



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEURE ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID - TLEMCEN

THÈSE

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité : Physique Energétique

Par :

M. YAHI Ferhat

Sur le thème

**Contribution à la modélisation et au dimensionnement d'un champ de
concentrateurs cylindro-paraboliques d'une centrale solaire
thermodynamique de puissance**

Soutenue publiquement le 16/10/2025 à Tlemcen devant le jury composé de :

M. AMARA Sofiane	Professeur	Univ. de Tlemcen	Président
M. MERAD Abdelkrim	Professeur	Univ. de Tlemcen	Directeur de thèse
M. ABBAS Mohamed	Directeur de Recherche	UDES	Examinateur
Mme CHAKER Abla	Professeure	Univ. de Constantine I	Examinatrice
M. DRAOUI Belkacem	Professeur	Univ. de Bechar	Examinateur
M. CHABANE SARI Nasr-Eddine	Professeur	Univ. de Tlemcen	Examinateur
M. SARI Osman	Professeur	Univ. of Applied Sciences of Western Switzerland	Invité

Centre de Développement des Energies Renouvelables
Unité de Développement de Equipements Solaires/UDES

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- *Mes chers parents*
- *Ma femme et mes enfants*
- *Mes sœurs et frères*
- *Mes amis (es)*

Remerciements

*Je tiens à exprimer ma vive gratitude à mon encadreur le **Pr MERAD Abdelkrim** pour son aide précieuse et son aimable collaboration à l'élaboration de ce projet.*

Je tiens à adresser mes vifs remerciements :

- Au **Pr Osman Sari** qui m'avait accueilli au sein de son laboratoire « systèmes énergétiques » de la Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion du Canton de Vaud et qui m'avait donné l'opportunité d'évoluer et de travailler, sous sa direction, dans un environnement collaboratif et dynamique.*
- Au **Pr AMARA Sofiane** qui m'a fait l'honneur de présider mon jury de thèse et de juger mon travail.*
- A tous les membres de jury qui m'ont fait l'honneur de juger et d'examiner mon travail.*
- A tous mes soutiens : famille, collègues et amis (es)*

ملخص: يُعدّ هذا العمل مساهمةً في الجهود العلمية الرامية إلى نمذجة وتصميم حقل شمسيّ من المجمعات الأسطوانية القطعية ضمن محطة شمسية حرارية لتوليد الطاقة. تركز اهتمامنا، بشكل خاص، على نمذجة المجمع الشمسي نفسه، حيث تمّ تطوير نموذجين، أحدهما ثابت والآخر ديناميكي، تمت برمجتهما والتحقّق من صحتهما باستخدام البرمجة الرقمية. تُمكن الشيفرات المطوّرة من تقدير جميع درجات الحرارة المميّزة للمجمع، وتقييم مردوداته المختلفة: الكفاءة الضوئية، والطاقة، والإكسرجية. مكّنتنا الدراسة البارامترية من فهم تأثير كلّ معاملٍ على السلوك الحراري للمجمع الشمسي الأسطواني القطعي (PTC) وتحديد أهميته النسبية. وانطلاقاً من النموذج الثابت ونموذج هيدروليكيّ للأنابيب مستوحى من أعمالٍ سابقة، تمّ تصميم حقل شمسيّ قادرٍ على تزويد محطة شمسية حرارية بالطاقة الحرارية اللازمة. تمّ كذلك حساب مؤشرات الأداء لمحطة شمسية هجينة بقدرة اسمية تبلغ 80 ميغاواط كهربائي، مع تحديد المساهمة الكهربائية للحقل الشمسي ومناقشتها. أنجزت النمذجة الديناميكية باستخدام منهجية الـ Bond Graph التي تمتاز بقدرتها على إظهار البنية الرسومية للظواهر المدروسة وإبراز علاقات الاقتران متعدّدة أشكال الطاقة. في الختام، تمّ إبراز السلوك الديناميكي الحراري للمجمع الشمسي من خلال دراسة حالة توضيحية.

الكلمات المفتاحية: التركيز الشمسي، المجمع الأسطواني القطعي (PTC)، الحقل الشمسي، النمذجة، Bond Graph

Résumé : Le présent travail est une contribution à l'effort général de modélisation et de dimensionnement d'un champ solaire de concentrateurs cylindro-paraboliques (Parabolic Trough Collector /PTC) d'une centrale thermodynamique de puissance. Notre attention s'est portée, plus particulièrement, sur la modélisation du concentrateur solaire. Deux modèles, l'un stationnaire et l'autre dynamique, sont développés, codifiés sous Matlab/simulink et validés. Les codes en question permettent l'estimation de toutes les températures caractéristiques du capteur et l'évaluation de ses différents rendements : optique, énergétique et exégétique. Les résultats obtenus par une étude paramétrique nous ont permis de comprendre l'effet de chaque paramètre sur le comportement du PTC et de hiérarchiser son importance relative. Partant du modèle stationnaire et d'un modèle hydraulique -inspiré de travaux antérieurs- de la tuyauterie, nous avons procédé au dimensionnement d'un champ solaire destiné à alimenter, en énergie thermique, une centrale thermodynamique de puissance. Les indicateurs de performance d'une centrale solaire hybride de capacité nominale de 80MWe ont été calculés et la contribution électrique du champ solaire a été déterminée et commentée. La modélisation dynamique a été réalisée à l'aide de la méthodologie Bond Graph, qui a l'avantage de révéler la structure graphique des phénomènes modélisés et de faire ressortir les relations de couplage multi-énergétiques. Enfin, l'aspect dynamique du comportement du concentrateur a été mis en évidence et illustré à travers une étude de cas.

Mots clés : Concentration, PTC, Centrale solaire, Modélisation, Bond Graph

Abstract: The present work is a contribution to the modeling and sizing effort of a parabolic trough collectors (PTC) solar field of a power plant. Our attention was focused, particularly, on the modeling of the solar concentrator. Two models, one steady state and the other dynamic, are developed, coded under Matlab/simulink and validated. This codes allow to estimate all collector's characterizing temperatures and to evaluate its different efficiencies : optical, energetic and exegetic. The results obtained by our parametric study allowed to understand the effect of each parameter on the PTC behavior and to prioritize its relative importance. Based on the steady state model and on a piping hydraulic model inspired from previous works, we proceeded to solar field sizing intended to supply thermal energy to a power plant. The performance indicators of a hybrid solar power plant with a 80MWe nominal capacity have been calculated and the solar field electrical contribution was determined and commented. Dynamic modeling is carried out using the Bond Graph methodology, which has the advantage of showing the modeled phenomena graphic structure and highlighting the multi-energetic coupling relationships. Finally, the dynamic aspect of the parabolic trough collector behavior is illustrated through a case study.

Keywords: Concentrator, Parabolic trough, Power plant, Modelling, Bond Graph

Liste des Figures

Figure 1. Réflexion et réfraction de la lumière.	6
Figure 2. Principe de la concentration par réflexion.	9
Figure 3. Grandeurs caractéristiques d'un système optique à réflexion.	9
Figure 4. Représentation de l'angle apparent du soleil	10
Figure 5. Schéma de principe d'un concentrateur solaire	11
Figure 6. Description des erreurs optiques.	15
Figure 7. Rapport des distributions angulaires	16
Figure 8. Configuration du champ solaire.....	22
Figure 9. Schéma de principe d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques avec système de stockage	23
Figure 10. Schéma de principe d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro paraboliques hybride.....	24
Figure 11. Courbe de charge	25
Figure 12. Diagramme horaire d'hybridation à apports thermiques relatifs.	27
Figure 13. Principe de fonctionnement et diagramme T-s d'une centrale à cycle combiné	28
Figure 14. Détente (adiabatique) de la vapeur d'eau dans la turbine	30
Figure 15. Coupe transversale d'un étage du compresseur	32
Figure 16. Composants de la centrale SPP1 de Hassi R'mel	37
Figure 17. Schéma descriptif du fonctionnement de la centrale SPP1 de Hassi R'mel.....	38
Figure 18. Vue d'une ligne de miroirs	39
Figure 19. Performances de la centrale SPP1 de Hassi R'mel correspondant à la journée du 20/04/2012.....	41
Figure 20. Performances de la centrale SPP1 de Hassi R'mel correspondant à la journée du 30/04/2012.....	42
Figure 21. Tube-absorbeur sous vide	49
Figure 22. Assemblage de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques	49
Figure 23. Décalage de l'image solaire par rapport au tube-absorbeur	52
Figure 24. Réseau de transfert de chaleur HCE	53
Figure 25. Organigramme de simulation du modèle stationnaire	58
Figure 26. Champ solaire à alimentation centralisée	59
Figure 27. Ombrage latéral du PTC	60
Figure 28. Représentation Bond Graph d'un flux d'énergie.....	69
Figure 29. Eléments du langage bond graph.....	70
Figure 30. Eléments passifs et variables généralisées.....	71
Figure 31. Sources d'effort et de flux	71
Figure 32. Les étapes de la modélisation BG.....	75
Figure 33. Bond Graph à mots du PTC.....	76
Figure 34. Élément C	78
Figure 35. Effet dynamique de l'accumulation du fluide	80
Figure 36. Effet dynamique de l'approximation en énergie interne	80
Figure 37. Pseudo-Bond Graph du concentrateur cylindro-parabolique.....	82
Figure 38. Schéma fonctionnel correspondant au bond graph du PTC.....	86
Figure 39. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction du débit massique.....	91
Figure 40. Coefficient de transfert de chaleur convectif hf et différence de température fluide/tube-absorbeur en fonction du débit massique.	91

Figure 41. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction de la température d'entrée.....	92
Figure 42. Nombre de Nusselt et conductivité thermique HTF en fonction de la température d'entrée	93
Figure 43. Courbes de rendement exergetique en fonction du débit massique HTF et de la température d'entrée HTF.....	94
Figure 44. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction du DNI.....	94
Figure 45. Coefficient de transfert convectif et température de la couverture en verre en fonction du DNI.....	95
Figure 46. Pertes thermiques et rapport Q/Q_{abs} en fonction du DNI.	95
Figure 47. Trf et rapport (convection/enthalpie de masse) en fonction du DNI.....	96
Figure 48. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction de la température ambiante	96
Figure 49. Rendement exergetique en fonction du DNI et de la température ambiante	97
Figure 50. Rendement énergétique moyen type LS2	99
Figure 51. Rendement énergétique moyen type LS3	99
Figure 52. Rendement exergetique moyen type LS2	100
Figure 53. Rendement exergetique moyen type LS3	100
Figure 54. Rendement horaire du champ solaire.....	101
Figure 55. Débit massique horaire	101
Figure 56. Facteurs horaires sur l'année	102
Figure 57. Production électrique mensuelle.....	103
Figure 58. Rayonnement DNI en fonction de l'heure solaire.....	106
Figure 59. Température ambiante en fonction du temps solaire	107
Figure 60. Évolution dynamique des températures du PTC en fonction du temps solaire ...	108
Figure 61. Température de sortie HTF en fonction du temps solaire	108
Figure 62. Rendement optique en fonction du temps solaire.....	108
Figure 63. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 juin).	109
Figure 64. Rendement énergétique en fonction du temps solaire (21 juin).	109
Figure 65. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 décembre).	110
Figure 66. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 décembre).	110

Liste des tableaux

Tableau 1. Représentation des fonctions de distributions du rayonnement solaire et de leurs approximations gaussiennes	16
Tableau 2. Paramètres géométriques de conception d'un SCA.	49
Tableau 3. Paramètre optique caractéristique des PTC type LS2 et type LS3	52
Tableau 4. Variables généralisées et domaines techniques	68
Tableau 5. Tableau récapitulatif des variables bond graphs	69
Tableau 6. Paramètres de conception du PTC LS-2 testé par Sandia National Laboratory	89
Tableau 7. Validation du modèle stationnaire.....	90
Tableau 8. Validation du modèle dynamique pour le cas « plein soleil ».....	104
Tableau 9. Validation du modèle dynamique pour le cas « sans soleil ».....	105

Table des matières

Introduction générale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Notions de base sur l'optique de la concentration solaire

1.1 Introduction	5
1.2 L'intérêt de la concentration solaire	5
1.3. Notions d'optique physique pour la concentration solaire	6
1.4 Principe de la concentration par réflexion	8
1.4.1. Notion de cône optique	8
1.4.2. Superposition de taches solaires	8
1.4.3. Définitions et grandeurs caractéristiques des systèmes optiques à réflexion	9
1.5. Facteurs caractéristiques d'un concentrateur solaire	11
1.5.1. La concentration géométrique et énergétique	11
1.5.2. Facteur d'interception	12
1.6. Limite thermodynamique de la fonction d'absorption	13
1.7. Déformation de l'image solaire	14
1.7.1. Description et classification des erreurs optiques	14
1.7.2. Effet de la finitude de la source solaire	15
1.7.3. Le Soleil dégradé	17
1.8. Analyse et modélisation des erreurs optiques	17
1.9. Conclusion	19

Chapitre II : Les centrales solaires de puissances à concentrateurs cylindro-paraboliques

2.1. Introduction	20
2.2 Les centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques	20
2.2.1. Le champ solaire	21
2.2.2. Le génération de vapeur.	22
2.2.3. Le système de stockage	22
2.3 Hybridation	24
2.3.1. Configuration hybride de base	24
2.3.2. Courbe de charge	25
2.3.3. Diagramme horaire de l'hybridation	26
2.4. Centrale thermodynamique à cycle combiné	27
2.4.1. Définition du cycle combiné	27
2.4.2. Modèles des composants du cycle combiné	29
2.4.2.1. Modèles de la turbine à vapeur	29
2.4.2.2. Modèles du compresseur	31
2.4.2.3. Modèle de la chambre de combustion	33
2.4.2.4. Modèles de la turbine à gaz	33
2.4.2.5. Modèles de la chaudière de récupération	34
2.4.2.6. Modèle du Condenseur	35

2.4.2.7. Modèle des pompes	35
2.4.3. Protocole de simulation du cycle combiné.....	36
2.5. La centrale hybride ISCC, Hassi R'Mel -SPP1-, une expérience algérienne.	36
2.5.1. Description générale de la centrale ISCC de Hassi R'mel.....	36
2.5.2. Principe de fonctionnement de la centrale.....	38
2.5.3. Configuration et performances du champ solaire.....	39
2.6. Conclusion.....	43

Chapitre III : Modélisation et dimensionnement du champ solaire

3.1. Introduction	44
3.2. Modèle de l'assemblage de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques	48
3.2.1. Description d'un concentrateur solaire cylindro-paraboliques.....	48
3.2.2. Analyse des performances d'un module PTC	50
3.2.2.1. Performances optiques	51
3.2.2.2. Les pertes thermiques.....	53
3.2.2.3. Estimation des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement.....	54
3.2.2.3. Estimation des coefficients de transfert de chaleur par convection	54
3.2.2.5. Gain d'énergie.....	55
3.2.3. Procédure de simulation du modèle stationnaire.....	56
3.3. Modélisation du champ solaire	59
3.3.1. Configuration du champ solaire	59
3.3.2. Facteur d'ombrage latéral.....	60
3.3.3. Pertes thermiques au niveau de la tuyauterie.....	60
3.3.4. Pertes de charges	61
3.4. Dimensionnement du champ solaire	61
3.4.1. Choix du point de conception et du multiple solaire	62
3.4.2. Détermination du nombre de boucles	63
3.4.3. Dimensionnement hydraulique.....	63
3.5. Évaluation de la production électrique d'une centrale solaire	64
3.5.1. Stratégie opérationnelle	64
3.5.2. Evaluation de la contribution horaire du champ solaire	64
3.5.2.1. Détermination de la puissance thermique fournie par le champ solaire ...	65
3.5.2.2. Choix du mode de fonctionnement	65
3.5.2.3. Puissance perdue	65
3.5.2.4. Puissance électrique nette.....	66
3.6. Conclusion :.....	66

Chapitre IV : Modélisation dynamique du PTC par approche Bond Graph

4.1. Introduction	67
4.2. Méthodologie Bond Graph.....	67
4.2.1. Variables de puissance et d'énergie.....	67
4.2.2. Représentation des flux d'énergie	69
4.2.3. Éléments de base du langage bond graph.....	70
4.2.3.1. Éléments passifs	70

4.2.3.2. Eléments actifs	71
4.2.3.3. Eléments de jonction	72
4.2.4. Causalité en bond graph	72
4.2.5. Les étapes de la modélisation bond graph	73
4.3. Modélisation du concentrateur solaire cylindro-parabolique.....	75
4.3.1. Choix des variables de puissance et Bond Graph à mots	75
4.3.2. Pseudo-Bond Graph du PTC	77
4.3.2.1. Hypothèses générales et applicabilité de l'approche BG.....	77
4.3.2.2. Création du pseudo bond graph.....	78
4.3.3. Modèle d'état	81
4.3.4. Représentation par schéma fonctionnel.....	85
4.4. Conclusion.....	87

Chapitre V : Résultats et Discussions

5.1. Introduction	88
5.2. Validation du modèle stationnaire du concentrateur cylindro-parabolique	89
5.3. Analyse paramétrique.....	90
5.3.1. Effet du débit massique et de la température d'entrée HTF.....	90
5.3.2. Effet du DNI et de la température ambiante.....	94
5.4. Étude de cas sur l'évaluation des performances	98
5.5. Champ solaire.....	100
5.5.1. Data input.....	101
5.5.2. Caractéristique du champ solaire.....	101
5.5.3. Performance du champ solaire	101
5.6. Validation du modèle dynamique	104
5.7. Profil dynamique du module PTC.....	105
5.8. Conclusion.....	111

Conclusion générale.....	112
---------------------------------	------------

Références Bibliographiques.....	115
---	------------

Nomenclature

A_a	Surface d'ouverture	[m ²]
$A_{ap/SCA}$	Surface d'ouverture SCA	[m ²]
$B(\theta)$	Distribution de la luminosité angulaire su soleil	[W/m ² stérad]
C	Concentration géométrique	[-]
$C(P)$	Facteur de concentration local	[-]
Cp_f	Capacité thermique massique du fluide	[J/ kg K]
$D_{ab,i}$	Diamètre interne du tube-absorbeur	[m]
$D_{ab,o}$	Diamètre externe du tube-absorbeur	[m]
$D_{co,i}$	Diamètres interne de la couverture en verre	[m]
$D_{co,o}$	Diamètres externe de la couverture en verre	[m]
DNI	Rayonnement direct incident	[W/m ²]
H	Hauteur angulaire du soleil	[Degrés]
$h_{c,ab-co}$	Coef d'échange convectif tube-absorbeur/couverture en verre	[W/m ² . K]
$h_{c,co-a}$	Coef d'échange convectif couverture/environnement	[W/m ² . K]
h_f	Coef d'échange convectif fluide/tube-absorbeur	[W/m ² . K]
$h_{r,ab-co}$	Coef d'échange radiatif tube-absorbeur/couverture en verre	[W/m ² . K]
$h_{r,co-a}$	Coef d'échange radiatif couverture/environnement	[W/m ² . K]
I_{sc}	Constante solaire	[W/m ²]
I_{so}	Rayonnement terrestre sur une surface horizontale	[W/m ²]
IAM	Angle d'incidence modifié	[-]
K_{co}	Conductivité thermique de la couverture en verre	[W/m. K]
L	Latitude du lieu	[Degrés]
l	Longueur de la surface d'ouverture	[m]
\dot{m}	Débit massique du fluide caloporteur	[Kg/s]
$N_{Loop/SF}$	Nombre de boucles	[-]
$N_{SCA/Loop}$	Nombre de collecteur dans chaque rangée	[-]
q_F	Taux minimum d'utilisation du système fossile	[-]
q_H	Condition d'hybridation	[-]
q_t	Marge thermique d'utilisation des turbines	[-]
\dot{Q}_{abs}	Puissance absorbée	[W]
\dot{Q}_L	Puissance perdue	[W]
\dot{Q}_u	Puissance utile	[W]
SM	Multiple solaire	[-]
T_a	Température ambiante	[K]
$T_{ab,i}$	Température sortie fluide	[K]
$T_{ab,o}$	Température de la face externe du tube-absorbeur	[K]
$T_{co,i}$	Température de la surface interne de la couverture en verre	[K]
$T_{co,o}$	Température de la surface externe de la couverture en verre	[K]

$T_{f,i}$	Température de sortie fluide caloporteur	[K]
$T_{f,o}$	Température d'entrée fluide caloporteur	[K]
TS	Temps solaire	[Heures]
U_L	Facteur de perte thermique globale	[W/m ² . K]
V_f	Vitesse du fluide caloporteur	[m/s]
W	Largeur de la surface d'ouverture	[m]

Symbole grec

θ_z	Angle zénithal	[Degrés]
θ	Angle d'incidence	[Degrés]
\emptyset	Angle d'ouverture du capteur	[Degrés]
δ	Déclinaison du soleil	[Degrés]
ε_a	Angle apparent du soleil	[Degrés]
ρ_f	Densité volumique du fluide caloporteur	[Kg/m ³]
ν_f	Viscosité cinématique du fluide caloporteur	[m ² /s]
ρ	Réflectivité du miroir	[-]
τ	Facteur de Transmission du verre	[-]
α	Absorptivité du tube-absorbeur	[-]
γ	Facteur d'interception	[-]
ε_{ab}	Emissivité de l'absorbeur	[-]
ε_{ch}	Rendement énergétique de la chaudière de récupération	[-]
ε_C	Rendement énergétique du cycle combiné	[-]
ε_{co}	Emissivité de la couverture	[-]
ε_G	Rendement énergétique du cycle à gaz	[-]
$\varepsilon_{T,s}$	Rendement isentropique de la turbine	[-]
ε_V	Rendement énergétique du cycle à vapeur	[-]
Ω	Vitesse de rotation	[tour/min]
σ	Constante de Stefan- Boltzmann	[W/m ² K ⁴]
$\sigma_{optique}$	Erreur optique	[-]
ξ_p	Degré de l'hybridation	[-]
ω	Angle horaire	[Degrés]
η_e	Rendement énergétique	[-]
η_{opt}	Rendement optique	[-]



Introduction générale

Introduction générale

L'énergie est un vecteur majeur du développement d'un pays, conditionnant lourdement l'essor de son économie et dessinant les contours de sa dynamique socio-culturelle. Les gisements fossiles (charbon, pétrole, gaz) demeurent la principale source d'approvisionnement de l'activité humaine en énergie malgré leur amenuisement et les émissions de gaz à effet de serre qu'ils engendrent ; lesquelles sont identifiées comme étant à l'origine du réchauffement climatique.

