4 et Fig. 15-5).



Le diagramme de Gantt de la Fig. 15-4, (a) décrit le procédé initial, (b) l'écourtement du flux froid C1 et (c) la prolongation du flux chaud H1. Ainsi, les flux se recouvrent complètement dans les cas (b) et (c), alors que le cas (a) résulte en deux TSs.

La Fig. 15-5 représente les CCs des trois cas pendant la période de temps où C1 et H1 existent

simultanément. Dans les trois cas, un ΔT_{min} de 20 K est supposé à titre d'exemple.

Dans le cas (a), une puissance-chaleur de 25 kW peut être transférée pendant une heure, soit 25 kWh. Le chauffage de C1 durant la deuxième heure doit être assuré en totalité par l'utilité.

Dans le cas (b), le flux froid C1 est écourté. Il apparaît alors plus "plat" dans le diagramme T, \dot{H} en raison de son débit plus élevé. Il peut ici être mieux synchronisé avec H1 (il "passe mieux sous H1"). A ΔT_{min} inchangé, 50 kWh peuvent être transférés pendant une heure, avec une puissance-chaleur de 50 kW.

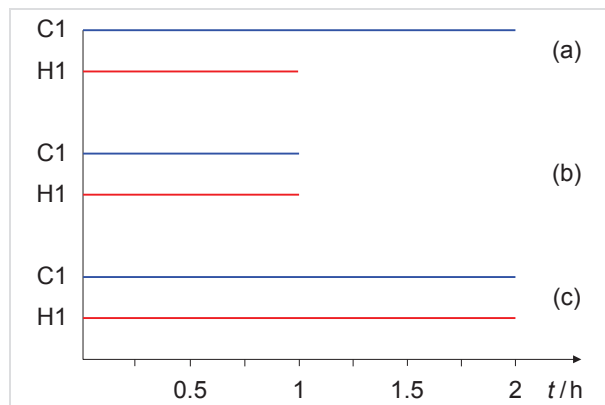


Fig. 15-4 Diagrammes de Gantt de 2 flux pour illustrer la synchronisation par écourtement ou prolongation : (a) procédé initial, (b) flux froid C1 écourté à une durée 1 h, (c) flux chaud H1 prolongé à 2 h

Dans le cas (c), le flux chaud H1 est prolongé. Il apparaît alors plus "pentu" dans le diagramme T, \dot{H} en raison de son débit réduit. A ΔT_{min} inchangé, 50 kWh peuvent être transférés pendant deux heures, avec une puissance-chaleur de 25 kW.

Dans cet exemple, la prolongation de H1 permet d'atteindre le même potentiel de RC (50 kWh) que l'écourtement de C1, mais requiert une surface de transfert plus petite en raison du débit plus faible.

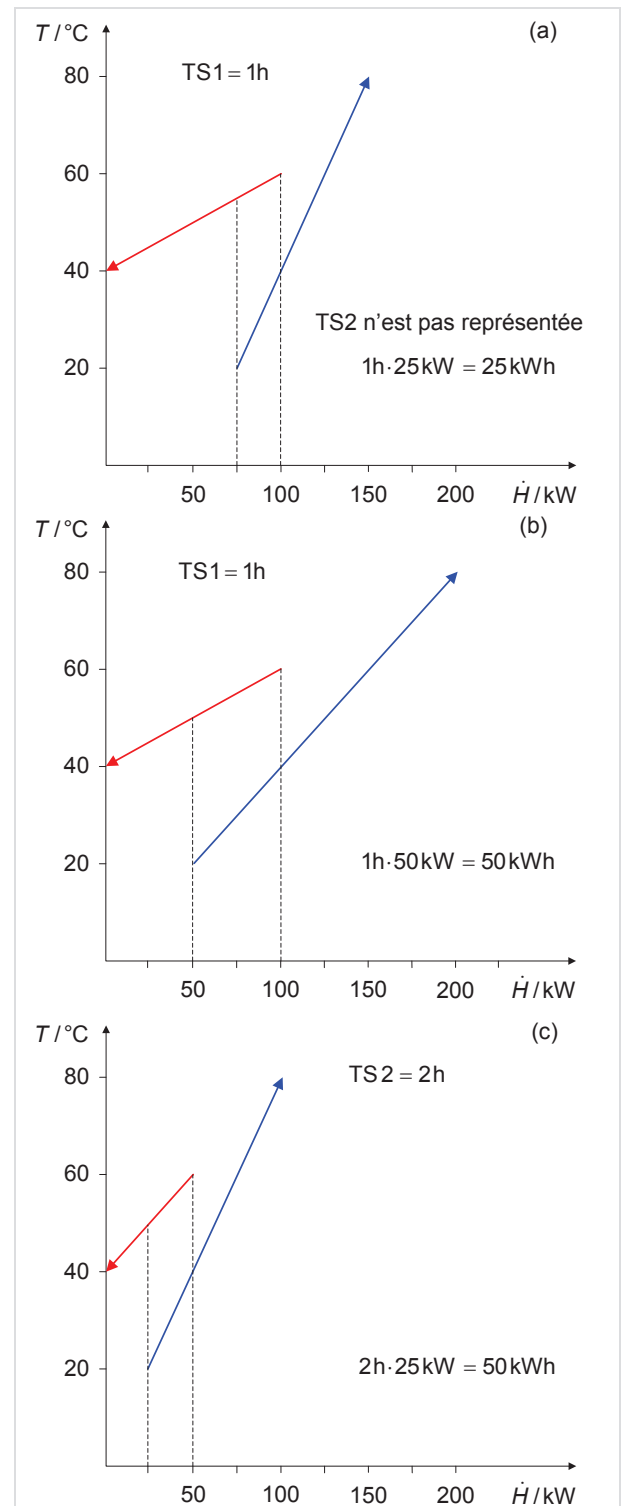


Fig. 15-5 CCs pour les 3 cas (a), (b) et (c) de la Fig. 15-4

Cas particulier de l'eau chaude (de brassage)

Dans la production de moût définie à la Fig. 14-1, le planning temporel (défini par t_{start} et t_{stop}) pour l'empâtage, la filtration et la cuisson du moût peut être considéré comme imposé. En revanche, le chauffage de l'eau de brassage est en pratique temporellement flexible à volonté (flux C1 et C7). Comment faut-il modéliser l'eau de brassage et quelle signification cela a-t-il pour le procédé réel ?

Le chauffage de l'eau de brassage directement avant et pendant l'empâtage et le rinçage (après la filtration) nécessiterait une grande puissance-chaleur. De plus, au moment de l'empâtage ou du rinçage, aucune source de rejets de chaleur permettant de (pré-)chauffer l'eau de brassage n'est disponible. Le planning du chauffage de l'eau de brassage peut être défini tel que a) le plus possible d'excédent de chaleur des *TSs* puisse être utilisé et b) aucune pointe importante de puissance ne soit nécessaire. Les *TSs* n'étant définies qu'après examen de l'*EROP*, le *rescheduling* est dans ce cas itératif (table de flux => *TSs* => table de flux). Comme décrit précédemment à la section 15.3, t_{start} et t_{stop} doivent autant que possible être choisis de sorte à ne pas générer de *TS* supplémentaire.

Dans la pratique, cette approche de la modélisation énergétique signifie qu'un stockage intermédiaire de l'eau de brassage doit être prévu. Comme ce stockage à court terme ne pose pas de problème pour la qualité de l'eau et que de grandes quantités de chaleur peuvent ainsi être récupérées, cette solution est mise en œuvre de manière rentable dans la plupart des brasseries.

15.4.2 Transformation d'un flux temporellement variable en un flux constant

Dans une production par batches, les étapes de chauffage ou de refroidissement sont généralement effectuées dans une cuve ou un réacteur, car lors de la transposition du laboratoire à la production industrielle, aucune modification de procédé n'a été apportée, ou simplement parce qu'une cuve est un équipement très polyvalent et qu'un échangeur externe n'est pas nécessaire au premier abord. Toutefois tant que l'étape de chauffage / refroidissement en cuve n'a pas d'effet spécifiquement désiré sur le produit, le principe suivant s'applique :

Principe de base du transfert de chaleur pour des procédés batch

Le transfert de chaleur pour des procédés batch doit autant que possible avoir lieu **pendant un transfert de produit** (remplissage, vidange).

Ce faisant, le procédé peut être accéléré (réduction du *BPD* et du *BCD*) et le gradient de température mieux exploité.

Grâce au transfert de chaleur pendant le transfert du produit, des flux temporellement variables peuvent être transformés en flux constants dans le temps. Des flux constants dans le temps sont mieux adaptés au transfert de chaleur.

La Fig. 15-2 représente un exemple de flux froid temporellement variable. Il doit être discrétisé et ne peut pas être entièrement chauffé de T_3 à T_4 avec le flux chaud. Si le transfert de chaleur a lieu pendant le transfert de produit, comme illustré par la Fig. 15-6, alors le flux froid peut être traité comme un flux constant (pendant toute l'étape du procédé, une puissance-chaleur constante chauffe le débit de produit transféré de T_1 à T_2). Un chauffage avec le flux chaud (de T_3 à T_4) selon la Fig. 15-2 (c) est alors possible.

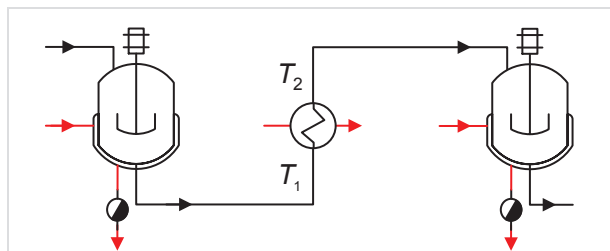
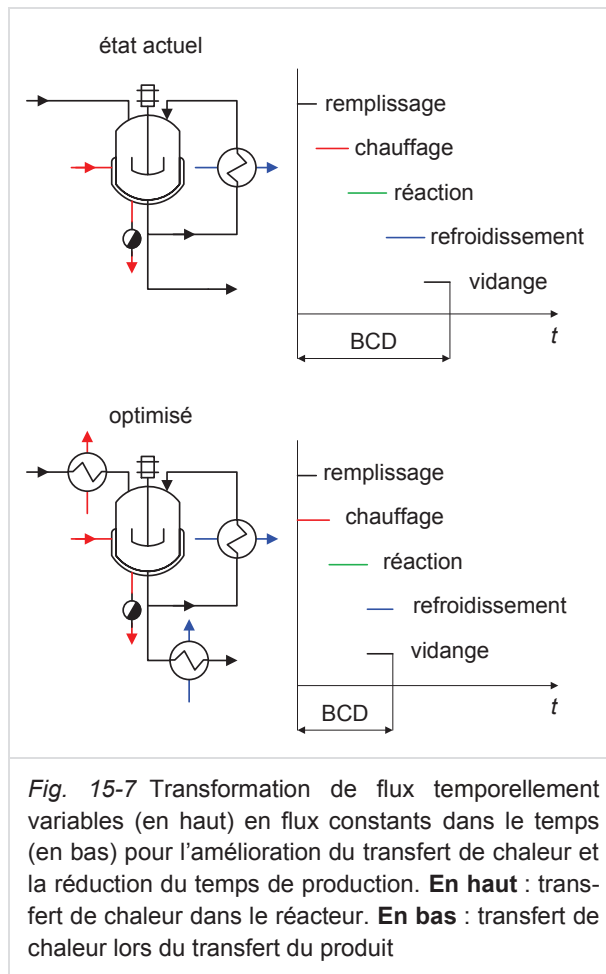


Fig. 15-6 Transfert de chaleur pendant le transfert du produit : transformation d'un flux temporellement variable (voir Fig. 15-2) en un flux constant dans le temps

Grâce au transfert de chaleur pendant le transfert du produit, la durée d'utilisation de la cuve est réduite. Si la cuve constitue un goulot d'étranglement (*bottleneck*) pour le procédé batch global, la *Batch Processing Duration BPD* et la *Batch Cycle Duration BCD* peuvent alors être raccourcies et la capacité de production augmentée de manière correspondante (voir Fig. 15-7).



Exemple – cas du procédé de brassage

Selon la Fig 14-1, le moût (flux C8) est chauffé à 93°C dans le préchauffeur de moût, le chauffage de 93°C jusqu'à 100°C ayant lieu dans la cuve de cuisson préalablement à la cuisson proprement dite. Le moût pourrait cependant, selon le principe de base précédent, être chauffé lors du transfert jusqu'à la température d'ébullition de la cuve de cuisson (100°C), avec un flux chaud ou une utilité chaude – se limiter à 93°C correspond à la solution actuelle et non à une exigence de procédé. C'est pourquoi, dans le Tab. 14-1, la température cible du flux C8 a été définie à 100°C et non à 93°C. Le temps de chauffage de la cuve de cuisson pourrait être réduit par un chauffage à presque 100°C. La cuve de cuisson constituant le goulot d'étranglement, cette modification permet par suite de réduire la *BCD* et d'accroître la capacité de production.

15.5 Exemple de modélisation énergétique

La table de flux du Tab. 15-1 est élaborée pour le procédé de la Fig. 14-4, sur la base de la description du procédé étape par étape. Les temps initiaux et finaux sont soit repris du déroulement actuel du procédé, soit adaptés en accord avec l'exploitant de l'installation.

1. Les matières premières (*Feed*) sont chargées à 10°C dans le réacteur R1.
2. Les matières premières dans le réacteur agité R1 sont chauffées par le double manteau à une température de 60°C, température à laquelle elles réagissent. Elles pourraient être préchauffées de 10°C à 60°C lors du transfert, avant de rejoindre le réacteur R1 (flux C1).
3. La réaction dans R1 est exothermique et la température monte à 115°C.
4. Le produit à 115°C est transféré dans la colonne de distillation D1.
5. La valeur c_p théorique de 705.90 kJ/kg K correspond à l'enthalpie de vaporisation du flux C2.
6. Le distillat est condensé à 111°C (représenté par le flux H1 avec une valeur c_p théorique correspondant à l'enthalpie de vaporisation du distillat), puis sous-refroidi de 110°C à 50°C (flux H2) et récolté dans le collecteur de distillat de tête AB1.
7. Le produit de AB1 (*Feed A*, 50°C) et d'autres substances (*Feed B* à 15°C et *Feed C* à 65°C) sont chargés dans le réacteur R2. Les *Feed B* et *Feed C* pourraient théoriquement être préchauffés à 78°C (flux C3), resp. 100°C (flux C4) pendant leur transfert vers le réacteur, ce qui donnerait une température de mélange de 74°C dans le réacteur R2.
8. Le mélange dans R2 est chauffé à une température de 95°C (flux C5), à partir de laquelle une réaction fortement exothermique démarre. Ce chauffage (ou au moins une partie de celui-ci, afin de garder une marge suffisante par rapport à la température de réaction) pourrait avoir lieu dans un échangeur externe.
9. Le solvant s'évapore à 135°C, se condense dans le condenseur à reflux et revient dans R2 (flux H3).

Nom	Flux	T_{in} [°C]	T_{out} [°C]	m [kg]	\dot{m} [kg/s]	C_p [kJ/kg K]	α [W/(m ² K)]	t_{start} [h]	t_{stop} [h]
Préchauffage <i>Feed</i>	C1	10	60	11'000	6.1111	4.00	500	0.00	0.50
Distillation dans C1	C2	115	116	10'000	1.2820	705.90	2'000	3.08	5.25
Condensation distillat	H1	111	110	4'500	0.5769	699.98	4'000	3.08	5.25
Sous-refroid. distillat	H2	110	50	3'000	0.3846	2.00	1'000	3.08	5.25
Préchauffage <i>Feed B</i>	C3	15	78	13'518	7.5100	2.99	800	5.58	6.08
Préchauffage <i>Feed C</i>	C4	65	100	2'500	5.1000	2.75	500	5.68	5.98
Chauffage "dans" R2	C5	74	95	19'018	18.3533	1.69	500	6.08	6.33
Condensation reflux solvant	H3	135	134	5'000	0.9259	991.08	2'000	6.33	7.83
Refroidissement du produit "dans" R2	H4	140	75	19'018	6.8825	2.45	1'000	7.83	8.50
Chauffage intermédiaire du produit "dans" R2	C6	72	88	19'018	15.2940	2.45	500	8.60	8.90
Refroidis. du <i>Produit 2</i> (durant son transfert)	H5	85	35	17'120	6.1943	2.45	200	9.00	9.67

Tab. 15-1 Table de flux de la production par batch selon la Fig. 14-4, après optimisation du déroulement du procédé

10. La réaction se termine et le produit dans R2 est refroidi de 140°C à 75°C par le double manteau de R2, puis se refroidit de 3 K supplémentaires pendant un court temps de repos dans R2. Le refroidissement pourrait aussi être réalisé dans un échangeur externe (flux H4).
11. Le produit dans R2 est à nouveau chauffé à 88°C, puis se refroidit de 3 K pendant un court temps de repos dans R2. Le chauffage intermédiaire pourrait aussi avoir lieu en dehors du réacteur (flux C6).
12. Une partie du contenu de R2 (*Produit 1*) est directement déchargé à 85°C et traité dans une autre étape de procédé.
13. Le solde du contenu (*Produit 2*) est refroidi à 35°C dans le réacteur R2, puis vidangé. Le refroidissement pourrait être réalisé dans un échangeur externe durant le transfert (flux H5).

Remarques concernant la modélisation

- S'agissant des flux C5, H4 et C6 du Tab. 15-1 (étapes 8, 10 et 11), le transfert de chaleur est supposé s'effectuer par circulation dans un échangeur externe. En effet, les températures des produits eux-mêmes sont considérées et non celles du fluide de transfert au niveau du double manteau.
- Cependant, ces flux restent temporellement variables. Ils nécessiteront donc une discrétisation temporelle, à choisir en fonction des *TSs* obtenues par construction de l'*EROP* et des gradients de température disponibles.
- Par contre, le flux H5 – pour autant que le refroidissement s'effectue lors du transfert – n'est pas temporellement variable et ne nécessitera pas de discrétisation.

16 Valeurs cibles énergétiques de procédés batch

16.1 Introduction

La détermination des valeurs cibles énergétiques (*Energy Targeting*) a pour but la recherche, l'analyse et la présélection des variantes prometteuses de transfert de chaleur parmi les modes possibles. La comparaison des valeurs cibles calculées permet de décider si une variante mérite d'être approfondie (en *Supertargeting*). Les valeurs cibles énergétiques calculées au stade de l'*Energy Targeting* sont basées sur des valeurs ΔT_{min} estimatives.

La rentabilité des variantes peut déjà être évaluée très grossièrement au stade de l'*Energy Targeting*. En effet, le potentiel d'économies estimé (découlant des valeurs cibles énergétiques) permet de calculer l'investissement maximal à consentir pour respecter une durée de payback limite fixé. A titre d'exemple, une action présentant un potentiel d'économies calculé de 5'000 kWh/an (soit 500 CHF/an à un prix d'énergie de 0.1 CHF/kWh) n'autorise qu'un investissement maximum de 1'500 CHF (supposant un payback limite de 3 ans) pour être rentabilisée – une exigence très probablement irréaliste.

16.2 Décision de principe de recourir au stockage de chaleur

S'agissant de l'optimisation des procédés batch, une distinction fondamentale doit être faite entre le **mode de transfert de chaleur direct** et le **mode de transfert indirect avec stockage de chaleur**. Le présent chapitre traite le mode de transfert direct ; ce mode définit, comme pour les procédés continus, le transfert instantané entre deux flux. Le transfert direct est analysé pour chaque tranche de temps (*Time Slice*, *TS*; voir section 14.4). Le transfert de chaleur indirect avec stockage de chaleur est expliqué au chapitre 17 ; ce mode de transfert est analysé à l'aide des *ISSPs* construits sur la base des flux.

La décision de savoir si le transfert de chaleur direct entre en ligne de compte pour l'optimisation d'un procédé batch doit être prise aussi tôt que possible. **Les critères suivants plaident en faveur d'un transfert exclusivement indirect avec stockage de chaleur :**

1. le maintien de la flexibilité a la priorité absolue, et celle-ci ne peut pas être garantie par les "liaisons" entre différents flux transférant de la chaleur en direct ;
2. les conditions cadres techniques et pratiques (par ex. exigences en matière de régulation, difficultés lors du démarrage / mise à l'arrêt, fluctuations de puissance, etc.) sont trop contraignantes pour le transfert de chaleur direct ;
3. le planning (*schedule*) présente des variations de l'ordre de grandeur des *TSs*²³ ;
4. le potentiel de transfert de chaleur direct, même en exploitant les possibilités de *rescheduling*, reste trop limité et le potentiel de transfert indirect avec stockage est nettement plus élevé.

Les critères 1 à 3 peuvent être clarifiés sans recourir à l'*Energy Targeting*. La vérification du 4^{ème} critère nécessite les modèles *TSM* et *TAM*.

16.3 Période d'analyse

Pour les procédés batch, le mode de transfert de chaleur direct est analysé sur une période de répétition. Si les batches se superposent temporellement, la période de répétition considérée correspond en général à une *SROP* (voir paragraphe 14.3.2). Lorsque qu'il n'y a pas superposition temporelle, il s'agit de considérer un seul batch (répété N fois par an). Le fait de se focaliser sur les périodes de fonctionnement répétées assure aux *HEXs* placés des durées d'exploitation relativement élevées, puisque qu'ils sont utilisés N fois par an dans les mêmes conditions.

²³ Le *Time Slice Model* peut dans ce cas être utilisé pour évaluer l'effet des variations du *schedule* sur le potentiel de transfert de chaleur direct. Le cas échéant, il peut exister certains flux présentant un potentiel significatif de transfert de chaleur direct et relativement peu influencé par les variations temporelles (par ex. évaporateur / condenseur). Ces flux peuvent être optimisés pour le transfert direct, pourvu qu'il n'en résulte pas de transfert de chaleur à travers le pincement de l'installation considérée globalement (voir section 16.4.2 *TAM*).

Si le nombre de batches superposés au sein d'une campagne est insuffisant pour atteindre un régime périodique et, idéalement, former un nombre suffisant de *SROPs*, il faut alors considérer l'intégralité de la campagne, inclus la phase initiale de démarrage et celle de mise à l'arrêt. Le nombre de *TSs* devient alors, en général, très grand et le transfert de chaleur coûteux (nécessitant beaucoup de *HEXs* avec des durées d'exploitation courtes). Dans ce cas, il est essentiel de simplifier le problème avec des critères pertinents et de se focaliser sur les *TSs* les plus importantes.

16.4 Méthodes et outils

16.4.1 Time Slice Model (TSM)

Le *Time Slice Model (TSM)* est la méthode d'*Energy Targeting* la plus importante pour le mode de transfert de chaleur direct des procédés batch. Le *TSM* décompose la durée d'exploitation se répétant périodiquement en *TSs*. De ce fait, la méthode *TSM* n'est applicable que pour les procédés batch dont le planning temporel est suffisamment stable (voir Fig. 14-5).

Les *TSs* ont leurs propres *CCs* et leurs propres ΔT_{min} , tout comme les *OCs* pour les procédés continus. Etant donné les similitudes entre les *TSs* et les *OCs*, les méthodes et outils présentées aux chapitres 5 et 13 pour le transfert de chaleur direct peuvent aussi être appliqués pour l'analyse de procédés batch. Une *TS* est pour ainsi dire comme un *OC* de courte durée.

D'un point de vue énergétique, le mode de transfert direct est prometteur lorsqu'il existe de nombreuses *TSs* dont les *CCs* sont bien adaptées pour ce mode de transfert (c-à-d notamment lorsque flux chauds et froids sont bien "synchronisés". Le "synchronisme" peut être amélioré dans une certaine mesure par *Rescheduling* ou par transformation de flux variables dans le temps en flux constants (voir section 15.4).

La Fig.16-1 illustre à titre d'exemple les *CCs* de deux *TSs* du procédé représenté à la Fig. 14-4.

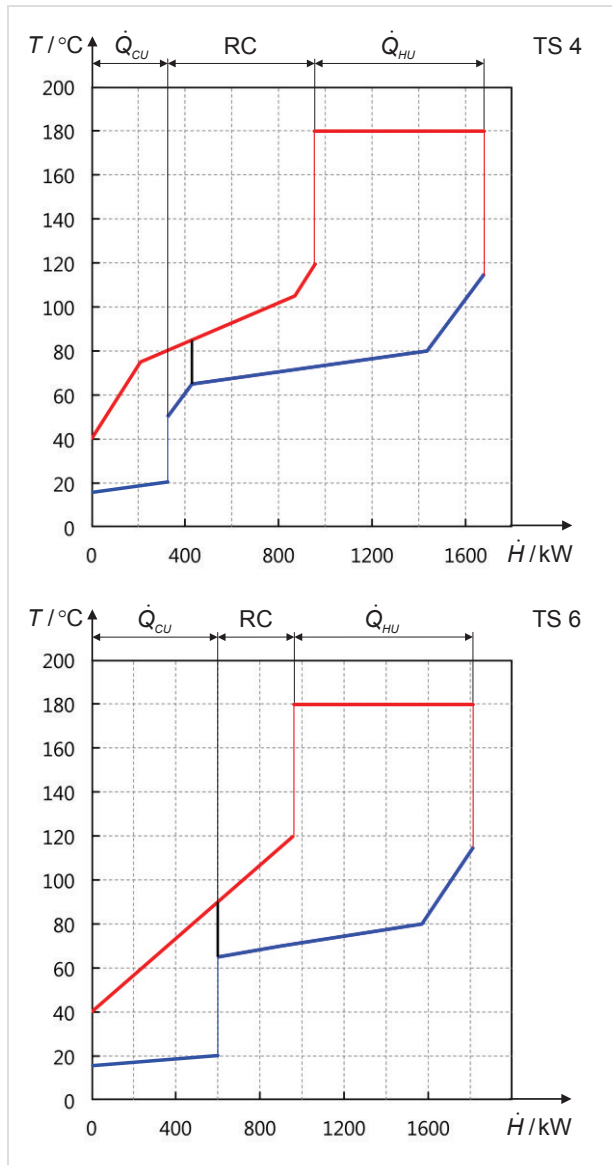


Fig. 16-1 Time Slices TS 4 et TS 6 se rapportant à une *Batch Cycle Duration (BCD)* de 1.835 h avec un recouvrement de 50% et une *Batch Process Duration (BPD)* de 3.67 h [10]

La valeur ΔT_{min} pour chaque *TS* est estimée de manière grossière dans l'*Energy Targeting*. Une estimation réaliste de ces valeurs est difficile à ce stade, en raison de la réutilisation de surface de transfert au sein de différentes *TSs* (par analogie à la réutilisation de surface dans les *OCs*, voir chapitre 13).

Le *MOC Supertargeting* (voir chapitre 18) remédie à cette situation, en optimisant le ΔT_{min} de chaque *TS* d'un point de vue économique en tenant compte de la réutilisation possible de surface de transfert au sein des différentes *TSs*.

Le *MOC Supertargeting* requiert un temps de calcul important ; ce dernier augmente d'ailleurs de manière sur-proportionnelle avec le nombre de TSs, et la convergence vers l'optimum global n'est pas toujours numériquement garantie. Un nombre élevé de TSs augmente également la complexité de conception du HEN. Pour ces raisons, il est judicieux de simplifier le TSM lors de l'*Energy Targeting*.

Simplification du TSM

La simplification du TSM a pour but de pouvoir se focaliser sur les flux et les TSs présentant un grand potentiel de transfert de chaleur *direct*.

Si une des conditions suivantes est remplie, la TS en question peut être exclue du transfert de chaleur direct :

- une TS ne comporte que des flux chauds ou que des flux froids,
- le potentiel de transfert de chaleur au sein d'une TS est très faible (en kWh/TS, resp. kWh/an),
- la durée de la TS est très (trop) courte (par ex. inférieure à quelques minutes),
- la CC chaude au sein d'une TS est plus froide que la CC froide.

La prise en compte de ces règles permet souvent de réduire de moitié le nombre de TSs à analyser du point de vue du transfert de chaleur direct.

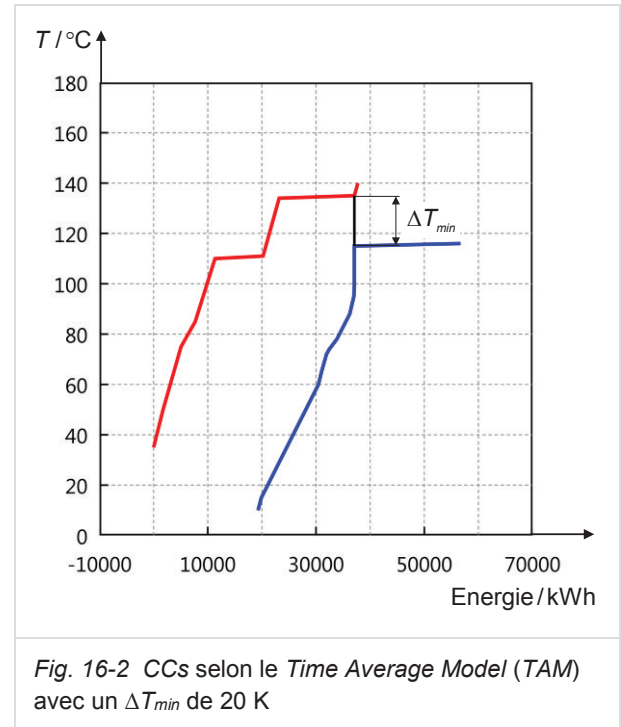
Les flux ou TSs exclus de l'analyse du transfert de chaleur direct peuvent être soit utilisés lors de l'analyse du potentiel de transfert de chaleur indirect, soit directement comptés comme besoin d'utilité.

16.4.2 Time Average Model (TAM)

Le *Time Average Model (TAM)* est l'approche la plus simple pour analyser le potentiel de transfert de chaleur maximal théorique (idéal) d'un procédé batch. Les valeurs cibles énergétiques obtenues avec le TAM sont essentiellement utilisées à titre de comparaison avec celles obtenues avec le TSM : plus la différence est grande, plus une analyse détaillée du transfert de chaleur indirect avec stockage vaut la peine.

La Fig. 16-2 illustre les CCs TAM du procédé batch décrit au chapitre 14 (Fig.14-4) et défini par

la table de flux du Tab. 15-1. La période de calcul du TAM correspond à la durée de 1 batch.



Le TAM considère la période de répétition cyclique d'un batch (*SROP*) et représente l'énergie (kWh) au lieu de la puissance (kW) des flux impliqués. Il répartit l'énergie de chaque flux sur la période considérée, transformant le procédé en un "pseudo-procédé" continu énergétiquement équivalent. Ce faisant, il "fait comme si" les flux coexistaient, ce qui n'est naturellement pas le cas (mis à part pour les flux intervenant dans chacune des TSs). Les valeurs cibles énergétiques du TAM peuvent théoriquement être atteintes avec transfert de chaleur indirect et stockage. Le TAM ne fournit ni valeur cible de surface de transfert, ni valeur cible de coût, et ne considère pas plus la faisabilité technique.

Le TAM applique pour chacun des flux impliqués la même valeur "globale" ΔT_{min} . La valeur choisie ΔT_{min} correspond en première approximation au double de la valeur choisie pour le transfert de chaleur direct²⁴. L'utilisation d'un ΔT_{min} "global" est justifiée pour le calcul des CCs d'un procédé conti-

²⁴ La cible énergétique du TAM ne peut être atteinte qu'avec stockage de chaleur. C'est pourquoi un ΔT est nécessaire des flux chauds au stockage intermédiaire et du stockage aux flux froids.

nu, puisque tous les flux existent simultanément. Par contre, pour les procédés batch, il est intuitivement compréhensible qu'un flux ayant, par ex., une courte durée d'existence au cours d'une *SROP* devrait avoir moins d'importance qu'un flux existant pendant toute la durée de celle-ci.

Malgré les limitations mentionnées ci-dessus, les valeurs cibles énergétiques du *TAM* fournissent une première indication utile sur l'importance du transfert de chaleur direct ou indirect avec stockage. La forme des *CCs TAM* permet, pour un *retrofit* par ex., d'identifier directement quels *HEXs* (peut-être bien placés au sein d'une *TS*) transfèrent de la chaleur à travers le pincement du procédé batch complet (pincement des *CCs TAM*). Les *CCs TAM* apportent en outre des indications sur le potentiel de *rescheduling*, sur les températures d'exploitation possibles pour les *ILs* et accumulateurs, et sur les modifications de procédés avantageuses d'un point de vue énergétique.

16.4.3 Comparaison TSM vs TAM

La Fig. 16-3 représente par ex. la valeur cible de récupération de chaleur selon le *TAM* (en vert, à droite), ainsi que le potentiel de transfert direct par *TS* (en bleu). Il apparaît qu'un transfert de chaleur direct n'est possible que durant 5 *TSs* parmi les 14 *TSs* au total. De plus, le potentiel des *TSs* 3, 7, et 14 est négligeable. Ainsi, s'agissant du mode de transfert de chaleur direct, il faut se focaliser sur les *TSs* 1 et 13. Si cela se révèle techniquement faisable et économiquement rentable, il est possible de réaliser presque la moitié du potentiel théorique de récupération de chaleur. Pour réaliser l'autre moitié du potentiel, un stockage de chaleur est nécessaire en raison du manque de synchronisme des flux.

Les valeurs cibles énergétiques représentées sur la Fig. 16-3 dépendent évidemment des valeurs ΔT_{min} considérées. Au stade de l'*Energy Targeting*, ces valeurs doivent être estimées de manière raisonnable et cohérente pour le *TSM* et le *TAM*, afin que la comparaison des valeurs cibles soit pertinente et conclusive. Des valeurs d'expérience sont utilisées en 1^{ère} approximation, lesquelles devraient être confirmées au stade du *Supertargeting*. De plus, en cas d'utilités inversées (*Reversed*

*Utilities*²⁵) notamment, il faudrait considérer différentes valeurs ΔT_{min} et vérifier l'effet sur le potentiel de transfert de chaleur direct et indirect.

La comparaison des valeurs cibles énergétiques du *TSM* avec celles du *TAM* fournit des indications sur l'importance de la récupération de chaleur sans ou avec stockage de chaleur. Complétée par des considérations de coûts, de complexité et de contraintes techniques (contrôle, technique de régulation, place pour les accumulateurs de chaleur, etc.), cette comparaison permet de définir les stratégies d'optimisation les plus prometteuses.

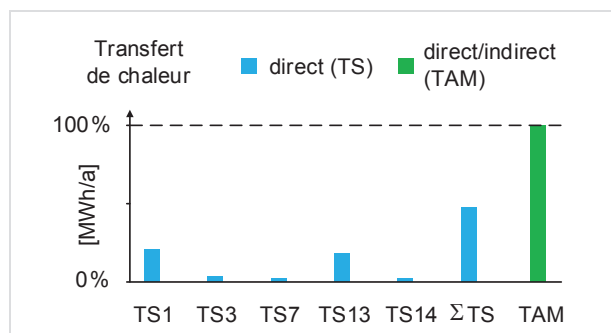


Fig. 16-3 Comparaison du potentiel de transfert de chaleur selon *TSM* et *TAM* (exemple illustratif)

16.4.4 Pinch Temperature Diagram

Les flux ou les *TSs* qui ont été exclus du transfert de chaleur direct peuvent être repris dans l'analyse du potentiel de transfert indirect.

De plus, le transfert de chaleur direct dans les *TSs* retenues pour ce mode de transfert peut "laisser derrière" des excédents de chaleur (sources) ou des déficits de chaleur (puits). Ceux-ci peuvent

²⁵ c-à-d lorsque la *CC* froide (voire un seul flux froid) peut être glissée vers la gauche sous la *CC* chaude (ne comprenant éventuellement qu'un seul flux chaud) jusqu'à l'apparition d'une des deux situations suivantes (**A** ou **B**) pour $\Delta T_{min} > 0$, voire **A et B**.

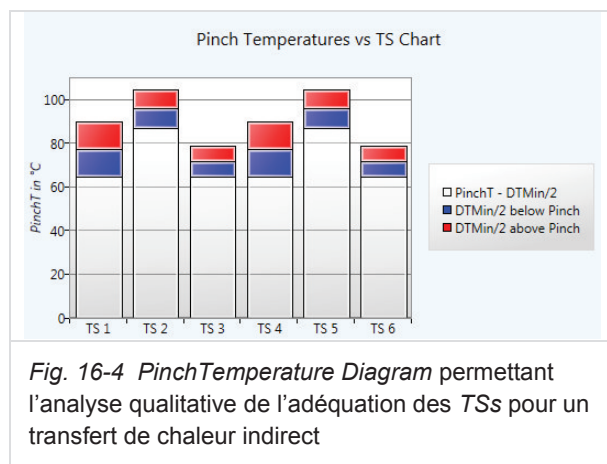
Situation A : besoin d'utilité chaude à basse température pour chauffer le début de la *CC* froide (la *CC* froide débute plus à gauche que la fin de la *CC* chaude).

Situation B : besoin d'utilité froide pour refroidir le début de la *CC* chaude (la *CC* froide se termine avant le début de la *CC* chaude = la *CC* chaude "déborde" à droite).

La situation A permet éventuellement l'utilisation de chaleur à "basse température" récupérée d'une autre *TS*, tandis que la situation B représente une opportunité de récupération de chaleur à "haute température" pour valorisation dans une autre *TS*.

aussi être inclus dans l'analyse subséquente du transfert de chaleur indirect.

Le *Pinch Temperature Diagram* (voir Fig. 16-4) fournit des informations qualitatives sur l'adéquation d'une *TS* pour un transfert de chaleur indirect. Les *TSs* 2 et 5 par ex., avec une température de pincement "élevée", correspondent plutôt à des sources, tandis que les *TSs* 3 et 6, avec leur température de pincement "basse", représentent plutôt des puits potentiels. L'examen de chaque *TS* dépend bien sûr de la valeur ΔT_{min} choisie pour celle-ci.



16.4.5 Utility Time Graph

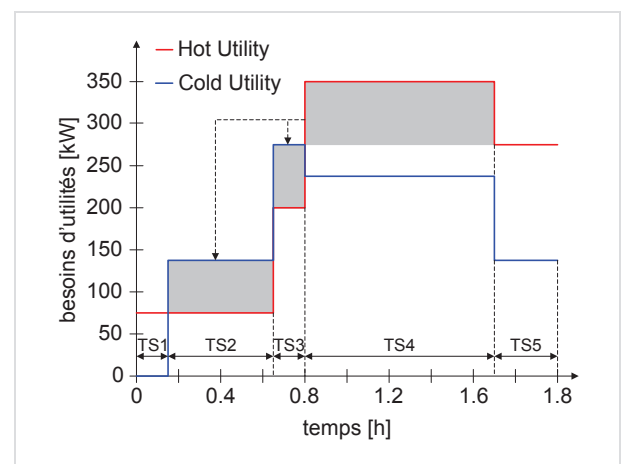
Le *Utility Time Graph* représente la puissance nécessaire des utilités (chaude et froide) en fonction du temps (pour le ΔT_{min} sélectionné pour chaque *TS*).

Cette représentation s'appuie sur les *TSs* et est principalement utilisée pour l'analyse et la réduction

des pointes de consommation d'utilités, par ex. lorsqu'une pointe de puissance d'une utilité (en kW) ralentit la production, réduit l'efficacité de la production d'utilités ou nécessite une extension de la production d'utilités (par ex. une nouvelle chaudière).

Si une pointe de consommation d'utilité chaude est identifiée, comme par ex. durant la *TS 4* du diagramme de la Fig. 16-5, il est alors possible d'examiner de manière ciblée si les flux chauds de *TS 4* peuvent être anticipés, retardés ou prolongés (*Rescheduling*), ou si la pointe de puissance peut par ex. être réduite grâce à une meilleure RC.

Remarque : bien que dans certains cas une pointe de puissance d'utilité puisse être réduite par un accroissement de la RC, le *Utility Time Graph* ne fournit cependant aucune information sur le potentiel de transfert de chaleur dans les différentes *TSs*.



17 Identification et dimensionnement des systèmes de stockage de chaleur

17.1 Introduction

Dans de nombreuses entreprises, le planning d'exploitation des différents procédés est très variable, ou les exigences en matière de flexibilité temporelle sont tellement élevées que le mode de transfert de chaleur indirect avec stockage constitue la seule stratégie d'optimisation possible ²⁶.

Les coûts d'investissement du transfert de chaleur indirect avec stockage sont plus élevés que ceux pour le transfert direct. Pourtant, lorsque les conditions suivantes sont réunies, des durées de payback acceptables entre 2 et 7 ans peuvent être atteintes :

1. le système de stockage de chaleur prévu peut être exploité avec un nombre important de cycles de charge et de décharge (volume de stockage et coûts d'investissement limités pour une RC cumulée élevée) ;
2. un potentiel d'économies significatif peut être atteint (en plus du transfert de chaleur direct), justifiant des coûts d'investissement tendanciellement élevés ;
3. le domaine de températures de la RC possible se situe dans la plage adaptée à un stockage de chaleur basé sur l'eau comme média de stockage (investissements réduits).

La méthode des *Indirect Source and Sink Profiles* (*ISSPs*) présentée dans ce chapitre est une forme "avancée" du *TAM*, permettant la conception des *ILs* et des stockages. Elle est particulièrement adéquate pour l'identification rapide, le dimensionnement et les considérations économiques de systèmes de stockage de chaleur dans les entreprises industrielles.

La méthode se base sur les différentes sources (*Sources*) et puits (*Sinks*) de chaleur d'une installation. Des données complètes concernant leurs températures, leurs puissances et leurs temps d'existence ne sont la plupart du temps pas disponibles, et une campagne de mesures détaillées n'est souvent pas justifiée en termes de rapport coûts/bénéfices. Mais l'élaboration d'un premier

concept de stockage et d'un *HEN* de transfert indirect, ainsi que des réflexions économiques pertinentes, sont en général possibles sur la base des données disponibles et des estimations. Si nécessaire, des mesures peuvent être faites ultérieurement, lors de l'approfondissement de l'ébauche de concept au stade de l'ingénierie de détails.

L'existence d'une période de répétition (même approximative) est un prérequis pour l'utilisation des *ISSPs*. Cela peut être un procédé batch répété (*SROP*), mais aussi un "jour d'exploitation représentatif", ou même une "semaine représentative".

La méthode des *ISSPs* sert en priorité à étudier les *ILs* de récupération **avec accumulateurs de récupération de chaleur** pour la valorisation des sources de chaleur (rejets de chaleur, besoins de refroidissement) pour des puits (besoins de chaleur). Cette méthode permet de répondre aux questions suivantes :

- un stockage de chaleur économique est-il possible ?
- quelles sources et quels puits de chaleur doivent être pris en compte ?
- quel est le potentiel de RC ?
- à quels niveaux de température doit se faire le stockage de chaleur et quels volumes de stockage sont nécessaires ?
- quels échangeurs de chaleur sont nécessaires et comment doivent-ils être connectés aux accumulateurs ?
- quels sont les coûts et les durées de payback du stockage ?

Le concept de stockage élaboré à l'aide des *ISSPs* concerne des accumulateurs à températures approximativement constantes (et, dans le cas d'accumulateurs stratifiés, des "couches" d'épaisseur variable). Des accumulateurs à températures librement variables ne peuvent pas être étudiés avec les *ISSPs*. De tels systèmes requièrent des concepts de stockage et de régulation particulièrement sophistiqués pour prévenir des états d'exploitation arbitraires, dans lesquels au final la chaleur ne peut être ni chargée, ni déchargée.

²⁶ Néanmoins, certains procédés ou flux existant toujours simultanément peuvent être préalablement optimisés par transfert de chaleur direct.

Les accumulateurs-tampons (par ex. les accumulateurs à eau chaude pour système de cogénération) peuvent en principe aussi être analysés avec les *ISSPs*. Mais ces systèmes ont plutôt pour but l'amélioration du fonctionnement en charge partielle et l'écrêtage des pointes. Leur rentabilité ne dépend pas de la récupération de chaleur, mais de la réduction des investissements et/ou de l'accroissement de la sécurité de fourniture d'énergie.

Le stockage saisonnier de chaleur, qui gagne en importance principalement en technique CVC, sort du domaine d'application de la méthode des *ISSPs*. D'une part, les durées typiques de payback de ce type de stockage (en général nettement supérieures à 10 ans) sont trop élevées pour l'industrie. D'autre part, tant les sources de chaleur (chaleur solaire, chaleur de l'environnement, etc.) que les puits de chaleur (besoins de chauffage et d'eau chaude sanitaire par ex.) sont statistiquement prévisibles / modélisables et des simulations annuelles sont plus appropriées qu'une analyse par les *ISSPs*. Néanmoins, la méthode Pinch peut par ex. être utilisée pour déterminer les températures de production de la chaleur solaire les plus proches possibles des températures des besoins.

17.2 Stockage de chaleur

Avant de décrire les *ISSPs* de manière détaillée (Section 17.3), la présente section décrit les types les plus importants et les principes du stockage de chaleur. Seuls les accumulateurs de chaleur avec médiums caloporteurs pompables sont considérés.

En matière de stockage de chaleur, on peut distinguer les deux principes physiques suivants :

- **stockage de chaleur latente** avec des matériaux à changement de phase (*Phase Change Materials, PCMs*) solide / liquide (par ex. paraffine, eau) ou liquide / gaz (par ex. accumulateur de vapeur), voir Section 17.2.1 ;
- **stockage de chaleur sensible** avec des matériaux liquides ou solides, voir Section 17.2.2.

17.2.1 Accumulateur de chaleur latente

Les accumulateurs de chaleur latente sont prioritairement utilisés pour le stockage de chaleur ou de froid dans une plage de température restreinte

(quelques K) et constante, ou/et en cas de besoin d'une haute densité de stockage d'énergie.

Trois variantes d'accumulateurs de chaleur latente sont présentées ci-dessous à titre d'exemple.

L'accumulateur de glace de la Fig. 17-1 a) est le représentant le plus connu de l'accumulateur à *PCM* solide/liquide. L'eau y est à la fois le médium de stockage et médium de transfert de chaleur. Le gel de l'eau dans l'accumulateur est produit par extraction de chaleur par un fluide à température négative (eau glycolée, saumure, etc.) ou par évaporation d'un réfrigérant. Il reste néanmoins toujours une certaine quantité d'eau à 0°C sous forme liquide. Celle-ci est pompée dans un circuit externe, est réchauffée par une source de chaleur (flux à refroidir), puis à nouveau refroidie dans l'accumulateur de glace. L'utilisation du changement de phase glace/eau liquide permet d'atteindre une densité de stockage (en kWh/m³ de volume actif) 40 fois plus élevée que celle d'un accumulateur d'eau froide avec une variation de température de 2 K (entre T_1 et T_3).

La Fig. 17-1 b) illustre un accumulateur à *Phase Change Dispersion (PCD)* : une matière à changement de phase finement dispersée dans l'eau (par ex. paraffine) capte de la chaleur en fondant, et cède de la chaleur en se solidifiant. Le stockage de chaleur fonctionne comme avec un accumulateur de chaleur à eau conventionnel, mais présente une densité de stockage supérieure grâce à la contribution du matériau à changement de phase (à la température de changement phase correspondante).

La Fig. 17-1 c) montre un accumulateur à "empilement de *PCM*", constitué de nodules remplis d'un matériau *PCM* solide/liquide. Contrairement au cas b), la capacité de stockage et les puissances de transfert en charge/décharge ne peuvent pas être dimensionnées indépendamment (pour des températures des circuits de charge et de décharge spécifiées). La solidification du *PCM* à puissance élevée constitue souvent un défi.

Pour chaque cas, la Fig. 17-1 représente à droite, à titre d'exemple, le profil Température – Enthalpie des sources, des puits, et des circuits intermédiaires. Dans les cas a) et b), la température des circuits intermédiaires correspond approximativement à la température du changement de phase. Dans le cas c), un gradient de température sup-

plémentaire entre le circuit intermédiaire externe et la température de changement de phase du *PCM* est nécessaire.

Les difficultés en pratique, et donc les thèmes de recherche sur les *PCMs*, incluent notamment le sous-refroidissement, la conduction de chaleur du matériau, le changement de volume lors du changement de phase ainsi que la corrosion.

L'accumulateur de vapeur de type *Ruth* est le représentant le plus connu de *PCM* liquide / gaz. Il s'agit d'un réservoir calorifugé en acier, rempli à 90-95% d'eau chauffée par de la vapeur vive ou de la vapeur d'échappement. La pression et la température de l'eau (liquide) augmentent. Lorsque de la vapeur est soutirée, la pression baisse et provoque une vaporisation de l'eau, jusqu'à atteindre l'équilibre pression-température. De 12 bar(a) (resp. 188°C) par ex. à 5 bar(a), cet accumulateur peut produire env. 60 kg de vapeur par m³ d'eau chaude. La densité d'accumulation énergétique des accumulateurs de vapeur est à peu près égale à celle des accumulateurs à eau chaude (puisque qu'il s'agit aussi de stockage d'eau chaude sous pression).

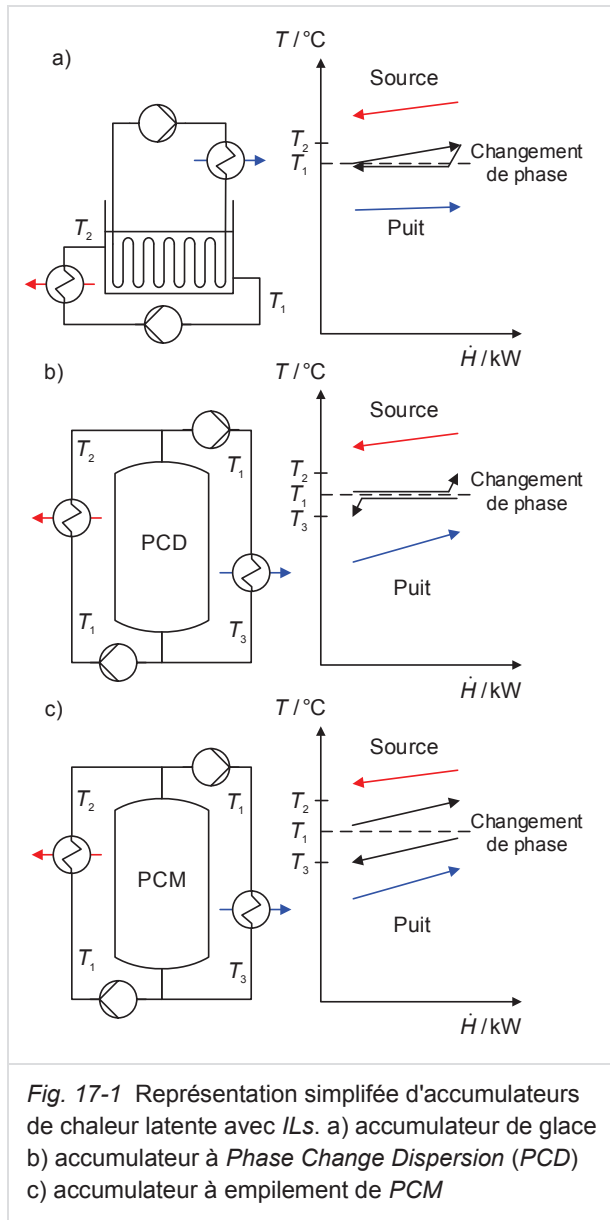
17.2.2 Accumulateurs de chaleur sensible

Le stockage de chaleur sensible est la forme de stockage de chaleur la plus répandue. A volume constant, la capacité de stockage d'accumulateurs de chaleur sensible est proportionnelle à la différence de température entre les côtés chaud et froid de l'accumulateur.

Ci-après, nous ne considérons que des accumulateurs de chaleur sensible à fluide de stockage liquide servant simultanément de fluide caloporteur.

Les accumulateurs de chaleur sensibles sont appropriés pour le stockage de chaleur "sous" une différence de température significative (par ex. 10 K ou plus). Il existe deux principaux types de stockage de chaleur sensible :

- accumulateur fermé, avec ou sans stratification,
- accumulateur "ouvert" (à pression atmosphérique) à température fixe et masse variable (appelé accumulateur *FTVM*).