L'épuisement continu des réserves de combustibles fossiles contraste avec la demande mondiale en énergie qui, elle, connaît une augmentation vertigineuse, épousant une loi quasi-exponentielle. Désormais, la satisfaction du besoin croissant en énergie et la conjuration du péril environnemental constituent un enjeu civilisationnel et existentiel. Ce défi engage, de fait, la communauté mondiale sur une voie nouvelle, appelée à s'affranchir du « trop optimiste et ancien paradigme »-hérité de la philosophie des lumières et de la révolution industrielle - d'un progrès sans limites.

C'est en réponse à cette problématique que des rencontres et des accords internationaux ont été initiés dès la fin du XX^e siècle à l'instar de la Conférence de Rio en 1992 et plus tard, en 1997, avec le Protocole de Kyoto, où des États se sont engagés à unir leurs efforts pour lutter contre le réchauffement climatique, à travers la mise en œuvre de politiques globales visant à réduire des émissions de gaz à effet de serre.

Le recours aux ressources renouvelables se pose, conséquemment, en priorité nécessaire et inéluctable. Bien qu'elles soient coûteuse à valoriser en pratique, les énergies renouvelables ont le double avantage de se reconstituer rapidement à l'échelle du temps humain et de n'avoir aucun impact néfaste sur l'environnement. Le vocable « énergie renouvelable » recouvre une diversité de sources dont on peut remonter l'origine ou la cause première à l'activité solaire. Les formes les plus couramment exploitées de ces énergies peuvent être regroupées en cinq types : solaire, éolienne, hydraulique, géothermique et biomasse. Elles connaissent, depuis quelques décennies, un développement notable et tentent aujourd'hui d'imposer parmi les sources conventionnelles, lesquelles restent, au demeurant, économiquement et techniquement indétrônables.

En matière de production d'électricité, la participation des énergies renouvelables- hors hydroélectricité- reste très modeste. Le rayonnement solaire –qui constitue notre principal centre d'intérêt - permet de générer de l'électricité soit directement par effet photoélectrique

(solaire photovoltaïque), soit indirectement par conversion thermoélectrique (concentration solaire).

Dans la filière solaire thermodynamique, la génération de l'électricité est réalisée, essentiellement, par le couple turbine-alternateur entraîné par une vapeur surchauffée. Le capteur solaire cylindro-parabolique (Parabolic Trough Concentrator-PTC) est reconnu comme faisant partie de l'un des systèmes solaires à concentration les plus aboutis en raison, notamment, de sa maturité et de la maîtrise de sa mise en œuvre. Cette technologie est surtout utilisée [1] comme source de chaleur dans les centrales solaires de puissance. De nombreux projets ont été ainsi lancés à travers le monde, certains à visé purement expérimentale. La vapeur surchauffée entraînant les turbines est produite soit directement [2] au niveau du champ de concentrateurs solaire (génération directe de vapeur), soit en transférant la chaleur d'un fluide caloporteur vers un générateur de vapeur solaire [3] ou vers une chaudière de récupération [4].

Dans ce contexte et comme le suggère l'intitulé de notre sujet «**Contribution à une modélisation et à un dimensionnement d'un champ solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques d'une centrale solaire thermodynamique de puissance**», il s'agit, pour nous, de contribuer à l'effort de modélisation et de dimensionnement d'un champ de capteurs cylindro-paraboliques parcourus par un fluide caloporteur destiné à produire de la vapeur pour un cycle thermodynamique de puissance.

De toute évidence, le dimensionnement d'un champ de concentrateurs solaires suppose, de fait, le choix d'un modèle mathématique capable de restituer la physique de son élément constitutif de base -le module PTC dans notre cas- auquel peuvent s'ajouter d'autres éléments d'importance relative. Il est, donc, opportun de connaître en profondeur le comportement thermo-optique du concentrateur et d'identifier les principaux paramètres exerçant une influence significative sur ses performances. Cette étape est un préalable indispensable à l'élaboration d'un protocole de dimensionnement du champ solaire.

Diverses approches de modélisation du module PTC sont disponibles dans la littérature. Chaque étude adopte un ensemble d'hypothèses dont la pertinence est justifiée par les contraintes scientifiques et technologiques spécifiques à l'intérêt que l'étude s'est préalablement assigné. L'énergie absorbée par le tube-absorbeur est calculée en intégrant le flux solaire concentré sur son pourtour. Selon les conditions aux limites retenues pour le tube-absorbeur, on distingue deux classes de modèles : à flux de distribution uniforme et à flux de distribution non-uniforme.

Comme annoncé plus haut, proposer une démarche de dimensionnement d'un champ solaire compte parmi les objectifs que se donne le présent travail. Cela nous dispense du recours aux modèles à flux de distribution non-uniforme tant la précision ambitionnée par cette catégorie de modèles sera vite supplantée par le caractère approximatif de la connaissance que nous pourrions avoir des paramètres d'entrées du modèle global.

C'est dans cet ordre d'idées que nous avons établi deux modèles à flux de distribution uniformes : (i) un modèle analytique relatif à des conditions de fonctionnement en régime permanent, ayant servi dans le dimensionnement d'un champ solaire et dans l'évaluation de ses performances (ii) un modèle Bond Graph (BG) décrivant le comportement dynamique du concentrateur (PTC). L'avantage de la méthodologie Bond Graph étant, entre autres, sa capacité à dégager la structure graphique des phénomènes modélisés.

Ainsi, la présentation du travail réalisé dans le cadre notre thèse s'articule autour de cinq (05) chapitres :

- **Le chapitre 1** est consacré à l'optique de la concentration. La littérature sur ce sujet étant limitée, nous avons jugé opportun d'introduire cette problématique en faisant le point sur quelques concepts et méthodes intervenant dans l'estimation des flux solaires concentrés.
- **Le chapitre 2** présente des généralités sur la technologie des centrales solaires de puissance à concentrateurs cylindro-paraboliques, en insistant sur leurs principaux indicateurs de performances.
- **Le chapitre 3** est consacré à l'étude du capteur cylindro-parabolique et à l'établissement d'un protocole de dimensionnement d'un champ solaire adapté à une configuration hybride d'une centrale de production électrique. Le concentrateur a fait l'objet d'une modélisation considérant, en régime permanent, les divers modes d'échanges thermiques en présence.
- **Le chapitre 4** aborde l'étude dynamique du concentrateur cylindro-parabolique. La modélisation dynamique est réalisée à l'aide de la méthodologie Bond Graph. L'équation d'état est déduite à partir des lois de jonctions et des lois des éléments résistifs et capacitifs. Grâce à la causalité attribuée au modèle BG, celui-ci est converti en un schéma bloc équivalent programmable sous Matlab/Simulink.
- **Le chapitre 5** présente les résultats obtenus par la simulation numérique des modèles établis dans les chapitres 3 et 4. Les résultats de la validation des deux modèles analytique et dynamique y sont présentés et commentés. Une analyse paramétrique du comportement énergétique et exergetique du concentrateur cylindro-parabolique y est menée, en accordant une attention particulière à l'interprétation physique des effets de chacun des paramètres

considérés. Un champ solaire typique y est, également, dimensionné, et ses indicateurs de performances sont évalués et discutés.

L'étude s'achève par une conclusion générale suivie d'une mise en perspectives des prolongements et pistes de recherche susceptibles d'enrichir ce travail.

Chapitre I

*Notions de base sur l'optique de la
concentration solaire*

1.1 Introduction

L'efficacité optique est une donnée importante qui détermine considérablement les performances thermiques d'un concentrateur solaire. La connaissance de la distribution de la densité du flux solaire concentré sur l'absorbeur nécessite la mise en œuvre de méthodes de modélisation propres à l'optique de la concentration.

L'analyse des propriétés optiques des concentrateurs solaires a été effectuée, majoritairement, au moyen de programmes informatiques de lancer de rayons [5-10]. La méthode de lancer de rayons par approche Monte Carlo (MCRT) est largement utilisée pour simuler finement la distribution de la densité de flux concentré, notamment, dans l'étude des capteurs cylindro-paraboliques [11-13]. Cette approche microscopique fournit une quantité d'informations appréciablement détaillées sur la concentration optique mais en obscurcit ses relations fonctionnelles, lesquelles sont, souvent, indispensables pour le développement de méthodes de conception flexibles et simplifiées. Bien que des approches intégrales basées sur le concept de « cône solaire » [14] ont été développées [15-19] à cette fin, ces dernières requièrent des codes d'intégrations adaptés et spécifiques aux paramètres optiques et aux propriétés géométriques de chaque type de concentrateur. Certaines études [20-22] ont introduit une nouvelle méthode de lancer de rayons couplée au cône solaire effectif localisé, pour simuler la densité de flux de section sur le tube-absorbeur.

Ce premier chapitre traite des fondements de l'optique de la concentration solaire. Les documents faisant le point sur ce sujet étant rares, les concepts et les notions clefs intervenant dans le calcul des flux solaires concentrés sur des surfaces types y sont abordés et discutés.

1.2 L'intérêt de la concentration solaire

Les capteurs plans réalisent conjointement sur la même surface le captage du rayonnement solaire et sa conversion en chaleur utile. A l'inverse, les capteurs à concentration dissocient matériellement ces fonctions par une différenciation des organes, sièges desdites phénomènes de captation et de conversion.

Ainsi, l'exploitation du rayonnement solaire par un capteur à concentration fait intervenir deux types de surfaces aux propriétés physiques et optiques opposées mais complémentaires. *Les surfaces de captage* aux faibles coefficients d'absorption renvoient le rayonnement reçu sur *les surfaces d'absorption* où a lieu la conversion. Ces dernières surfaces doivent approcher, par leurs caractéristiques, le corps noir avec, entre autre, une absorptivité

tendant vers l'unité. La quasi-totalité du rayonnement solaire reçu au niveau des surfaces de captation (miroirs ou lentilles) est concentré sur une surface de dimension réduite [23].

En effet, la concentration du rayonnement permet une meilleure exploitation de l'énergie solaire captée par unité de surface en réduisant les pertes thermiques du fait de la limitation des surfaces d'absorption [24]. Aussi, du fait de la même limitation, les températures atteintes deviennent suffisamment élevées [23] pour que l'intégration de la chaleur collectée dans un procédé de conversion thermomécanique soit envisageable.

1.3. Notions d'optique physique pour la concentration solaire

Les lois décrivant la trajectoire d'un rayon lumineux rencontrant successivement deux milieux optiques distincts sont au nombre de quatre ; deux pour la réflexion et deux pour la réfraction. Historiquement, elles peuvent être considérées comme les conséquences directes du *principe de moindre temps*, énoncé vers 1659 par le mathématicien français *Pierre de Fermat*.

La célérité de la lumière c dans le vide, rapportée à la vitesse de propagation de la lumière v dans un milieu matériel définit l'indice de réfraction n de ce milieu. Par définition, l'indice de réfraction du vide est strictement égal à 1.

Soit un dioptré (S) séparant deux milieux transparent ayant les indices de réfractifs n_1 et n_2 . Le rayon lumineux arrive au point P du dioptré sous un angle d'incidence θ_i que forme la direction du rayon incident \mathbf{i} et la normale au dioptré \mathbf{n} au point d'incidence (Figure.1). θ_t représente l'angle orienté du rayon réfracté \mathbf{t} avec la normale, tandis que θ_r désigne l'angle orienté de \mathbf{n} avec le rayon réfléchi \mathbf{r} .

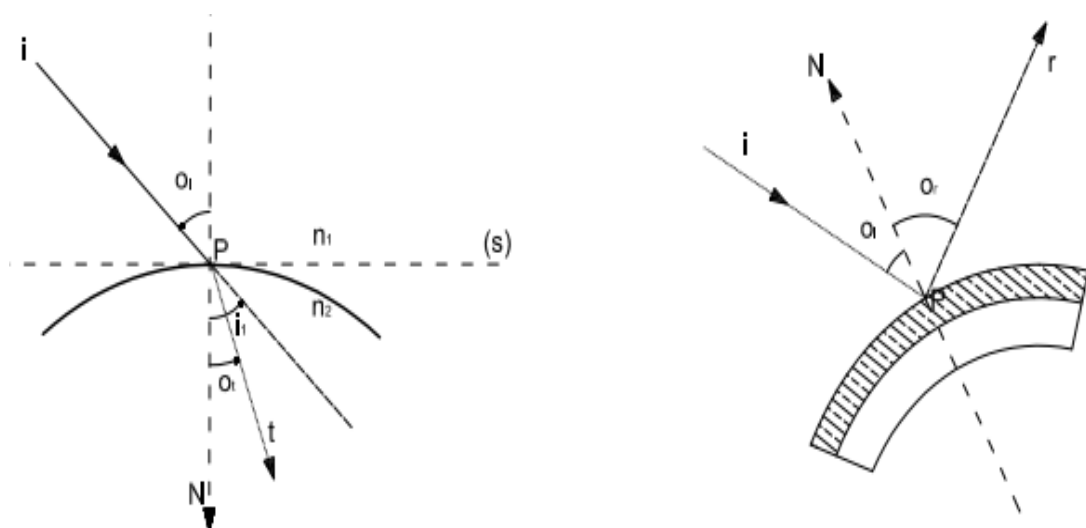


Figure 1. Réflexion et réfraction de la lumière.

La réfraction et la réflexion sont régies par les lois de Snell-Descartes :

Lois de la réfraction

1°) Le rayon réfracté appartient au plan, dit *d'incidence*, défini par la normale au point d'incidence, la tangente au dioptre au même point et le rayon incident

2°) Les angles d'incidence et de réfraction sont liés par la relation :

$$n_1 \sin \theta_i = n_2 \sin \theta_t \quad (1.1)$$

Lois de la réflexion

1°) Le rayon incident et le rayon réfléchi appartiennent au plan d'incidence

2°) Les angles d'incidence et de réflexion sont égaux : $\theta_i = \theta_r$

La formulation vectorielle des lois précédentes permet d'écrire les relations (1.2) et (1.3), reliant leurs vecteurs unitaires \mathbf{i} , \mathbf{t} et \mathbf{r} au moyen des propriétés de coplanarité :

$$\mathbf{t} = \frac{n_i}{n_t} \left[\mathbf{I} - \mathbf{n} \left(\mathbf{i} \cdot \mathbf{n} + \sqrt{(\mathbf{i} \cdot \mathbf{n})^2 + (n_t/n_i)^2 - 1} \right) \right] \quad (1.2)$$

$$\mathbf{r} = -\mathbf{i} + 2(\mathbf{i} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} \quad (1.3)$$

Étant donné que l'indice de réfraction est une fonction de la longueur d'onde, il en résulte une aberration chromatique dans la réfraction du rayonnement solaire. En général, les bandes ultraviolettes et infrarouges peuvent, sans grande difficulté, être traitées séparément. Une telle aberration n'est évidemment pas observée lorsque le rayonnement solaire rencontre un miroir car les angles de réflexion sont indépendants de l'indice de réfraction et donc de la longueur d'onde. La connaissance des quantités des rayonnements réfléchi et transmise est rendue possible grâce aux principes de l'électromagnétisme.

On définit *le coefficient de réflexion* ρ comme le rayonnement réfléchi rapporté au rayonnement incident, et *le coefficient de transmission* σ comme le rapport du rayonnement réfracté sur le rayonnement incident. En vertu du principe de conservation de l'énergie, la somme des coefficients ρ et σ est strictement égale à l'unité. Ces coefficients dépendent des relations de Fresnel traduisant à la frontière la condition de continuité des équations de Maxwell [25]. Pour les modes de polarisation transversale électriques (TE) et magnétique (TM), Les coefficients de réflexion et de transmission peuvent s'écrire :

$$TE: r_{TE} = -\frac{\sin(\theta_i - \theta_r)}{\sin(\theta_i + \theta_r)} ; t_{TE} = r_{TE} + 1 \quad (1.4)$$

$$TM: r_{TM} = \frac{\tan(\theta_i - \theta_r)}{\tan(\theta_i + \theta_r)} ; t_{TM} = \frac{r_{TM} + 1}{n_t/n_i} \quad (1.5)$$

Pour les angles d'incidence inférieurs à 30°, le coefficient de réflexion peut être approximé par :

$$\rho \cong r_{TE}^2 \approx r_{TM}^2 \cong [(n_i - n_r)/(n_i + n_r)]^2 \quad (1.6)$$

Le coefficient de réflexion est quasiment constant pour les angles d'incidence inférieurs au tiers de l'angle de Brewster ($\cong 20^\circ$) pour chacune des composantes du rayonnement polarisé, et inférieur à environ 30° (1/2 de l'angle de Brewster) pour la lumière non polarisée. Par ailleurs, on considère que le rayonnement solaire incident n'est pas polarisé. Néanmoins, il peut exister des effets de polarisation lors du calcul de la transmission du rayonnement solaire à travers plusieurs couches de couverture. La différence entre les coefficients de réflexion et de transmission pour différentes polarisations implique qu'à un angle d'incidence non nul, le rayonnement transmis est partiellement polarisé, même si le rayonnement incident ne l'est pas [25].

1.4 Principe de la concentration par réflexion

La concentration peut s'obtenir soit par réflexion soit par réfraction. Dans le cas du rayonnement solaire, on ne s'intéressera qu'à la réflexion spéculaire lorsqu'un miroir se dresse sur la trajectoire d'incidence du rayonnement solaire.

1.4.1. Notion de cône optique [18,26, 27]

Soit un élément de miroir recevant un faisceau de rayons solaires. Le faisceau est contenu dans un cône de sommet M et d'angle solide 2γ , donné par l'angle apparent par lequel le point M voit le disque solaire de centre S. Le rayon SM est réfléchi dans la direction MF, donnée par la normale à l'élément de miroir et l'angle d'incidence. Dans l'hypothèse d'une surface réfléchissante idéale, le faisceau réfléchi doit être un cône de même angle solide 2γ , centré sur la direction MF.