Accumulateur fermé

Pour bien comprendre les particularités des différentes variantes d'accumulateurs, un scénario de récupération de chaleur est considéré à titre d'exemple (Fig. 17-2). Chacune des variantes comprend un compresseur d'air comme source de chaleur, et un chauffage de produit de 20 à 45°C comme puit (flux froid). Le compresseur d'air peut délivrer la totalité de sa chaleur à 60°C dans le circuit de refroidissement, pour autant que la température aller (d'entrée) vers le compresseur ne dépasse pas 35°C. Lorsque la température d'entrée dépasse 35°C, un refroidissement supplémentaire par air intervient automatiquement. La tempé-

rature à l'instant initial de la charge (=apport de chaleur) est uniforme à 30°C dans chacun des accumulateurs, correspondant à un état complètement déchargé. Une "demi-charge" a lieu pour commencer (à gauche), suivie d'un "quart de décharge" (au milieu), puis à nouveau un "quart de charge" (à droite). "Demi", resp. "quart", signifie ici, que le temps / l'énergie / la puissance suffit pour 50%, resp. 25%, d'une charge / décharge complète de l'accumulateur. Les couleurs dans les accumulateurs correspondent aux températures après chaque charge / décharge.

Les variantes (1 / 2 / 3a / 3b) sont classées ici par ordre croissant de potentiel de récupération de chaleur, resp. de potentiel de stockage à volume d'accumulateur fixé.

Dans les variantes 1), 2) et 3a), le circuit de refroidissement du compresseur d'air et l'accumulateur de récupération de chaleur sont hydrauliquement séparés l'un de l'autre. Ces variantes conviennent ainsi notamment pour le chauffage d'eau chaude sanitaire. Au contraire, la variante 3b) nécessiterait un échangeur de chaleur de sécurité avec fluide intermédiaire de séparation.

Dans le cas de la **variante 1)**, la totalité de l'accumulateur est chargé par l'échangeur de chaleur à faisceau de tubes immergé dans la partie inférieure de l'accumulateur. L'ascension de l'eau chaude dans l'accumulateur provoque rapidement un mélange complet ("accumulateur à mélange"), ce qui est exergétiquement, et par conséquent aussi énergétiquement, défavorable. L'accumulateur présente ici, après une demi-charge, une température uniforme d'env. 45°C. Cette situation comporte deux inconvénients majeurs : premièrement, une partie de la chaleur du compresseur d'air est rejetée à l'aérorefroidisseur (intégré dans le compresseur) et la puissance récupérée diminue²⁷. Deuxièmement, la chaleur accumulée est disponible à 45°C seulement. Ce niveau de température ne permet pas de chauffer le flux froid jusqu'à la température de consigne de 45°C et le potentiel de récupération de chaleur est réduit. Selon la cadence de charge et de décharge, diffé-

rentes températures s'établissent dans l'accumulateur (voir Fig. 17-2 cas 1) à droite). Cela rend difficile un réchauffage constant du produit.

Dans le cas de la **variante 2)**, l'accumulateur est chargé par un échangeur immergé (disposé sur toute la hauteur de l'accumulateur). Cela permet certes d'atteindre une température de charge plus élevée dans la partie supérieure de l'accumulateur. Mais la température diminue de manière continue vers le bas, résultant en un profil de température linéaire. Le chauffage du produit de 20 à 45°C est ainsi possible au début de la décharge. Mais la température de l'eau sortant de l'accumulateur diminue ensuite continuellement et tombe rapidement au-dessous de 45°C, ne permettant plus de chauffer intégralement le produit.

Le "couplage direct" entre l'échangeur (immergé) et l'accumulateur des variantes 1) et 2) rend le système de stockage et sa régulation peu flexibles, voire rigides, ce qui constitue un désavantage sérieux dans l'industrie où les exigences évoluent constamment.

Principe important pour un stockage de chaleur efficace et flexible : pas d'échangeur immergé dans l'accumulateur!

Les **variantes 3a) et 3b)** comprennent un **accumulateur stratifié**, pour lequel la charge s'effectue au travers **d'un échangeur de chaleur externe dans une boucle intermédiaire (IL)**. L'échangeur de chaleur externe peut être exploité à contre-courant et permet ainsi une utilisation maximale du gradient de température (c-à-d un transfert de chaleur avec dégradation minimale du niveau de température). Ces variantes peuvent donc garantir, lors de la charge, une température d'entrée (dans l'accumulateur) élevée et constante. Simultanément, la partie inférieure de l'accumulateur reste à la température de 30°C. La différence de température engendre une stratification du fluide dans l'accumulateur, avec une zone de transition bien marquée (thermocline). Cette configuration présente dans le cas présent deux avantages décisifs : d'une part, le compresseur peut être constamment refroidi par le fluide à la température la plus basse possible (refroidissement efficace), et

²⁷ Si la source de chaleur était une machine froide au lieu d'un compresseur d'air, la température aller (entrée du compresseur) plus élevée pourrait même pénaliser l'efficacité énergétique de la machine (température de condensation plus élevée).

ceci encore lorsque l'accumulateur stratifié est presque chargé (transfert maximal d'énergie à l'accumulateur). D'autre part, l'intégralité de la cha-

leur récupérée est toujours disponible à la température maximale et la température cible du produit (ici 45°C) peut être atteinte à tout moment.

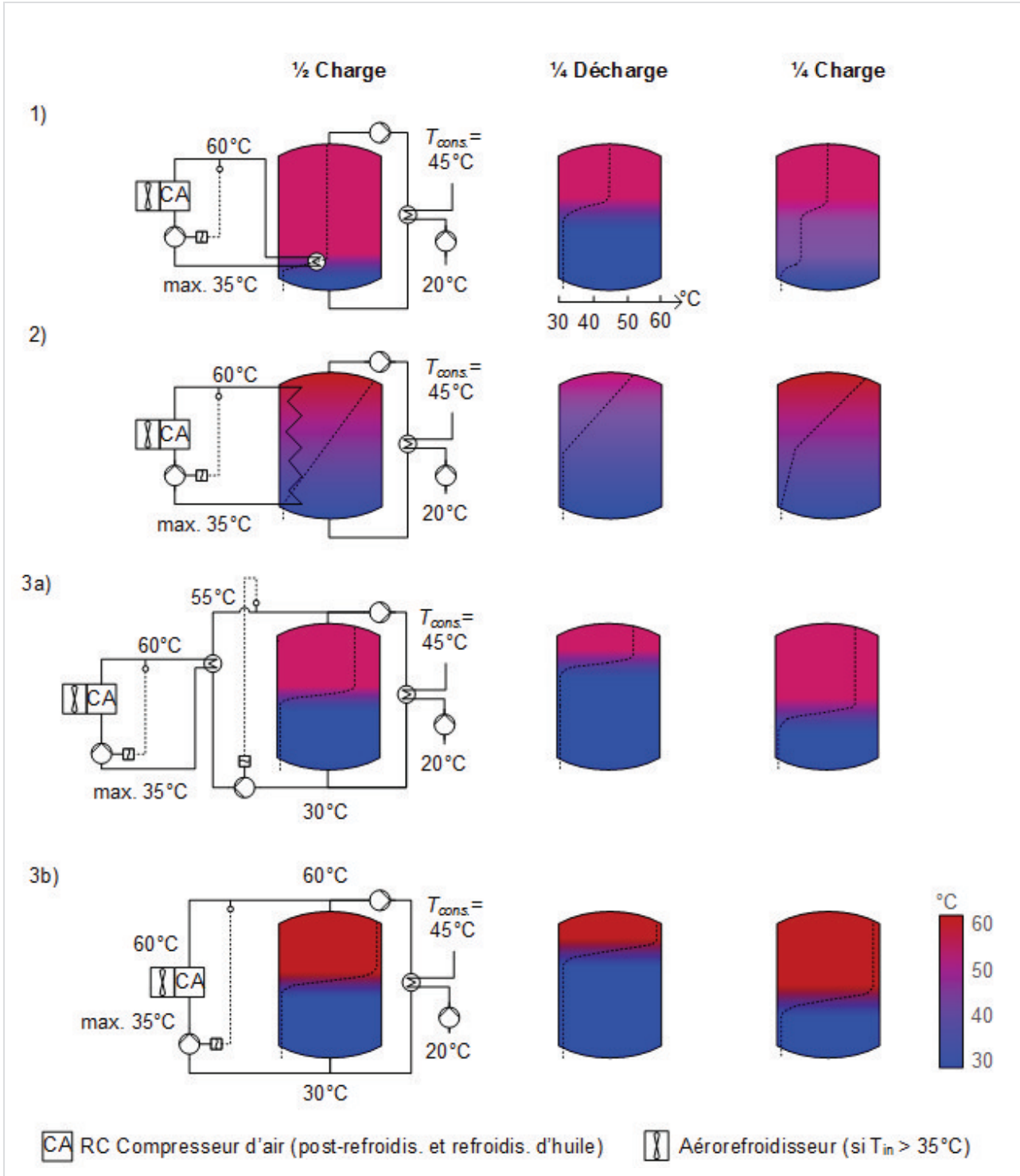


Fig. 17-2° Représentation de différentes variantes d'accumulateur pour la valorisation des rejets de chaleur d'un compresseur d'air pour le chauffage d'un produit. **Gauche** : profils de température dans l'accumulateur après une "demi-charge". **Milieu** : profils de température résultants après un "quart de décharge" subséquent. **Droite** : profil de température résultant après un "quart de charge" subséquent

Avantages d'un accumulateur stratifié avec échangeur de chaleur externe (pour la charge) en comparaison d'accumulateurs avec échangeur immergé:

- exploitation maximale du gradient de température disponible
- puissances supérieures possibles à surface de transfert identique
- densité (capacité) de stockage accrue
- potentiel plus élevé de récupération de chaleur
- températures d'exploitation constantes quel que soit l'état de charge
- valorisation simultanée d'un nombre quelconque de sources et de puits de chaleur
- flexibilité en cas d'évolution des exigences imposées à l'accumulateur

Par contre, la complexité accrue de la régulation de température des *ILs* constitue un désavantage de cette variante. Une bonne stratification de température dans l'accumulateur est une condition préalable pour une exploitation efficace. La section 17.2.3 aborde ces questions.

Étant donné les avantages pratiques susmentionnés, les accumulateurs stratifiés devraient être privilégiés (variantes 3a) ou 3b)); le logiciel PinCH 3.0 permet d'ailleurs l'analyse de tels systèmes.

La Fig. 17-3 montre un accumulateur stratifié analogue à la variante 3b), mais cette fois avec plusieurs sources et plusieurs puits de chaleur. Détail important : comme en règle générale les sources et les puits n'existent pas simultanément (ou seulement de manière partielle), plusieurs sources ou puits NE peuvent PAS être connectés en série ²⁸. Sources et puits doivent être connectés en parallèle sur l'accumulateur. Chaque flux contribuant à la charge, resp. à la décharge de l'accumulateur, doit pouvoir chauffer l'*IL* de T_{low} à T_{high} , resp. re-

froidir l'*IL* de T_{high} à T_{low} ²⁹. Cette exigence est importante pour comprendre la méthode de placement des accumulateurs de chaleur !

Aspects pratiques : pour fonctionner "comme prévu" (notamment pour créer et maintenir la stratification), un accumulateur à stratification nécessite de respecter certaines règles lors de la conception (ratio hauteur/diamètre, branchements hydrauliques sur la cuve pour éviter le brassage, calorifugeage avec barrière à la convection, etc.). Ces règles pratiques découlent notamment d'années d'expérience en stockage de chaleur solaire (voir aussi section 17.2.3). En travaillant sous pression, l'accumulateur stratifié à eau peut être exploité à des températures supérieures à 100°C. Cette solution est cependant rarement rentable en pratique.

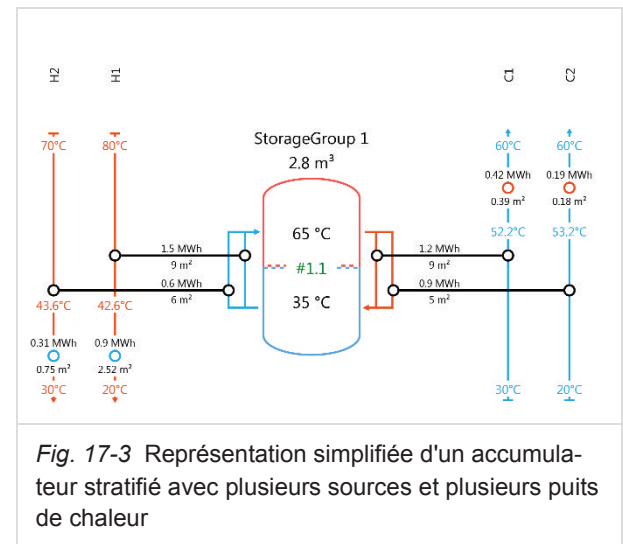


Fig. 17-3 Représentation simplifiée d'un accumulateur stratifié avec plusieurs sources et plusieurs puits de chaleur

Accumulateurs FTVM

Les accumulateurs ouverts (à pression atmosphériques) sont connus avant tout pour les applications de refroidissement : l'eau de refroidissement chaude s'accumule dans un bassin à T_{high} , puis est refroidie par une tour de refroidissement, et va dans un deuxième bassin à T_{low} , où elle est à nouveau à disposition pour différents besoins de refroidissement.

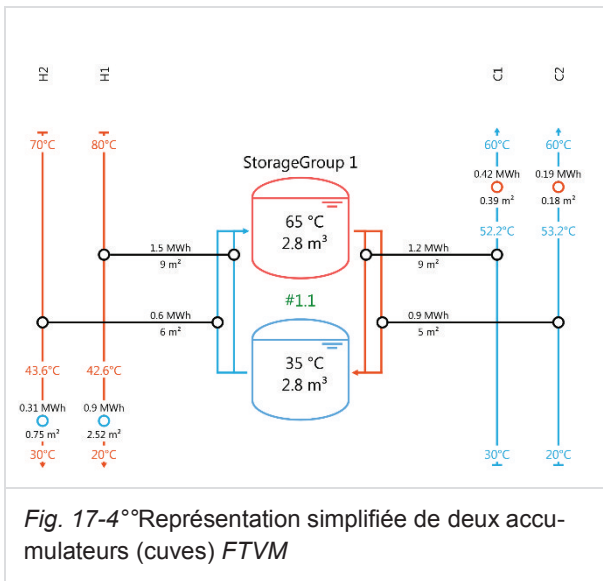
Les accumulateurs ouverts peuvent aussi être utilisés comme de classiques accumulateurs de récupération de chaleur : ainsi dans les brasseries par ex. (voir Fig. 17-4), l'eau à T_{low} sert à refroidir

²⁸ Autrement dit, dans le cas de la Fig. 17-3 par ex., le fluide caloporteur NE peut PAS être réchauffé de 35 à 65°C par 2 échangeurs en série (côté fluide caloporteur), un premier échangeur sur H2, puis un deuxième échangeur sur H1. Chaque échangeur avec une source doit chauffer l'eau de 35 à 65°C.

²⁹ Il existe quelques exceptions, l'*IL* pouvant par ex. être amené à la température cible par post-chauffage ou post-refroidissement par un échangeur d'utilité.

les sources de chaleur, et l'eau à T_{high} est utilisée pour le chauffage des puits de chaleur. A cause de l'asynchronisme de la charge et de la décharge, le niveau dans les bassins est variable. C'est pourquoi ces accumulateurs sont aussi appelés accumulateurs **Fixed Temperature Variable Mass ou FTVM**.

Comparés aux accumulateurs stratifiés, les accumulateurs **FTVM** nécessitent un volume de stockage plus important (env. double). Mais ils sont plus faciles à exploiter et sont aussi adéquats pour de grands débits de circulation d'*ILs* et/ou pour de faibles différences ($T_{high} - T_{low}$) de température. Exploités à pression atmosphériques, les températures de stockage ne peuvent pas excéder 100°C (pour l'eau tout au moins). Voir la référence [12] pour plus de détails.



17.2.3 Charge/décharge d'accumulateurs stratifiés en conditions variables

Comme expliqué dans la section précédente, un accumulateur à stratification aussi idéale que possible est nécessaire pour un stockage efficace de chaleur dans l'industrie. Les températures d'entrée dans les différentes couches de l'accumulateur (=niveaux de températures distincts) doivent autant que possible rester constantes. Cela devrait être réalisé en priorité par régulation des *ILs* et des échangeurs de chaleur (par ex. avec des pompes à vitesse variable et des vannes de mélange).

Il n'est pourtant pas toujours possible de compenser des conditions variables par la régulation. Dif-

férents moyens techniques peuvent contribuer à réaliser une charge/décharge à température idoine autant que possible sans brassage du fluide dans l'accumulateur. Ces différents moyens sont illustrés à la Fig. 17-5; ceux-ci ne sont, en général, pas tous appliqués ensemble.

① Canne d'injection pour une stratification automatique et progressive en température (sans thermocline), si la température d'entrée de consigne dans l'accumulateur lors de la charge ne peut pas toujours être maintenue constante.

② Canne d'injection pour une stratification automatique et progressive en température (sans thermocline), si la température de retour de consigne dans l'accumulateur après la décharge ne peut pas toujours être maintenue constante.

③ Stratification automatique et progressive en température (sans thermocline) à l'aide d'une cheminée de stratification. Il existe différentes réalisations pratiques de ce principe.

④ Stratification par vannes de commutation (on/off) en fonction de la température d'entrée et des températures dans l'accumulateur stratifié.

Même sans température variable, les dispositifs ①, ②, ③ et ④ peuvent s'avérer nécessaires, par ex. lorsque l'accumulateur contient plusieurs couches (niveaux) de température et que celles-ci se déplacent beaucoup vers le haut ou le bas lors de la charge / décharge.

⑤ Connexion directe entre les circuits de charge et de décharge pour by-passer l'accumulateur et éviter un effet de mélange indésirable.

⑥ Décharge par vannes de mélange, commandées en fonction des températures dans l'accumulateur pour ajuster la température de consigne. Remarque: mélange signifie pertes exergetiques.

⑦ Dispositif de diffusion / plaque pour éviter le mélange et maintenir la stratification de température.

⑧ Dispositifs (syphon, barrage ou frein anti-convection) pour bloquer ou freiner les circulations internes en contre-courant par thermosyphon dans les raccords sur l'accumulateur (lorsque les pompes de charge ou décharge sont arrêtées). On évite ainsi que de l'eau préalablement refroidie dans les conduites ne s'écoule dans l'accumulateur et y "tombe vers le bas" (effet de chute d'eau).

Des dispositifs (film plastique, tôle perforée, etc.) de séparation horizontaux sont parfois aussi utilisés pour permettre une séparation hydraulique entre les différentes couches (niveaux) de température.

Si les conditions dans l'accumulateur devaient malgré toutes les mesures ne pas pouvoir être maintenues constantes, il est encore possible de recourir à la compensation par les utilités pour rééquilibrer les surplus ou déficits de chaleur. Les solutions les plus répandues sont :

- utilité chaude (*HU*) en partie haute de l'accumulateur (voir ⑨), resp. utilité froide (*CU*) en partie basse ;
- compensation par utilité sur les flux eux-mêmes, à l'aide d'échangeurs en aval des échangeurs de récupération de chaleur sur *IL* (voir ⑩).

Les puissances de charge et de décharge nécessaires sont souvent nettement plus élevées dans l'industrie qu'en technique CVC des bâtiments. Le débit-masse à faire circuler s'en trouve augmenté d'autant, de même que le risque d'un mélange (déstratification) dans l'accumulateur – malgré l'utilisation des dispositifs de stratification. C'est pourquoi il est important que les températures d'entrée dans l'accumulateur soient aussi constantes que possible et que les *ILs* et leurs raccords sur l'accumulateur soient minutieusement réfléchis (par ex. : les accumulateurs stratifiés à deux couches (T_{high} et T_{low}) sont plus faciles à gérer que ceux comprenant plus de couches). La méthode des *ISSPs* fournit les principes nécessaires.

17.3 Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs)

17.3.1 Introduction

Les Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs) sont une vue d'ensemble de toutes les sources de chaleur (Sources) et des puits de chaleur (Sinks) intervenant durant une période de répétition.

La période de répétition peut être un procédé batch individuel, une *SROP*, mais aussi un "jour d'exploitation représentatif", voire une "semaine

représentative" ³⁰.

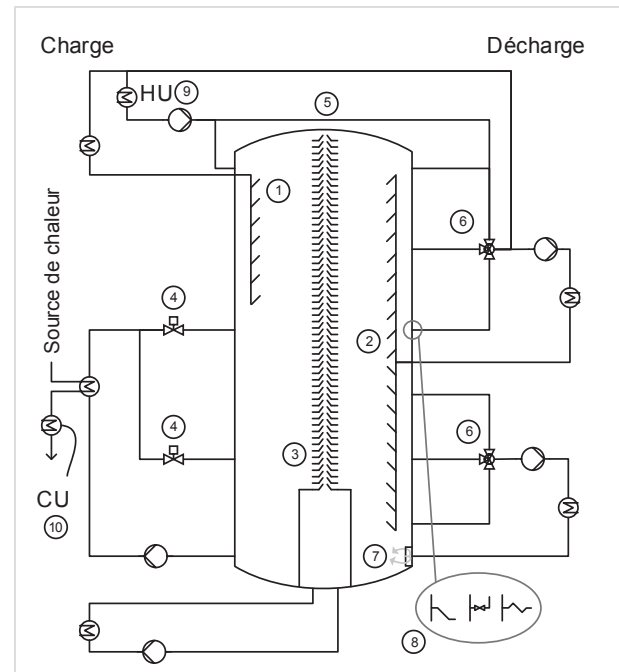


Fig. 17-5 Dispositifs pour gérer / compenser les effets des variations de température lors de la charge et de la décharge des accumulateurs à stratification

Comme le *TAM* (voir section 16.4.2), les *ISSPs* découlent directement des flux et de leur planning temporel; ils sont représentés en énergie (kWh) et non pas en puissance (kW). Cependant, contrairement au *TAM*, chaque flux pris en compte dans les *ISSPs* comporte son propre $\Delta T_{min s}$. La valeur $\Delta T_{min s}$ d'un flux *s* "pondère" la pertinence de ce flux (relativement aux autres flux) pour le transfert de chaleur indirect : plus le $\Delta T_{min s}$ d'un flux est grand, plus ce flux se retrouve décalé vers l'extrémité "froide" du *Source Profile* (cas d'un flux chaud), resp. vers l'extrémité "chaude" du *Sink Profile* (cas d'un flux froid). Le $\Delta T_{min s}$ est calculé en fonction de la durée d_s d'un flux et du coefficient de transfert par convection α_s (voir Annexe B) : plus d_s et α_s sont petits, plus $\Delta T_{min s}$ est grand.

Il existe en général plusieurs flux, caractérisés par des puissances et des températures différentes, "éligibles" pour le stockage de chaleur. Par conséquent, soit le système de stockage ne peut pas

³⁰ Dans le logiciel PinCH, il faut alors définir un "macrobatch process" : tous les flux apparaissant au cours de la période de répétition sont définis avec leurs paramètres temporels t_{start} et t_{stop} respectifs.

être réalisé avec 2 niveaux de température seulement et plusieurs *ILs* sont nécessaires. Soit des simplifications ciblées du système de stockage sont nécessaires, sans réduire significativement le potentiel d'économies. Dans les deux cas, une démarche systématique est nécessaire pour répondre aux questions suivantes :

- quels flux doivent être considérés ? quelles sont leurs contributions énergétiques respectives à chaque *IL* et quels échangeurs de chaleur sont nécessaires à cette fin ?
- quel fluide de stockage est approprié ?
- combien d'accumulateurs, resp. combien de niveaux de température dans les accumulateurs sont nécessaires ? Comment le système peut-il être simplifié au mieux ?
- quels types d'accumulateurs sont applicables et quel volume de stockage est nécessaire ?
- quels sont les coûts d'investissement et les économies d'énergie possibles ?

La méthode des *ISSPs* permet de répondre aux questions précédentes. En respectant différentes lignes directrices, les *ILs* peuvent être définies directement sur les *ISSPs*, permettant également la sélection et le dimensionnement des accumulateurs appropriés. Lorsque les niveaux de température des accumulateurs et la zone de récupération

de chaleur "couverte" par chaque *IL* sont définis, la contribution de chaque flux à chaque *IL* est connue – et par conséquent le volume de stockage et tous les échangeurs de chaleur nécessaires. Ainsi, l'étape de conception proprement dite du *HEN* disparaît et les *ISSPs* constituent un excellent outil à la fois pour l'analyse rapide, le dimensionnement préalable, et pour les considérations économiques d'accumulateurs de chaleur.

17.3.2 Des *ISSPs* au système de stockage

La Fig. 17-6 gauche représente les *ISSPs* pour le cas simple comprenant une source de chaleur (H1 de 80 à 20°C) et un puit de chaleur (C1 de 30 à 60°C). Le *Source Profile* (soit H1) présente un potentiel de refroidissement de 2'400 kWh par période de répétition (par ex. 1 jour), le *Sink Profile* (soit C1) un besoin de chaleur de 1'610 kWh. Les profils de puissance des flux au cours de la période de temps considérée ne sont pas visibles sur les *ISSPs*, mais ont été définis dans la table de flux et sont, au moins approximativement, connus.

Les deux flux sont translétés de $\Delta T_{min s}$ de (+/-) 5 K (voir les flèches grises sur la Fig. 17-6 gauche). La ligne noire continue entre le *Source Profile* et le *Sink Profile* représente un exemple d'*IL* possible, qui reçoit 1'000 kWh de H1, le transfère à l'accumulateur, et cède 1'000 kWh à C1. La Fig. 17-6 droite représente le système à accumulateur stratifié correspondant.

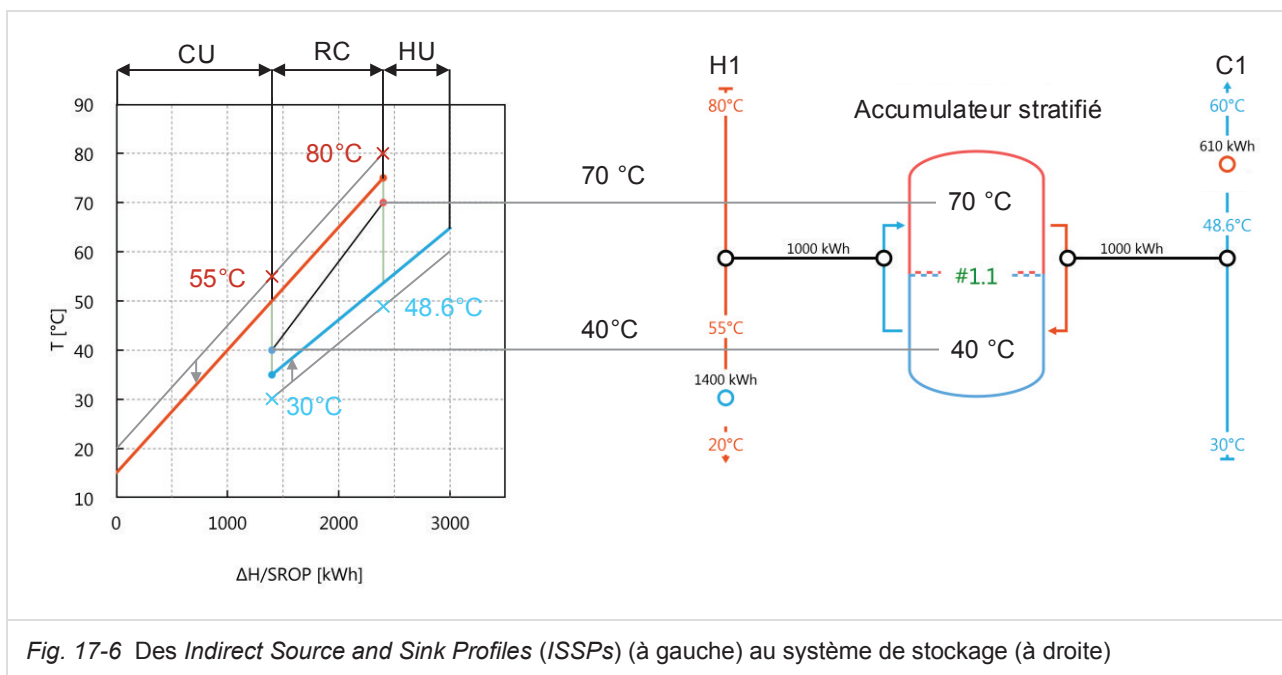


Fig. 17-6 Des Indirect Source and Sink Profiles (*ISSPs*) (à gauche) au système de stockage (à droite)

Les températures d'entrée et de sortie des échangeurs de chaleur sur H1 et C1 se déduisent du recouvrement (vertical) du *Source Profile* et du *Sink Profile* (voir Fig. 17-6 gauche). Connaissant de plus le profil de puissance de chaque flux défini dans la table de flux, les surfaces de transfert des échangeurs de chaleur peuvent être immédiatement calculées. De plus, il est possible de déterminer à tout instant l'état énergétique de l'accumulateur, et avec quelle puissance celui-ci est chargé ou déchargé. Connaissant la différence de température entre le côté "chaud" et le côté "froid" de l'accumulateur, le volume de l'accumulateur peut aussi être calculé.

17.3.3 Interprétation des ISSPs

La Fig. 17-7 a) montre les ISSPs du procédé défini par le Tab. 15-1, avec une valeur minimale $\Delta T_{min\ best} = 3\ K$ et un exposant γ égal à 0.5. La table de flux et les valeurs $\Delta T_{min\ s}$ spécifiques correspondantes se trouvent à l'Annexe B.

La Fig. 17-7 a) illustre le recouvrement maximal des ISSPs, qui se touchent à 118°C. Il en résulte un potentiel de transfert de chaleur maximum de 3'343 kWh par période de répétition (dans ce cas un batch). La représentation des ISSPs incluant déjà la translation de chacun des flux par sa valeur $\Delta T_{min\ s}$ spécifique, un transfert de chaleur reste garanti même lorsque les deux profils se touchent (bien que cela ne soit pas nécessairement optimal économiquement).

Les Fig. 17-7 b), c) et d) représentent les mêmes ISSPs, mais leur recouvrement est réduit à 2'500 kWh/batch.

Les lignes noires du cas b) entre les ISSPs représentent un exemple de "placement" des ILs (numérotés de 1.1 à 1.3). "Placement" signifie ici : définition des températures et des quantités de chaleur (lisibles sur l'axe x). Autrement dit, le positionnement des extrémités de la droite représentant chaque IL sur le diagramme $T^*-\Delta H$ des ISSPs. Le bilan énergétique de chaque IL est équilibré sur la période de répétition considérée pour les ISSPs, c-à-d l'énergie cumulée de charge correspond exactement à l'énergie cumulée de décharge. Pour l'IL 1.1 par ex., 1'100 kWh de chaleur sont transférés "verticalement" du profil des sources à l'IL, et l'IL transfère "verticalement" 1'100 kWh de chaleur au profil des puits.

Les **droites vertes verticales** (aux deux extrémités de la zone de récupération de chaleur) et les **surfaces vertes** du cas b) représentent les domaines à l'intérieur desquels T_{low} , T_{high} , ainsi que l'abscisse d'énergie³¹ entre les ILs peuvent être **définies indépendamment les unes des autres**. Il en résulte toujours un système de stockage **inconditionnellement réalisable** avec un nombre minimal d'ILs (numérotés ici de (1) à (3))³². Ces domaines verts sont appelés domaines ($T-H$) des ILs.

Les **droites jaunes** (aux deux extrémités de la zone de récupération de chaleur) et les **surfaces jaunes** représentent des extensions des domaines ILs verts. Le placement de T_{low} , T_{high} , et de l'abscisse d'énergie dans ces domaines étendus est **conditionnellement possible**, c-à-d requiert certains placements appropriés.

Les points rouges sur le profil des sources et les points bleues sur le profil des puits dans le cas b) repèrent les températures de départ T_{in}^* des flux impliqués (T_{in} translattées de $\Delta T_{min\ s}$). Ces températures sont responsables de la création et de la délimitation des domaines ILs³³. Le flux H1 par ex. est responsable de l'apparition du domaine IL (1), et le flux C2 pour le domaine IL (2).

Les points colorés au début et à la fin des droites représentant les ILs indiquent les différents niveaux de température du système de stockage. Ces températures sont lisibles sur l'axe y (en température réelle !).

Les "flux" représentés horizontalement au-dessus du profil des sources (H1-H5), resp. en dessous du profil des puits (C1-C6), visent à faciliter la com-

³¹ Déterminant le domaine de travail de chaque IL et donc la chaleur transférée par chaque IL.

³² Unique restriction : le "contenu" énergétique (désignant la chaleur transférée) de chaque IL doit être ≥ 0 (autrement dit la pente des droites représentant chaque IL doit être positive).

³³ Les températures de départ des flux ne sont pas toujours toutes déterminantes. Ces cas particuliers sont décrits dans la référence [9], section 4.4.1. A l'inverse, en cas de flux segmentés dont le segment à la plus grande valeur CP (par ex. condensation d'une vapeur, évaporation d'un liquide, condensation d'air humide) n'est pas le premier segment du flux, il peut être nécessaire de tenir compte de la température de départ de ce segment pour garantir la faisabilité du système de stockage.

préhension des *ISSPs*. Reportées verticalement sur le profil correspondant, les extrémités de ces lignes indiquent les températures de départ et de fin de chaque flux impliqué (lisible sur l'axe y, en température translatée). Reportées verticalement sur les *ILs*, il est possible de voir immédiatement quels flux contribuent à quels *ILs* : le flux H4 par ex. contribue dans le cas a) à la charge de toutes les *ILs*, et le flux H2 à la charge de *IL1.2* et *IL1.1*.

17.3.4 Placement des *ILs* et des accumulateurs

ILs liées hydrauliquement

Le placement des *ILs* est expliqué ci-après sur la base des *ISSPs* de la Fig. 17-7 b). Les différentes *ILs* sont liées hydrauliquement, ce qui implique notamment que T_{high} de *IL1.n* et T_{low} de *IL1.n+1* sont identiques. Ainsi, le volume de stockage peut être réduit par le fait que les accumulateurs aux températures communes peuvent être utilisés "à double" (voir section 17.5.2).

IL1.1, T_{low} : la droite verticale (0) sur la Fig. 17-7 b) délimite la plage de température dans laquelle T_{low} de *IL1.1* peut être choisie. Les températures de l'*IL* lues sur le diagramme des *ISSPs* sont des températures réelles et T_{low} de l'*IL1.1* peut ainsi être définie entre 25°C et 107°C. Le domaine de température (0) est délimité vers le haut par le profil des sources et vers le bas par la température initiale du flux C3.

IL1.1, T_{high} : la position (température de travail T_{high} et abscisse d'énergie) du "volume chaud" de *IL1.1* peut être choisie librement dans le domaine (1) (surface en vert). Dans cet exemple, l'abscisse d'énergie correspond à 1'100 kWh/batch (lisible sur l'axe x). Le domaine (1) est délimité "à gauche" (abscisse d'énergie) et "en haut" (température) par le flux H1, qui débute à 108°C (température translatée). Contrairement aux *ISSPs* de procédés continus, il n'est pas possible de chauffer *IL1.1* par plusieurs *HEXs* en série, par ex. par H1 puis H4, ces flux n'étant pas présents simultanément. Si T_{high} de *IL1.1* était choisie supérieure à 108°C, le fluide de *IL1.1* ne pourrait pas être suffisamment chauffé par H1 et la température T_{high} ne pourrait pas être atteinte. Il est par contre possible d'utiliser tant H1 que H4 pour chauffer ("charger") *IL1.1*, à condition que cela ait lieu en *parallèle* et non en *série* et que chacun des deux flux puisse chauffer *IL1.1* de T_{low} à T_{high} . Sur la base de ces réflexions,

le domaine (1) en vert peut être délimité, dans lequel T_{high} de l'*IL1.1* peut être placée.

Le domaine (1) est limité "à droite" (abscisse d'énergie) par le flux C4, lequel débute à une température translatée de 80°C. Le flux C4 ne peut pas contribuer à la décharge de *IL1.1*, puisque C4 ne peut pas refroidir le fluide jusqu'à la température T_{low} de 30°C. Mais un placement judicieux de T_{low} de *IL1.1* permet d'accéder au domaine étendu (1) représenté en jaune. Ce cas est illustré à la Fig. 17-7 c): T_{low} de *IL1.1* se situe au-dessus de la température translatée des flux C4, C6 et C5. Par conséquent, l'abscisse d'énergie de *IL1.1* peut être déplacé "à droite" (augmentation de l'énergie transférée par *IL1.1*).

IL1.2, T_{low} : la température du "volume froid" T_{low} de *IL1.2* correspond à T_{high} de *IL1.1*, lorsque les deux *ILs* sont liées hydrauliquement.

IL1.2, T_{high} : la température du "volume chaud" T_{high} de *IL1.2* doit être choisie à l'intérieur du domaine (2) représenté en vert.

Le domaine (2) vert de la Fig. 17-7 b) est limité vers le "haut" (température) par le *Source Profile*, vers le "bas" (température) par le flux C2, et à "droite" (abscisse d'énergie) par le flux C6. La limitation imposée par C2 est impérative: peu importe comment *IL1.2* est placé, le flux C2 (température translatée=118°C) ne permet pas de refroidir *IL1.3* en-deçà de cette température (lorsque *IL1.2* et *IL1.3* sont liées hydrauliquement). La limitation associée à C6 peut être "levée" en augmentant T_{low} de *IL1.2*. Sur la Fig. 17-7 c), T_{low} de *IL1.2* est choisie supérieure à 90°C (c-à-d supérieure à la température translatée de départ des flux C5 et C6), permettant une extension du domaine vert (2) sur la "droite".

IL1.3, T_{low} : la température T_{low} du "volume froid" de *IL1.3* correspond à T_{high} de *IL1.2*, lorsque les deux *ILs* sont liées hydrauliquement.

IL1.3, T_{high} : la température T_{high} du "volume chaud" de *IL1.3* doit être placée sur la droite verte du domaine (3). Cette droite est limitée vers le "bas" par T_{low} de *IL1.3* et vers le "haut" par le flux H3. La ligne jaune (3) s'étend jusqu'au *Sink Profile*, et T_{high} de *IL1.3* peut y être placée si T_{low} de *IL1.3* est abaissée.

ILs liées ou séparées

Sur la Fig. 17-7 c), les 3 ILs sont hydrauliquement liées, correspondant à 4 couches (niveaux) de températures différentes dans le cas d'un accumulateur stratifié. Des mélanges indésirables peuvent se produire avec de tels accumulateurs multi-stratifiés, et ceux-ci nécessitent entre autres des systèmes de charge / décharge à hauteur variable.

La facilité de mise en œuvre des accumulateurs de chaleur peut être améliorée en recourant à des ILs hydrauliquement séparées. Ainsi, les 3 ILs de la Fig. 17-7 c) pourraient être réalisées par 3 accumulateurs stratifiés séparés, chaque accumulateur correspondant à 1 IL seulement. La séparation hydraulique des ILs augmente le volume d'accumulation nécessaire. Mais elle offre des degrés de

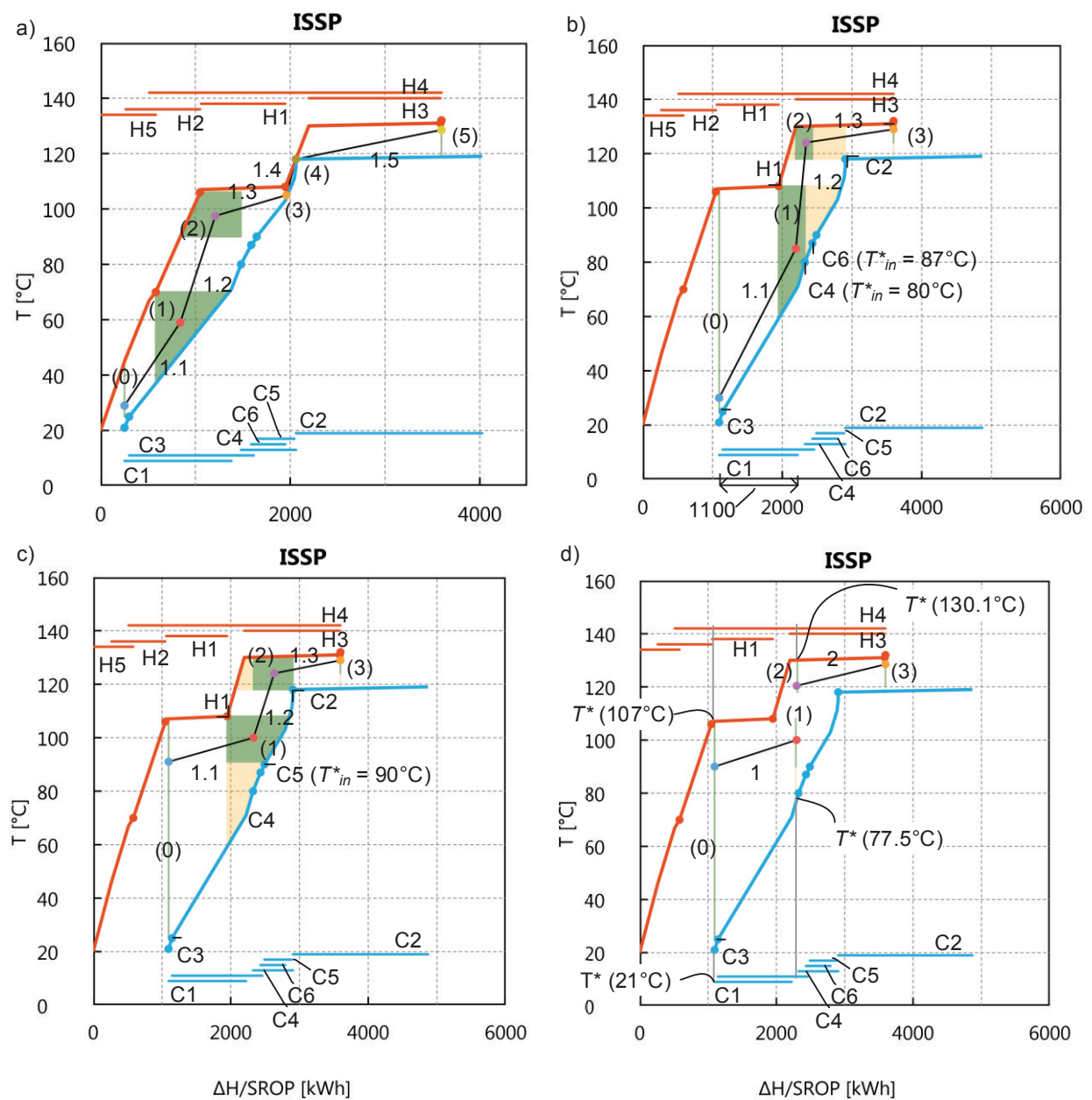


Fig 17-7 Indirect Source and Sink Profiles (ISSPs) du procédé batch Tab. 15-1. a) recouvrement maximal des ISSPs (3400 kWh/batch), nécessitant 5 ILs. b), c) et d) : recouvrement des ISSPs de 2500 kWh/batch. b) et c) : exemple de placement de 3 ILs hydrauliquement liées (*connected ILs*). d) exemple de placement de 2 ILs hydrauliquement séparées (*disconnected ILs*). Axe X : kWh/batch

liberté supplémentaires en ce qui concerne la définition des températures des *ILs*, le choix des fluides de stockage de chaleur, et les types d'accumulateurs.

Le logiciel PinCH 3.0 permet de définir des *ILs* séparées. La Fig. 17-7 d) est un "prolongement" de la Fig. 17-7 c) : aux abscisses d'énergie définies, les températures T_{low} de *IL1.n+1* et T_{high} de *IL1.n* peuvent être choisis indépendamment l'un de l'autre. A noter que la Fig. 17-7 d) représente un cas particulier : comme les domaines (1) et (2) de définition des températures des *ILs* se superposent verticalement, le recours à des *ILs* hydrauliquement séparées permet de réduire d'une unité le nombre d'*ILs* nécessaires.

17.3.5 Réseau de transfert indirect

Le réseau de transfert indirect (*Heat Exchanger & Storage Network*, abrégé *HESN-Schema*) de la Fig. 17-8 découle directement des *ISSPs* de la Fig. 17-7 d), en choisissant des accumulateurs

stratifiés pour réaliser les 2 *ILs*. Dès que les abscisses d'énergie et les températures des *ILs* (et donc des accumulateurs) sont fixées, la contribution de chaque flux (source ou puit) à chaque *IL* est déterminée, comme illustré ci-dessous pour *IL1.1*.

Le *Source Profile* situé verticalement au-dessus de *IL1.1* commence à une température de 130.1°C et se termine à 107°C (voir Fig. 17-7 d)). Une partie du flux H4, un petit "reliquat" du flux H3, et la quasi-totalité du flux H1 contribuent à la charge de *IL1.1* (voir les lignes grises verticales au-dessus de *IL1.1* sur la Fig. 17-7 d)). Comme il s'agit, sur les *Source* et les *Sink Profiles*, de températures translatées, les flux impliqués doivent être corrigés de leurs $\Delta T_{min,s}$ respectifs pour obtenir les conditions réelles dans les échangeurs de chaleur. Le flux H1 par ex. ($\Delta T_{min} = 8$ K) contribue à la charge de *IL1.1* par un refroidissement de $130.1+8=138.1$ à $107+8=115^\circ\text{C}$. Le flux H3 ($\Delta T_{min} = 4$ K) contribue par son "refroidissement" (condensation partielle)

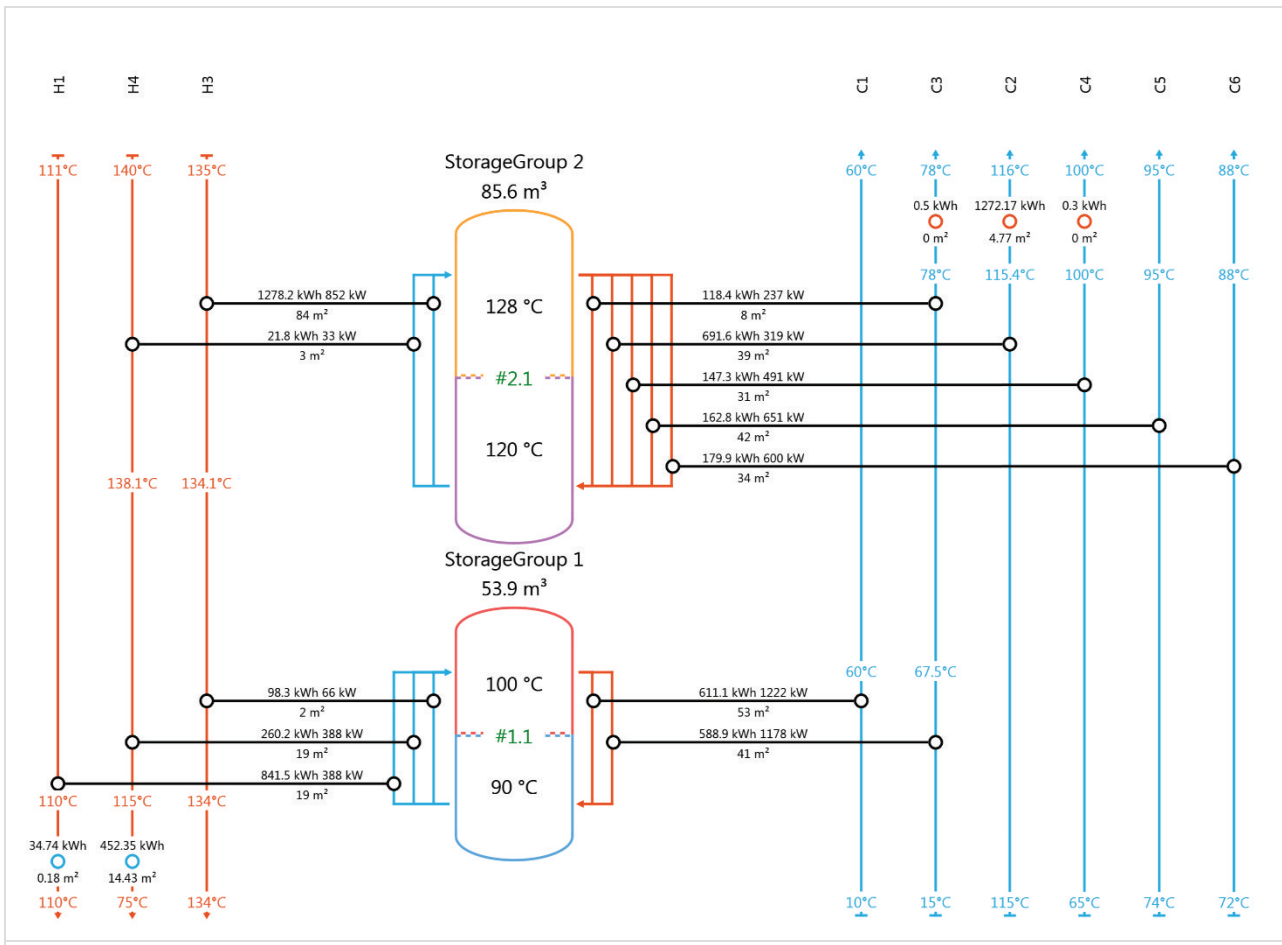


Fig. 17-8 Heat Exchanger & Storage Network (HESN-Schema) résultant du placement des *ILs* selon Fig. 17-7 d)

de $130.1+4=134.1^{\circ}\text{C}$ à 134°C à la charge de *IL1.1*.

Le *Sink Profile* situé verticalement au-dessous de *IL1.1* commence à une température (translatée) de 21°C et finit à 77.5°C . Le flux C1 se trouve intégralement dans *IL1.1*, le flux C3 ($\Delta T_{min} = 10\text{ K}$) est réchauffé de sa température de départ de 15°C jusqu'à $77.5-10=67.5^{\circ}\text{C}$) par *IL1.1*.

Tous les étapes décrites ci-dessus sont supportées/automatisées dans le logiciel PinCH 3.0. Une fois la table de flux renseignée, quelques minutes suffisent pour établir un premier *HESN-Schema* prêt à être traité / amélioré (également avec le logiciel PinCH 3.0).

17.4 Amélioration de la faisabilité et de la rentabilité

Cette section présente différentes stratégies pour l'amélioration de la faisabilité et de la rentabilité du système de stockage (selon les *ISSPs*). Idéalement, ces stratégies devraient être appliquées les unes après les autres, séquentiellement. Des itérations peuvent aussi être pertinentes. En raison des très nombreux degrés de liberté (notamment dès que les transferts de chaleur "s'écartent" du "modèle vertical"), une optimisation de type *Supertargeting* n'est pratiquement pas possible. Mais en tenant compte des contraintes d'exploitation (distances, espace disponible) et des limitations techniques (par ex. fluides de stockage, *fouling*), l'élaboration ciblée de systèmes de stockage faisables et rentables est tout à fait possible.

17.4.1 Réduction du recouvrement des *ISSPs*

Sur l'exemple de la Fig. 17-7 a), 5 *ILs* sont nécessaires pour atteindre le recouvrement maximal des *ISSPs* et transférer $3'343\text{ kWh}$ par batch. Mais la réalisation de 5 *ILs* n'est en général pas raisonnable pour des raisons de complexité technique et de rentabilité.

Une réduction du nombre d'*ILs* est possible, notamment **en réduisant le recouvrement des *ISSPs***, c-à-d par une moindre récupération de chaleur. Les Fig. 17-7 b), c) et d) illustrent un recouvrement des *ISSPs* réduit à $2'500\text{ kWh}$ par batch.

La Fig. 17-9 représente le nombre minimal d'*ILs* en fonction du potentiel de transfert de chaleur pour les *ISSPs* de la Fig. 17-7. Elle permet, en un coup

d'œil, d'identifier le bénéfice énergétique d'*ILs* supplémentaires.

La Fig. 17-9 indique par ex. que la récupération de chaleur avec une seule *IL* peut atteindre jusqu'à $1'700\text{ kWh/batch}$. Le bénéfice énergétique marginal d'une *IL* supplémentaire est relativement modeste – si un accroissement du potentiel de transfert est souhaité, il vaudrait mieux investir dans une solution à 3 *ILs*.