1.4.2. Superposition de taches solaires [28]

Soit un ensemble d'éléments de miroirs disposés en différents points M_i de l'espace relativement ordonnés. Chacun d'eux réfléchira de la même manière, mais dans des directions différentes, le faisceau des rayons incidents. En agissant sur l'orientation des miroirs, on peut s'arranger à ce que les directions des cônes réfléchis se rencontrent autour d'un point F appartenant à un écran recueillant le flux réfléchi. Les faisceaux réfléchis dessineront une « tache » - autour du point F (voir Figure 2)- délimitée par la superposition des images du Soleil que projettent les miroirs sur l'écran.

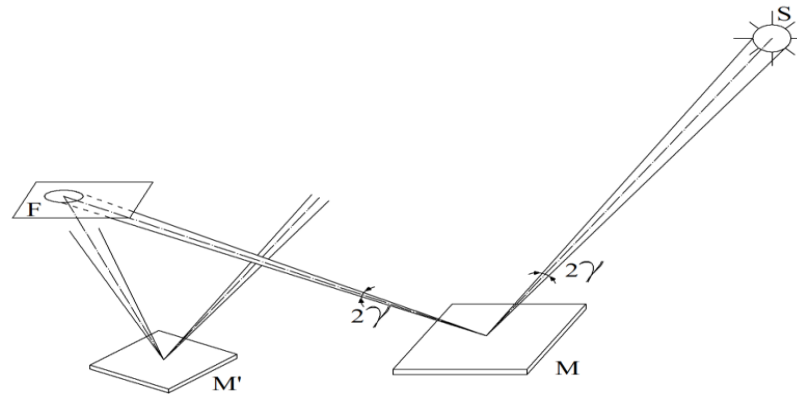


Figure 2. Principe de la concentration par réflexion [28].

Si de plus l'écran est un plan, ces images seraient, dans le cas général, des ellipses (intersection d'un plan et d'un cône) dont les dimensions seraient en relation avec les distances entre les sommets M_i et le point F, les angles d'inclinaison générale sur l'écran plan des rayons réfléchis, et de l'angle solide aux sommets des cônes réfléchis. Si le plan est disposé perpendiculairement à la direction FM, l'ellipse se réduirait à un cercle de centre F et de rayon égal à $2MF \cdot \text{tg}(\gamma)$.

1.4.3. Définitions et grandeurs caractéristiques d'un système optique à réflexion

Les principales grandeurs caractéristiques d'un système optique à réflexion seront présentées dans de cette section. Considérons, pour cela, un miroir sphérique concave de rayon R, (Figure. 3). Le point C est le centre de courbure du miroir sphérique, l'axe joignant le centre de courbure et le sommet S du miroir est appelé *axe principal*. Tout autre axe passant par C et coupant la surface réfléchissante est un *axe secondaire*. Pareillement, tout plan comprenant le point C et rencontrant le miroir est une *section principale*.

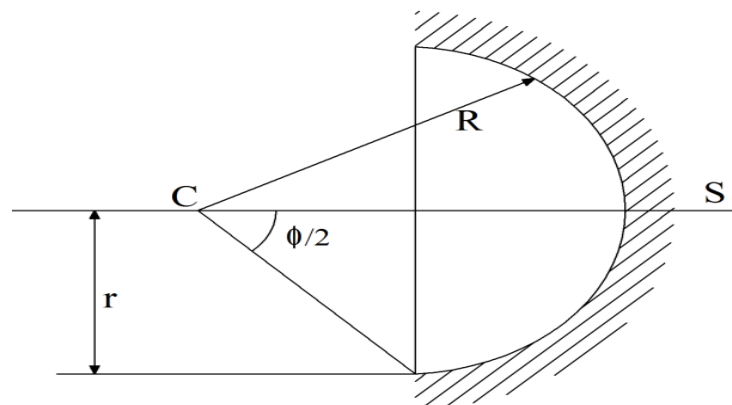


Figure 3. Grandeurs caractéristiques d'un système optique à réflexion.

Le rayon r du cercle -défini par le contour du miroir- est appelé *rayon d'ouverture*. L'*angle d'ouverture* ϕ est l'angle sous lequel le miroir est vu depuis le centre de courbure [29]. Un faisceau dirigé parallèlement à l'axe principal est recueilli, en un faisceau convergent, en un point F de l'axe principal. La distance SF entre le sommet S et le *foyer image* F est appelée *distance focale*. Le plan perpendiculaire à l'axe principal et passant par F est appelé *plan focal image*.

Les miroirs ne donnent une image réelle et satisfaisante de l'objet projeté que si *les conditions de Gauss* -relatives au stigmatisme approché- sont observées. Soit un miroir concave M recevant sur sa face réfléchissante, depuis le point lumineux A, un faisceau de rayons conique divergent. Si le faisceau réfléchi est un cône convergent de sommet A', on dit alors que le point A' est *l'image réelle* de A relativement au miroir M. Si maintenant, le faisceau incident proviendrait du point A' alors il aurait, en vertu du principe du retour inverse, son image réelle au point A.

L'image qu'on aurait du Soleil sur le plan focal, sous les conditions d'approximation de Gauss, serait un cercle de diamètre image D (voir figure 4). Le point A sur l'axe aura son image en F. Un point B en dehors de l'axe et dont la distance angulaire au point A est ε_a aura son image B' au point d'intersection du plan focal et de l'axe secondaire CB'.

Nous avons, donc ;

$$A'B' = CA' \cdot \text{tg}(\varepsilon_a) \quad (1.7)$$

Comme le miroir travaille dans les conditions de Gauss, ε_a est très petit, ce qui donne :

$$\varepsilon_a = \frac{2A'B'}{CS} = \frac{2A'B'}{R} \quad (1.8)$$

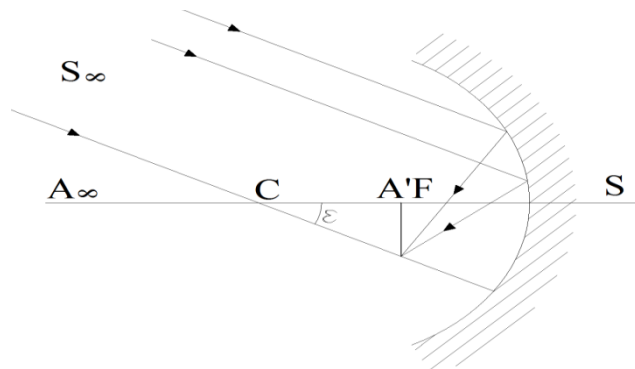


Figure 4. Représentation de l'angle apparent du soleil [29]

Une mesure du diamètre du cercle de l'image du soleil sur le plan focal d'un miroir sphérique de rayon $R= 1\text{m}$ donne $D=0.48\text{ cm}$. Après calcul, l'angle apparent du Soleil est égal à 0.0093 radian , soit $\varepsilon_a = 32'$ [30].

1.5. Facteurs caractéristiques d'un concentrateur solaire

1.5.1. La concentration géométrique et énergétique

Les grandeurs caractéristiques rencontrées lors de l'étude d'un concentrateur solaire sont synthétisées sur la figure 5. En établissant un bilan énergétique sur un absorbeur plan de surface A_r centré sur le foyer image, on aura :

$$\dot{Q}_u = \eta_{opt} I A_a - U_L (T_r - T_a) A_r \quad (1.9)$$

Avec

η_{opt} : rendement optique du concentrateur

A_a : surface d'ouverture du concentrateur

U_L : facteur de pertes thermiques globales au niveau de l'absorbeur

T_r et T_a : températures moyennes de l'absorbeur et ambiante, respectivement.

Le *rendement de conversion énergétique* est défini comme le rapport entre l'énergie (puissance) utile et l'énergie (puissance) utile incidente.

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_u}{I A_a \cos \theta} \quad (1.10)$$

On admet ici qu'aucune fraction du flux diffus n'est valorisée par la concentration.

En multipliant les deux termes de l'équation (1.10) par $I/A_a A_r$, On obtient :

$$\eta_e = \frac{\eta_{opt}}{\cos \theta} - \frac{U_L (T_r - T_a) 1}{I \cos \theta C} \quad (1.11)$$

Le rapport $C = A_a / A_r$ représente le *facteur de concentration géométrique*.

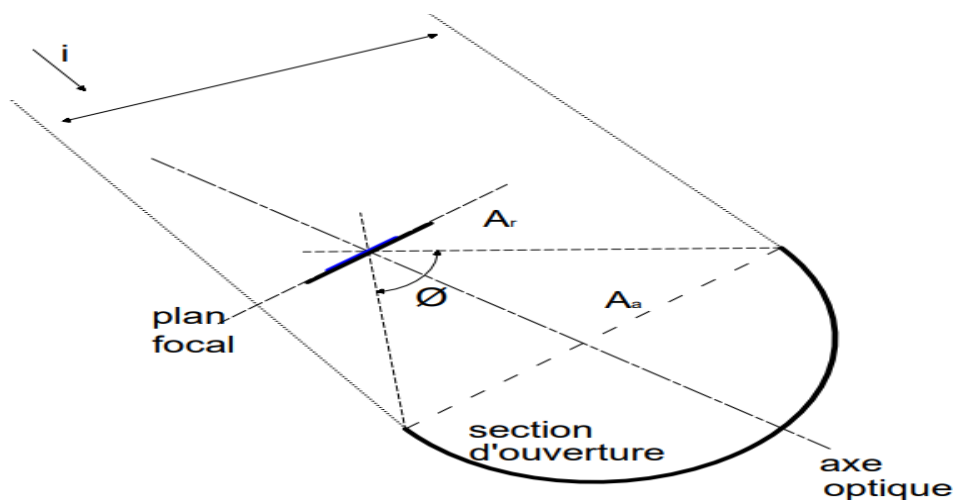


Figure 5. Schéma de principe d'un concentrateur solaire

Lorsque le capteur est parfaitement pointé vers le Soleil et que seul le flux direct I est admis dans le système, on parle de *concentration idéale* caractérisée par une quantité C_G donnant le rapport entre la section d'ouverture et la surface de l'image de Gauss confondue avec la surface de l'absorbeur.

Dans les conditions réelles, il est courant de définir des quantités mesurant les écarts résultant, entre autres, des erreurs de pointage. Toutefois, dans le cas idéal d'une concentration parfaite, tout le flux incident se voit concentré sur la surface de Gauss.

La distribution de l'énergie sur la surface de l'absorbeur n'étant pas rigoureusement uniforme, il est parfois indispensable de connaître en chaque point de celle-ci la densité de flux concentré. A cet effet, on définit le *facteur de concentration local* $C(P)$ comme le rapport du rayonnement du faisceau concentré sur le point X de l'absorbeur au rayonnement du faisceau incident [32] :

$$C(P) = I_r(P)/I \quad (1.12)$$

Généralement, on se suffit à donner le flux moyen \tilde{I}_r obtenue sur l'absorbeur. De même, ce flux moyen rapporté au flux direct tombant sur la surface d'ouverture du système définit une autre quantité usuelle appelée *facteur de concentration moyen*, et notée $\tilde{C}(A_r)$.

$$\tilde{C}(A_r) = \frac{1}{A_r} \int_{A_r} C(P) dp = \frac{\tilde{I}_r}{I} \quad (1.13)$$

L'*angle d'acceptance* d'un concentrateur solaire est l'angle d'incidence maximal à partir duquel le rayon réfléchi n'atteint plus l'absorbeur [33]. La plupart des systèmes de concentration présentant un intérêt pour les applications de puissance possèdent des angles d'acceptation allant de 3-5 mrad jusqu'à 50 mrad. Selon l'importance de cet angle, les concentrateurs solaires traquent la position du soleil soit de façon saisonnière (pour les grand angles d'acceptance) soit de façons continue (pour des angles d'acceptance plus petits).

1.5.2. Facteur d'interception

Le facteur d'interception (γ) est une grandeur optique largement utilisée, notamment, dans le calcul du rendement du concentrateur solaire [34]. Il traduit la fraction du rayonnement solaire interceptée par l'étendue de l'absorbeur. Pour les systèmes usuels, sa valeur est typiquement supérieure à 0,9.

Faisons remarquer que les quantités définies ci-dessus ne tiennent compte que des paramètres liés au type du concentrateur, de sa disposition (dans le vide) par rapport à la source lumineuse et de la brillance du disque solaire. Dans la pratique, leurs valeurs sont toujours atténuées par divers facteur et par de multiples imperfections. Parmi les facteurs atténuants, on

peut citer les phénomènes de dispersion atmosphérique du rayonnement incident, les irrégularités géométriques des surfaces réfléchissantes, les pertes par réflexion, les erreurs de suivi du soleil etc. La section 1.7 est consacrée à l'examen de l'impact de ces erreurs sur les performances optiques des concentrateurs solaires.

1.6. Limite thermodynamique de la fonction d'absorption [35, 36]

Afin de donner un ordre de grandeur des températures théoriques admissibles lors d'un procédé de concentration, faisons un bilan thermique, sur l'absorbeur.

On a :

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \dot{Q}_L + \dot{Q}_u = \dot{Q}_L + \zeta \dot{Q}_{\text{abs}} \quad (1.14)$$

\dot{Q}_{abs} , \dot{Q}_L et \dot{Q}_u sont respectivement la puissance absorbée, la puissance perdue vers l'extérieur et la puissance utile transmise ou exploitée. Si l'on ne considère que les pertes radiatives :

$$\dot{Q}_L = \varepsilon \sigma T_r^4 A_r \quad (1.15)$$

Alors :

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \frac{\varepsilon A_r}{1-\zeta} \sigma T_r^4 \quad (1.16)$$

D'autre part :

$$\dot{Q}_{\text{abs}} = \tau \sigma A_r F_{s0} \sigma T_r^4 \quad (1.17)$$

Avec :

- σ : Constante de Stefan-Boltzmann
- τ : Coefficient de transmission
- F_{sa} : Facteur de forme entre la surface de la source et la surface d'ouverture
- A_s : Surface de la source

Compte tenu du principe de réciprocité relatif au facteur de forme, nous aurons :

$$T_r = T_s \left[(1 - \zeta) \frac{\tau \alpha}{\varepsilon} F_{os} C \right]^{1/4} \quad (1.18)$$

$$\frac{S_o}{S_r} = \frac{F_{so} F_{rs}}{F_{sr} F_{os}} = C \quad (1.19)$$

Dans le cas d'un système optique non-dispersif : $F_{so} = F_{sr}$.

Comme F_{rs} est inférieur à 1, la concentration géométrique C est nécessairement inférieure à $C_{max} = 1/F_{os}$. Cette limite supérieure est ce que l'on appelle la *concentration maximale* [37].

$$S'écrit aussi : T_r = T_s \left[(1 - \zeta) \frac{\tau \alpha}{\varepsilon} \frac{C}{C_{max}} \right]^{1/4} \quad (1.20)$$

La limite thermodynamique correspond aux hypothèses suivantes :

- $\zeta = 0$: toute l'énergie absorbée est restituée, par rayonnement, à l'ambiance.
- $\tau = 1$
- $\tau\alpha/\varepsilon = 1$: cela est une conséquence de la loi de Kirchhoff relative aux très hautes températures

Finalement, la température de l'absorbeur avoisinera, dans le meilleur des cas, la température de la source que pondère le facteur $(C/C_{max})^{1/4}$.

1.7. Déformation de l'image solaire

L'image solaire formée sur l'absorbeur est sujette à des déformations par rapport à celle obtenue, dans la situation idéale, par un concentrateur parfait. On revient ici sur les différents types d'erreurs optiques à l'origine de cette déformation ainsi que sur les modèles permettant leur traitement. L'effet induit par la finitude de la source du rayonnement sur l'optique des concentrateurs solaires sera, également, abordée.

1.7.1. Description et classification des erreurs optiques

La figure 6 répertorie les erreurs optiques rencontrées dans un concentrateur solaire réel. En partant de l'origine de ces erreurs, on peut distinguer trois classes : matérielles, fabrications et opérationnelles [38].

➤ *matérielle*

La « précision » de la réflexion dépend de la qualité du matériau constituant la surface réfléchissante. Il est important de faire subir à cette surface des traitements à même d'obtenir une réflexion qui soit la plus proche d'une réflexion spéculaire.

➤ *fabrication et montage*

- Ondulations de surface qui résultent des inévitables déformations que subit le réflecteur.
- Écart par rapport au profil géométrique de conception.
- Écart d'alignement du réflecteur lors du montage.
- Écart de localisation du récepteur-absorbeur.

➤ *opérationnelle*

L'effet du temps et du vieillissement sur le système induisent et accentuent les erreurs optiques précédemment citées :

- Les erreurs dues à l'usure du système de poursuite du soleil.
- L'action du vent et de la température accentue les écarts de profil.

- La spécularité de la surface réfléchissante se développe avec le temps sous l'action des intempéries et de la poussière qui s'accumule sur le réflecteur,

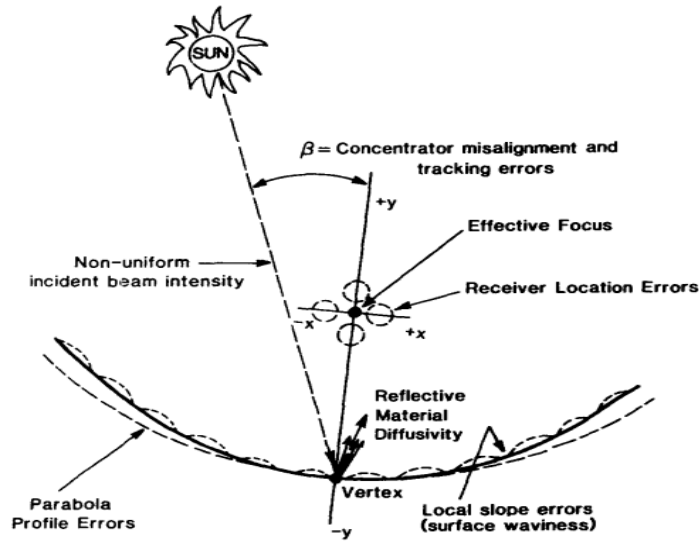


Figure 6. Description des erreurs optiques [38].

1.7.2. Effet de la finitude de la source solaire

L'excentricité de l'orbite terrestre introduit une variation de l'angle sous lequel le Soleil est observé. Dans le domaine des applications solaires, la variation angulaire en question est si faible (de l'ordre $\pm 1,7\%$) [30] qu'il est devenu d'usage de la négliger. Cependant, la diffusion et l'absorption dans la photosphère solaire, ainsi que la diffusion atmosphérique, font qu'il n'est pas rigoureusement correct d'assimiler le rayonnement solaire à celui d'un corps noir parfait.. La connaissance fine de la distribution de la luminosité du disque solaire revêt une importance particulière pour les capteurs à très fort facteur de concentration

Avant de traverser l'atmosphère, la luminosité angulaire du Soleil peut être approximée par la distribution donnée par l'équation (1.21) [39], ses paramètres sont présentés dans le tableau. 1 :

$$L/L_0 = 0.36 + 0.84 \sqrt{1 - \xi^2/\alpha^2} - 0.20(1 - \xi^2/\alpha^2) \quad (1.21)$$

Où :

L_0 : Rayonnement central (lorsque $\xi = 0$), $\xi = r/D_{ES}$ et $\alpha = R/D_{ES} = 4,653$ mrad.

R étant le rayon solaire et D_{ES} la distance terre-soleil.

Tableau 1. Représentation des fonctions de distribution du rayonnement solaire et de leurs approximations gaussiennes [39]

Distribution	L_0 (MW/m ² sr)	Width of distribution σ	α (mrad)
Uniform radiance	13.23	α^*	4.653
• G fit to central radiance	13.23	$\alpha/\sqrt{2}$	3.290
• G least square fit	18.34	$\alpha\sqrt{2\ln 4}$	2.794
Limb Darkened sun	15.96	α^*	4.653
• G fit to central radiance	15.96	$\sqrt{(1-k)3\alpha}/\sqrt{2}$	2.995
• G least square fit	18.67	$0.4819\alpha/\sqrt{2}$	2.770
Circumsolar Data	17.26	α^T	4.4-4.9
• G fit to central radiance	17.87 (1- γ)	0.619α	2.880

Les multiples phénomènes d'absorbions et de diffusion produisent ce qu'on appelle *l'auréole solaire* dont le rayonnement correspondant, est dit *rayonnement circumsolaire*. Un programme de mesure systématique de la distribution du rayonnement circumsolaire a été exécuté à partir de 1974, par le laboratoire américain « Lawrence Berkeley Laboratory (LBL) » [40,41]. Quatre télescopes ont été construits pour balayer le soleil et mesurer ainsi la distribution de sa luminosité angulaire $B(\theta)$ (en W/m² stéradian).