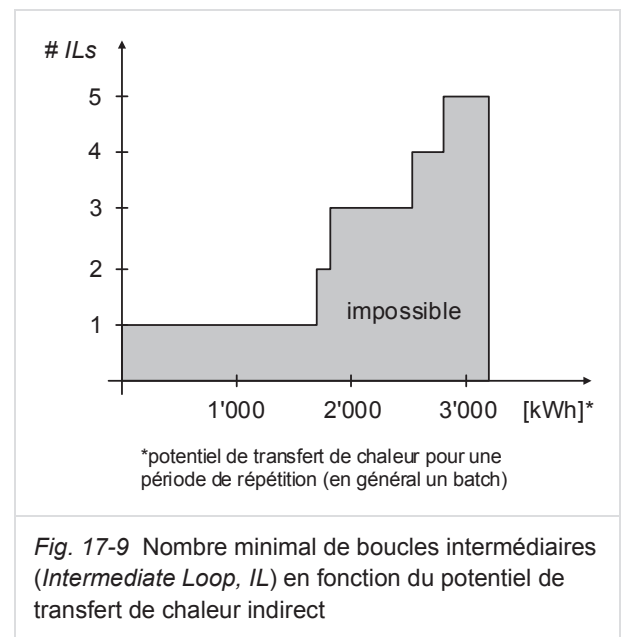


Fig. 17-9 Nombre minimal de boucles intermédiaires (*Intermediate Loop, IL*) en fonction du potentiel de transfert de chaleur indirect

17.4.2 Correction des valeurs $\Delta T_{min s}$

Revenons à la valeur minimale $\Delta T_{min best} \cong 3\text{ K}$ fixée comme valeur de référence pour le calcul des valeurs $\Delta T_{min s}$ spécifiques à chaque flux. Il est très probable qu'en dépit de la valeur minimale $\Delta T_{min best} \cong 3\text{ K}$, cette valeur limite inférieure ne soit appliquée dans aucun échangeur. Et ceci pour deux raisons: premièrement, seuls les flux les plus "favorables" (c-à-d de grande durée et avec un coefficient α élevé) atteignent la valeur $\Delta T_{min best}$ minimale (voir les flux H1 et C1 dans le Tab. B-1 de l'Annexe B), tous les autres flux sont translatés d'une valeur $\Delta T_{min s}$ supérieure. Deuxièmement, il existe généralement un gradient de température supplémentaire disponible pour le transfert de chaleur entre le *Source Profile* et les *ILs*, ainsi qu'entre les *ILs* et le *Sink Profile*. La valeur $\Delta T_{min s}$ spécifique à chaque flux n'est atteinte dans l'échangeur que lorsque T_{low} ou T_{high} d'une *IL* est placée directement sur le *Source Profile* ou le *Sink Profile*, ou sur une limite horizontale des domaines de définition des *ILs*.

C'est pourquoi il est recommandé de commencer avec une valeur minimale $\Delta T_{min\ best}$ assez petite, puis éventuellement d'adapter celle-ci après l'analyse des *ISSPs* et du *HESN-Schema* (pour un nombre fixé d'*ILs*).

La valeur $\Delta T_{min\ s}$ calculée automatiquement doit être comprise comme une première approximation. Elle peut être librement adaptée pour tenir compte par ex. de l'éloignement des flux ou de l'encrassement dans l'échangeur.

Pour les flux sujets à de légères variations prévisibles de température ou de puissance, il est judicieux de prévoir des gradients de température suffisants avec les *ILs*, afin que les températures des *ILs* puissent être satisfaites dans tous les cas de fonctionnement.

17.4.3 Suppression de flux contraignants

Il s'agit de retirer des *ISSPs* les flux nécessitant (pour le recouvrement des *ISSPs* souhaité/fixé), l'ajout d'une *IL* supplémentaire, et/ou dont la contribution énergétique à la charge/décharge des *ILs* est marginale. Il résulte de cette "suppression" de flux des *ISSPs* actualisées.

A la Fig. 17-7 a) par ex., T_{in}^* du flux chaud H5 sur le *Source Profile* nécessite l'introduction d'une *IL* supplémentaire et la formation du domaine *IL* (1). En le retirant, le potentiel de transfert de chaleur diminue à 3'087 kWh/batch, mais le système de stockage peut être réalisé avec 4 *ILs* au lieu de 5.

A la Fig. 17-7 d) comme sur le *HESN-Schema* de la Fig. 17-8, on constate que la contribution des flux C4, C6 et C5 est relativement faible à l'*IL* 2. Même en retirant ces puits, un recouvrement de 2'500 kWh/batch reste possible avec 2 *ILs*.

17.4.4 Translation de flux contraignants

Afin de réduire le nombre d'*ILs* (ou le nombre de *HEXs*), il est aussi possible de traduire les flux présentant une forte contribution énergétique au lieu de les retirer des *ISSPs*. Le flux H4 par ex. contribue peu à la charge de *IL2.1* (son refroidissement de 140 à 138.1°C fournit seulement 22 kWh/batch – voir Fig. 17-8). Si son $\Delta T_{min\ s}$ était augmenté de -8 K à -10 K par ex., H4 se déplacerait "vers le bas" du *Source Profile* et ne transférerait de la chaleur plus qu'à *IL1.1*.

17.4.5 Réduction du nombre de *HEXs*

Si un flux chaud Hx du *Source Profile* recouvre verticalement (même partiellement) IL_n et IL_{n+1} , le *HESN-Schema* comprendra deux *HEXs* pour les transferts correspondants : un premier *HEX* pour le transfert de Hx à IL_{n+1} , et un second *HEX* pour le transfert à IL_n . Le nombre de *HEXs* peut donc être réduit en choisissant l'énergie transférée par chaque *IL* (ΔH , lue sur l'axe X), de telle sorte que T_{low} resp. T_{high} des *ILs* se trouvent alignés verticalement avec le plus grand nombre de T_{in}^* ou T_{out}^* de flux.

Sur la Fig. 17-7 d), il serait raisonnable par ex. de réduire l'énergie transférée par *IL1.1* (resp. d'augmenter celle de *IL2.1*), pour que le flux H3 contribue exclusivement à la charge de *IL2.1*.

17.4.6 Réduction des volumes de stockage / surfaces de transfert

Plus l'écart entre les différents niveaux de température des accumulateurs est grand, plus le volume nécessaire pour ces accumulateurs est petit (dans le cas d'accumulateurs de chaleur sensible). Inversement, l'accroissement de l'écart de température réduit les gradients de température entre le *Source Profile* et les *ILs*, resp. entre les *ILs* et le *Sink Profile*, ce qui induit un accroissement de la surface des *HEXs* et donc de leurs coûts. Ce conflit d'objectifs peut être analysé et au mieux résolu avec l'approche hiérarchique suivante:

1. Comparaison du coût global des *HEXs* avec le coût global des accumulateurs :
 - **le coût global des *HEXs* est dominant** : identifier les *ILs* présentant les coûts de *HEXs* les plus élevés et augmenter les gradients de température entre le *Source Profile* et ces *ILs*, resp. entre ces *ILs* et le *Sink Profile* (par ajustement de T_{high} , T_{low} et de l'énergie transférée par les *ILs*) ;
 - **le coût global des accumulateurs est dominant** : identifier les *ILs* nécessitant les plus grands volumes de stockage, et accroître les écarts de température de ces *ILs* (par ajustement de T_{high} , T_{low} et de l'énergie transférée par les *ILs*).
2. Analyse des volumes de stockage nécessaires en fonction de la récupération de chaleur, et éventuellement réduction du volume

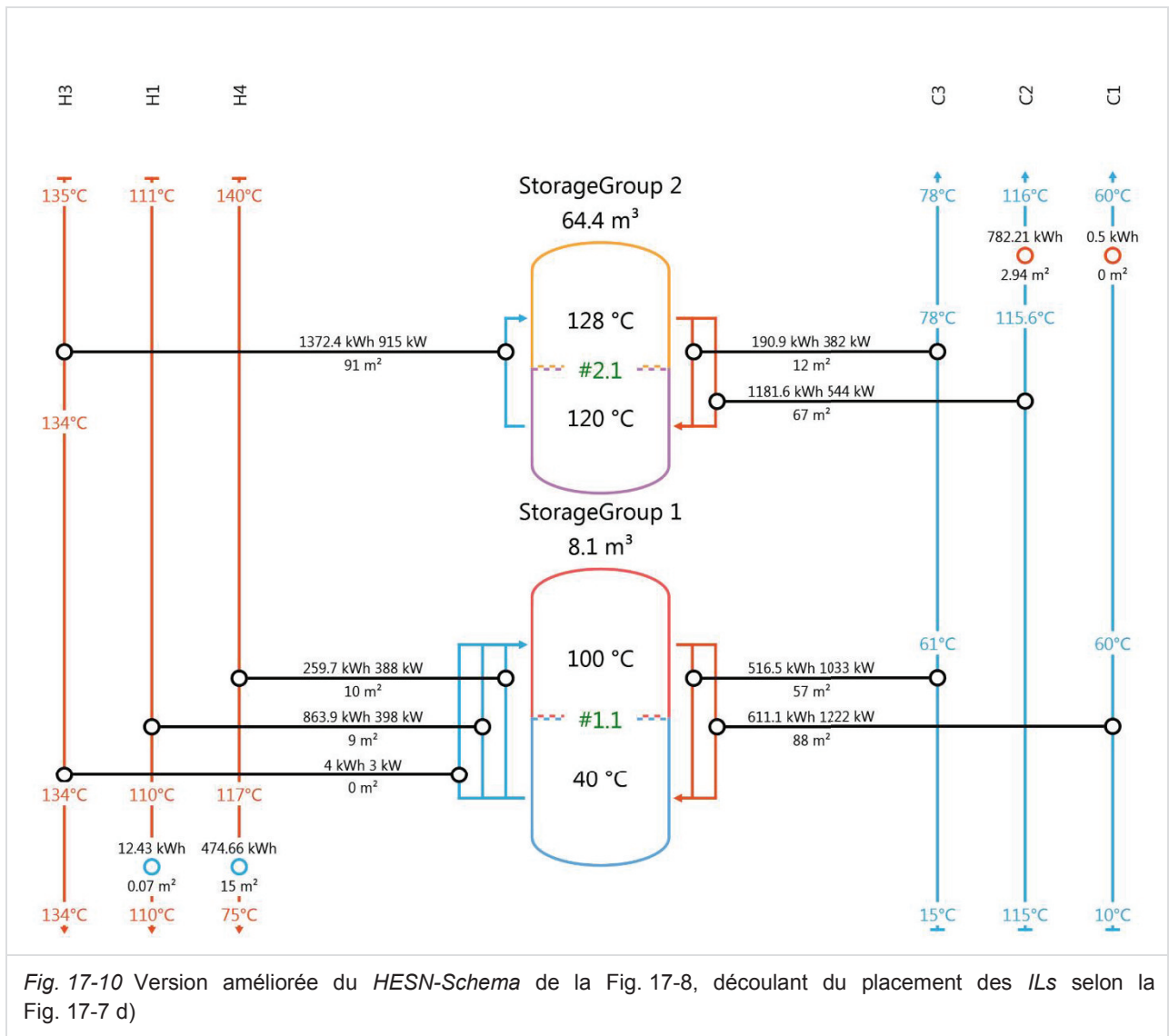


Fig. 17-10 Version améliorée du HESN-Schema de la Fig. 17-8, découlant du placement des ILs selon la Fig. 17-7 d)

de stockage (voir section 17.4.3 pour plus de détails).

L'ajustement des niveaux de température des ILs doit s'effectuer du "bas vers le haut" (c-à-d en commençant par IL1). En effet, selon la température et l'énergie transférée par IL_n , le domaine de définition de l' IL_{n+1} adjacent supérieur peut changer (domaine de définition étendu représenté en jaune, voir section 17.3.3).

La Fig. 17-10 représente un exemple de HESN-Schema obtenu après diverses simplifications et améliorations sur la base du cas d'étude de la Fig. 17-7 d). Comme pour le HESN-Schema de la Fig. 17-8, la récupération de chaleur s'élève à 2'500 kWh/batch. Mais le nombre de HEXs a pu être réduit de 12 à 8. Ce HESN-Schema doit être considéré comme une première esquisse de con-

cept. Il peut maintenant être optimisé à l'aide de différentes lignes directrices.

17.4.7 Simplification du HESN-Schema

Cette section décrit différentes méthodes pour poursuivre la simplification et accroître la faisabilité du HESN-Schema. Elles doivent être appliquées en dehors du logiciel PinCH 3.0 et doivent absolument tenir compte des conditions cadres in situ (distances, pertes de charge, régulation, variabilité des flux, démarrage, mise à l'arrêt, etc.).

Attention : la plupart des modifications du HESN-Schema ont une influence directe sur les profils de charge/décharge des accumulateurs ainsi que sur leur bilan énergétique !

Suppression de HEXs

Les HEXs comme par ex. celui entre le flux H3 et IL1.1 (voir Fig. 17-10), qui n'ont qu'une contribution négligeable à la récupération de chaleur, peuvent être "supprimés".

Réunion de HEXs

Lors d'une simplification du HESN-Schema, le "boucllement" du bilan d'énergie (et donc de masse) par niveau de température est essentiel. Il existe pour cela une multitude de possibilités, et une compensation par les utilités chaude ou froide (sur les ILs ou "dans" les accumulateurs) est également envisageable. Mais, pour ne pas réduire la récupération de chaleur, le boucllement du bilan d'énergie devrait être recherché en priorité à l'aide des sources et des puits. Dans ce but, le principe suivant est toujours applicable:

Lors du "déplacement" de HEXs sur le HESN-Schema, il faut :

- translater les HEXs sur les sources autant que possible "vers le haut"
- translater les HEXs sur les puits autant que possible "vers le bas"

Voici un exemple :

Le HEX entre le flux H3 et IL1.1 transfère seulement 98 kWh/batch (voir Fig. 17-8). La température du flux H3 suffit théoriquement pour transférer l'intégralité de sa chaleur à l'IL2.1 supérieur, dans lequel un HEX existe déjà. De cette manière, le nombre d'HEXs du HESN-Schema est réduit d'une unité. Mais il en résulte un excédent de chaleur de 98 kWh/batch dans IL2.1, resp. un déficit correspondant dans IL1.1. Ce déséquilibre doit être compensé.

Le flux C3 par ex. permet une telle compensation : en réchauffant celui-ci seulement jusqu'à 59.1°C avec IL1.1 (-98 kWh), suivi d'un chauffage de 59.1°C à 78°C par IL2.1 (+98 kWh). Alternativement, il serait aussi possible de "translater" 98 kWh d'une autre source "vers le bas", de IL2.1 à IL1.1. Cette solution alternative n'est cependant pas possible dans l'exemple de la Fig. 17-8, parce que le flux H4 transfère seulement 22 kWh à IL2.1.

De plus, il serait possible de refroidir le flux H4 jusqu'à 106°C au lieu de 115°C pour compenser le déficit de 98 kWh/batch de IL1.1. Un réchauffage

supplémentaire du flux C2 de 98 kWh par IL2.1 représente une solution alternative simple de compensation de l'excédent de 98 kWh de IL2.1.

Un regroupement de plusieurs HEXs est aussi possible dans le cas particulier suivant : considérons un accumulateur stratifié avec 2 ILs hydrauliquement liées (et comprenant donc 3 niveaux de température). Un flux H1 transfère de la chaleur à IL1.2 et IL1.1 (2 HEXs en série sur H1). Lorsque le débit massique du côté IL dans les 2 HEXs est (pratiquement) le même, une quantité (pratiquement) égale est apportée (par IL1.1) et extraite (par IL1.2) de la couche (niveau) à température intermédiaire. Les 2 HEXs sur H1 peuvent alors être regroupés en un seul HEX, pratiquement sans incidence sur le bilan massique / énergétique de chaque couche (niveau) de l'accumulateur. Le flux H1 transfère ainsi de la chaleur de T_{low} (IL1.1) directement à T_{high} (IL1.2), et T_{high} (IL1.1) = T_{low} (IL1.2) est "bypassé".

Les autres pistes pour améliorer la rentabilité ou la faisabilité incluent notamment :

- "translation" de flux sources et de flux puits qui existent essentiellement simultanément (c-à-d qui sont bien "synchronisés") dans un même IL. De cette manière, le volume de stockage requis peut être réduit ;
- pour les systèmes de stockage à ≥ 2 ILs liées : connexion de HEXs en série, lorsque 2 flux existent toujours en même temps. La faisabilité doit cependant être analysée de manière critique (voir [9]) ;
- la complexité du système de stockage augmente de manière sur-proportionnelle avec le nombre d'ILs. C'est pourquoi, en règle générale, la stratégie consistant à minimiser le nombre d'ILs (pour une récupération de chaleur fixée) est justifiée. Mais la complexité du système de stockage est parfois moins critique que le volume de stockage ou les surfaces de transfert. Il peut alors être plus avantageux de concevoir un système de stockage comprenant un nombre d'ILs supérieur au nombre minimum (pour la récupération de chaleur considérée). Cette stratégie permet d'exploiter les degrés de liberté supplémentaires pour assouplir les contraintes sur le placement des ILs (température, abscisse d'énergie). Cette stratégie peut con-

duire à une réduction des volumes de stockage (par un meilleur synchronisme des sources et des puits des *ILs*) et/ou une réduction des surfaces de transfert (par une augmentation des gradients de température sources – *ILs* et *ILs* – puits) ;

- lorsque les gradients de température pour les transferts sont suffisants, le système peut être exploité en températures de stockage variables afin de réduire le volume de stockage – ceci au prix d'une complexité accrue de la régulation (consulter la référence [13] pour plus de détails).

17.5 Volume de stockage, profil de charge/décharge

17.5.1 Une boucle intermédiaire (1 *IL*)

La capacité minimale de stockage dépend de la séquence des phases élémentaires de charge (somme des débits de charge > somme des débits de décharge) et de décharge (somme des débits de décharge > somme des débits de charge). Cette séquence découle de la table de flux et de la *Batch Cycle Duration BCD*.

Conformément à la méthode des *ISSPs*, il est supposé que chaque source (resp. puit) intégrée dans le système de stockage fournit (resp. soutire) de la chaleur aux *ILs* durant toute sa durée d'existence. Mais il peut aussi être pertinent de limiter la durée de charge/décharge (afin de limiter le volume de stockage), comme décrit à la section 17.5.3.

La Fig. 17-11 montre un exemple de processus de charge/décharge, en haut pour la cuve *FTVM* à la température T_{high} et en bas, pour la cuve *FTVM* à la température T_{low} .

La **capacité de stockage** d'un système de stockage comprenant deux **cuves *FTVM*** (pour une *IL*) peut être calculé par le processus décrit ci-après. Il est admis que la masse totale de fluide caloporteur dans le système est constante (il n'y a ni perte ni apport de masse durant la période considérée). Ainsi, par définition de la période de répétition, l'évolution de la masse dans chaque stockage est cyclique et de périodicité égale à celle de la période de répétition.

1. Au début de la période de répétition considérée, la masse dans chaque cuve est fixée arbitrairement à zéro (cuve vide).
2. Les températures de l'*IL* (T_{low} et T_{high}) étant fixées, le débit-masse net (fourni ou soutiré) dans la cuve est calculé, pour chaque *TS*, en fonction des puissances des flux existants durant cette *TS*. La variation de masse correspondante à la fin de chaque *TS* découle du débit-masse net et la durée de la *TS*. Il en résulte la masse et le volume théoriques dans chaque cuve à la fin de chaque *TS*.
3. Les valeurs minimales et maximales sont identifiées pour les deux cuves. La capacité minimale d'accumulation requise correspond à la différence entre les valeurs maximale et minimale (1'750 kg d'eau, resp. env. 1.75 m³ pour chacune des deux cuves *FTVM* de la Fig. 17-11).
4. Dans la pratique, la capacité d'accumulation installée doit être supérieure à la valeur minimale identifiée au point 3, car a) une exploitation fiable des pompes demande d'éviter les cas de vidange complète ou de débordement de l'accumulateur et b) un surdimensionnement permet de mieux maîtriser des variations de *schedule* et / ou des modes d'exploitation inattendus. Ainsi, en général, une certaine **capacité (volume) de réserve (marge de sécurité)** est prise en compte (par ex. 250 kg resp. 0.25 m³ sur la Fig. 17-11).
5. La **capacité nécessaire dans le "cas le plus défavorable"** correspond au cas particulier théorique où toutes les charges puis toutes les décharges se suivent (2'750 kg resp. env. 2.75 m³, voir la ligne en traitillé dans l'exemple de la Fig. 17-11). Le facteur de surdimensionnement doit être défini pour le cas concrèt et doit notamment prendre en compte les variations prévisibles du *schedule*.

La **quantité initiale (à $t = 0$) minimale requise de fluide caloporteur** est définie, pour chaque cuve *FTVM*, par la valeur la plus négative (c-à-d 1'000 kg pour la cuve à T_{high} et 750 kg pour celle à T_{low} , le tout majoré par le facteur de sécurité). Elle peut avoir une incidence sur les coûts, par ex. pour les accumulateurs à huile thermique.

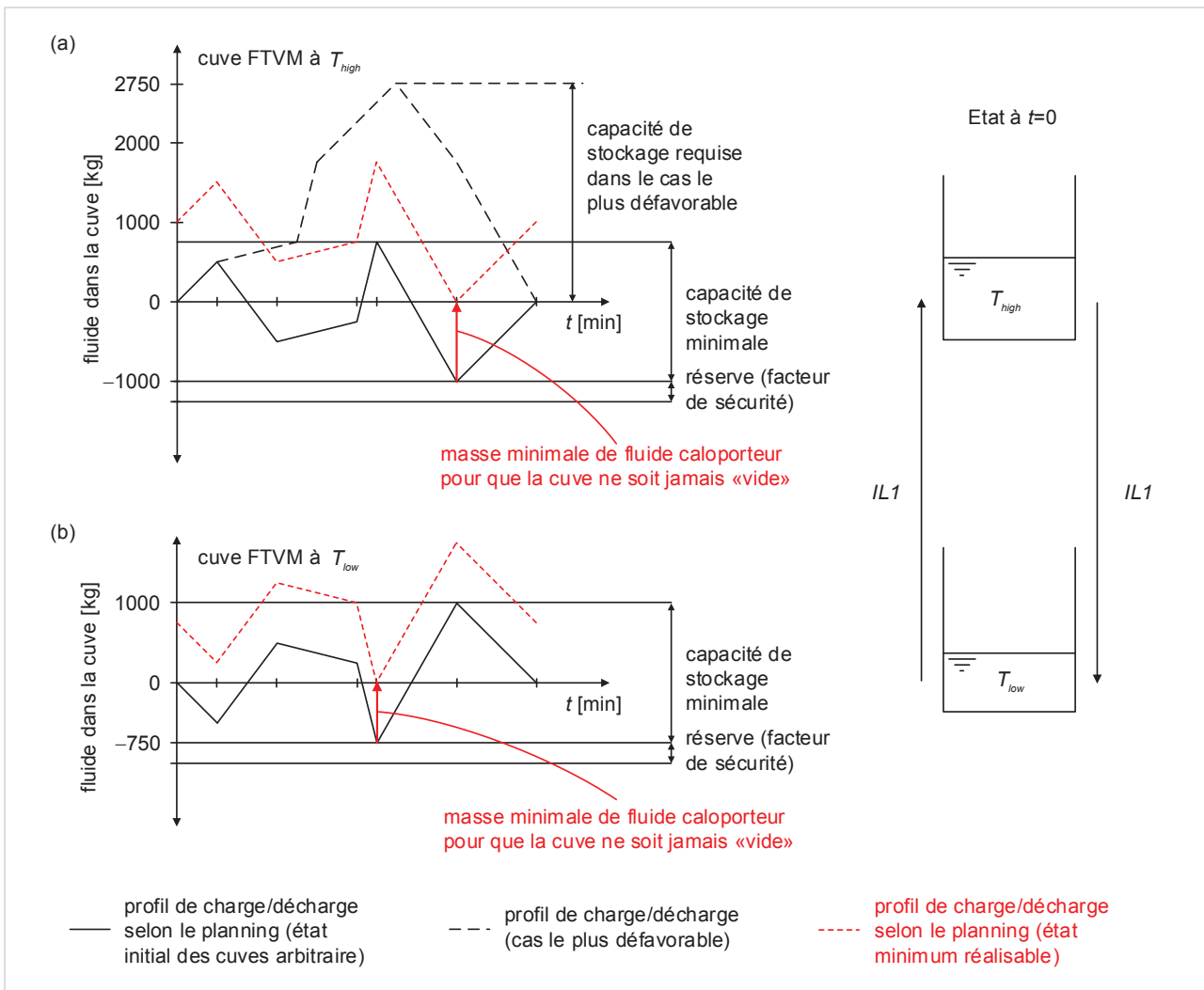


Fig. 17-11 Détermination de la capacité de stockage minimale et de la quantité minimale de fluide caloporteur à partir du profil de charge/décharge d'une IL pendant une période d'exploitation cyclique. (a) profil de charge/décharge de la cuve FTVM à la température T_{high} . (b) profil de charge/décharge de la cuve FTVM dans la même boucle intermédiaire, à la température T_{low} . A droite : accumulateur FTVM correspondant, état au temps $t=0$

Remarque : pour une IL avec deux cuves FTVM, les profils de charge/décharge des deux cuves évoluent évidemment de manière opposée (symétrie en miroir), en vertu de la conservation de la masse du caloporteur du système de stockage. Les deux cuves ont une capacité de stockage (volume, resp. masse) identique et la quantité totale de fluide caloporteur correspond au volume minimal d'une des deux cuves.

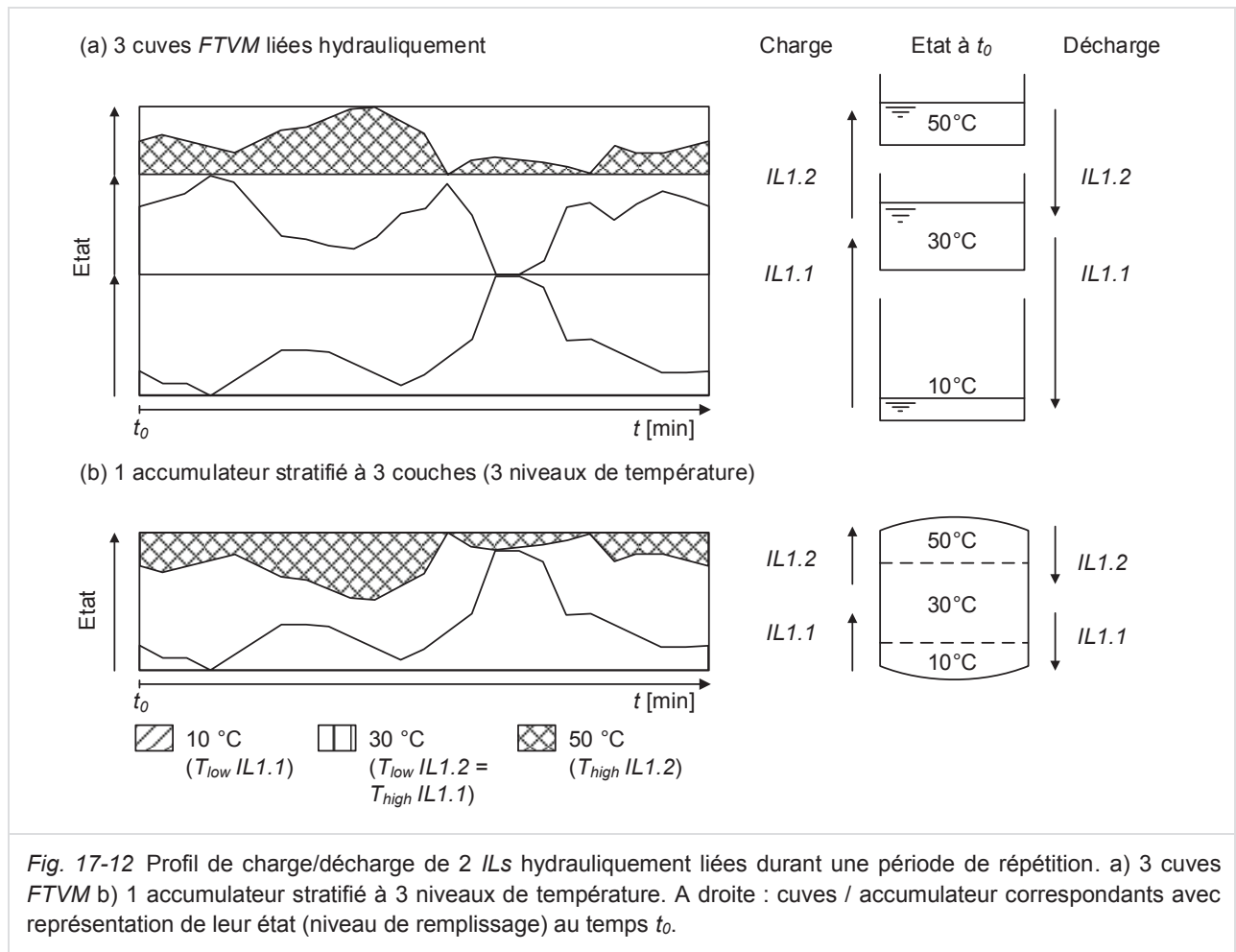
La **capacité de stockage (volume, resp. masse) minimale d'un accumulateur stratifié** selon la Fig. 17-3 est également calculée selon l'approche décrite ci-dessus et donne 1'750 kg pour le présent exemple. Un seul accumulateur étant nécessaire, celui-ci étant toujours plein, la **quantité minimale**

requis de fluide caloporteur vaut également 1'750 kg. Par contre, l'accumulateur stratifié permet d'économiser la moitié du volume cumulé des deux cuves FTVM.

17.5.2 Deux ILs ou plus

Dans le cas d'un système de stockage dont les ILs sont définies "adjacentes" (c-à-d pour lesquelles $T_{high\ ILn} = T_{low\ ILn+1}$, voir Fig. 17-12 pour le cas de 2 ILs), le volume total de stockage peut être réduit en interconnectant hydrauliquement les ILs (qu'il s'agisse d'accumulateurs FTVM ou stratifiés).

Dans un premier temps, le calcul de la capacité de stockage minimale et de la quantité minimale de fluide caloporteur dans la cuve s'effectue comme



décrit ci-dessus pour chaque IL séparément. Ensuite, pour le niveau intermédiaire de température commun aux 2 ILs, les profils de charge/décharge de IL_n et IL_{n+1} sont "superposés" pour déterminer la capacité de stockage minimale et la quantité de fluide caloporteur minimale requise.

La Fig. 17-12 représente les profils de charge/décharge de 2 ILs hydrauliquement liées. La Fig. 17-12 (a) illustre le cas de 3 accumulateurs FTVM (3 niveaux de température, avec niveau intermédiaire $T_{low\ IL1.2} = T_{high\ IL1.1}$ utilisé par les deux ILs. Le schéma à droite représente le niveau des cuves à l'instant t_0 .

La Fig. 17-12 (b) représente la même situation initiale pour un accumulateur stratifié unique avec 3 niveaux de température. Les thermoclines à l'instant t_0 sont représentées à droite. Comparé aux cuves FTVM, l'accumulateur stratifié permet de réduire considérablement le volume de stockage (d'accumulation) nécessaire ! Toutefois, il apparaît clairement que la couche intermédiaire à 30°C ne

se situe pas toujours "au milieu" de l'accumulateur. Par conséquent, l'accumulateur stratifié doit être équipé de raccords de charge et de décharge à différentes hauteurs, contrôlés par des sondes de température. Ce qui est relativement complexe et coûteux. De plus, en pratique, des mélanges indésirables des différentes couches (niveaux de température) sont fréquemment constatés. Par souci de simplification et de sécurité, un système constitué de plusieurs accumulateurs stratifiés indépendants (hydrauliquement séparés), 1 pour chaque IL, est souvent préféré à un accumulateur multistratifié. Cette solution pratique tend à augmenter le volume total, mais l'accroissement peut parfois être atténué en choisissant pour chaque IL une différence de température de travail ($T_{high}-T_{low}$) supérieure au cas de l'accumulateur multistratifié.

17.5.3 Potentiel de RC vs volume de stockage

La Fig. 17-13 a) représente le profil de charge/décharge au cours d'un cycle de stockage arbitraire pour un accumulateur stratifié de volume

10 m³. Le cycle est équilibré, c-à-d que les énergies de charge et de décharge sont égales (volume $T_{high}(t_{début}) = \text{volume } T_{high}(t_{fin})$). La ligne continue indique la position de la thermocline dans l'accumulateur stratifié pour un dimensionnement de l'accumulateur à 10 m³, pour lequel la totalité de la chaleur peut être fournie à l'accumulateur, stockée, puis retirée.

Sur la Fig. 17-13 b), les lignes continues représentent les économies cumulées en kWh au cours d'un cycle de travail du stockage. Les énergies de charge (économies de CU) et de décharge (économies de HU) correspondent.

Comment varie la récupération de chaleur (RC) si le volume de l'accumulateur stratifié est réduit ? Sur la Fig. 17-13 a), la ligne pointillée représente la thermocline de l'accumulateur stratifié dans le cas où le volume de l'accumulateur est limité à 4 m³. Jusqu'à l'instant t_1 , le profil correspond au profil de l'accumulateur de 10 m³, c-à-d la réduction de volume ne pénalise pas (encore) le potentiel de RC. A partir de t_1 l'accumulateur de 4 m³ est complètement chargé, et à l'instant t_2 totalement déchargé. L'influence sur la RC cumulée est représentée à la Fig. 17-13 b) par les lignes pointillées. Dans cet exemple, la réduction de 60% du volume de stockage n'engendre qu'une réduction de 25% de la récupération de chaleur. Les pointes de charge et de décharge (comme celles entre t_1 et t_2), qui n'apparaissent qu'une fois ou rarement au cours d'un cycle, peuvent avoir une grande influence sur la capacité (volume) de stockage, mais un effet limité sur le potentiel de RC.

En pratique sur la Fig. 17-13 a), la limitation du volume à 4 m³ signifie que la charge de l'accumulateur est désactivée dès que le caloporteur à température T_{high} "descend" jusqu'au fond de l'accumulateur (instant t_1), resp. la décharge est bloquée dès que le caloporteur à température T_{low} remonte jusqu'au sommet de l'accumulateur (instant t_2). Durant les périodes de charge complète, les sources sont refroidies par l'utilité froide, et pendant les périodes de décharge totale, les puits sont chauffés avec l'utilité chaude. En réalité, il vaut mieux en général compenser avec les utilités côté IL plutôt que de recourir aux utilités côté sources ou puits (solution plus flexible, moins coûteuse (moins de HEXs), sans influence sur la qualité de réglage des températures T_{out} des sources ou des puits).

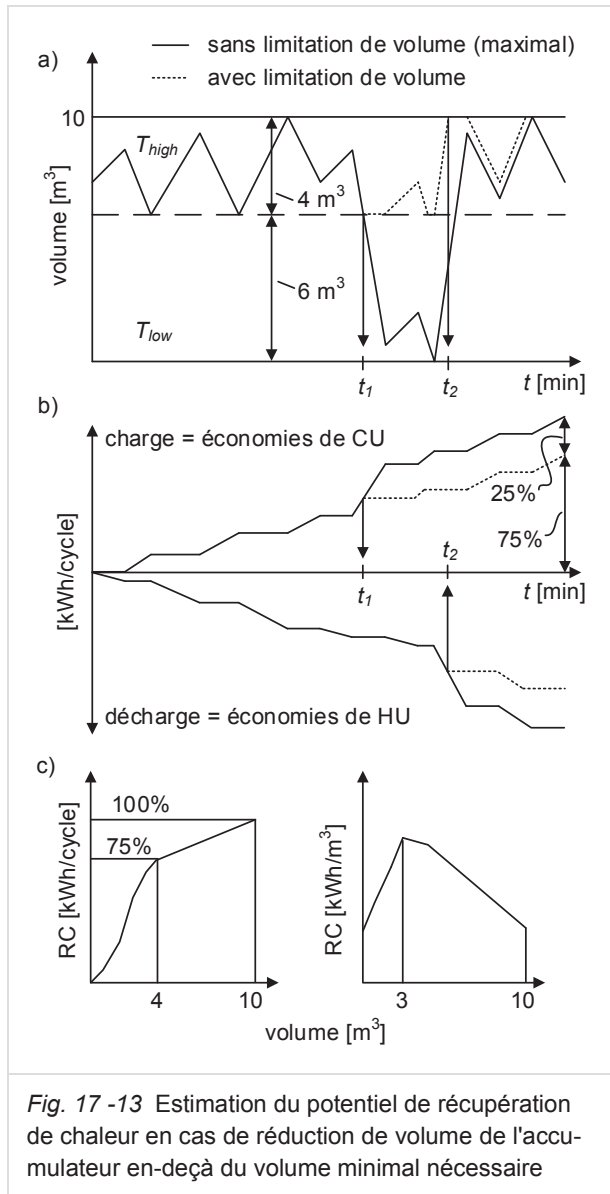


Fig. 17-13 Estimation du potentiel de récupération de chaleur en cas de réduction de volume de l'accumulateur en-deçà du volume minimal nécessaire

Une analyse simple de la dépendance entre limitation du volume de stockage et potentiel de RC par cycle de fonctionnement est possible avec les graphiques de la Fig. 17-13 c). Le graphique de gauche représente le potentiel de RC en fonction du volume de stockage. Il apparaît clairement que le potentiel de RC n'augmente plus significativement au-delà d'un volume de stockage de 4 m³. Le graphique de droite représente le potentiel spécifique de RC [kWh/m³]. Le volume de stockage le plus économique se situe dans cet exemple vers 3 m³.

Le potentiel de RC en fonction du volume de stockage peut être calculé automatiquement pour des accumulateurs stratifiés à une IL (et donc à 2 niveaux de température) ; le logiciel PinCH 3.0

implémente un tel calcul. A partir de 2 *ILs* hydrauliquement liées, le calcul n'est plus possible sans définition complémentaire de stratégies de gestion.

17.6 Cas particulier: production d'eau chaude

L'eau chaude soumise à de hautes exigences hygiéniques/microbiologiques (eau chaude sanitaire, eau de nettoyage, eau chaude de procédé, etc.) peut d'une part être produite de manière flexible dans le temps puis être stockée, et d'autre part doit faire l'objet de précautions particulières lors du stockage en rapport avec le développement des légionelles. L'eau chaude constitue alors un cas particulier pour l'analyse des *ISSPs*.

Les variantes 1a), 1b), et 1c) de la Fig. 17-14 représentent la production d'eau chaude comme elle est fréquemment réalisée en technique du bâtiment. La variante 1a) décrit le chauffe-eau classique avec échangeur intégré. La variante 1b) correspond pratiquement à un chauffe-eau instantané avec un petit volume d'accumulation (le serpentin). La variante 1c) représente le système appelé "Rossnagel", courant avant tout dans les installations solaires thermiques. La capacité de production d'eau chaude de ces 3 variantes reste

assez limitée en raison du couplage de l'échangeur de chaleur avec l'accumulateur. D'autre part, du point de vue de l'efficacité de stockage et de la mise à profit des différences de température, ces variantes sont moins performantes qu'un accumulateur stratifié avec *ILs* externes (voir aussi la section 17.2.2).

Les variantes 2a) (avec échangeur-réchauffeur instantané, sans accumulation d'eau chaude) et 2b) (avec accumulation d'eau chaude) sont plus performantes, mais nécessitent des régulations plus complexes.

Avec la variante 2a), la production de chaleur s'effectue de manière instantanée, lors du soutirage. De cette manière, les problèmes de légionelles peuvent en grande partie être évités. Par contre, les puissances de transfert de chaleur (et le cas échéant la capacité du traitement d'eau en amont) doivent être dimensionnés pour le débit de pointe soutiré. La variante 2b) rend possible une production d'eau chaude continue avec une puissance réduite.

Le graphique en bas à droite illustre ces cas : sans accumulation, le besoin maximal d'eau chaude (ligne —) de t_1 à t_2 détermine la puissance de

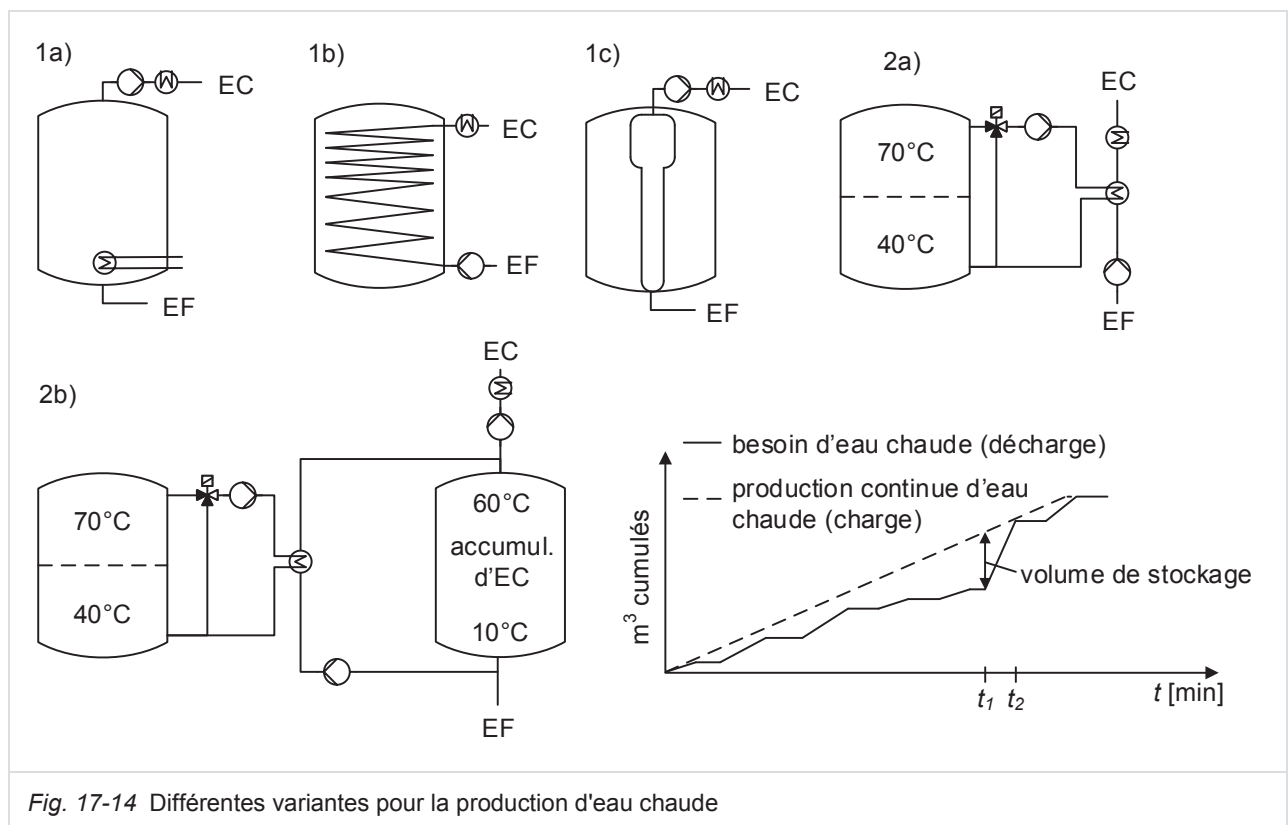


Fig. 17-14 Différentes variantes pour la production d'eau chaude

Flux	<i>E_q</i>	<i>T_{in}</i> *	<i>T_{out}</i> *	<i>m</i>	<i>ṁ</i>	<i>c_p</i>	<i>α</i>	<i>t_{start}</i>	<i>t_{stop}</i>	Energie
		[°C]	[°C]	[kg]	[kg/s]	[kJ/kg K]	[W/(m ² K)]	[h]	[h]	[kWh]
ECS1	ECS	10	60	1500	0.2778	4.18	2000	08.00	10.00	87.1
ECS2	ECS	10	60	1500	0.4167	4.18	2000	11.00	12.00	87.1
ECS3	ECS	10	60	7000	0.6481	4.18	2000	13.00	16:00	406.4
ECS4	ECS	10	60	1000	0.1389	4.18	2000	16:00	18:00	58.1
ECS	ECS	10	60	11000	0.3056	4.18	2000	8.00	18.00	638.6

Tab. 17-1 Table de flux d'une production d'eau chaude sanitaire avec profil de consommation réel (ECS1 à ECS4) et pour une production constante moyennée sur la période d'exploitation totale (ECS). *E_q*: *Equipment*

charge, et donc la puissance thermique à installer. Avec accumulation (ligne - - -), la production d'eau chaude peut s'effectuer en continu et à une puissance de charge significativement réduite. Le volume d'accumulation minimal nécessaire pour ce mode de production à puissance constante correspond à la différence verticale (en m³) entre la ligne de charge (- - -) et la ligne de décharge (—). Le logiciel PinCH 3.0 permet de calculer les accumulateurs de récupération de chaleur et *HEXs* dans les *ILs*, le volume de l'accumulateur d'eau chaude résulte de la différence entre les profils de charge et de décharge et peut se calculer de manière simple avec un logiciel tableur.

L'accumulateur stratifié de récupération de chaleur de la variante 2a) présente une capacité d'accumulation spécifique de 35 kWh/m³ (pour la différence de température de 30 K), et celle de l'accumulateur d'eau chaude de la variante 2b) atteint pratiquement 58 kWh/m³ (pour la différence de température de 50 K). Indépendamment de la capacité d'accumulation spécifique, le volume d'accumulation requis par chaque variante dépend avant tout du degré de "synchronisation" entre les rejets de chaleur et les besoins de chaleur.

La variante 2b) requiert une régulation plus complexe (selon les conditions d'exploitation, les températures peuvent ne pas toujours être respectées) et un accumulateur en acier inoxydable pour l'eau chaude sanitaire.

Pour des températures de stockage en-dessous de 60°C, il faut de plus, selon le temps de séjour de l'eau dans l'accumulateur, prévoir une protection contre les légionelles (par ex. chauffage à 60°C 1x/jour). La protection anti-légionelles doit éventuellement être réalisée avec de l'utilité chaude ; dans ce cas, le potentiel de récupération de chaleur est réduit.

Le Tab. 17-1 illustre la table de flux correspondante aux variantes 2a) et 2b), supposant une consommation d'eau chaude durant la journée entre 08:00 et 18:00 à différents débits. Les flux ECS1 à ECS4 représentent le besoin effectif entre 08:00 et 18:00 (variante 2a)). La discrétisation temporelle peut bien sûr être affinée à volonté. Le flux ECS définit la production d'eau chaude comme un ruban de charge constante, pour autant qu'un accumulateur de volume suffisant soit possible ou déjà existant (variante 2b)). Le volume d'eau cumulé et l'énergie totale des deux variantes de modélisation énergétique sont identiques.

Dans le logiciel PinCH 3.0, les différentes occurrences de la production de l'eau chaude sanitaire (ECS1 à ECS4) doivent être assignées à un équipement commun (voir "*E_q*" dans le Tab. 17-1). Ainsi le logiciel reconnaît automatiquement que tous les chauffages de l'eau sanitaire peuvent utiliser le même échangeur de chaleur.

17.7 Compléments divers

17.7.1 Système de stockage "ouvert"

La méthode des *ISSPs* et sa mise en œuvre dans le logiciel PinCH 3.0 considèrent, par définition, que les *ILs* et le stockage de chaleur associé sont placés à un niveau intermédiaire entre sources et puits (systèmes "fermés").

Autrement dit, il n'est pas possible de modéliser, d'analyser et de concevoir des systèmes "ouverts" dans lesquels le chauffage de l'eau de process (et/ou de lavage, etc.) constitue l'essentiel du profil des puits et joue simultanément le rôle de stockage de chaleur.

"Ouvert" signifie dans ce contexte un système dans lequel de l'eau froide entre pour compenser les soutirages d'eau chaude pour le process, les lavages, etc. De tels systèmes existent notamment dans le secteur des brasseries (voir [9] section 5.4).

17.7.2 Analogies entre les *ISSPs*

Les *ISSPs* de procédés continus [kW] (voir Fig. 12-9) et les *ISSPs* de procédés batch [kWh], ainsi que les températures contraignantes nécessitant l'introduction d'*ILs* supplémentaires présentent les analogies suivantes (Tab. 17-2) :

Type de procédé, genre d'optimisation	"Extraction" sources et puits <i>ISSPs</i>	Températures limitantes des <i>ISSPs</i>
Procédés continus: transfert de chaleur indirect avec <i>IL(s)</i>	A partir de la GCC ou des CCs d'un procédé ou d'un groupe de procédés (au sein d'un OC)	température "initiale" T_{in} d'un puit ou d'une source par procédé
Procédés batch: transferts de chaleur direct et indirect (avec <i>IL(s)</i> et stockage de chaleur)	A partir de la GCC ou des CCs d'une TS	température "initiale" T_{in} d'un puit ou d'une source par TS
Procédés batch: transfert de chaleur 100% indirect (avec <i>IL(s)</i> et stockage de chaleur)	A partir des flux et de leur $\Delta T_{min s}$ spécifique	température "initiale" T_{in} d'un flux (translaté)

Tab. 17-2 Différences et similitudes des *ISSPs* pour l'analyse du transfert de chaleur indirect des procédés continus et des procédés batch

18 MOC Supertargeting et MOC HEN Design

18.1 Introduction

Le *MOC Supertargeting* et le *MOC HEN Design* sont utilisés pour l'optimisation du **transfert de chaleur direct** au sein de différents *Operating Cases* (OCs) (voir définition au chapitre 13). Grâce à l'analogie entre les OCs des procédés continus et les TSs des procédés batch, les méthodes de *MOC Supertargeting* et *MOC HEN Design* peuvent aussi être employées pour l'optimisation du transfert de chaleur direct au sein de procédés batch. Dans ce chapitre, il n'est fait mention pour simplifier que de *MOC* et d'OCs, mais les procédés batch et les TSs sont bien sûr aussi toujours sous-entendus.

Comparé à l'Analyse Pinch "classique" d'un procédé continu unique, le *MOC Supertargeting / HEN Design* considère également la **maximisation de la réutilisation des surfaces des échangeurs durant les différents OCs**.

La réutilisation des surfaces de transfert durant différents OCs engendre des liens entre les OCs qui modifient les compromis (*trade-off*) énergies/coûts individuels des OCs. Le *MOC Supertargeting* vise à déterminer le "**jeu**" (**set**) de valeurs ΔT_{min} (**1 par OC**) conduisant aux coûts totaux annuels les plus bas³⁴.

Les principes théoriques et les méthodes pratiques du *MOC Supertargeting / HEN Design* ont été développés par P.S. Jones [15]. Ce chapitre se limite à la description des principes les plus importants nécessaires à l'utilisation de la méthode. Les fondements théoriques sont volontairement omis. Pour de plus amples détails, se reporter à [9], [15], et [16].

18.2 Types de design

La réutilisation des surfaces des échangeurs est un exercice d'optimisation particulièrement complexe tant que des restrictions claires sur les "déplacements" possibles des HEXs entre les différents OCs ne sont pas définies. A cette fin Jones

[15] définit **trois types de design** en fonction du "niveau de restriction"³⁵ :

- **Conventional Design**: c'est le type de *design* le plus contraignant. Aucune modification structurelle du *HEN* n'est possible entre les OCs. Les HEXs réutilisables sont ceux situés, dans chaque OC, entre les mêmes flux et dans le même ordre (ou séquence) de HEXs. Le nombre de HEXs réutilisables dépend notamment de la similitude des HENs des différents OCs. Le degré de similitude des HENs n'est pas aisément prévisible; c'est pourquoi l'hypothèse la plus défavorable – 1 seul HEX réutilisable par flux – est faite. Cette hypothèse pessimiste permet par ailleurs de simplifier la résolution mathématique du problème ;
- **Resequence Design**: contrairement au *Conventional Design*, ce type de design permet de modifier l'ordre (*resequence*) des HEXs dont les surfaces sont réutilisées entre les OCs. Ainsi la réutilisation de surface de plusieurs HEXs est potentiellement possible pour chaque flux ;
- **Repipe Design**: il n'y a aucune restriction quant à la réutilisation des HEXs. Il est potentiellement possible d'utiliser un HEX au sein de différents OCs dans la séquence souhaitée et entre n'importe quelle paire de flux.

Moins le type de *design* comporte de restrictions, plus grand est le potentiel de réutilisation des surfaces des échangeurs pour les différents OCs et plus grand sont les investissements pour les conduites, les vannes et la régulation. Le *Repipe Design* n'est que très rarement utilisé en pratique et n'est donc pas décrit dans ce chapitre.

³⁴ Les liens entre les OCs (ou les TSs) créés par la réutilisation des surfaces de transfert font de la détermination du set de valeurs ΔT_{min} pour n OCs, un problème à n dimensions.

³⁵ Dans ce chapitre, les restrictions décrites pour les différents types de *design* et pour les *Area Matrices* (décrites dans les sections suivantes) se réfèrent à des **flux**, afin que les explications soient plus simples à comprendre et cohérentes avec la publication de Jones [15]. Dans le logiciel PinCH [4] les contraintes et les *Area Matrices* se rapportent à des **équipements**.

Comme les règles de réutilisation de la surface des *HEXs* sont différentes selon les types de *design*, il existe une méthode propre de *Supertargeting* et de *HEN Design* propre à chaque type de *design*. Plusieurs *OCs* peuvent aussi être optimisés **indépendamment les uns des autres**, sans *HEXs*. Le type de *design* correspondant est appelé ***Separate Design***.