Une distribution de luminosité solaire typique arrivant sur le sol est représentée sous sa forme adimensionnelle sur la figure.7. Notons que cette distribution est une moyenne simple de toutes les données solaires et circumsolaires obtenues par les télescopes cités plus haut [38].

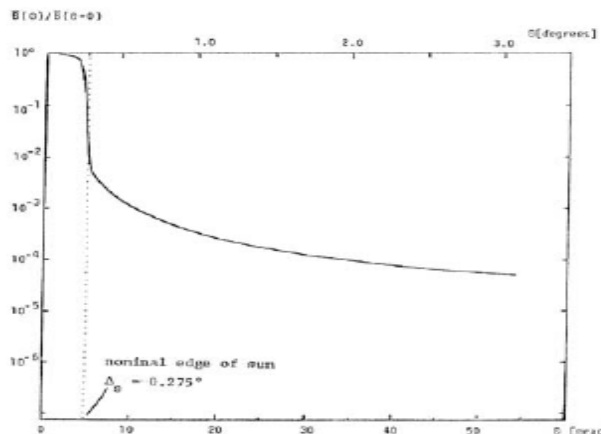


Figure 7. Rapport des distributions angulaires [38]

Comme on peut le constater, l'obscurcissement du disque solaire- «région circumsolaire»- dû à la diffusion dans la photosphère du Soleil et dans l'atmosphère de la Terre- s'étend de 4-7 mrad et jusqu'à 50 mrad. Au-delà, la luminosité est presque nulle.

Une analyse plus détaillée de la distribution de la luminosité permet d'estimer la perte de concentration résultant de l'auréole [41]. Une "distribution universelle" (équations 1.22 et 1.23), considérée comme représentative, est obtenue par une moyenne simple sur les données récoltées.

$$L = L_0[1 - (0.5051 \xi/\alpha)^2 - (0.9499 \xi/\alpha)^8]; \xi \leq 4.653 \text{ mard} \quad (1.22)$$

$$E_s = \int_{sum} L d\Omega = 0.7402 L_s \pi \alpha^2 = 50.35 \cdot 10^{-6} L_s$$

$$L = L_0(\xi/\alpha)^{-2}; 4.653 \text{ mard} < \xi < 55.85 \text{ mard} \quad (1.23)$$

$$E_a = \int_{aureole} L d\Omega = L_s \pi \alpha^2 2 \ln 12 = 338 \cdot 10^{-6} L_s$$

Le rapport circumsolaire, E_a/E_s varie considérablement selon les conditions atmosphériques. La loi normale bi-variée est une bonne approximation de la luminosité du Soleil dans le sens où elle est finie partout et tend rapidement vers zéro pour les angles supérieurs à 55 rad.

1.7.3. Le Soleil dégradé [25,5]

Si l'on doit caractériser la totalité des erreurs optiques par une seule et unique fonction, il conviendrait de définir un « soleil dégradé » qui se combinerait avec un capteur parfait pour produire une image équivalente à celle qu'auraient produit le vrai Soleil et un concentrateur réels.

Une convolution de la distribution L de la luminosité réelle du Soleil avec la fonction G représentant les erreurs propres au concentrateur aboutit à la distribution caractérisant la luminosité du Soleil dégradé.

$$D(x, y) = G * L = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} G(x - x_1; y - y_1) L(x_1; y_1) dx_1 dy_1 \quad (1.24)$$

La distribution de densité de flux sur l'absorbeur est obtenue par la convolution de la fonction $D(x, y)$ du soleil dégradé et de la fonction $M(x, y)$ de la distribution de densité ponctuelle de flux.

1.8. Analyse et modélisation des erreurs optiques

En fonction de l'intérêt recherché par la connaissance de la fonction $G(x; y)$, sa description peut revêtir différentes formes; elle varie en complexité, passant d'une forme sommaire à une forme mathématiquement plus élaborée. Le théorème de la limite centrale

permet, en général, d'approximer la fonction $G(x; y)$ par une distribution gaussienne garantissant des écarts n'affectant que marginalement la précision du résultat final.

➤ **Spécularité :**

Les imperfections liées à l'état microscopique de la surface du réflecteur induisent des pertes de spécularité. A cause des inhomogénéités locales, chaque photon sera diffusé d'une quantité $\Delta\theta$ par rapport à l'angle nominal θ de réflexion. Il a été établi expérimentalement [42-44] qu'une distribution gaussienne peut représenter raisonnablement le profil de faisceau résultant :

$$R(\Delta\theta) \propto R \exp(-\Delta\theta^2 / 2\sigma_{\text{speculaire}}^2) \quad (1.25)$$

➤ **Erreurs de pente ou de contour.**

Les petites distorsions sur la surface du collecteur décalent légèrement l'image solaire produite de la position focale. À la conception des concentrateurs solaires, il est nécessaire de quantifier l'effet des erreurs de pente sur la largeur du faisceau réfléchi [5].

La normale à la surface réelle \vec{n} au point d'impact s'éloignera d'un petit angle de la direction nominale idéale \vec{n}_0 confondu avec l'axe Z d'un repère orthonormé (X, Y, Z) dont le plan (X, Z) contient le rayon incident.

Au premier ordre de l'approximation, les coordonnées de \vec{n} peuvent être approchées par les écarts angulaires ϵ_{\parallel} et ϵ_{\perp} : mesurés respectivement dans les directions X et Y.

Ainsi, nous avons :

$$\vec{n} = (\epsilon_{\parallel}, \epsilon_{\perp}, 1) \quad (1.26)$$

Pareillement et toujours au premier ordre, le rayon réfléchi résultant aura des écarts angulaire δ_{\parallel} et δ_{\perp} par rapport au rayon idéalement réfléchi. Ces écarts sont donnés par [45] :

$$\delta_{\parallel} = 2\epsilon_{\parallel} \quad (1.27)$$

$$\delta_{\perp} = 2 \cos\theta \epsilon_{\perp} \quad (1.28)$$

θ étant l'angle défini par la normale \vec{n}_0 et le rayon incident.

Nous obtenons, en vertu des lois de combinaison des écarts-types, les expressions des erreurs de surfaces combinées, σ_{\parallel} et σ_{\perp} , suivantes :

$$\sigma_{\parallel} = 2\epsilon\sigma_{\text{surface}\parallel} \quad (1.29)$$

$$\sigma_{\perp} = 2 \cos\theta \epsilon\sigma_{\text{surface}\perp} \quad (1.30)$$

➤ **Erreurs de suivi.**

Bien que les erreurs de suivi pour un seul collecteur puissent être bien définies en instantané, il est d'usage, sur la base d'une moyenne de temps ou d'une moyenne de systèmes, de les représenter par une gaussienne d'écart-type σ_T . Dans le cas de la concentration linéaire,

on distingue les écarts parallèles à l'axe de suivi ($\sigma_{T\parallel}$) et les écarts perpendiculaires ($\sigma_{T\perp}$) à celui-ci.

➤ **Combinaison d'erreurs de faisceau.**

Le théorème de la limite centrale permet d'attribuer une forme gaussienne à la somme des erreurs. Ainsi, l'écart type total pour l'ensemble des erreurs optiques $\sigma_{optique}$ est obtenu en additionnant les carrés des écarts types individuels :

$$\sigma_{optique}^2 = \sigma_{speculaire}^2 + \sigma_{contour}^2 + \sigma_{suivi}^2 \quad (1.31)$$

Finalement, pour générer la distribution finale du Soleil dégradé, il faut réaliser une convolution des erreurs optiques d'avec la distribution solaire.

Dans ces conditions, nous aurons :

$$\sigma_D^2 = \sigma_{optique}^2 + \sigma_{sum}^2 \quad (1.32)$$

1.9. Conclusion

Le rayonnement reçu par un capteur solaire dépend des caractéristiques du système optique, ainsi que de son emplacement géographique et de son orientation. L'analyse optique permet, entre autres, de déterminer la quantité de rayonnement atteignant l'absorbeur.

Dans ce premier chapitre, nous avons proposé une synthèse bibliographique sur les concepts et les relations fonctionnelles relevant de l'optique de la concentration solaire. Il nous a paru nécessaire de préciser la terminologie associée à cette problématique avant de présenter les outils requis pour l'analyse du rayonnement solaire concentré sur une surface réduite.

Seuls les aspects les plus pertinents ont été abordés : calcul de la réflexion, sources étendues, modélisation des différents types d'erreurs, convolution, etc.

Chapitre II

*Les centrales solaires de puissance à
concentrateurs cylindro-paraboliques*

2.1. Introduction

Les centrales solaires thermodynamiques à concentration (Concentration Solar Power /CSP) sont des systèmes de production d'énergie électrique propre. Ils constituent, en cela, une voie praticable pouvant répondre à la demande croissante d'énergie tout en préservant l'environnement des émissions de gaz à effet de serre. Le principe de fonctionnement des centrales solaires de puissance consiste à produire, à partir de la conversion du rayonnement solaire concentré en chaleur, de la vapeur d'eau pour un cycle thermodynamique de puissance.

Essentiellement, les technologies CSP sont en nombre de quatre : le concentrateur cylindro-parabolique, le Fresnel linéaire, la tour centrale et le moteur de Stirling. Dans le contexte du marché actuel de l'électricité, les centrales CSP doivent accroître leur flexibilité afin d'améliorer leur compétitivité économique. En règle générale, les centrales CSP recourent à un système de génération de vapeur indirecte ; les systèmes de génération de vapeur directe étant des choix présentant d'importants défis techniques, notamment, liés au caractère très instables de la ressource solaire. Le coût d'installation de ce genre de centrales est très élevé comparativement à leur coût de fonctionnement. Parmi les installations déjà en fonctionnement, on peut citer les centrales SEGS (Solar Electric Generating System) construites dans le désert de Mojave en Californie. La puissance cumulée de ces centrales, répartie en 9 unités (mini centrale) de 30 MW à 80 MW de capacités, atteint 354 MW pour une production annuelle de 800 GW [46]. Actuellement, la filière à concentrateurs cylindro-paraboliques est la plus éprouvée et la plus répandue parmi les technologies CSP [47- 49].

Le chapitre 2 passe en revue les bases technologiques des centrales solaires, rappelle quelques notions thermodynamiques indispensables à la compréhension des cycles de puissance et fait le point sur les principales configurations mises en œuvre dans la filière cylindro-parabolique.

2.2 Les centrales solaires à concentrateurs cylindro-paraboliques

Fondamentalement, une centrale thermo-solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques est constituée de trois éléments principaux [50,51].

- Un système de collecte de l'énergie ou champ de capteurs solaire.
- Un système de génération de vapeur
- Un système de stockage.

Le rayonnement solaire direct reçu par le champ solaire est converti, au niveau du tube-absorbeur, en énergie calorifique fournie à une température avoisinant les 400°C [52,53]. La

chaleur produite est transportée via un fluide caloporteur (huile thermique synthétique) jusqu'aux échangeurs de chaleur de l'installation où elle génère de la vapeur d'eau portée à hautes température et à haute pression. La vapeur est ensuite intégrée dans un cycle thermodynamique générant de l'énergie électrique au moyen d'un (ou de plusieurs) alternateur (s) couplé (s) à une ou à plusieurs turbines à vapeur.

Evidemment, l'installation décrite ci-dessus ne peut fonctionner que si l'intensité du rayonnement solaire est suffisante. Souvent, d'autres unités sont également prévues afin d'optimiser les performances de la centrale et le temps d'exploitation de ses équipements.

2.2.1. Le champ solaire

Le champ solaire est constitué de l'ensemble des collecteurs solaires cylindro-paraboliques participant à la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique. Leur nombre ainsi que leur disposition sont déterminés par trois types de considérations générales :

- Performances intrinsèques des collecteurs solaires.
- Données géographiques et météorologiques du site d'implantation
- Processus industriel utilisant l'énergie collectée.

Une fois ces trois éléments identifiés, il sera possible de procéder, dans le cadre d'une démarche d'optimisation visant à identifier la combinaison optimale, qui saurait concilier efficacité technique, impératif environnemental et rentabilité économique.

Lors du dimensionnement d'un champ solaire, la puissance thermique totale utile collectée et la température à laquelle elle est fournie sont deux paramètres essentiels. Les prestations énergétiques qu'assure le système solaire sont calibrées sur les besoins des chaudières en apport thermique d'origine solaire. Toutefois, la température du fluide caloporteur à la sortie doit être de 15°C (au moins) supérieure à la température requise à l'entrée des échangeurs de chaleur, cela afin de compenser les pertes thermiques se produisant dans les conduites reliant le champ solaire et l'unité de génération de vapeur [54].

La configuration du champ solaire est déterminée par la manière dont le fluide caloporteur circule à travers les rangées de collecteurs. Trois principaux types d'installations peuvent être distingués :

- *Installation à retour direct* (figure 8.a) : adaptée pour les champs de petites tailles, c'est la plus simple des configurations possibles. La variabilité des pressions à l'entrée et à la sortie de chaque rangée de collecteurs en constitue le principal inconvénient. En effet, la

distance parcourue par le fluide passant dans la dernière rangée se trouve plus courte par rapport à celle parcourue par le fluide circulant dans la première rangée. Des vannes d'ajustement doivent donc être installées sur chaque rangée de collecteurs afin de leur garantir le même débit.

- *Installation à retour indirect* (figure 8.b) : pour cette configuration, les pertes de charge sont équilibrées pour chaque rangée en effectuant une boucle à l'entrée du champ solaire. Ainsi, la longueur totale de la tuyauterie devient légèrement plus importante ce qui accroît les pertes thermiques vers l'environnement.

- *Installation à alimentation centralisée* (figure 8.c) : cette configuration minimise la longueur totale de la tuyauterie. Comme pour l'installation à retour direct, chaque rangée de capteurs est équipée de vannes d'ajustement de la perte de charge.

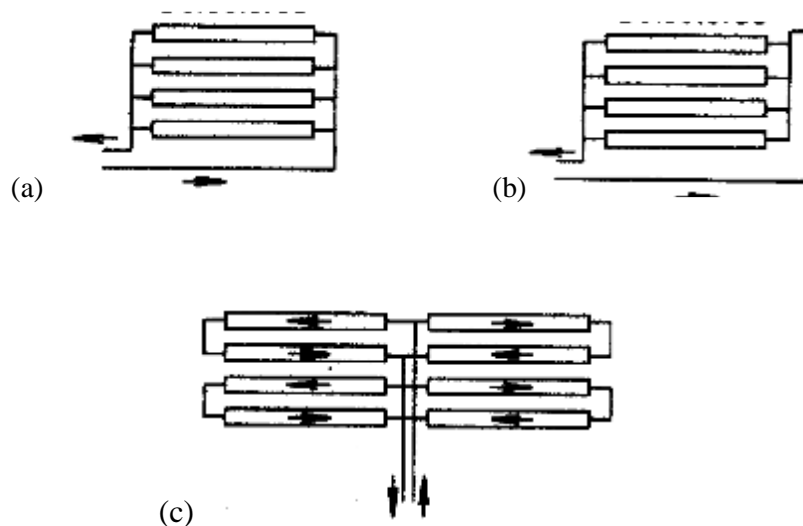


Figure 8. Configuration du champ solaire [54]

2.2.2. Le générateur de vapeur

Le générateur de vapeur est un échangeur à tubes et à calandre où l'eau d'alimentation, qui croise le fluide caloporteur (HTF), subit un changement de phase liquide/vapeur à température et pression constantes [55,56].

2.2.3. Le système de stockage

Le gisement solaire ayant un caractère intermittent, les centrales solaires, telles que décrites précédemment, ne peuvent fonctionner durant la période nocturne. En plus de l'indisponibilité du rayonnement solaire, celui-ci est fluctuant lorsqu'il existe. Ces limitations

ramènent le taux d'exploitation de la centrale à des niveaux tels que seul l'intégration de dispositifs auxiliaires serait justifier le recours à l'énergie solaire comme source primaire.

Dans le cas d'une centrale exclusivement solaire, une production de chaleur par anticipation grâce au stockage thermique par sels fondus permet d'obtenir de meilleurs taux d'exploitation des équipements.

Le système de stockage à sels fondus admet deux possibilités :

- ✓ *Système à un seul réservoir* : pour les systèmes de petites capacités, le stockage thermique est réalisé par l'intermédiaire d'un réservoir d'huile thermique où la température se trouve stratifiée. On parle, dans ce cas, de stockage à stratification
- ✓ *Système à deux réservoirs* : ce stockage est le plus classiquement utilisé ; le procédé s'appuie sur l'emploi de deux réservoirs, un chaud et un autre froid (figure 9). Le générateur de vapeur solaire est alimenté par le réservoir chaud. Les sels fondus sont transférés du réservoir froid au réservoir chaud afin d'accumuler l'énergie excédentaire.

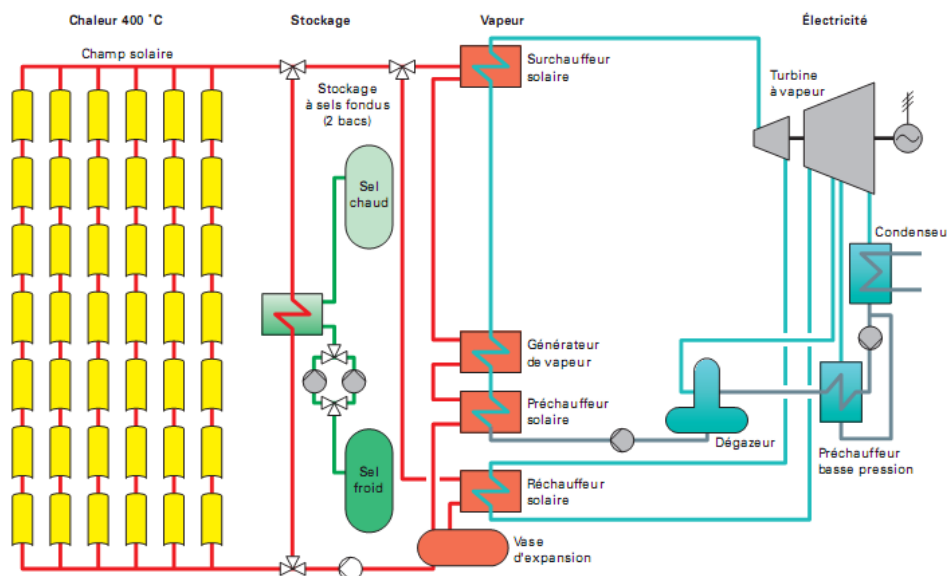


Figure 9. Schéma de principe d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques avec système de stockage [57].

Au lever du soleil, le champ solaire est mis en marche pour approvisionner le cycle thermodynamique, mais aux heures de rayonnement solaire de crête (environ 2 ou 3 heures [57]), il est actionné pour alimenter simultanément le système de stockage et le bloc de puissance.

Conçu fondamentalement en vue d'améliorer le taux d'exploitation de l'installation, le stockage thermique présente un autre avantage non moins important. L'intégration d'un

système de stockage agit comme un amortisseur thermique face aux perturbations qui affectent, à cause du caractère fortement irrégulier du gisement solaire, la température du fluide à la sortie du champ.

2.3 Hybridation [58-60]

Une centrale fonctionnant exclusivement en mode solaire requiert, pour satisfaire les besoins nominaux du système de génération de vapeur, un grand champ solaire. Ceci se traduira par un surcoût de production et fragilisera, ainsi, la compétitivité de la filière sur le marché de l'énergie.

Outre les considérations purement économiques, une centrale de puissance qui fonctionnerait exclusivement au solaire doit surmonter des problématiques de contrôles liées, notamment, à l'inertie du système de stockage thermique. Une technique permettant de pallier ces difficultés consiste à doter l'installation d'un appoint en combustible fossile. Ainsi, la centrale solaire qui en résulte est dite « hybride ».

2.3.1. Configuration hybride de base

Le schéma de principe d'une centrale solaire hybride de base, type SEGS est présenté sur la figure 10. Étant conçues pour un apport en électricité d'origine fossile limité à environ 25%, le coût de revient du kWh demeure très élevé. Faire fonctionner en continu une installation de ce type améliorerait sa rentabilité de conversion mais réduirait la part de l'énergie électrique d'origine solaire (Notons qu'une contribution solaire se situant en deçà de 25 % entamerait la crédibilité environnementale de la centrale.).

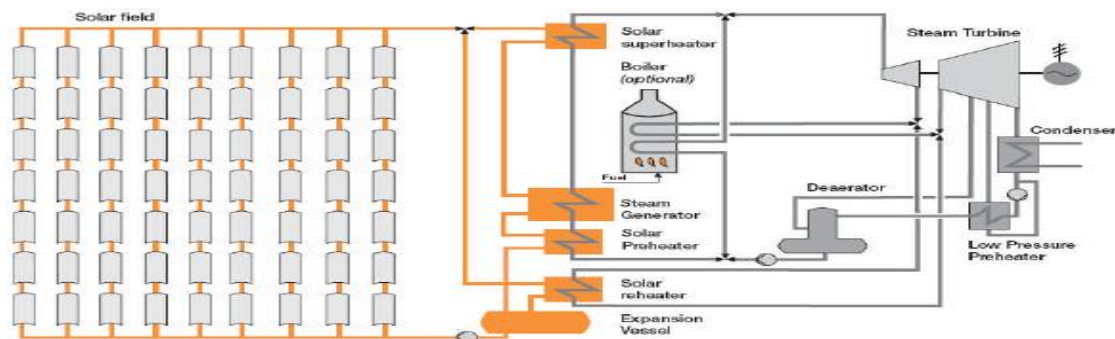


Figure 10. Schéma de principe d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro paraboliques hybride (type SEGS). [61]

2.3.2. Courbe de charge [62]

La puissance électrique produite par une centrale solaire hybride dépend des engagements inscrits dans les contrats de fourniture. On distingue généralement deux modes de production, selon la centrale hybride considérée.

- ✓ *Un mode de production quasi-libre* : lorsque la centrale est connectée à un réseau électrique, la contribution propre de son unité fossile à la satisfaction des besoins des utilisateurs n'est plus soumise à leur mode de consommation temporel. Les turbines fonctionnent à pleine charge et cela pendant toute la période de production et indépendamment de la disponibilité du rayonnement solaire.
- ✓ *Un mode de production asservi* : en l'absence de réseau électrique, la centrale hybride doit couvrir, seule et entièrement, les besoins des utilisateurs. La consommation varie dans le temps ce qui contraint les opérateurs à adapter leur production électrique au profil de consommation de l'utilisateur, appelé *courbe de charge*. La flexibilité de l'unité fossile permet d'ajuster la production électrique globale selon, à la fois, la demande et la disponibilité du gisement solaire. $t < t_{s1}$ ou $t < t_{s2}$

Si le profil journalier de la consommation électrique coïncide avec celui du gisement solaire, la courbe de charge (C) aurait l'allure donnée sur la figure 11. La centrale serait, dans ce cas, caractérisée par trois régimes de fonctionnement différents :

- ✓ *Régime de marche nocturne* ($t < t_{s1}$ ou $t < t_{s2}$) : il est caractérisé par une marche à la puissance de base de la centrale ; les turbines fonctionnent partiellement alors que l'unité fossile est à son fonctionnement nominal.

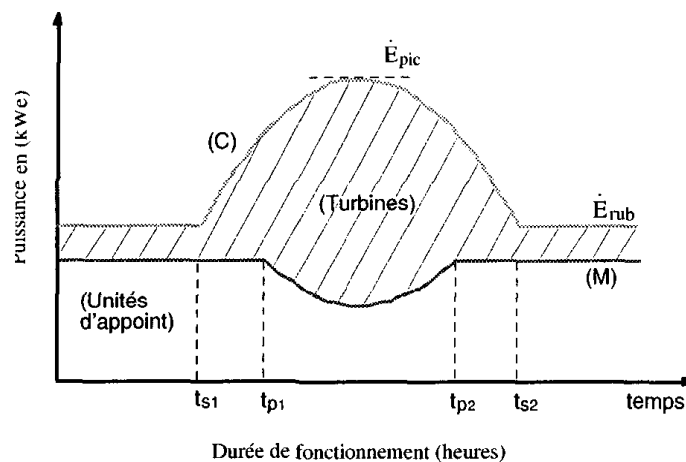


Figure 11. Courbe de charge [60].

- ✓ *Régime de marche diurne* ($t_{p1} < t < t_{p2}$) : ce régime est défini par une marche adaptée des turbines de l'unité solaire- en raison de la disponibilité adéquate du rayonnement solaire- tandis que les turbines fonctionnant au combustible fossile sont à leurs limites inférieures de charges autorisées.
- ✓ *Régime de marche matinal ou de fin de journée* ($t_{s1} < t < t_{p2}$ ou $t_{p2} < t < t_{s2}$) : le rayonnement solaire incident est suffisant pour faire fonctionner, à charge nominale, les turbines du cycle de conversion thermodynamique, mais avec néanmoins une contribution à charge nominale de l'unité fossile.

2.3.3. Diagramme horaire d'hybridation

Le dimensionnement d'une centrale solaire hybride requiert l'optimisation de plusieurs paramètres. Afin de déterminer l'effet de chacun d'eux sur l'hybridation, on se sert d'un diagramme appelé *diagramme horaire de l'hybridation*. Ce diagramme (voir figure 12) traduit l'évolution dans le temps des apports en puissance thermique des unités solaire et fossile. Ces apports sont adimensionnés en référence à la puissance thermique totale de conception. La courbe (S) représente la contribution solaire ou la caractéristique solaire thermique et la courbe (P) représente la contribution de l'unité fossile, appelée *courbe de pénalisation*.

Trois importants paramètres sont mis en évidence sur le diagramme horaire d'hybridation :

- ✓ *Marge thermique d'utilisation des turbines* q_t : elle représente l'apport thermique nécessaire aux turbines pour satisfaire la pointe de charge. En considérant le rendement de conversion du cycle thermodynamique, ce paramètre peut aussi nous indiquer nous indiquer la marge de production électrique des turbines.
- ✓ *Taux minimum d'utilisation du système fossile* q_F : il mesure la part de l'apport fossile nécessaire à la satisfaction des pics de charge.
- ✓ *Multiple solaire* SM : c'est le rapport entre l'apport solaire thermique relatif maximum q_{Sm} et l'apport solaire thermique relatif de dimensionnement q_{Sd} . La taille du champ solaire est obtenue par une démarche d'optimisation du système basée sur ce paramètre [63.64].

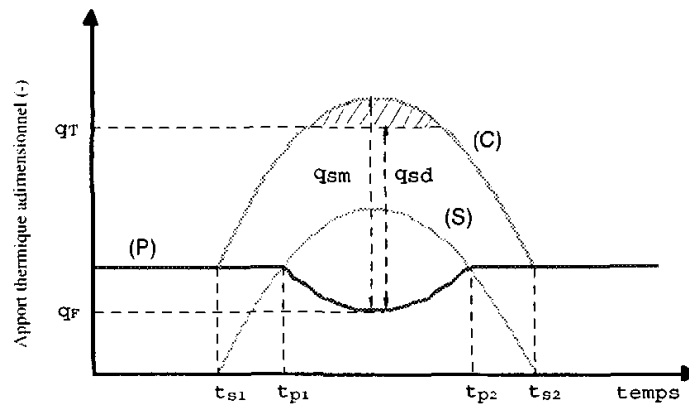


Figure 12. Diagramme horaire d'hybridation à apports thermiques relatifs [60].

Le degré de l'hybridation est défini, également, à partir du diagramme horaire. Il est donné par le facteur ξ_p qui représente le rapport entre l'apport solaire maximum q_{SM} et l'apport fossile q_F .

$$\xi_p = \frac{q_{SM}}{q_F} \quad (2.1)$$

Partant du bilan des apports thermiques, les paramètres précédemment présentés définissent ce qu'on appelle *la condition de l'hybridation* par une relation algébrique (équation 2.2) reliant les dimensions des différentes unités d'une centrale solaire hybride à sa courbe de charge.

$$q_H = q_F \left(1 + \frac{\xi_p}{SM} \right) \quad (2.2)$$

2.4. Centrale thermodynamique à cycle combiné

Le moyen industriel le plus couramment utilisé pour générer de la puissance mécanique est le recours aux turbines à gaz et à vapeur. La combinaison optimale de plusieurs cycles thermodynamiques améliore l'efficacité globale des installations. Une turbine à vapeur alimentée partiellement par la récupération de la chaleur résiduelle des gaz d'échappement d'une turbine à gaz en est une. Cette association, largement utilisée, donne lieu à une centrale à cycle combiné dont le rendement peut, pour certaines configurations, atteindre 60 % [65,66].

2.4.1. Définition du cycle combiné [67]

Un cycle combiné est un système thermodynamique comportant deux ou plusieurs cycles de puissance, utilisant chacun un fluide de travail différent. Une installation à cycle combiné réalise l'association de deux cycles thermodynamiques à savoir le cycle de Brayton

d'une turbine à gaz et celui d'une chaudière de récupération liée à une turbine à vapeur, ou cycle de Hirn-Rankine. Un cycle combiné de type 1-1-1 est un cycle de base avec une turbine à gaz, une chaudière de récupération (élément reliant les deux cycles) à un niveau de pression et une turbine à vapeur. En revanche, un cycle de type 2-2-1 comportera deux turbines à gaz, deux chaudières et une turbine à vapeur.

L'association des deux turbines, du fait du caractère complémentaire de leurs cycles thermodynamiques, conduit à une installation qui exploite d'une façon optimale l'énergie du combustible. Ainsi, la turbine à gaz fonctionnerait à des températures élevées alors que la turbine à vapeur fonctionnerait à des niveaux de températures relativement bas. C'est là le principe d'un cycle combiné gaz/eau –vapeur (voir figure 13).

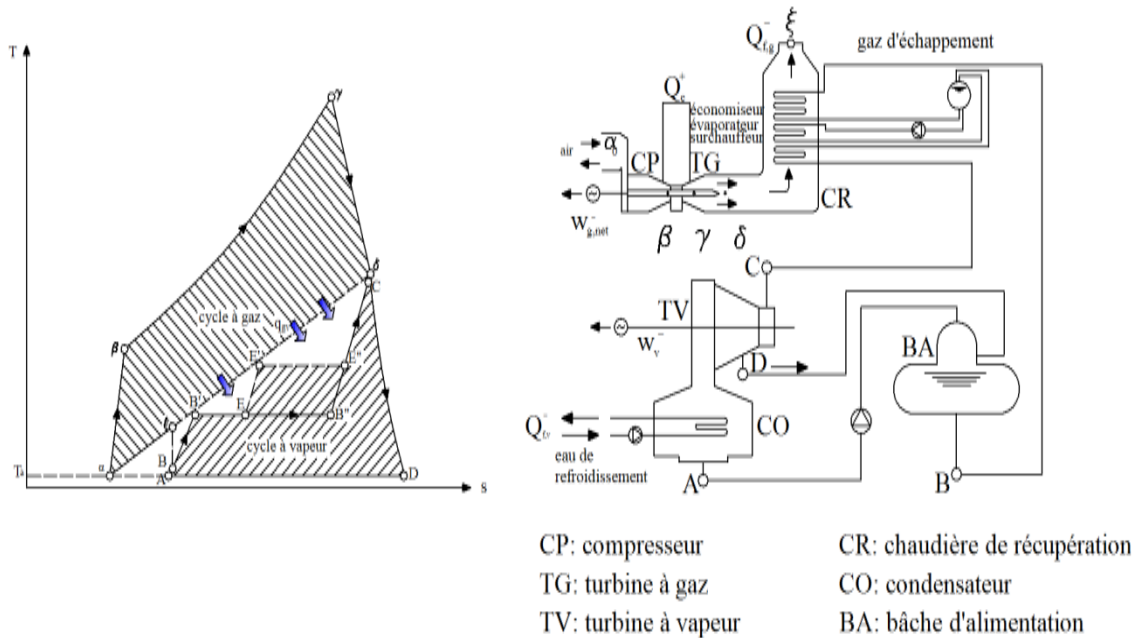


Figure 13. Principe de fonctionnement et diagramme T-s d'une centrale à cycle combiné [68]

Le diagramme T-s ci-dessus représente les transformations thermodynamiques que subit le fluide de travail dans un cycle combiné de base.

- L'air est aspiré et filtré avant d'être admis dans les étages de compression de la turbine à gaz (transformation $\alpha \rightarrow \beta$)
- L'air comprimé est mélangé au combustible injecté par des diffuseurs ; le mélange est enflammé dans la chambre à combustion et la chaleur ainsi dégagée porte les gaz de combustion à leur niveau maximal de température et de pression (transformation $\beta \rightarrow \gamma$)

- Les gaz de combustion sont ensuite détendus dans les étages de la turbine à gaz ; l'énergie mécanique produite sert à entraîner un alternateur de production électrique (transformation $\gamma \rightarrow \delta$)
- Les gaz de combustion à la sortie de la turbine restent à un niveau de température relativement élevé ; ils sont conduits dans la chaudière de récupération où ils cèdent une grande partie de leur contenu énergétique au cycle eau/vapeur (transformation $\delta \rightarrow \varepsilon$ et $B \rightarrow C$) ; les gaz refroidis sont ensuite rejetés vers l'extérieur par un cheminé
- La vapeur surchauffée dans la chaudière de récupération est orientée à travers une tuyauterie vers la turbine à vapeur où elle subit une détente en produisant du travail (transformation $C \rightarrow D$) ; de l'énergie électrique est fournie par un alternateur couplé à la turbine à gaz
- La vapeur ainsi détendue repasse à l'état liquide dans le condenseur (transformation $D \rightarrow A$) ; l'eau est ensuite renvoyée, après avoir été débarrassée de ses gaz non condensables (cela se fait au niveau du dégazeur et à l'aide de la chaleur apportée par la vapeur soutirée d'un étage de la turbine), vers la chaudière de récupération.

Le rendement du cycle combiné est donné par l'expression :

$$\varepsilon_C = \varepsilon_G + \varepsilon_{ch}(1 - \varepsilon_G)\varepsilon_V \quad (2.3)$$

Combinés, les deux cycles offrent un meilleur rendement énergétique. Comme il en ressort de l'équation (2.3), le rendement du cycle combiné est d'autant plus élevé que l'efficacité de la chaudière est importante.

2.4.2. Modèles des composants du cycle combiné

Afin d'évaluer l'énergie électrique produite par une centrale thermodynamique de puissance, les propriétés thermodynamiques en différents points de la centrale doivent être spécifiées. La modélisation physique des composants combinés aux différents bilans de masse et d'énergie aboutit à un système d'équations dont la résolution détermine les valeurs des variables d'états des fluides de travail à l'entrée et à la sortie de chaque organe de l'installation.

2.4.2.1. Modèle de la turbine à vapeur

Une turbine à vapeur est une superposition de plusieurs étages dont chacun est composé d'un ensemble de distributeurs fixes et de roues mobiles solidaires d'un axe de rotation [69].

Le flux de vapeur infléchi exerce sur les aubes une pression entraînant la rotation de l'arbre ; la pression et l'énergie thermique de la vapeur chutent, une partie se transforme en énergie cinétique, laquelle se transforme ensuite en énergie mécanique de rotation. La détente de la vapeur peut être décrite [70] comme suit :

En supposant une transformation adiabatique dans les aubages fixes, nous avons

$$\Delta h = -w_c \quad (2.4)$$

Ainsi, l'énergie cinétique de la vapeur à la sortie du distributeur est rehaussée après la chute de son enthalpie. Parallèlement, du côté du rotor, la conservation de l'énergie s'écrit (en conservant l'hypothèse adiabatique) comme suit :

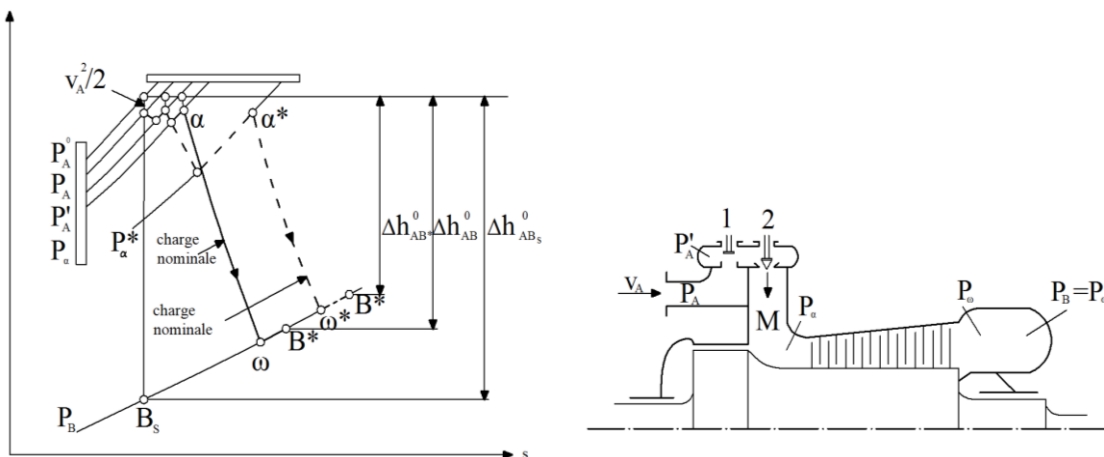
$$w_p = \Delta h + w_c \quad (2.5)$$

La transformation de l'énergie cinétique en énergie mécanique de rotation se fait soit avec poursuite de la détente ($\Delta h \neq 0$) dans les turbines dites à réaction, soit de manière isobare ($P = cste$ et $\Delta h = 0$) dans les turbines dites à action. On définit le *degré de réaction* de la turbine τ_r par :

$$\tau_r = \frac{w_p}{w_p + w_c} \quad (2.6)$$

Le degré de réaction représente le rapport entre la dégradation de l'enthalpie de la vapeur dans l'aube du rotor et sa dégradation totale au niveau de tout l'étage, il est souvent proche de 0.5 [70].

Les états thermodynamiques de la vapeur sont représentés dans le diagramme enthalpie-entropie de la figure 14.



Idéalement, la vapeur se détendrait isentropiquement de la pression d'entrée P_A à la pression de sortie P_B (segment vertical A B_s). Le travail fourni (par unité de masse) dans la turbine est représenté par la chute d'enthalpie.

Le travail mécanique à l'arbre est donné par :

$$\dot{W} = \dot{m}\Delta h_{AB}^o = cst P_\alpha \Delta h_{AB}^o \quad (2.7)$$

Le débit de vapeur \dot{m} est – comme le prévoient les lois de l'aérodynamique – proportionnel à la pression d'admission P_α de la vapeur dans le premier étage.

Le rendement isentropique est un paramètre qui rend compte des phénomènes de dissipations thermo-hydrauliques ; il est défini en référence au cas idéal d'une transformation isentropique :

$$\varepsilon_{T,s} = \frac{\Delta h_{AB}^o}{\Delta h_{AB,s}^o} \quad (2.8)$$

Dans le cas d'une turbine purement axiale, l'étude du comportement du fluide dans un étage de la turbine conduit à la relation suivante [72] :

$$\varpi(P_0 - P_2) = (\Omega R)^2 \quad (2.10)$$

Avec :

Ω : Vitesse de rotation

R : Distance entre la vanne et l'axe

Par ailleurs, la puissance fournie par le fluide est donnée par la relation $\dot{m}(\Omega R)^2$ ou encore par $\dot{m}\varpi(P_0 - P_2)$; \dot{m} étant le débit massique du fluide. La puissance délivrée par la vapeur, à l'issue de son passage dans un étage, est égale au produit du débit volumique $\dot{m}\varpi$ par la chute de pression qu'elle en subit.