18.3 Bases de calcul

18.3.1 Deux étapes de calcul du *MOC Supertargeting*

Le *Conventional* et le *Resequance Supertargeting* se déroulent selon deux boucles (ou niveaux) :

- boucle d'itération externe: recherche du *set* de valeurs ΔT_{min} par *OC*, conduisant aux coûts totaux annuels les plus bas ;
- boucle d'itération interne: recherche, pour des valeurs données de ΔT_{min} par *OC*, d'une réutilisation maximale de la surface de transfert et donc d'une surface de transfert requise pour tous les *OCs* (à acheter) minimale.

Boucle externe : la valeur ΔT_{min} optimale pour un procédé continu unique (indépendant) est recherchée en calculant les coûts totaux annuels successivement pour des valeurs ΔT_{min} croissantes. Puis la valeur ΔT_{min} optimale correspondant aux coûts totaux annuels minimum est identifiée. Lors du *MOC-Supertargeting*, les coûts totaux annuels minimaux sont recherchés dans un espace multidimensionnel (avec autant de dimensions que de *OCs*). Le temps de calcul par évaluation des coûts pour toutes les combinaisons de ΔT_{min} (balayage intégral) est déjà si long pour deux *OCs* qu'une recherche de l'optimum global par cette approche n'est pas pertinente. Afin de réduire le temps de calcul pour atteindre l'optimum global, des algorithmes mathématiques tels que ceux de la méthode *Hooke-Jeeves Pattern Search Method* ou *GRC* sont utilisés avec succès. Ces méthodes minimisent le nombre d'itérations en spécifiant de manière optimale la direction du prochain point à évaluer.

Boucle interne: la boucle d'itérations interne définit la maximisation de la surface de transfert réutilisable pour le *set* de valeurs ΔT_{min} fixées comme un problème de programmation linéaire (*Linear*

Programming, LP). Le problème est résolu par un solveur utilisant l'algorithme du Simplex. Les principes sont expliqués dans les sections suivantes.

18.3.2 Maximisation des surfaces d'*HEXs* réutilisables

Dans le cas d'un procédé continu individuel, la valeur cible de surface $A_{HEN,Target}$ d'un *HEN* est déterminé selon l'équation A3 en annexe („*Bath Formula*“), sous l'hypothèse d'un transfert de chaleur vertical.

C'est également le cas pour le calcul des valeurs cibles de surface des *HENs* de *chaque OC*, avant prise en compte de la réutilisation des surfaces de transfert. Afin de trouver quels *HEXs* et quelles surfaces peuvent être réutilisées, une matrice est établie pour chaque *OC*, dont les éléments sont les surfaces entre les différents flux chauds et flux froids. La matrice d'un *OC* est appelée ***Area Matrix***. Dans un exemple comportant deux flux chauds et deux flux froids, l'*Area Matrix* comporte les éléments: H1/C1, H1/C2, H2/C1 et H2/C2. La valeur cible de surface de l'*HEN* global "couvrant" tous les *OCs* peut alors être déterminée. Elle se calcule comme la somme des valeurs cibles de surface de tous les *OCs*, diminuée de la somme des surfaces d'*HEXs* réutilisables au cours des différents *OCs* (déterminées par optimisation des *Area Matrices* et selon le type de *design* choisi).

A ΔT_{min} inchangé et en respectant le modèle de transfert vertical, la surface de transfert totale nécessaire au sein d'un *OC* reste constante, indépendamment des surfaces réutilisables. Par contre, la *répartition* de la surface totale entre les différents éléments de surface de la matrice n'est en général pas unique et peut être optimisée en lien avec les autres *OCs*.

L'hypothèse d'un transfert de chaleur vertical permet notamment de maximiser la surface réutilisable par programmation linéaire (*Linear Programming*): la surface maximale est placée chaque fois entre les flux (resp. entre les éléments de la matrice) qui existent dans le plus grand nombre d'*OCs*.

De cette manière, les surfaces qui n'existent que dans peu d'*OCs* (et pour lesquels il faut donc investir pour chaque *OC*) sont en même temps minimisées.

18.4 Workflow du MOC Supertargeting / HEN Design

Le choix du type de *design* qu'il est possible d'employer pour une installation dépend principalement des paramètres de procédé (par ex. fluides utilisés, pression, contraintes de place et distances, etc.). En pratique, la catégorisation en *Conventional Design* et *Resequenece Design* n'est souvent pas évidente, et dans une installation il existe des flux et des procédés qui par ex. peuvent être optimisés selon le *Resequenece Design*, alors que d'autres sont soumis à de plus fortes restrictions. De tels *Designs* mixtes (*Conventional* et *Resequenece*) ne peuvent pas être optimisés avec le MOC Supertargeting car les modèles mathématiques nécessaires, qui peuvent efficacement être résolus par *Linear Programming (LP)* (avec des temps de calcul courts) ne fonctionnent qu'avec un seul type de *design*.

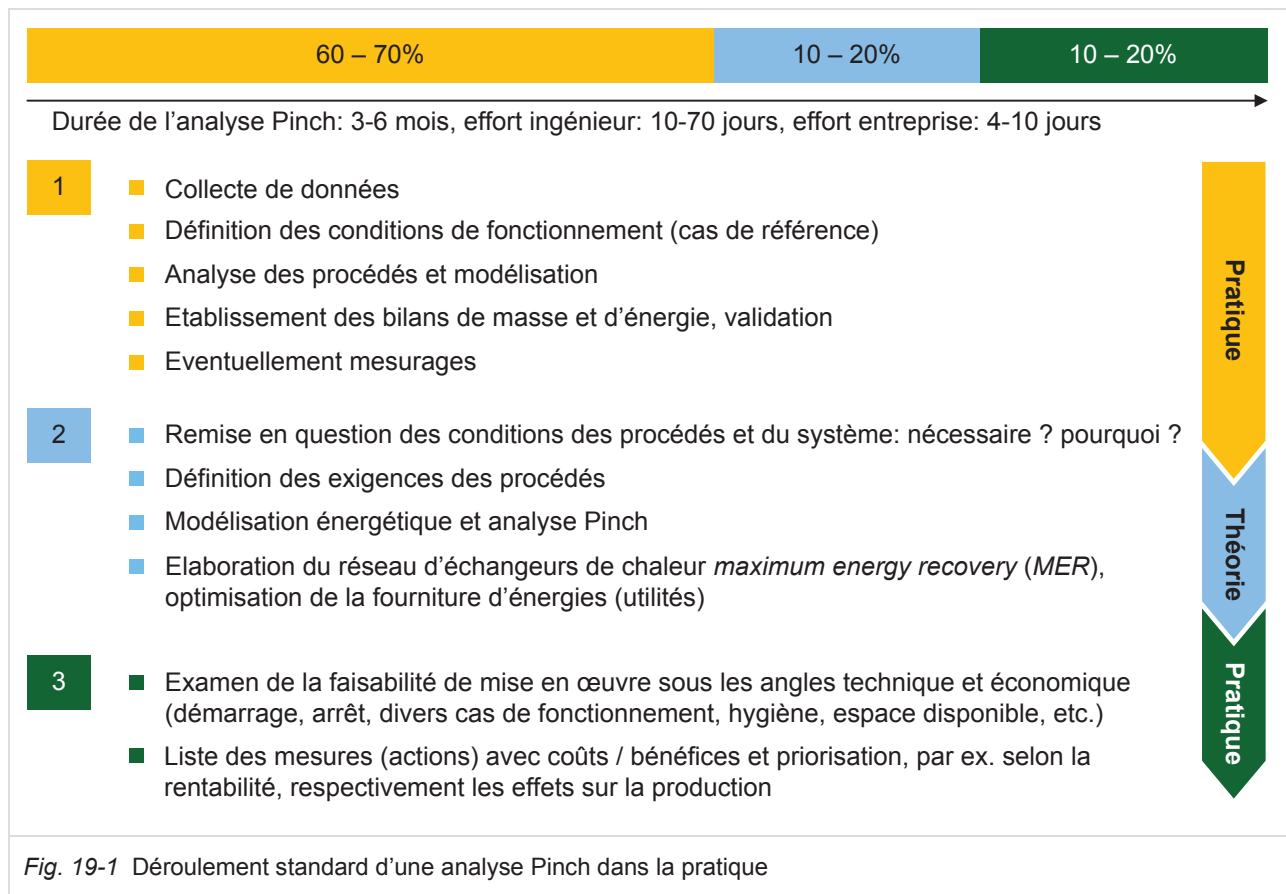
La démarche d'analyse (*workflow*) suivante est recommandée pour le MOC Supertargeting et le MOC HEN Design :

1. **MOC Supertargeting :**
réalisation du MOC Supertargeting pour le *Separate Design*, le *Conventional Design* et, si le temps disponible le permet, le *Resequenece Design*.
2. **Estimation du potentiel de réutilisation des surfaces des HEXs :**
comparaison, pour les différents types de *design*, des valeurs ΔT_{min} de chaque OC, des valeurs cibles de surface, du nombre minimum d'HEXs et des coûts totaux annuels. Les différences donnent des indications sur le potentiel de réutilisation de surface des HEXs.
3. **Choix du type de design**
4. **MOC HEN Design, sur la base des valeurs ΔT_{min} du type de design choisi (pour chaque OC)**
5. **"Fusion" des HENs de tous les OCs en un HEN global :**
comme la surface d'un HEX n'est en général pas utilisée de la même manière (position dans la séquence, surface active effective) dans tous les OCs, des bypass et des vannes sont ajoutés pour que les HEXs puissent répondre aux exigences de procédés pour tous les OCs.

Indications concernant le point 2: si par ex. les valeurs cibles obtenues avec le *Separate Design* correspondent à celles du *Conventional Design* ou du *Resequenece Design*, cela indique qu'il n'y a pas de potentiel de réutilisation des surfaces des échangeurs. Dans le cas contraire, il est intuitivement facile à comprendre que les coûts d'investissement totaux pour les HEXs (à ΔT_{min} pour chaque OC inchangés, resp. à RC inchangée) pour tous les OCs baissent avec l'augmentation des surfaces d'HEXs réutilisées. Avec des coûts d'investissement réduits, une RC accrue est en principe rentable et le $\Delta T_{min,opt}$ de chaque OC est tendanciellement plus petit. Le $\Delta T_{min,opt}$ sera tendanciellement d'autant plus petit que les contraintes restreignant la réutilisation de surface d'HEXs seront moindres.

Indications relatives au point 4: s'il n'est pas certain qu'un *Resequenece Design* conduise à des résultats réalisables en pratique, il est alors recommandé de débiter le *HEN Design* de manière prudente sur la base des valeurs ΔT_{min} du *Conventional Design*. S'il apparaît que pour plusieurs OCs / TSs, des structures de HEN très similaires sont obtenues (et donc que plus d'un HEX par flux pourraient être réutilisés dans différents OCs / TSs), alors le HEN peut éventuellement aussi être conçu sur la base des valeurs ΔT_{min} du *Resequenece Design*.

19 Mettre en pratique (*Making it happen*)



Le déroulement d'une analyse Pinch peut être subdivisé en trois étapes fondamentales (voir Fig. 19-1) :

Étape 1

La première étape requiert en général 60 à 70% de l'effort total. Le temps requis dépend fortement de la disponibilité des données de base. Les documents suivants doivent entre autres être examinés :

Schémas eau chaude, vapeur/condensat, ventilation ; offres des fournisseurs ; données de dimensionnement des procédés, des alimentations en énergies et en air comprimé, et des HEXs ; organigramme des procédés (contrôle qualité), extraits du système de commande / supervision, statistiques des énergies, statistiques des matières premières et de la production, comptabilité marchandises, documentation et références bibliographiques, etc.

Les données doivent systématiquement être calculées et validées par des approches "*top-down*" et

"*bottom-up*". La puissance, resp. la consommation d'une étape de procédé peut par ex. être estimée sur la base du produit, de l'utilité, ou du dimensionnement de l'HEX. En fonction des liens entre les procédés et la fourniture d'énergie, la frontière du système peut être étendue pour établir d'autres bilans et vérifier la plausibilité.

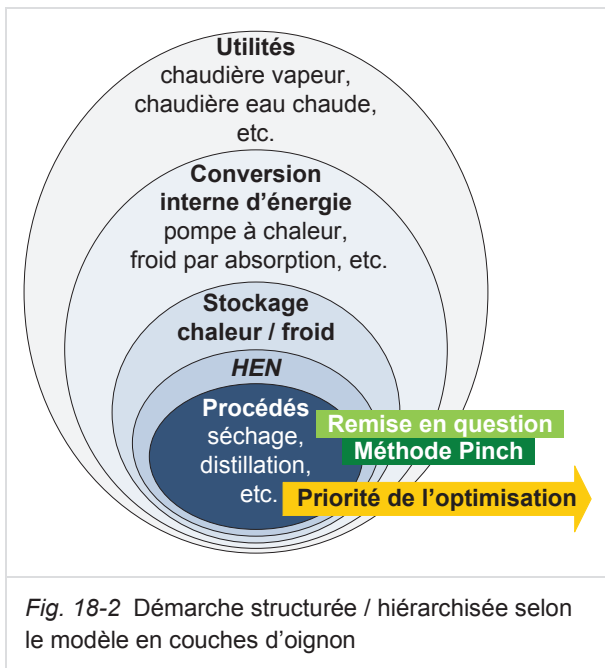
Des mesurages peuvent être réalisés en continu pour les flux d'énergie critiques. Le point de mesurage exact ne peut souvent être défini qu'après un premier examen approfondi de l'installation. Afin de gagner du temps et économiser de l'argent, un mesurage ponctuel de contrôle après un premier cycle de bilan d'énergies et de matières est à préférer à une campagne de mesurages exhaustive.

Même en consacrant beaucoup de temps, des bilans parfaits ne sont pas atteignables. Il est important de ne pas perdre de vue l'objectif (des températures et des débits-masse corrects constituent l'objectif premier – les heures d'exploitation annuelles peuvent être moins précises) et de s'arrêter de temps à autre pour vérifier que les valeurs

de consommations déterminées sont bien en cohérence avec la consommation totale d'énergie.

Etape 2

Une démarche structurée est d'une importance décisive pour la planification de nouvelles installations ou l'optimisation d'installations existantes. Celle-ci peut être illustrée par le modèle en couches d'oignon de la Fig. 18-2.



Au centre du modèle en couches d'oignon se trouvent les procédés dont l'optimisation est prioritaire. Ils sont en général examinés dans le sens d'écoulement du produit et à chaque fois étudiés quant à leurs potentiels propres d'optimisation et au regard du potentiel d'optimisation global de l'installation complète. Pour chaque procédé, les conditions d'exploitation du procédé sont remises en question, c-à-d les températures, les débits-masse et le déroulement temporel.

La **remise en question des conditions de procédé établies** peut conduire soit à une optimisation directe de l'exploitation ou au minimum aider à définir les procédés de sorte que des mesures d'économies puissent être trouvées lors de l'analyse ultérieure. La remise en question des conditions de procédé est une étape essentielle, qui requiert la connaissance des procédés, de l'expérience et une étroite collaboration avec les exploitants de l'installation et/ou les fabricants.

Les **conditions de procédés** permettent d'élaborer les **exigences de procédés**. C'est à ce stade que démarre la vraie optimisation de l'installation avec la méthode Pinch. La première priorité concerne le *HEN* pour le transfert de chaleur direct. Des stockages de chaleur et de froid peuvent ensuite être intégrés à la réflexion. Des systèmes de conversion interne d'énergie tels que des pompes à chaleur ou des machines froid à absorption sont examinées lorsque les potentiels d'optimisation dans les couches internes de l'oignon sont épuisés. En dernier lieu, la fourniture d'énergie est dimensionnée (par ex. la chaudière vapeur).

L'idée de base de cette démarche est la conception d'une installation "taillée sur mesure", correspondant aux exigences du procédé et à son utilisation, optimale du point de vue des coûts totaux annuels (coûts d'investissements et d'exploitation). Lors de la planification de l'installation, les ingénieur(e)s doivent étudier chaque couche du modèle de l'oignon, de l'intérieur vers l'extérieur. La méthode Pinch est un outil précieux pour ce faire !

Etape 3

Dans tous les cas, après l'élaboration de l'optimisation, la **faisabilité technique et économique** de chaque *HEX* et de chaque système d'approvisionnement d'énergie, doit encore une fois être vérifiée.

Pression, pertes de charge, démarrages et arrêts, cas de fonctionnement différents (produits, taux de charge), simultanéité, arrêts de production, sécurité de production, hygiène, encrassement, contraintes d'espace, statique et coûts d'investissement sont quelques uns des points qui doivent être vérifiés.

L'optimum théorique peut rarement être atteint en pratique. Si quelques *HEXs* s'avèrent impossibles à mettre en œuvre, la prochaine meilleure variante est examinée – des itérations de la théorie à la pratique et retour sont courantes. Il peut aussi arriver que suite au résultat d'une optimisation, les exigences de procédé soient retravaillées.

Au final, chaque mesure ou paquet de mesures doit être rentable en lui-même et en particulier être réalisable.

20 Notation

20.1 Liste des symboles et unités les plus importants

Lettres latines et indices

a	Facteur d'annuité	1/a
A	Surface	m ²
A_{HEX}	Surface d'un échangeur de chaleur (<i>HEX</i>)	m ²
$A_{HEX,REF}$	Surface d'un échangeur de chaleur de référence de coût variable $C_{HEX,REF}$	m ²
$A_{HEN,Target}$	Valeur cible de surface d'un réseau d'échangeurs de chaleur (<i>HEN</i>)	m ²
C_0	Coût fixe d'un échangeur de chaleur	CHF
c_p	Chaleur spécifique à pression constante	J/(kg K)
c_v	Chaleur spécifique à volume constant	J/(kg K)
c_{CU}	Prix de l'utilité froide (<i>CU=cold utility</i>)	CHF/kWh
C_{HEN}	Coûts d'investissement d'un réseau d'échangeurs de chaleur	CHF
C_{HEX}	Coût d'investissement d'un échangeur de chaleur	CHF
$C_{HEX,REF}$	Coût d'un échangeur de chaleur de référence de surface $A_{HEX,REF}$	CHF
c_{HU}	Prix de l'utilité chaude (<i>HU=hot utility</i>)	CHF/kWh
C_{Mod}	Facteur de correction dépendant du type d'échangeur (pour le calcul du coût)	CHF
C_{Op}	Coûts d'exploitation annuels (<i>Operating Costs</i>) des utilités chaudes & froides	CHF/a
C_{tot}	Coûts totaux annuels	CHF/a
CP	Débit de capacité thermique	W/K
d_e	Diamètre extérieur (d'un tube)	m
d_i	Diamètre intérieur (d'un tube)	m
d_s	Durée d'existence du flux s	s
d_{pre}	Durée de préparation d'un équipement	s
d_{post}	Durée de mise à l'arrêt d'un équipement	s
$d_{start-up}$	Durée de la phase de démarrage d'un batch (avant cycles répétés)	s
$d_{shut-down}$	Durée de la phase de terminaison d'un batch (après cycles répétés)	s
E	Energie	kJ
E	Exergie	kJ
\dot{E}	Débit énergétique (puissance)	W
\dot{E}	Débit exergétique (puissance)	W
F_T	Facteur de correction pour un échangeur s'écartant du contre-courant idéal	-
ff	Facteur de coût pour le transport et l'installation (d'échangeur de chaleur)	-
h	Enthalpie massique	J/kg
Δh_v	Enthalpie spécifique de vaporisation (chaleur latente de vaporisation)	J/kg
\dot{H}	Débit enthalpique	W
i	Taux d'intérêt du capital	-
k	Coefficient de transfert de chaleur (valeur U en technique du bâtiment)	W/(m ² K)
\dot{L}	Perte exergétique (en puissance)	W
m	Masse	kg
m	Exposant de coût d'un échangeur de chaleur (économie d'échelle)	-
\dot{m}	Débit-masse	kg/s
n	Durée d'amortissement (<i>Pay Off Period</i>)	a
n	Quantité de matière (de substance)	mol
\dot{n}	Débit de matière (de substance)	mol/s
$N_{HEX,HEN}$	Nombre d'échangeurs de chaleur d'un réseau d'échangeurs	-
$N_{HEX,Target}$	Valeur cible du nombre minimal d'échangeurs de chaleur d'un réseau	-
Nu	Nombre de <i>Nusselt</i>	-
p	Pression	N/m ²
P	Puissance	W

Pr	Nombre de <i>Prandtl</i>	-
\dot{Q}	Puissance chaleur (d'un flux chaud ou d'un flux froid)	W
\dot{Q}_{CU}	Puissance chaleur d'utilité froide	W
$\dot{Q}_{CU,opt}$	Puissance chaleur d'utilité froide à ΔT_{min} optimale	W
\dot{Q}_{HU}	Puissance chaleur d'utilité chaude	W
$\dot{Q}_{HU,opt}$	Puissance chaleur d'utilité chaude à ΔT_{min} optimale	W
\dot{q}	Puissance rayonnée surfacique	W/m ²
$\dot{Q}_{s,n}$	Puissance chaleur d'un flux s dans l'intervalle d'enthalpie n	W
R	Résistance thermique	K/W
R	Résistance électrique	Ω
R_f	Résistance spécifique d'encrassement (<i>fouling resistance, fouling factor</i>)	m ² K/W
Re	Nombre de <i>Reynolds</i>	-
ra	Facteur d'actualisation pour le calcul des coûts des échangeurs de chaleur (rapport de l'index de coût actuel sur l'index de coût de l'année de référence)	-
s	Entropie massique	J/(kg K)
T	Température (réelle)	°C
T^*	Température translatée	°C
T_{in}	Température de départ ou d'entrée	°C
T_{out}	Température finale ou de sortie	°C
ΔT_{lm}	Différence de température moyenne logarithmique	K
ΔT_{min}	Différence de température minimale	K
$\Delta T_{min,opt}$	Différence de température minimale économiquement optimale	K
U	Energie interne	J
w_i	Fraction massique de la substance i (référée à la masse totale)	kg/kg
x_i	Fraction molaire du constituant i (référé au nombre total de moles – pour la phase liquide)	mol/mol
X_i	Rapport massique du constituant i (référé au constituant choisi comme référence – pour phase liquide)	kg/kg
X_i	Rapport molaire du constituant i (référé au constituant choisi comme référence – pour phase liquide)	mol/mol
y	Exposant contrôlant l'étendue de la plage de variation des $\Delta T_{min,s}$ (pour <i>ISSPs</i>)	-
y_i	Fraction molaire du constituant i (référé au nombre total de moles – pour la phase gazeuse)	mol/mol
Y_i	Rapport massique du constituant i (référé au constituant choisi comme référence – pour phase gazeuse)	kg/kg
Y_i	Rapport molaire du constituant i (référé au constituant choisi comme référence – pour phase gazeuse)	mol/mol
Lettres grecques		
α	Coefficient de transfert de chaleur (= h : <i>heat transfer film coefficient</i>)	W/(m ² K)
α	Etat initial d'un procédé ou d'une modification d'état	-
δ	Epaisseur de paroi	m
ε	Facteur d'émissance	-
η	Rendement	-
λ	Conductivité thermique	W/(m K)
ρ	Densité	kg/m ³
σ_s	Coefficient de rayonnement	W/(m ² K ⁴)
t	Heures d'exploitation annuelles	h/a
ν	Viscosité cinématique d'un fluide	m ² /s
ω	Etat final d'un procédé ou d'une modification d'état	-

20.2 Liste des abréviations les plus importantes

<i>BCCs</i>	<i>Balanced Composite Curves</i> – Courbes composites équilibrées
<i>BCD</i>	<i>Batch Cycle Duration</i> – Durée de cycle de production (durée entre 2 batches successifs)
<i>BGCC</i>	<i>Balanced Grand Composite Curve</i> – Courbe grande composite équilibrée (ou grande composite équilibrée)
<i>BPD</i>	<i>Batch Processing Duration</i> – Durée de traitement d'un batch
<i>CC</i>	<i>(Hot or Cold) Composite Curve</i> – Courbe composite (chaude ou froide) (ou composite)
<i>CCs</i>	<i>Composite Curves</i> - Courbes composites (chaude et froide) (ou composites)
<i>CHP - CCF</i>	<i>Combined Heat & Power</i> - Couplage Chaleur Force
<i>COP</i>	<i>Coefficient of Performance</i> – Coefficient de performance
<i>CU - UF</i>	<i>Cold Utility</i> – Utilité Froide
<i>ECU</i>	<i>Energy Conversion Unit</i> – Unité de conversion d'énergie
<i>EROP</i>	<i>Equipment-wise Repeat Operation Period</i> – Période de répétition (du point de vue de l'occupation des équipements)
<i>FTVM</i>	<i>Fixed Temperature, Variable Mass (heat storage)</i> – (stockage de chaleur à) Température fixe, masse variable
<i>GCC</i>	<i>Grand Composite Curve</i> – Courbe grande composite (ou grande composite)
<i>HEN</i>	<i>Heat Exchanger Network</i> – Réseau d'échangeurs de chaleur
<i>HEX</i>	<i>Heat Exchanger</i> – Echangeur de chaleur
<i>HU - UC</i>	<i>Hot Utility</i> – Utilité Chaude
<i>IL</i>	<i>Intermediate Loop</i> – Boucle de transfert de chaleur indirect (circuit intermédiaire)
<i>ISSPs</i>	<i>Indirect Source and Sink Profiles</i> – Profils des sources et puits de chaleur indirects (pour récupération de chaleur indirecte)
<i>MER</i>	<i>Maximum Energy Recovery</i> ou <i>Minimum Energy Requirement</i> - Récupération d'énergie maximale ou demande minimale d'énergie
<i>MOC</i>	<i>Multiple Operating Cases</i> – Cas de fonctionnement multiples
<i>MVR –CMV/RMV</i>	<i>Mechanical Vapour Recompression</i> – Compression/Recompression Mécanique de Vapeur
<i>OC</i>	<i>Operating Case</i> – Cas de fonctionnement
<i>SROP</i>	<i>Stream-wise Repeat Operation Period</i> - Période de répétition (du point de vue des flux)
<i>TAM</i>	<i>Time Average Model</i> – Modèle moyenné dans le temps
<i>TE - MT</i>	<i>Thermal Engine</i> – Machine ou moteur thermique (cycle générateur)
<i>TS</i>	<i>Time Slice</i> – Tranche de temps ou intervalle de temps
<i>TSM</i>	<i>Time Slice Model</i> – Modèle par tranches de temps
<i>TVR - RTV</i>	<i>Thermal Vapour Recompression</i> – Recompression Thermique de Vapeur
<i>HR – RC</i>	<i>Heat Recovery</i> – Récupération de Chaleur

20.3 Glossaire

Arrêt – Shutdown Arrêt d'un procédé.