2.4.2.2. Modèle du compresseur

À la différence des turbines à gaz de première génération utilisant des compresseurs radiaux, les installations modernes utilisent des compresseurs axiaux, beaucoup plus efficaces pour les grandes puissances. Un compresseur axial comporte un rotor muni de rangées d'aubes, incurvées et gauchies, étroitement espacées et d'un stator sur lequel sont fixés des aubages (figure 15). La section de passage annulaire diminue au fur et à mesure que l'air se comprime. Ainsi, la hauteur des aubes diminue à mesure que la pression augmente sur l'axe. Cette architecture est conçue afin de conserver une vitesse axiale de l'air quasi-constante sur tout le long du compresseur.

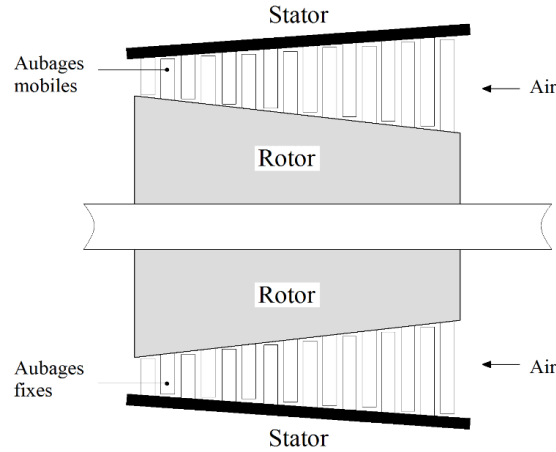


Figure 15. Coupe transversale d'un étage du compresseur [36].

En supposant que le travail de compression se fait sans échange de chaleur, le rapport des températures entre la sortie et l'entrée du compresseur sera donné (avec l'hypothèse des gaz parfaits) par la relation :

$$\frac{T_B}{T_A} = (P_B/P_A)^{(k_a - 1)/k_a} \quad (2.11)$$

Avec : $k_a = \frac{c_{pa}}{c_{va}}$

Le rapport P_B/P_A est communément appelé *taux de compression*, il est noté r_p

Le taux de compression atteint dans un étage est limité, typiquement de l'ordre de 1.35 à 1.40. Afin d'obtenir le taux de compression de conception, il faudrait recourir à la superposition de plusieurs étages.

En fait, le taux de compression requis est une question d'optimisation du cycle thermodynamique. Pour une centrale fonctionnant en cycle ouvert, il est de 14 à 20 pour les entrées à haut rendement, avec une température T_C (de 1000 à 1200 °C) optimisée pour les applications à cycles combinés (température à la sortie de la turbine, T_C entre 500 et 600 °C) [36].

Le travail de compression par unité de masse d'air est donné par l'accroissement isentropique de l'enthalpie du fluide.

$$\Delta h_{k,is} = c_{pa} T_A [r^{(k_a - 1)/k_a} - 1] \quad (2.12)$$

Le travail réel est évidemment inférieur au travail idéal dès lors que l'on ne peut éviter certaines dispersions d'énergies, il est donné par :

$$w_k = \Delta h_k = \varepsilon_k \Delta h_{k,is} \quad (2.13)$$

ε_k est le rendement isentropique du compresseur, il varie entre 0,86 et 0,91.

2.4.2.3. Modèle de la chambre de combustion

La chambre de combustion est le lieu où le combustible est injecté afin d'être brûlé et de céder sa réserve énergétique au fluide de travail. La combustion requiert la disponibilité de l'air en excès pour qu'elle soit complète.

Une chambre de combustion est composée de deux parois ou enveloppes [70] :

- Une paroi externe résistante à la pression des gaz, réalisée en acier ferritique
- Une paroi interne résistante à de très hautes températures, réalisée en aciers austénitiques et en matériaux réfractaires.

Les deux enveloppes sont montées de manière à permettre la dilatation de la paroi interne, sans déformation de la paroi externe.

Le gaz naturel est le combustible utilisé ordinairement dans les chambres de combustion. Pour le cas d'une combustion adiabatique à écoulement stationnaire en régime permanent, il y a identité entre l'enthalpie totale des produits et l'enthalpie totale des réactifs [70,73].

$$\sum_R n_e [\bar{h}_g^0 + \Delta \bar{h}]_e = \sum_P n_s [\bar{h}_g^0 + \Delta \bar{h}]_s \quad (2.14)$$

Typiquement, quelle que soit la nature du combustible, quatre exigences doivent retenir notre attention à la conception :

- Dimensions réduites
- Combustion efficace
- Stabilité de flamme
- Formation limitée de NO_x

L'injection de l'eau et de la vapeur dans la chambre de combustion est le procédé le plus usuel pour la réduction de NO_x [73].

2.4.2.4. Modèle de la turbine à gaz

Le principe d'une turbine à gaz n'est pas fondamentalement différent de celui d'une turbine à vapeur. Les gaz sortant de la chambre de combustion, donc à des températures et pressions élevés, sont envoyés vers la turbine où ils subissent une détente, avec chute de température. La détente réalisée dans l'ensemble des étages de la turbine est représentée par la différence de pression créée en amont par le compresseur. En considérant les pertes de charge entre la sortie compresseur et l'entrée turbine, le rapport de pression entrée/sortie turbine sera donné par :

$$\frac{P_C}{P_D} = (1 - \chi_T)r_p \quad (2.15)$$

Où χ_T représente l'effet combiné des pertes de charge considérées, il varie typiquement entre 0.05 et 0.08.

Le travail massique isentropique fourni par l'arbre de la turbine est donné par [70] :

$$\Delta h_{T,is} = c_{pg} T \left[1 - \left(\frac{P_C}{P_D} \right)^{(k_g-1)/k_g} \right] \quad (2.16)$$

Avec, c_{pg} qui représente la chaleur spécifique des gaz de combustion et $k_g = c_{pg}/c_{vg}$ leur facteur calorifique. En pratique, on considère que ces paramètres sont identiques à ceux de l'air admis dans le compresseur.

Le travail réel obtenu à l'arbre est donné par l'intermédiaire du *rendement isentropique* de la turbine $\varepsilon_{T,is}$:

$$\Delta h_T = \varepsilon_T \Delta h_{T,is} \quad (2.17)$$

Avec ε_T qui se situe typiquement entre 0.88 et 0.92.

2.4.2.5. Modèle de la chaudière de récupération [62, 74, 75]

La chaudière de récupération est une série d'échangeurs de chaleur faisant office d'interface entre le cycle à gaz et le cycle à vapeur. Afin de compenser la dégradation des performances de la turbine à gaz, une rampe de postcombustion pourrait être intégrée, au besoin [70].

Les chaudières de récupération utilisent de l'eau liquide qu'elles réchauffent jusqu'à sa température de saturation et qu'elles vaporisent sous forme de vapeur surchauffée. Aussi, la chaudière comporte un ballon dans lequel règne un équilibre eau-vapeur assurant la liaison entre les différents échangeurs.

Pour les chaudières basiques à un niveau de pression, les gaz d'échappement rencontrent successivement - avant qu'ils soient rejetés dans l'atmosphère à travers une cheminée d'évacuation- les échangeurs suivants :

- *L'économiseur* : l'eau liquide est réchauffée jusqu'à une température proche de sa température de saturation. Le fluide doit rester à l'état liquide afin d'éviter d'avoir une circulation diphasique à l'intérieur des tubes de l'économiseur.

- *L'évaporateur* : l'eau reprise à la base du ballon et se trouvant à l'état sous-saturé est portée à sa température de saturation puis renvoyée dans le ballon où s'opère la séparation des phases vapeur/liquide saturée.

- *Le surchauffeur* : la vapeur est soutirée en haut du ballon et surchauffée jusqu'à sa température d'utilisation. Généralement, la température à la sortie de la surchauffe est régulée par une désurchauffe, ce qui facilite son contrôle en cas d'ajustement des conditions de fonctionnement de la source chaude.

Le degré de récupération thermique de la chaudière est caractérisé par un paramètre appelé *pincement*, représentant l'écart de température entre la sortie des fumées à l'évaporateur et la température de la vapeur saturée dans la boucle d'évaporation.

La détermination de la pression et de la température du flux sortant en fonction des caractéristiques du flux entrant s'effectue commodément en utilisant le concept d'efficacité :

$$Q = \varepsilon C_{min}(T_g - T_{eau}) \quad (2.18)$$

L'efficacité ε de tout échangeur de chaleur est donnée par la connaissance du nombre d'unités de transfert thermique NUT et du rapport de capacité thermique des deux fluides. Le nombre NTU est déterminé, à son tour, par la détermination du coefficient de transfert de chaleur global U.

2.4.2.6. Modèle du Condenseur

Le condenseur est un échangeur de chaleur composé de plusieurs milliers de tubes de faibles diamètres, généralement en alliage de cuivre ou en acier inoxydable dans lesquels circule l'eau de refroidissement. Sa modélisation est similaire à celle des échangeurs déjà examinés (équation 2.18). Le condenseur assure également une autre fonction tout aussi essentielle : la fonction de dégazage et d'extraction des incondensables. Ces derniers peuvent affecter négativement le coefficient moyen d'échange convectif entre la vapeur et les tubes de refroidissement.

2.4.2.7. Modèle des pompes

Dans une centrale électrique, on distingue trois groupes de pompes.

- ✓ *Pompes d'extraction et de reprise des condensats* : ces pompes permettent de faire passer la pression des condensats de la pression du vide à 5 voire 10 bars ;
- ✓ *Pompe d'alimentation* : elles élèvent la pression de l'eau d'alimentation (de l'ordre de 5 à 10 bars) jusqu'à une valeur supérieure à la pression de vaporisation (200 bars ou plus)

- ✓ *Pompe de circulation d'eau de refroidissement* : ces dernières ne produisent qu'une légère élévation de pression (typiquement de l'ordre de 2 bars), par contre elles assurent la circulation d'un débit très important (20 à 30 fois le débit massique de la vapeur).

Le travail de la pompe, après écriture des bilans massiques et énergétiques, est donné ci-dessous [65]

$$W_p = \sum v_{eau}(P_e - P_s) \quad (2.19)$$

Où v_{eau} est le volume spécifique de l'eau et les indices e et s désignent les conditions d'entrée et de sortie de la pompe.

2.4.3. Protocole de simulation du cycle combiné [76,77]

La stratégie de simulation d'un cycle combiné dépend fortement de la disponibilité des caractéristiques de ses différents composants. Dans la simulation, ces caractéristiques sont le mieux représentées par un diagramme de flux d'information, lequel correspond essentiellement à un bloc-diagramme indiquant que les variables de sortie sont des fonctions des variables d'entrée connues. Souvent, il est possible de réarranger les relations fonctionnelles. Bien que le choix des variables d'entrée et de sortie reste arbitraire dans une certaine mesure, il demeure nécessaire de les choisir judicieusement afin d'aboutir à une stratégie de simulation optimale.

2.5. La centrale hybride ISCC, Hassi R'Mel -SPP1-, une expérience algérienne.

Cette section porte sur la centrale hybride SPP1 de Hassi R'Mel et présente quelques éléments d'un rapport élaboré (après 03 visites de terrain effectuées en 2012) par une équipe mixte et permanente de travail sur les centrales CSP, à laquelle appartenions. Cette structure a été créée afin de mener une réflexion stratégique sur les centrales CSP et d'identifier les thématiques de recherche et de développement associées.

2.5.1. Description générale de la centrale ISCC de Hassi R'mel

La centrale SPP1 de Hassi R'mel est une centrale hybride à cycle combiné conventionnel associé à un champ solaire de concentrateurs cylindro-paraboliques. L'ensemble constitue une centrale ISCC (Integrated Solar Combined Cycle). La centrale ne comporte pas un système de stockage thermique mais dispose d'un appoint combustible (post combustion) qui lui permet de fonctionner comme suit :

- Durant la période d'ensoleillement, le champ solaire fournit une part de l'énergie nécessaire au cycle, réduisant ainsi la consommation de combustible.
- Durant les périodes sans ensoleillement, qu'elles soient nocturnes ou dues à une indisponibilité solaire, la centrale fonctionne en cycle combiné conventionnel (TV-TG).

Les principaux composants du bloc de puissance et du système solaire sont synthétisés sur la figure ci-dessous.

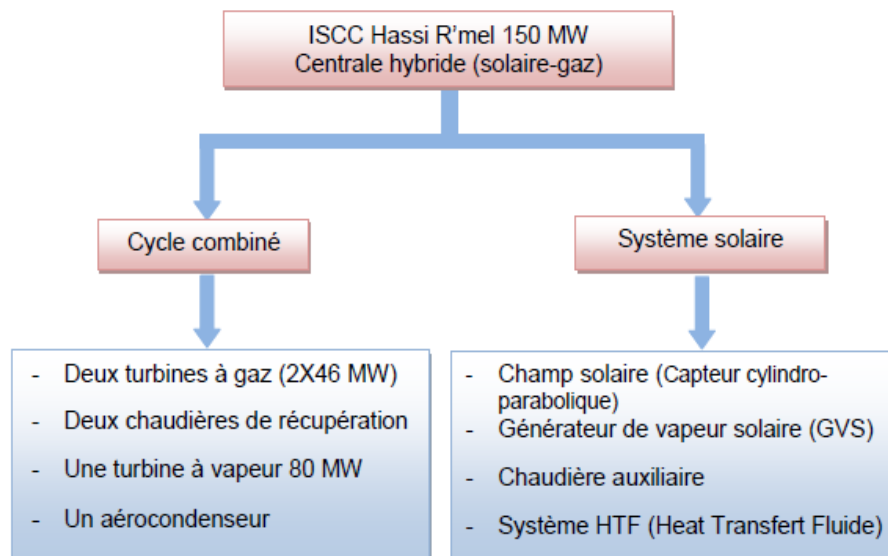


Figure 16. Composants de la centrale SPP1 de Hassi R'mel

La centrale SPP1 de Hassi R'mel est implantée sur un site situé à environ 420 km au sud d'Alger, répondant aux principaux critères de choix de la filière cylindro-parabolique, à savoir :

- Un fort ensoleillement annuel moyen
- Terrain plat et disponible
- Disponibilité d'une ressource en eau à débit adéquat
- Faible pluviométrie
- Situation dans une zone gazière

La centrale SPP, raccordée au réseau interconnecté, s'étend sur un terrain de plus de 130 hectares dont 18000 000 m² sont occupé par le champ solaire. Sa capacité nominale est de 150 MW. Conformément aux engagements contractuels, au moins 5 % de la production annuelle doit provenir de la source solaire.

2.5.2. Principe de fonctionnement de la centrale

Deux turbines à gaz, chacune couplée à un générateur, produisent de l'électricité à partir de la combustion du gaz naturel. L'énergie contenue dans les gaz d'échappement des turbines à gaz (TG) est récupérée -à une température de 550 °C et une pression de 0,95 bar- au moyen de deux chaudières de récupération qui génèrent de la vapeur. La vapeur d'eau ainsi produite à une température de 560 °C et une pression de 83 bars, alimente une turbine à vapeur entraînant un troisième générateur. À la sortie de la turbine, la vapeur est condensée dans un aérocondenseur, puis réinjectée dans le circuit eau/vapeur (figure 17).

Pendant les périodes d'ensoleillement, lorsque les conditions de fonctionnement sont réunies (irradiation directe normale et vitesse du vent adéquates), le champ solaire contribue à la production de vapeur.

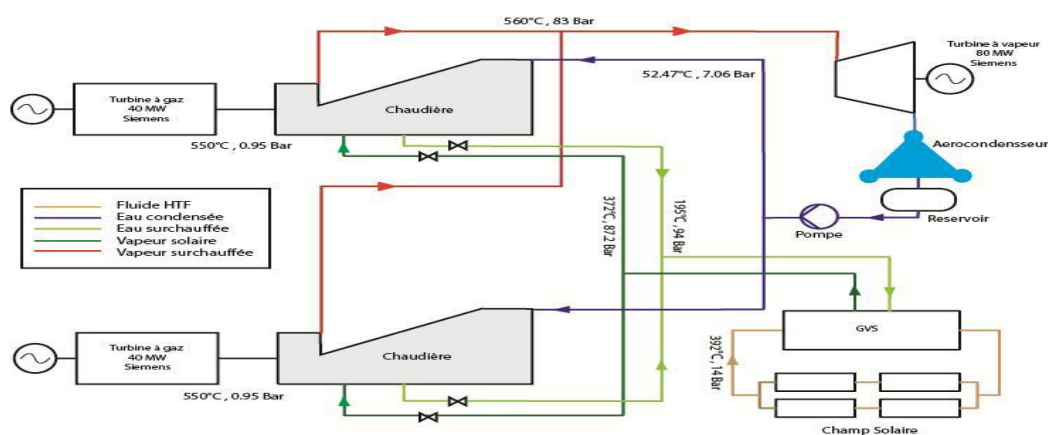


Figure 17. Schéma descriptif du fonctionnement de la centrale SPP1 de Hassi R'mel

Un fluide caloporteur (HTF) est chauffé dans le champ solaire à une température de 393°C et une pression de 14 bars. La chaleur ainsi acquise permet, dans le générateur de vapeur solaire, la production de vapeur d'eau à 372 °C et 87,2 bars, par échange thermique entre l'huile (HTF) et l'eau. Cette vapeur est injectée dans les chaudières de récupération (HRSG). Durant ces périodes la centrale fonctionne en mode hybride.

Lors des périodes sans apport solaire (paramètres de fonctionnement du champ solaire non réunis), la contribution solaire est compensée par un apport de gaz au niveau des brûleurs de régulation (post combustion) des chaudières de récupération. Ainsi, la centrale fonctionne en mode cycle combiné conventionnel.

2.5.3. Configuration et performances du champ solaire.

La centrale comprend deux champs solaires, présentant une surface d'ouverture des miroirs de 183 120 m² et une prise au sol de plus 600 000 m². Les deux champs solaires, orientés nord-sud, comportent :

- 56 boucles dans une disposition centralisée
- Une boucle comporte 4 capteurs connectés en série
- Un capteur comporte 12 modules disposés en série
- Au total, 2 688 modules, chacun constitué de 28 miroirs cintrés

Les collecteurs sont équipés de systèmes de poursuite à un seul axe, fonctionnant en mode est-ouest, sous le contrôle d'une salle de commande.

En cas de panne, il est possible d'isoler une boucle tout en maintenant le reste du champ en fonctionnement. De plus, lors d'une intervention mineure sur un capteur, celui-ci peut être mis hors fonctionnement (position dé-focalisée) sans affecter le fonctionnement du reste de la boucle. Le lavage des miroirs, effectué à l'aide d'un système de jet d'eau osmosée, est une opération systématique nécessitant environ 15 à 20 jours pour l'ensemble du champ..

Les deux champs sont reliés par des canalisations en acier (carbon steel) assurant le transport du fluide caloporteur vers le générateur de vapeur solaire. La température limite de fonctionnement du fluide caloporteur est de 393°C ; au-delà, l'huile perd ses propriétés thermo-physiques.



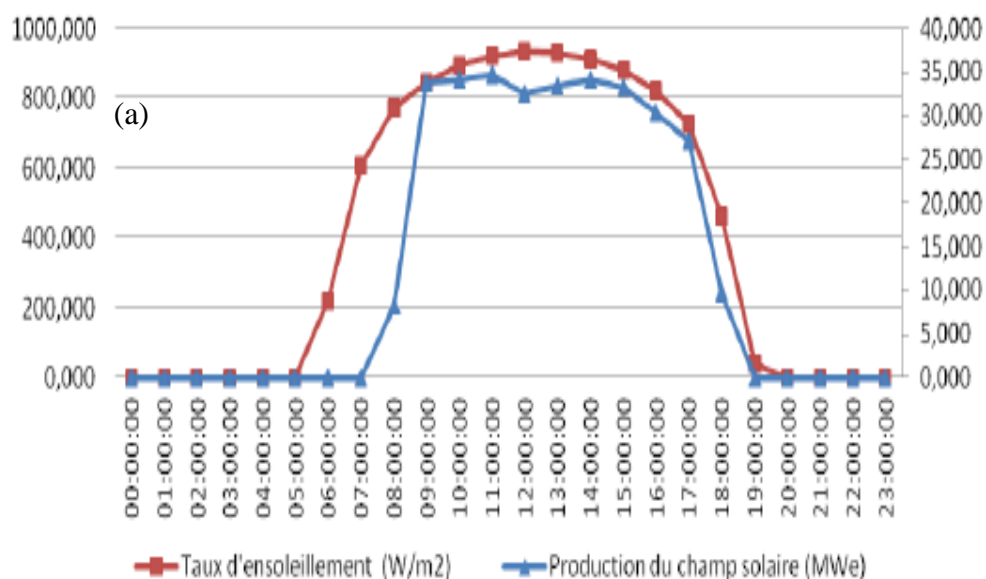
Figure 18. Vue d'une ligne de miroirs

Une Chaudière auxiliaire, maintenant la température de l'huile au-delà de 14°C, est conçue afin de prévenir le phénomène de cristallisation de l'huile (12°C), susceptible d'obstruer la tuyauterie. Notons également que, pour garder le champ en fonctionnement, la vitesse du vent ne doit pas franchir les seuils de 12m/s en instantanée et de 10m/s en moyenne sur une durée de plus de 10 minutes.

La contribution du champ solaire à la production électrique de la centrale a fait l'objet d'une appréciation représentative du degré sa fluctuation. Ainsi, ce dernier caractère ressort clairement à l'examen des performances obtenus pour les journées du 20/04/2012 et du 30-04-2012, dont les tracés sont représentés sur les figure 19 et 20 respectivement.

On remarque, sur la figure 19, que le fonctionnement de la centrale présente deux phases distinctes :

- Entre [Minuit, 9 heures] puis entre [17 heures, minuit], l'ensoleillement étant faible ou nul, le champ solaire n'intervient pas et la consommation moyenne de gaz est de 35 000 m³/h.
- Entre [9 heures, 17 heures], le champ solaire est en fonctionnement, et l'on relève une réduction de la consommation moyenne de gaz passant de 35 000 m³/h à 27 000 m³/h, soit un gain de 8 000 m³/h. La courbe indique une contribution moyenne du champ solaire estimée à 32 MW.



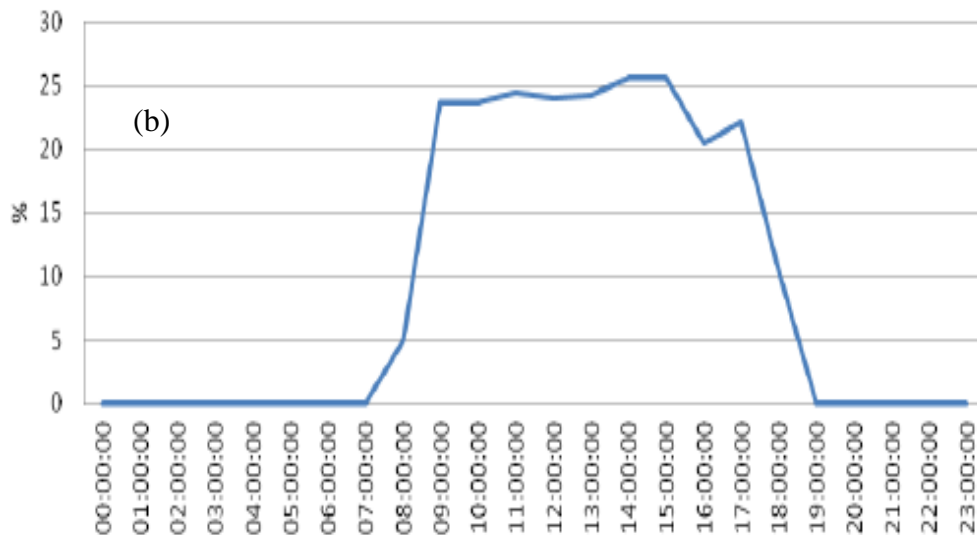


Figure 19. Performances de la centrale SPP1 de Hassi R'mel correspondant à la journée du 20/04/2012 : (a) production du champ solaire (b) Gain en gaz

À cause de la vitesse du vent, le champ solaire n'est rentré en production, pour la journée du 30-04-2012, qu'à partir de midi (figure 20). Le fonctionnement de la centrale passe alors par plusieurs phases.

- Entre [00 heures, 5 heures] puis entre [19 heures, 00 heures], l'ensoleillement est nul ce qui exclue le champ solaire du fonctionnement de la centrale. La consommation moyenne du gaz est d'environ 34 674,28 m³/h.
- Entre [5 heures, 12 heures], l'ensoleillement est suffisant mais la vitesse du vent dépasse la limite autorisée pour permettre la mise en exploitation du champ solaire. La consommation moyenne de gaz est de 34 884,23 m³/h.
- Entre [12 heures, 19 heures] la valeur moyenne de la vitesse du vent est de 8,671 m/s, avec un ensoleillement suffisant pour faire fonctionner le circuit de production de vapeur solaire. Dans ces conditions, le champ solaire réduit la consommation moyenne de gaz de 34 884,23 m³/h à 29 200,98 m³/h, réalisant un gain de 5 683,24 m³/h. Durant cette phase, la contribution moyenne du champ solaire est estimée à 21,163 MW.

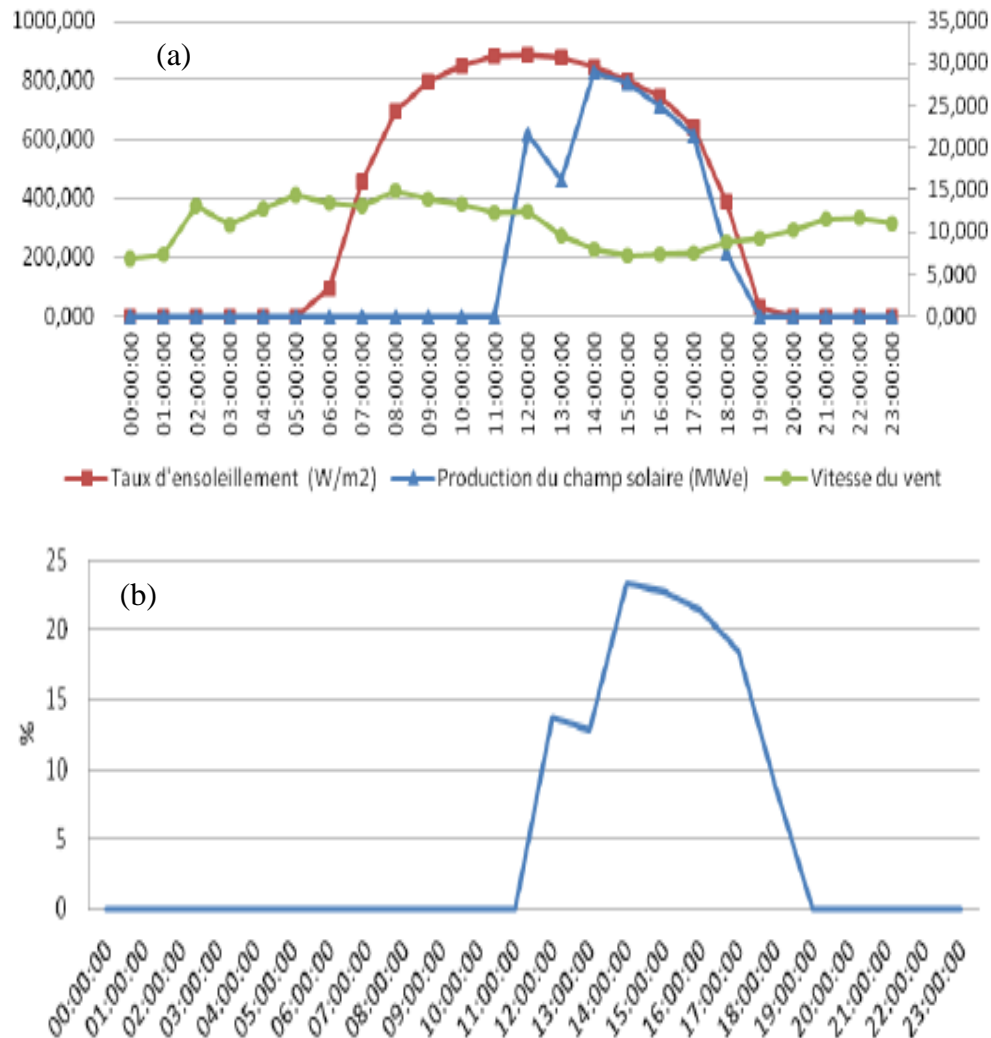


Figure 20. Performances de la centrale SPP1 de Hassi R'mel correspondant à la journée du 30/04/2012 : (a) production du champ solaire (b) Gain en gaz

En pourcentage, la production du champ solaire, pour la journée du 30/04/2012, représente 8.61% de la production totale, soit 311.42 MWh, alors qu'elle n'est que de 4.15% pour la journée du 30/04/2012, soit 148.14 MWh.

2.6. Conclusion

Nous avons, tout au long de ce chapitre, présenté la filière solaire cylindro-parabolique de production d'électricité ; ses principales configurations technologiques y sont décrites et commentées.

Ainsi, une centrale avec stockage thermique acquiert une durée d'exploitation accrue de ses équipements mais se heurte -à cause de l'inertie du système de stockage- à certaines problématiques liées, notamment, au manque de souplesse des opérations d'ajustement et de réglage qui accompagnent les variations fréquentes des conditions extérieures.

Dans l'état actuel du développement des centrales solaires thermodynamiques, l'hybridation par l'ajout d'un appoint fossile s'est imposée comme une solution privilégiée, à la fois pour sa fiabilité technique et pour les avantages concurrentiels qu'elle confère. Les paramètres dits d'hybridation ont été définis en rapport avec la courbe de charge de consommation et le gisement solaire.

Nous avons également présenté une revue générale sur les modèles physiques des principaux composants d'une centrale à cycle combiné et indiqué, de manière synthétique, la méthodologique de simulation de son cycles thermodynamique.

Enfin et en guise d'illustration des performances effectives de la filière solaire cylindro-parabolique, nous avons présenté certaines des conclusions consignées dans un rapport technique ayant porté sur la centrale solaire hybride SPP1 de Hassi R'mel (Algerie).

Chapitre III

*Modélisation et dimensionnement du champ
solaire*

3.1. Introduction

Un concentrateur cylindro-parabolique (PTC) est un dispositif de conversion thermo-solaire dont le principe consiste à concentrer le rayonnement solaire sur un échangeur de chaleur -généralement un tube-absorbeur sous vide-situé le long de sa ligne focale- parcouru par un fluide caloporteur (HTF). En fonction de la température atteinte par le fluide caloporteur, deux catégories d'applications peuvent être distinguées : les applications à basses et moyennes températures et les applications à hautes températures.

Dans la gamme des basses et moyennes températures (100°C -200°C), le PTC est utilisé comme source de chaleur pour divers procédés pratiques, allant des applications domestiques telles que le chauffage et la climatisation [1-79] aux procédés industriels tels que le dessalement de l'eau de mer et le séchage des produits agricoles [80]. Les centrales solaires sont l'autre grande application des PTC et la plus importante si l'on en juge par le nombre de projets réalisés ou en cours de réalisation [1]. La vapeur d'eau est produite soit directement [81] dans le champ solaire (DSG) soit en transportant le HTF vers un générateur de vapeur solaire [82] ou une chaudière de récupération [4]. Pour les lecteurs intéressés par ce sujet, A.Fernandez-Garcia et al [83] et V.K. Debasing et al [84] donnent de plus amples informations à travers d'excellentes revues actualisées.

Compte tenu de la diversité et de l'importance des applications du concentrateur cylindro-parabolique, différentes approches ont été déployées afin de modéliser son comportement thermo-optique. Chaque modèle adopte un ensemble d'hypothèses dont la pertinence est justifiée par un intérêt scientifique ou technologique particulier. L'énergie absorbée (qui est liée à l'énergie gagnée) est calculée en intégrant le flux solaire concentré sur le tube-absorbeur. Deux classes de modèles peuvent être distinguées : les modèles à flux de distribution uniforme et les modèles à flux de distribution non uniforme. Bien que les modèles de la deuxième classe soient les plus réalistes, les modèles qui admettent l'hypothèse simplificatrice de flux de distribution uniforme ont l'avantage d'être les plus commodes à manipuler et les moins coûteux en temps de calcul. Aussi, les erreurs qui en résultent de l'approximation du flux uniforme restent tolérables pour beaucoup de besoins comme le dimensionnement ou l'évaluation des performances moyennes des systèmes solaires recourant aux PTCs.

Ainsi, le problème de la conversion du rayonnement solaire en chaleur utile dans un collecteur linéaire a reçu une première solution analytique dans les travaux pionniers de Hottel [85]. Le modèle de Hottel, qui suppose que le facteur de perte global est une fonction linéaire

de la température de l'absorbeur, a été généralisé par Fraidenraich et al [86] au cas d'une dépendance de forme quadratique. La solution analytique obtenue dans [86] a été incluse dans les travaux de Rolim [87] pour calculer la chaleur utile délivrée par le champ solaire d'une centrale thermodynamique de puissance. Pour la dérivation du coefficient de perte global, l'auteur a utilisé l'expression quadratique proposée par Dudley et al [88].

Forristall et al [89] a établi, sous l'hypothèse d'un flux de distribution uniforme, deux modèles 1D et 2D de transfert de chaleur basés sur les flux d'énergie entrant et sortant de l'échangeur de chaleur solaire. Les modèles mathématiques sont implémentés dans le logiciel EES (Engineering Equation Solver) et les effets de divers paramètres sur l'efficacité du collecteur sont discutés. L'étude montre que, pour des absorbeurs de longueurs supérieures à 100 m, la variation axiale de la température ne peut être négligée et le modèle 2D devient plus réaliste. De même, Kalogirou [90] a développé un modèle unidimensionnel incluant tous les modes de transfert de chaleur impliqués. Le modèle implémenté dans EES est validé par les résultats expérimentaux du Sandia National Laboratory (SNL) [88]. L'auteur exploite le modèle pour examiner les performances d'un PTC installé dans le laboratoire d'énergie solaire d'Archimède de l'Université de technologie de Chypre. Toujours sous le logiciel EES, un modèle thermo-mathématique de transfert de chaleur en régime permanent a été développé par Yilmaz et al [91] pour étudier les performances thermiques du PTC. Le modèle a été validé et a donné, globalement, de meilleurs résultats que les trois modèles auxquels il a été comparé. L'efficacité optique, les pertes thermiques sous différentes conditions de travail ont été analysées également.

Apportant quelques améliorations aux corrélations des coefficients de transfert de chaleur habituellement rencontrées dans l'étude du PTC, Padilla et al [92] ont introduit un nouveau modèle unidimensionnel. Les équations de bilan d'énergie et de masse en régime permanent développés sont discrétisées par les différences finies ; et les équations algébriques non linéaires ainsi obtenues ont été écrites et résolues simultanément sous Python 2.6. Le modèle fournit de meilleures prédictions que celles de Forristall [89], T Stuetzle [56] et O. García-Valladares [93].

Après avoir développé un modèle thermo-fluidique 2D, Tao et He [94] ont pu déterminer numériquement les effets du diamètre du tube-absorbeur, du vide annulaire, du nombre de Reynolds et de la conductivité thermique du tube-absorbeur sur le transfert de chaleur. Les profils de vitesse et de température du HTF sont également étudiés en fonction de ces derniers paramètres.

Seyed Ebrahim Ghasemi et al [95] ont développé un modèle thermo-fluidique tridimensionnel stationnaire pour examiner l'effet de plusieurs fractions volumiques de nanoparticules sur l'écoulement turbulent et sur le transfert de chaleur au niveau de l'échangeur solaire. Les équations gouvernant l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur sont résolues avec la méthode des volumes finis (FVM) et mises en œuvre à l'aide d'un logiciel CFD (Fluent). Les résultats obtenus après simulation montrent que les performances du système sont d'autant meilleures que la fraction volumique des nanoparticules est plus importante.

D'autre part, de nombreuses approches ont été développées pour déterminer les implications thermiques induites par le fait que la distribution du flux solaire concentré soit considérée non-uniforme. On peut identifier trois principales méthodes utilisées à cette fin : la méthode des cônes optiques (Bendt et Rabl, 1981) [96], la méthode du lancer de rayons (Daly, 1979) [8] et la méthode de formulation semi-finale, [18, 19].

Depuis près d'une vingtaine d'années, une méthode combinant la technique du tracé de rayon et la modélisation probabiliste, dite méthode de Monte Carlo Ray Tracing (MCRT), est devenue largement utilisée pour simuler la concentration solaire [13, 97, 98]. Par exemple, Silva et al [99] ont mené une étude où la distribution du flux est simulée par le logiciel SolTrace et incorporée comme conditions aux limites dans un modèle dynamique 3D. Les équations aux dérivées partielles (EDP) développées à partir des équations de bilan sont réduites par le biais de la méthode des différences finies en un système d'équations ordinaires lequel a été ensuite implémenté dans « Modelica » ; un langage avancé non causal.

De la même manière, Wiz et al [100] et Cheng et al. [101] ont adopté la même approche pour étudier les performances thermo-optiques du PTC en couplant la méthode MCRT avec des simulations CFD. En plus des travaux présentés dans [100], Cheng et al ont étudié les effets des paramètres géométriques sur la distribution du flux solaire [102] et l'effet des gaz résiduels dans l'espace annulaire [103].

En utilisant la méthode de lancer de rayons pour l'élaboration du modèle optique et la simulation tridimensionnelle par éléments finis, Yanjuan Wang et al [104] se sont intéressés à l'influence de la distribution du flux solaire concentré sur les performances d'un PTC fonctionnant avec du sel fondu comme fluide caloporteur. En conclusion, les auteurs indiquent que la distribution non uniforme du flux d'énergie affecte de manière significative la différence de température circumférentielle du tube-absorbeur mais a un effet très faible et limité sur l'efficacité thermique globale du concentrateur.

Hachicha et al. [53] ont introduit un modèle 3D avec l'hypothèse d'un flux solaire non-uniforme au niveau de la couverture en verre et du tube-absorbeur et dont la distribution a été obtenue par une méthode géométrique/numérique innovante, s'appuyant sur le concept de cône optique discrétisé. La distribution solaire ainsi déterminée est ensuite intégrée en tant que conditions aux limites des équations de bilans ; écrites pour un modèle stationnaire et résolues par la méthode des volumes finis. Le modèle optique (de Hachicha et al) a été comparé à ceux développés par Jet et He [18, 13] tandis que le modèle thermique a été validé par les tests du SNL [88].

L'utilisation du concept d'exergie est devenue systématique particulièrement dans les problèmes de conception optimale des concentrateurs [105] et dans la recherche de la configuration optimale du champ de concentrateur solaire. L'analyse exergétique et l'évaluation des performances des PTCs selon le deuxième principe de la thermodynamique sont également présentes dans la littérature. Kalogirou et al [106] et R. Saidur et al [107] ont passé en revue l'essentiel des travaux portant sur l'analyse exergétique des systèmes solaires. Akio Suzuki [108], a établi une théorie générale de l'analyse exergétique appliquée au capteur solaire thermique.

Comme l'indique la bibliographie ci-dessus, l'étude du concentrateur cylindro-parabolique est largement abordée et diversement traitée. Les approches varient en complexités selon l'intérêt et l'objectif visé par la modélisation. Contrairement aux modèles numériques qui sont souvent difficiles à formuler et coûteux en moyens de calcul, les solutions analytiques sont plus simples à mettre en œuvre, tout en permettant de déterminer les principales grandeurs caractéristiques du comportement thermique des PTC.

Dans ce chapitre, le capteur cylindro-parabolique a fait l'objet d'une étude détaillée des mécanismes d'échange de chaleur impliqués dans la conversion du rayonnement solaire en chaleur. Un modèle analytique ainsi qu'une nouvelle procédure de simulation sont proposés. Le coefficient global de perte de chaleur- dérivé analytiquement- est modifié par un facteur de correction estimé expérimentalement. Le modèle est parfaitement adapté aux besoins de dimensionnement et d'évaluation des performances d'un champ solaire alimentant en chaleur un bloc de puissance.

3.2. Modèle de l'assemblage de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques

3.2.1. Description d'un concentrateur solaire cylindro-paraboliques

Un module de concentrateur cylindro-parabolique est composé d'un réflecteur (miroir) de section parabolique et d'un collecteur de chaleur en forme cylindrique (Heat Collector Element /HCE) placé sur la ligne focale. Le réflecteur concentre le faisceau solaire direct sur la surface du HCE qui le convertit en énergie thermique collectée par un fluide de refroidissement appelé fluide caloporteur (Heat Transfer Fluid/HTF) ; généralement une huile synthétique.