Batch Cycle Duration Durée entre le début d'un batch et le début du batch suivant.

Batch Processing Duration Durée totale requise pour la production d'un seul batch.

Boucle de transfert de chaleur indirect (circuit intermédiaire) – Intermediate Loop Boucle fermée de circulation d'un fluide caloporteur, recevant de la chaleur d'au moins un flux chaud et cédant sa chaleur à au moins un flux froid. Peut également inclure un stockage de chaleur intermédiaire, pour équilibrer les éventuels déséquilibres momentanés ou les non-simultanéités entre apports et soutirages de chaleur.

Cas de fonctionnement (OC) Cas de fonctionnement d'un procédé ou d'une installation, défini par l'existence simultanée d'un ou plusieurs procédés. Un cas de fonctionnement comprend toujours les mêmes flux avec les mêmes paramètres de flux. Il peut exister à différentes périodes au cours de l'année.

Cas de fonctionnement multiples (MOC) Différents cas de fonctionnement (*Operating Cases*) d'un procédé ou d'une installation, apparaissant soit par chevauchement temporel (partiel) de procédés dans une installation, soit en raison de différents cas de fonctionnement d'un procédé dans une même installation (condition hiver / été, variation des paramètres d'un ou plusieurs flux du procédé, etc.).

Courbe composite Représentation des exigences thermiques d'un procédé dans un diagramme Température (T) - Enthalpie ($\Delta \dot{H}$).

Courbes composites équilibrées Courbes composites, utilités chaude(s) et froide(s) incluses.

Courbes composites translitées Représentation des exigences thermiques du procédé sur un diagramme Température (T^*) - Enthalpie ($\Delta \dot{H}$), où les températures sont représentées en températures translitées et où les courbes composites translitées se touchent au pincement (composite chaude abaissée de $\Delta T_{min}/2$, composite froide relevée de $\Delta T_{min}/2$).

Courbe grande composite Représentation, dans un diagramme Température translitée (T^*) - Enthalpie ($\Delta \dot{H}$), du bilan net (excédent ou déficit) de chaque intervalle de température entre l'apport de chaleur des flux chauds et les besoins de chaleur des flux froids.

Courbe grande composite équilibrée Courbe grande composite, utilités chaude(s) et froide(s) incluses.

Démarrage – Start-up Phase de démarrage d'un procédé jusqu'à atteindre un régime de fonctionnement "établi" (continu en cas de procédé continu, ou répétitif cyclique en cas de procédés batch répétés).

Driving Force Plot Représentation de la différence de température disponible verticalement entre la composite chaude et la composite froide (en ordonnée), en fonction de la température correspondante de la composite froide (en abscisse). Ce diagramme permet d'évaluer le placement des échangeurs, en comparant leurs profils de température respectifs avec la différence de température verticale disponible.

Echangeur de chaleur Equipement technique réalisant le transfert de chaleur d'un flux chaud (utilité chaude, flux chaud de procédé, fluide "chaud" d'une boucle de récupération indirecte) à un flux froid (flux froid de procédé, fluide "froid" d'une boucle de récupération de chaleur indirecte, utilité froide).

Energy Conversion Unit Système de conversion d'énergie. Utilisé dans ce manuel pour désigner tout système de conversion d'énergie (par ex. pompe à chaleur, groupe chaleur-force, etc.) qui interagit avec le procédé, c-à-d. qui lui fournit de la chaleur et/ou du froid.

Energy Targeting Analysis Etape d'analyse énergétique des procédés ou de groupes de procédés visant l'identification et l'évaluation des variantes d'intégration prometteuses du point de vue énergétique, sans prise en compte explicite des coûts. Les variantes prometteuses sont ensuite optimisées économiquement (*Supertargeting*), puis comparées entre elles.

Équipement Conduite, canal ou cuve, dans lequel un flux, resp. une contrainte du procédé existe. Plusieurs flux peuvent exister dans un même équipement, mais jamais simultanément. Un échangeur de chaleur décrit la combinaison de deux équipements.

Equipment-wise Repeat Operation Period (EROP) Période de répétition (du point de vue de l'occupation des équipements) dans le cas de procédés batch répétés : les installations se retrouvent, après une durée EROP, exactement dans la même configuration (existence des flux dans les mêmes équipements). EROP est un multiple de SROP en cas d'équipement(s) dupliqué(s) (multiplicité > 1).

Indirect Source and Sink Profiles Représentation, dans un diagramme Température translatée (T^*) – Enthalpie ($\Delta \dot{H}$ [kW] ou ΔH [kWh/...]), du profil (composite) des sources de chaleur et du profil (composite) des puits de chaleur pour analyser le potentiel de récupération de chaleur indirecte. Aussi connu dans la littérature comme *Total Site Profiles* (pour l'intégration énergétique indirecte des différents procédés (continus) notamment par l'intermédiaire des utilités) ou courbes composites résiduelles (*RCC*, pour les procédés batch).

Installation Installation technique de procédé avec un ou plusieurs procédés.

Paramètres de flux Propriétés d'un flux, c.-à-d. T_{in} , T_{out} , \dot{m} (kg/h) valeur c_p (kJ/kg K) ou changement de phase (kJ/kg) et valeur α (W/(m²K)). L'équipement associé à un flux est aussi un paramètre du flux.

Pincement Lieu où les courbes composites sont les plus rapprochées (différence de température verticale minimale). Il partage un problème thermique en deux sous-systèmes (sous-système en dessous du pincement, caractérisé par un excédent de chaleur non récupérable ; sous-système au-dessus du pincement, caractérisé par un déficit de chaleur).

Procédé batch Procédé de traitement par batch (charge, ou lot), dans lequel les caractéristiques des flux (débit-masse, températures, chaleur spécifique, etc.) évoluent durant leurs durées d'existence respectives (flux batch associés des équipements de traitement batch), et/ou les périodes d'existence des flux ne sont pas synchrones (procédé et flux discontinus)

Procédé continu Comprend au minimum un flux et est autrement un regroupement de flux existant simultanément et qui peuvent transférer de la chaleur entre eux de manière directe par un échangeur de chaleur (sans fluide de transfert intermédiaire). Un procédé peut se composer de plusieurs étapes de procédé, et décrire au plus une installation complète de génie des procédés.

Procédé (fonctionnement batch) Voir procédé batch.

Profil de puits - Sink Profile Représentation cumulée (composée) des puits a) de différents procédés continus d'une installation, sur un diagramme Température (T^*) - Enthalpie ($\Delta \dot{H}$ [kW]) ou b) de différents intervalles de temps, ou de flux d'un procédé batch, sur un diagramme Température (T^*) - Enthalpie (ΔH [kWh/...]). Les températures sont représentées translatées vers le haut de la valeur $\Delta T_{min\ s}$ définie (valeur en principe spécifique à chaque puit).

Profil des sources - Source Profile Représentation cumulée (composée) des sources a) de différents procédés continus d'une installation, sur un diagramme Température (T^*) - Enthalpie ($\Delta \dot{H}$ [kW]) ou b) de différents intervalles de temps, ou de flux d'un procédé batch, sur un diagramme Température (T^*) - Enthalpie (ΔH [kWh/...]). Les températures sont représentées translatées vers le bas de la valeur $\Delta T_{min\ s}$ définie (valeur en principe spécifique à chaque source).

Puit – Sink Déficit(s) de chaleur (dans une ou plusieurs plage(s) de températures) restant après le transfert de chaleur direct. Le puit peut être "extrait" à partir de la grande composite ou des composites. Pour des procédés continus, le puit est calculé pour un cas de fonctionnement. Pour des procédés batch, le puit est calculé par intervalle (tranche) de temps (lorsque l'analyse d'intégration énergétique envisage un transfert de chaleur indirect en complément du transfert direct entre flux coexistant durant les différentes tranches de temps) ou pour chaque flux (lorsque l'intégration énergétique doit s'effectuer exclusivement de manière indirecte).

Récupération de chaleur Transfert de chaleur entre les composites chaudes et froides (au stade *targeting*), concrétisé par un réseau d'échangeurs de chaleur entre flux de procédé chauds et froids (au stade *design*).

Récupération d'énergie maximale (MER) Récupération de chaleur maximale possible par un réseau d'échangeurs de chaleur respectant les règles d'or du pincement pour une valeur ΔT_{min} donnée. Aussi connue comme Demande minimale d'énergie.

Réseau d'échangeurs de chaleur Ensemble d'échangeurs de chaleur réalisant les besoins de transfert de chaleur d'un procédé ou groupe de procédés.

Retrofit Réaménagement / modification d'une installation ou réseau d'échangeurs existants dans le but d'en améliorer / optimiser les performances (par opposition à une nouvelle construction, souvent désignée *Grassroot design*).

Split Grand Composite Curve (Split GCC) Représentation de deux grandes composites "dos à dos" (l'une des deux étant représentée "en miroir", par symétrie d'axe vertical). Représentation utilisée notamment pour analyser le potentiel de transfert de chaleur indirect entre deux procédés existant simultanément, ou pour choisir un nouvel équipement de procédé en adéquation (du point de vue des synergies énergétiques) avec les caractéristiques du site / des procédés dans lequel il doit venir s'intégrer).

Source Surplus de chaleur (dans une ou plusieurs plage(s) de températures) restant après le transfert de chaleur direct. La source peut être "extraite" à partir de la grande composite ou des composites. Pour des procédés continus, la source est calculée pour un cas de fonctionnement. Pour des procédés batch, la source est calculée par intervalle (tranche) de temps (lorsque l'analyse d'intégration énergétique envisage un transfert de chaleur indirect en complément du transfert direct entre flux coexistant durant les différentes tranches de temps) ou pour chaque flux (lorsque l'intégration énergétique doit s'effectuer exclusivement de manière indirecte).

Stockage de chaleur FTVM Système de stockage de chaleur à température fixe et masse variable.

Stream-wise Repeat Operation Period (SROP) Période de répétition (du point de vue des flux) dans le cas de procédés batch répétés, $SROP = BCD \leq EROP$. Voir *EROP*.

Supertargeting *Targeting* prenant en compte les aspects économiques, recherchant le compromis optimal entre coûts d'énergie et coûts d'investissement.

Target Valeur cible représentant une limite de performance de conception, déterminée avant la conception de l'installation.

Targeting Détermination de valeur(s) cible(s) / objectif(s) (récupération d'énergie maximale, surface de transfert minimale, nombre minimum d'échangeurs, coûts minimum, etc.), avant la conception de l'installation.

Température de pincement (ou point de pincement) Température moyenne, au pincement, entre la température de la composite chaude et celle de la composite froide, soit $\Delta T_{min}/2$ en dessous de la composite chaude, resp. $\Delta T_{min}/2$ au-dessus de la composite froide.

Températures translitées Températures d'un flux après correction (translation) pour satisfaire au ΔT_{min} .

Tick-Off Rule Règle heuristique pour la conception de réseaux d'échangeurs *MER* à nombre minimum d'échangeurs.

Time Average Model (TAM) Modèle simplifié, consistant à représenter chaque flux d'un procédé dépendant du temps par un flux continu de puissance moyennée sur la période considérée (en règle générale la période *EROP*). Ainsi, l'énergie de chaque flux du *TAM* est égale à l'énergie du flux discontinu correspondant. Les composites *TAM* sont représentées dans un diagramme Température (T) - Enthalpie (ΔH [kWh/..]).

Time Slice Model (TSM) Décomposition temporelle d'un procédé batch (ou plus généralement discontinu) en tranches de temps, et calcul des valeurs cibles énergétiques pour chaque tranche de temps (à l'aide des courbes composites par tranche de temps).

Tranche de temps - Time Slice (TS) Intervalle (ou tranche) de temps au sein d'une période de répétition d'une production batch (en règle générale une période *EROP*). Il est défini par l'existence simultanée d'un ou plusieurs flux, mais peut aussi être "vide" (c.-à-d. ne contenir aucun flux). La même configuration (le même sous-ensemble de flux) peut exister dans différentes tranches de temps au cours d'une période *EROP*.

Utilité Système de fourniture de chaleur ou de froid aux procédés.

Utilité chaude Système de fourniture de chaleur "externe" au procédé (par ex. vapeur, eau chaude, etc.).

Utilité froide Système de fourniture de froid "externe" au procédé (par ex. eau froide ou réfrigérant).

Zone neutre – Pocket Région (plage de température) de la grande composite dont le bilan thermique est équilibré – le déficit de chaleur de la grande composite dans la partie inférieure de la plage de température de la zone étant exactement compensé par l'excédent de chaleur existant à plus haute température dans la plage de température de la zone neutre.

21 Bibliographie

- [1] B. Wellig et D. Olsen, «Energie-Optimierung mit Pinch-Analyse,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2014.
- [2] I. C. Kemp, «Pinch Analysis and Process Integration - A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Second Edition,» Elsevier Ltd., Oxford, 2007.
- [3] Prognos AG, Infrac AG, TEP Energy GmbH, «Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2011 nach Verwendungszwecken,» Bundesamt für Energie, Bern, 2012.
- [4] Hochschule Luzern – Technik & Architektur, «Pinch Analyse,» 2012. [Online]. Available: <http://www.pinch-analyse.ch/>.
- [5] F. Al-Juwayhel, H. El-Dessouky et H. Ettouney, «Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps,» Elsevier Ltd., Safat, 1997.
- [6] CanmetEnergy, «Natural Resources Canada,» 2014. [En ligne]. Available: <http://canmetenergy.nrcan.gc.ca/industrial-processes/industrial-systems-optimization/process-integration/products-services/461>.
- [7] R. Nordman, «New process integration methods for heat-saving retrofit projects in industrial systems,» Chalmers University of Technology, S-Göteborg, 2005.
- [8] N. D. K. Asante und X. X. Zhu, «An automated approach for heat exchanger network retrofit featuring minimal topology modifications,» *Comp. Chem. Eng.*, Nr. 20, pp. 7-12, 1996.
- [9] P. Krummenacher, «Contribution to the heat integration of batch processes (with or without heat storage),» École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Switzerland, 2001.
- [10] I. D. Gremouti, «Integration of Batch Processes for Energy Savings and Debottlenecking,» Manchester, UK, 1991.
- [11] J. Klemes, «Design and Operation of Energy Efficient Batch Processes,» Commission of the European Communities, 1994.
- [12] I. Dinçer et M. A. Rosen, «Thermal Energy Storage: Systems and Applications, 2nd edition,» Wiley, Chichester, 2010.
- [13] T. Walmsley, «Integration of industrial solar and gaseous waste heat into heat recovery loops using constant and variable temperature storage,» *Energy*, n°75, pp. 53-67, 2014.
- [14] T. Eiholzer, «Indirect Heat Integration in Batch Processes with Variable Schedules,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2014.
- [15] P. S. Jones, «Targeting and design for heat exchanger networks under multiple base case operation,» UMIST, Manchester, UK, 1991.
- [16] R. Kislig, «Batch Supertargeting Analysis – Conventional Design and Resequencing Design,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2012.
- [17] B. Linnhoff et W. D. Townsend, «Surface Area Targets For Heat Exchanger Networks,» IChemE 11th Annual Res Meeting, Bath, UK, 1984.
- [18] D. W. Townsend, «Surface Area Targets For Heat Exchanger Networks,» UMIST, Manchester, UK, 1989.
- [19] V. R. Dhole et B. Linnhoff, «Total site targets for fuel, co-generation, emission and cooling,» *Comp. Chem. Eng.*, n°17, Supplement 1, pp. 101-109, 1993.

22 Annexe A

Targeting du nombre d'échangeurs et de la surface totale du HEN

1. Targeting du nombre d'échangeurs

HEN quelconque

La règle d'Euler donne pour un HEN quelconque :

$$N_{HEX,HEN} = N_s + N_{Loops,HEN} - N_{Sub,HEN} \quad (A1)$$

$N_{HEX,HEN}$	[-]	nombre d'HEXs dans un HEN
N_s	[-]	nombre de flux dans un HEN (y compris les utilités)
$N_{Loops,HEN}$	[-]	nombre de Loops dans un HEN
$N_{Sub,HEN}$	[-]	nombre de sous-systèmes dans un HEN

MER HEN selon les CCs

Dans un MER HEN, pour lequel les valeurs cibles énergétiques issues des CCs doivent être atteintes, il est interdit de transférer de la chaleur du sous-système au-dessus du pincement à celui en dessous du pincement. Les deux sous-systèmes peuvent être traités comme des HENs individuels séparés.

Tant qu'aucun point de pincement supplémentaire n'apparaît dans les deux sous-systèmes, le nombre de sous-systèmes $N_{Sub,HEN}$ s'élève à 1 pour chacun des deux sous-systèmes au-dessus et en dessous du pincement.

Les boucles (Loops) sont décrites dans la section 7.4.1. En règle générale, on essaie de construire un HEN sans boucle pour minimiser le nombre d'HEXs. Le nombre minimal de boucles $N_{Loops,HEN}$ peut ainsi être fixé à 0.

Par suite, la valeur cible $N_{HEX,Target}$ du nombre minimal d'HEXs dans un HEN est calculé comme la somme des deux sous-systèmes :

$$N_{HEX,Target} = (N_{s,above} - 1) + (N_{s,below} - 1) \quad (A2)$$

$N_{s,above}$	[-]	nombre de flux au-dessus du pincement (y compris les utilités)
$N_{s,below}$	[-]	nombre de flux en dessous du pincement (y compris les utilités)

2. Targeting de la surface totale du HEN

Le calcul de la surface d'un HEX unique est donné par les équations 4.29 et 4.31 du chapitre 4.

Le calcul de la surface totale de l'HEN en découle.

Une formule simple de prévision de la surface du HEN directement à partir des CCs a été développée par [17] et [18]. Elle s'appuie sur l'hypothèse du transfert de chaleur "vertical" et donc de l'exploitation optimale de la différence de température. Les CCs sont d'abord divisées en intervalles d'enthalpie verticaux (voir aussi Fig. 8-1), puis la contribution de surface de chaque flux au sein d'un intervalle d'enthalpie est sommée.

$$A_{HEN,Target} = \sum_n \frac{1}{\Delta T_{lm,n}} \cdot \sum_s \frac{\dot{Q}_{s,n}}{\alpha_s} \quad (A3)$$

$A_{HEN,Target}$	[m ²]	cible de surface du HEN
$\Delta T_{lm,n}$	[K]	différence de température moyenne logarithmique dans l'intervalle d'enthalpie n
$\dot{Q}_{s,n}$	[W]	puissance chaleur d'un flux s (chaud ou froid) dans l'intervalle d'enthalpie n
α_s	[W/(m ² K)]	coefficient de transfert de chaleur par convection du flux s

Le transfert de chaleur vertical idéal conduit souvent à des HENs avec de nombreux splits et donc de nombreux échangeurs de chaleur (appelés *Spaghetti-Design*). Il est ainsi rare de trouver un HEN dont le nombre d'HEXs et la surface sont simultanément minimaux.

Toutefois, dans la plupart des cas pratiques, une estimation de la valeur cible de surface du HEN selon l'équation A3 est suffisante. Pour plus de détails, se reporter à [15].

23 Annexe B

$\Delta T_{min s}$ spécifique à chaque flux

Comme mentionné précédemment dans la section 16.4.2, le *TAM* (également basé sur les flux) est limité par un ΔT_{min} "global" pour tous les flux. Il ne permet alors pas de définir une situation initiale réaliste et rentable pour le placement des *ILs*, étant donné que les durées des flux d'un batch peuvent souvent varier d'un facteur 10. Il est alors intuitivement raisonnable que des flux de durée très courte et avec des valeurs α faibles soient associés à des valeurs ΔT_{min} tendancielle-ment plus grandes que ceux présentant des valeurs α élevées existant pendant toute la durée du batch.

La limitation du *TAM* propre au ΔT_{min} "global" peut être solutionnée, avec les *ISSPs*, par un $\Delta T_{min s}$ spécifique à chaque flux. Le $\Delta T_{min s}$ "pondère" la pertinence (ou la "priorité") du flux *s* pour un transfert de chaleur indirect : plus le décalage de température (défini par le $\Delta T_{min s}$ du flux) est grand, plus un flux chaud sera translaté vers l'extrémité inférieure du profil de source (*Source Profile*), resp. plus un flux froid sera repoussé vers la droite (en direction de l'extrémité supérieure) du profil des puits (*Sink Profile*).

Plus précisément, le décalage de chaque flux par sa valeur $\Delta T_{min s}$ spécifique a pour but d'imposer, lors de la définition des *ILs* sur les *ISSPs*, un pincement (spécifique à chaque flux) raisonnablement proche de l'optimum économique (compromis entre coûts d'amortissement et coûts d'énergie). Ce faisant, cette méthode tend à "égaliser" ou "répartir", approximativement, l'investissement pour les surfaces de transfert de chaleur des différentes sources aux *ILs*, respectivement des *ILs* aux différents puits.

La valeur $\Delta T_{min s}$ par flux peut être calculée de manière simple par l'équation suivante :

$$\Delta T_{min s} = PF \cdot \left(\frac{1}{k_{sk}} \cdot \frac{1}{d_s} \right)^y \quad (B1)$$

$$\text{Où } PF = \frac{\Delta T_{min best}}{\left(\min \left(\frac{1}{k_{sk}} \cdot \frac{1}{d_s} \right) \right)^y} \quad (B2)$$

PF		"facteur de proportionnalité" permettant de calculer les $\Delta T_{min s}$ à partir de $\Delta T_{min best}$
$\Delta T_{min best}$	[K]	translation (décalage) de température du flux le plus propice pour le transfert de chaleur (c-à-d. celui présentant le plus grand produit (coeff. de transfert (k_{sk}) x durée (d_s)))
k_{sk}	[W/(m ² K)]	coefficient de transfert de chaleur global entre le flux <i>s</i> et l' <i>IL</i> <i>k</i>
d_s	[h/a]	durée d'existence du flux <i>s</i> au sein d'une période de répétition <i>SROP</i> , annualisée
y	[-]	exposant (par ex. 0.5) contrôlant l'étendue de la plage de variation des $\Delta T_{min s}$: plus y est petit, plus la plage de variation est petite (étroite)
$\Delta T_{min s}$	[K]	translation (décalage) de température du flux <i>s</i>

Le coefficient de transfert de chaleur global k_{sk} est déterminé comme suit à l'aide des valeurs α des flux et des *ILs*.

$$k_{sk} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_k} \right)} \quad (B3)$$

α_s	[W/(m ² K)]	coefficient de transfert par convection du flux <i>s</i>
α_k	[W/(m ² K)]	coefficient de transfert par convection de l' <i>IL</i> <i>k</i>

L'ensemble des valeurs $\Delta T_{min s}$ est "contrôlé" par les conditions suivantes : 1) définition d'une valeur $\Delta T_{min best}$ minimale (par ex. 3 K) pour le flux le plus prometteur (celui présentant la plus grande valeur α et la durée la plus longue) 2) définition de l'exposant y (valeurs réalistes entre 0.0 et 0.9) [14]. y définit la plage de variation des valeurs $\Delta T_{min s}$. De manière alternative, il est aussi possible de fixer directement la plage de variation à 15 K par ex. (et d'en déduire l'exposant y).

Flux	T_{in}^* [°C]	T_{out}^* [°C]	m [kg]	\dot{m} [kg/s]	C_p [kJ/kg K]	α [W/(m ² K)]	t_{start} [h]	t_{stop} [h]	Energie [kWh]	$\Delta T_{min\ s}$ [K]
C1	21	71	11000	6.1111	4.00	500	0.00	0.50	611	+11
C2	118	119	10000	1.2820	705.90	2000	3.08	5.25	1964	+3
H1	1108	107	4500	0.5769	699.98	4000	3.08	5.25	876	-3
H2	106	46	3000	0.3846	2.00	1000	3.08	5.25	100	-4
C3	25	88	13518	7.5100	2.99	800	5.58	6.08	707	+10
C4	80	115	2500	5.1000	2.75	500	5.68	5.98	147	+15
C5	90	111	19018	18.3533	1.69	500	6.08	6.33	163	+16
H3	131	130	5000	0.9259	991.08	2000	6.33	7.83	1376	-4
H4	132	67	19018	6.8825	2.45	1000	7.83	8.50	734	-8
C6	97	103	19018	15.2940	2.45	500	8.60	8.90	180	+15
H5	70	20	17120	6.1943	2.45	200	9.00	9.67	508	-15

Tab. B-1 Table de flux (en températures translattées) pour le procédé batch de la Fig. 14-4 modélisé par la table de flux du Tab. 15-1. Calcul des valeurs $\Delta T_{min\ s}$ avec $\Delta T_{min\ best} = 3$ K et un exposant d'étendue de plage $y = 0.5$

Afin que les systèmes de stockage de chaleur conçus avec la méthode des *ISSPs* présentent la rentabilité visée, il importe d'estimer la valeur $\Delta T_{min\ best}$ selon une approche économique visant à amortir l'équipement de transfert pendant la durée limite de payback. Cette approche devrait prendre en compte les caractéristiques effectives du flux correspondant (durée annuelle $d_{s\ best}$, $\alpha_{s\ best}$) et les données économiques et financières du projet (fonction de coûts des échangeurs avec *ILs*, appliquée à une surface typique de l'échangeur nécessaire, prix des utilités chaude et froide, payback limite) ainsi que, de cas en cas, les contraintes pratiques (distance, encrassement de la surface de transfert, etc.). Les retours d'expé-

rience aideront à valider cette approche et/ou recommander des valeurs d'expérience.

Le Tab. B-1 présente la table de flux (en températures translattées) du procédé batch représenté à la Fig. 14-4 et dont la "table de flux originelle" est donnée au Tab. 15-1. Les valeurs $\Delta T_{min\ s}$ sont calculées selon l'équation B1, avec $\Delta T_{min\ best} = 3$ K et un exposant $y = 0.5$.

Les valeurs $\Delta T_{min\ s}$ sont à considérer comme une première estimation. Elles peuvent être adaptées d'une part pour prendre en compte les contraintes pratiques, et d'autre part pour améliorer la faisabilité et la rentabilité, conformément aux recommandations de la section 17.4.