Fondamentalement, la réflectivité de la surface du miroir doit être suffisamment élevée afin de concentrer, au niveau du HCE, la plus grande part du rayonnement reçu par le système. Ainsi, le miroir est constitué de verre recouvert d'une pellicule d'argent sur sa face inférieure, et d'un vernis spécial le protégeant des rayures et autres agressions venant du milieu extérieur. Les réflecteurs paraboliques commerciaux sont fabriqués avec des miroirs réfléchissant environ 97% [109] du rayonnement incident.

Le HCE est composé de deux tubes coaxiaux : un tube-absorbeur en acier inoxydable enfermé dans une couverture en verre (Figure 21). Le matériau utilisé dans la fabrication du tube-absorbeur doit être chimiquement compatible avec la nature du fluide caloporteur afin de prévenir tout risque de corrosion. L'espace annulaire entre les deux tubes est évacué (vide poussé) pour réduire les pertes par convection. Au fil du temps, le vide initial est rompu en raison de deux phénomènes essentiels : l'infiltration d'air à travers les joints et la diffusion d'hydrogène à travers l'absorbeur en acier, ce gaz résultant de la décomposition du HTF à haute température.

Afin d'améliorer les performances optiques du HCE, un revêtement sélectif est appliqué sur la surface externe du tube-absorbeur afin d'augmenter son coefficient d'absorption dans la bande du spectre solaire et de limiter son coefficient d'émissivité (à la température maximale de travail) aux grandes longueurs d'onde. De plus, la face externe du verre est revêtue d'une couche antireflet permettant ainsi d'obtenir un meilleur coefficient de transmission.



Figure 21. Tube-absorbeur sous vide (constructeur LUZ)

Des modules PTC connectés en série, et montés sur une structure métallique commune équipée d'un système de suivi du mouvement du Soleil (Figure 22), forment une entité que l'on peut appeler « assemblage de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques » (SCA). Le tableau 2 donne les paramètres géométriques spécifiques de deux générations de capteurs PTC de technologie LUZ.

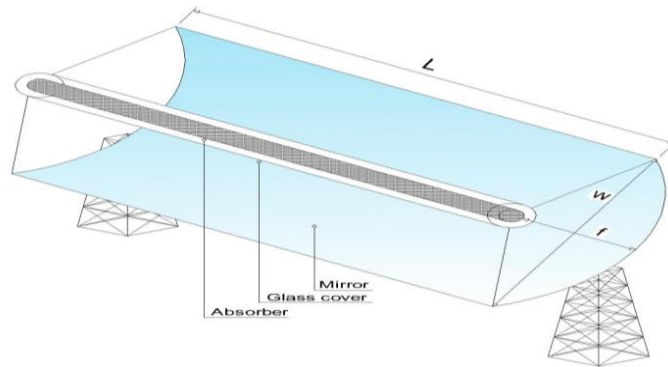


Figure 22. Assemblage de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques

Généralement, le SCA sert d'unité de base dans toute approche de conception optimale, de contrôle ou d'évaluation des performances solaires d'une centrale hybride.

Tableau 2. Paramètres géométriques de conception d'un SCA.

Paramètres	LS2	LS3	Unit
longueur	49	100	m
Largeur d'ouverture	5	5.75	m
Distance focale	1,49	1.71	m
Nombre de module dans SCA	6	12	–

La section qui suit présente un modèle stationnaire des phénomènes thermiques ayant lieu au sein d'un module PTC. L'évaluation des performances d'un SCA sera obtenue -par extension- en adoptant la longueur du module comme unité de discrétisation dans la direction de l'écoulement du fluide caloporteur.

3.2.2. Analyse des performances d'un module PTC

Fixant la température d'entrée et le débit massique du HTF, le modèle stationnaire élaboré ici se propose d'évaluer la température de sortie du HTF et le gain d'énergie du système. À cet effet, une analyse des transferts de chaleur est développée en régime permanent sur la base du bilan énergétique du HCE.

L'investigation est conduite sous les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Distribution uniforme du flux concentré.
- Les gradients de température radiaux et axiaux dans le tube-absorbeur et la couverture en verre sont négligés (modèle unidimensionnel)
- L'énergie solaire est considérée comme un flux thermique (volume)
- Les pertes par conduction et par rayonnement aux extrémités du capteur sont négligées.

La puissance thermique utile \dot{Q}_u -donnée par l'accroissement de l'enthalpie du HTF- est égale à la différence entre l'énergie reçue par le tube-absorbeur et les pertes thermiques vers l'environnement :

$$\dot{Q}_u = \dot{m} C_{p_f} (T_{f,i} - T_{f,o}) = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{loss} \quad (3.1)$$

Avec

\dot{m} : Débit massique du HTF

C_{p_f} : Chaleur spécifique du HTF évaluée à la température donnée par la moyenne entre température d'entrée $T_{f,i}$ et la température de sortie $T_{f,o}$

L'énergie solaire reçue par le tube-absorbeur dépend à la fois du rayonnement direct incident DNI, de la surface d'ouverture A_a et des performances optiques du système $\eta_{opt(\theta)}$.

$$\dot{Q}_{abs} = \text{DNI} \eta_{opt(\theta)} A_a \quad (3.2)$$

L'angle d'incidence θ , défini par la direction du DNI et la normale à la surface d'ouverture, affecte fortement l'efficacité optique du système.

D'autre part, la puissance thermique utile rapportée au rayonnement direct incident DNI définit le rendement énergétique global du PTC :

$$\eta_e = \frac{\dot{Q}_u}{\text{DNI} A_a} \quad (3.3)$$

3.2.2.1. Performances optiques

L'énergie solaire reçue par le tube-absorbeur sous incidence normale $\dot{Q}_{\text{abs,peak}}$ dépend, en plus du DNI et de la zone d'ouverture, des propriétés optiques des matériaux de fabrication des composants.

$$\dot{Q}_{\text{abs,peak}} = \text{DNI} \rho (\alpha \tau) \gamma A_a \quad (3.4)$$

ρ , γ et $(\alpha \tau)$ sont respectivement la réflectivité du miroir parabolique, le facteur d'interception (proche typiquement de 0,95 [111]) et le facteur de transmittance-absorptance qui est donné par l'équation (3.5) [110].

$$(\alpha \tau) = \alpha \tau / (1 - (1 - \alpha)(1 - \tau)) \quad (3.5)$$

Où :

τ : Transmissivité de la couverture en verre

α : Absorptivité du tube-absorbeur

Le rendement optique de pic ($\eta_{\text{peak,opt}}$) est le produit des trois paramètres précédents.

A incidence non normale, l'angle d'incidence est donné en fonction du mode de poursuite du soleil. Dans le cas des capteurs cylindro-parabolique, les modes N-S et E-W sont privilégiés, et l'angle d'incidence est calculé d'après les relations suivantes [54] :

$$\text{N-S} : \cos(\theta) = [(\sin(L) \sin(\delta) + \cos(L) \cos(\delta) \cos(\omega))^2 + \cos(\delta)^2 \sin(\omega)^2]^{1/2} \quad (3.6)$$

$$\text{E-W} : \cos(\theta) = [1 - \cos(\delta)^2 \sin(\omega)^2]^{1/2} \quad (3.7)$$

Avec :

ω : Angle horaire

δ : Déclinaison

L : Latitude

L'heure et l'angle de déclinaison sont donnés en fonction de la longitude λ et du numéro du jour.

$$\omega = 15 \left(TU + ET + \frac{\lambda}{15} - 12 \right) \quad (3.8)$$

$$\delta = 23.45 \sin \left(360 \frac{248+n}{365} \right) \quad (3.9)$$

L'angle d'incidence introduit trois termes supplémentaires dans l'expression du rendement optique. Chacun de ces termes fait référence à l'un des effets suivants :

- *Effet énergétique* : il en est la conséquence du principe de conservation de l'énergie. En effet, la surface d'ouverture effective recevant le DNI en tant que densité d'énergie est égale à la surface d'ouverture pondérée par le cosinus de l'angle d'incidence (l'effet cosinus).

- *Effet isotropique* : à l'exception du facteur d'interception, les autres facteurs intervenant dans la définition du rendement optique de pic varient en fonction de la direction du rayonnement direct incident. La forme de cette dépendance est donnée par une équation empirique appelée « Incidence Angle Modifier » (IAM). Les expressions analytiques de l'IAM relatives aux deux types PTC de technologie LUZ sont données dans le tableau 3.
- *Effet géométrique* : la variation de la direction du DNI sur la surface réfléchissante s'accompagne d'un décalage de l'image solaire dont une partie n'est, généralement, pas captée à l'extrémité du tube-absorbeur (voir la figure 23). Le facteur de perte qui représente cet effet (par unité de surface) est donné par l'équation suivante [112] :

$$\xi(\theta) = 1 - \left(\frac{f}{l}\right) \left(1 + \frac{W^2}{48f^2}\right) \tan(\theta) \quad (3.10)$$

Avec :

$$f = \frac{W}{4 \tan(\phi/4)} \quad (3.11)$$

ϕ : Angle d'ouverture du capteur

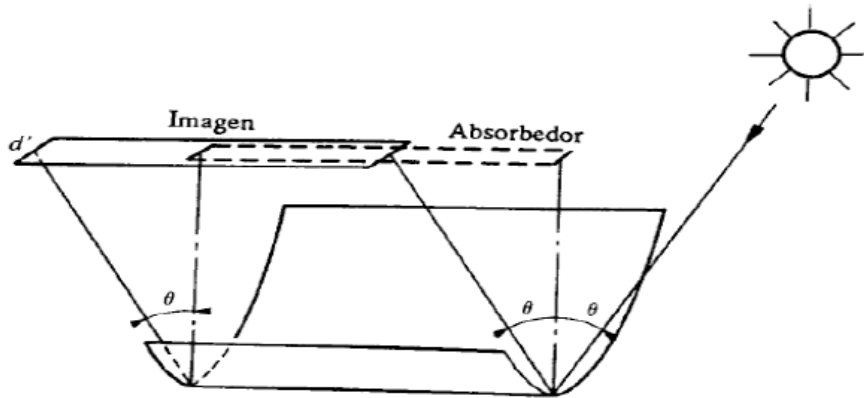


Figure 23. Décalage de l'image solaire par rapport au tube-absorbeur

Enfin, quel que soit l'angle θ , le rendement optique $\eta_{opt}(\theta)$ sera donné par l'équation (3.12).

$$\eta_{opt}(\theta) = \eta_{peak,opt} \cos(\theta) IAM \xi(\theta) \quad (3.12)$$

Tableau 3. Paramètres optiques caractéristiques des PTC type LS2 et type LS3

TPC	$\eta_{peak,opt}$	Incidence Angle Modifier
LS2	76	$(1/\cos(\theta))(\cos(\theta) + 0.000884\theta - 0.00005369\theta^2)$
LS3	80	$1 - 2.2307e^{-4}\theta - 1.1e^{-4}\theta^2 + 3.18596e^{-6}\theta^3 - 4.85509e^{-8}\theta^4$

3.2.2.2. Les pertes thermiques

En considérant la température de la surface extérieure du tube-absorbeur $T_{ab,o}$ et la température ambiante T_a comme références, l'équation des pertes de chaleur aura l'expression suivante :

$$\dot{Q}_{loss} = U_L^*(T_{ab,o} - T_a)\pi D_{ab,o}l \quad (3.13)$$

Avec

U_L^* : Coefficient de transfert global

$D_{ab,o}$: Diamètre extérieur du tube-absorbeur

Le réseau de transfert de chaleur relatif au HCE est illustré sur la figure 24. Il convient de noter que la conduction ayant lieu entre les supports et l'environnement n'y est pas représentée. Le coefficient de transfert global est déduit analytiquement à partir de l'analyse du réseau des résistances.

$$U_L^* = \left[\frac{D_{ab,o}}{(h_{c,co-a} + h_{r,co-a})D_{co,o}} + \frac{1}{2K_{co}} \ln \left(\frac{D_{co,o}}{D_{co,i}} \right) + \frac{1}{h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co}} \right] \quad (3.14)$$

Avec

$h_{r,ab-co}$: Coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la couverture en verre.

$h_{c,ab-co}$: Coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et la couverture en verre.

$h_{c,co-a}$: Coefficient d'échange convectif entre la couverture en verre et l'environnement.

$h_{r,co-a}$: Coefficient d'échange radiatif entre la couverture en verre et l'environnement.

$D_{co,o}$: Diamètre extérieur de la couverture en verre

$D_{co,i}$: Diamètre intérieur de la couverture en verre

K_{co} : Conductivité thermique de la couverture en verre

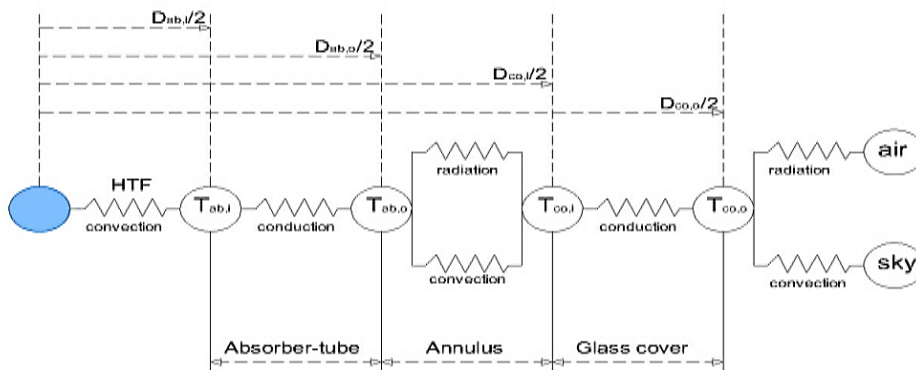


Figure 24. Réseau de transfert de chaleur au niveau du HCE

3.2.2.3. Estimation des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

Le coefficient d'échange radiatif entre la couverture en verre et l'environnement est obtenu en considérant deux surfaces grises infinies et de forme cylindrique. Il est donné par l'expression suivante :

$$h_{r,ab-co} = \sigma \frac{(T_{ab,o}^2 + T_{co,i}^2)(T_{ab,o} - T_{co,i})}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{(1-\varepsilon_{co})D_{ab,o}}{\varepsilon_{co}D_{co,i}}} \quad (3.15)$$

Avec ;

σ : Constante de Stefan-Boltzmann.

$T_{co,i}$: Température de la surface interne de la couverture en verre.

ε_{ab} et ε_{co} : émissivités du tube-absorbeur et de la couverture en verre, respectivement.

Le coefficient de transfert radiatif $h_{r,co-a}$ prend l'expression que voici :

$$h_{r,co-a} = \sigma \varepsilon_{co} \frac{(T_{co,o}^4 - T_{sky}^4)}{(T_{co,o} - T_a)} \quad (3.16)$$

La température du ciel T_{sky} est donnée par la corrélation ci-dessous [113].

$$T_{sky} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (3.17)$$

3.2.2.4. Estimation des coefficients de transfert de chaleur par convection

En fonction de la pression régnant dans l'espace annulaire, les transferts par convection entre le tube-absorbeur et la couverture en verre peuvent se produire suivant deux mécanismes différents. Lorsque la pression est inférieure à 0,013 Pa, le transfert se produit par convection moléculaire libre. Dans ce cas et pour les températures mises en jeu dans un concentrateur PTC, le calcul du coefficient de transfert convectif donne des valeurs tellement faibles qu'elles deviennent, en définitive, négligeables.

Si la pression est supérieure à 0,013 Pa, un transfert de chaleur par convection naturelle se produit dans l'espace annulaire. La corrélation de Raithby et Holland [90, 114] est recommandée pour estimer le coefficient $K_{eff,gaz}$:

$$h_{c,ab-co} = \frac{2K_{eff,gaz}}{D_{ab,o} \ln(D_{co,i}/D_{ab,o})} \quad (3.18)$$

La conductivité thermique effective $K_{eff,gaz}$ dépend de la conductivité thermique K_{gaz} , du nombre de Prandtl $Pr_{ab,o-co,i}$ et du nombre de Rayleigh modifié Ra^* du gaz annulaire. Toutes les propriétés physiques du gaz sont évaluées à la température moyenne $(T_{co,i} + T_{ab,o})/2$.

$$K_{eff,gas} = 0.386K_{gas} \left(\frac{Pr_{ab,o-co,i}}{0.861 + Pr_{ab,o-co,i}} \right)^{0.25} Ra_c^{0.25} \quad (3.19)$$

Le nombre de Rayleigh modifié est lié au nombre de Rayleigh $Ra_{D_{ab,o}}$ (évalué en référence au diamètre extérieur du tube-absorbeur) comme suit :

$$Ra^* = \frac{[\ln(D_{co,i}/D_{ab,o})]^4}{L_{eff}^3 (D_{ab,o}^{-3/5} + D_{co,i}^{-3/5})^5} Ra_{D_{ab,o}} \quad (3.20)$$

La longueur effective L_{eff} est égale à $(D_{co,i} - D_{ab,o})/2$.

En présence du vent, les pertes de chaleur par convection de la couverture en verre vers l'extérieure sont estimées en utilisant la corrélation de Zhukauska établie pour un flux de convection forcée externe perpendiculaire à une surface cylindrique isotherme. Ainsi, le nombre de Nusselt moyen (basé sur le diamètre extérieur de la couverture en verre) est donné par :

$$Nu_{D_{co,o}} = C Re_{D_{co,o}}^m Pr_{air}^n (Pr_{air}/Pr_{co,o})^{1/4} \quad (3.21)$$

Incropera et al. [115] précisent les valeurs exactes des constantes C, M et N pour chaque gamme des nombres de Reynolds et Prandtl.

En l'absence de vent, le nombre de Nusselt $Nu_{D_{co,o}}$ est donné par la corrélation suivante :

$$Nu_{D_{co,o}} = 0.48 Ra_{D_{co,o}}^{0.25} \quad (3.22)$$

Toutes les propriétés physiques de l'air sont évaluées à la température ambiante excepté $Pr_{co,o}$, qui est évaluée à la température $T_{co,o}$ et la conductivité thermique de l'air qui, elle, est évaluée à la température moyenne $(T_{co,i} + T_{ab,o})/2$

3.2.2.5. Gain d'énergie

Au vu du problème posé, il est commode d'exprimer l'énergie utile comme une fonction des paramètres d'entrée du modèle que sont la température d'entrée du fluide caloporteur et la température ambiante. L'équation de Hôtel -dérivée d'un coefficient de perte global constant- est exploitée à cette fin :

$$\dot{Q}_u = F_R [DNI \eta_{opt(\theta)} A_a - U_L \pi D_{ab,o} l (T_{fi} - T_a)] \quad (3.23)$$

F_R représente le rapport entre le gain d'énergie réel et le gain d'énergie utile qui aurait été obtenu avec une température moyenne du tube-absorbeur égale à la température d'entrée du fluide et avec un même coefficient de perte global réel U_L . Il est donné par l'équation (3.24)

$$F_R = \frac{\dot{m} C p_f}{U_L \pi D_{ab,o} l} \left[1 - \exp\left(\frac{-F' U_L \pi D_{ab,o} l}{\dot{m} C p_f}\right) \right] \quad (3.24)$$

Où F' est le facteur d'efficacité du collecteur ; il dépend du coefficient de perte globale, du flux de conduction à travers la paroi du tube-absorbeur (conductivité thermique K_{ab}) et du flux de chaleur convecté par le HTF.

$$F' = \frac{1/U_L}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{ab,o}}{2K_{ab}} \ln\left(\frac{D_{ab,o}}{D_{ab,i}}\right) + \frac{D_{ab,o}}{D_{ab,i} h_f}} \quad (3.25)$$

Le coefficient de transfert de chaleur entre le tube-absorbeur et le fluide caloporteur h_f est donné par le nombre de Nusselt basé sur la surface interne du tube. La conductivité thermique, la densité volumique et la viscosité cinématique du fluide caloporteur sont toutes estimées à sa température moyenne. Le régime d'écoulement du fluide est déterminé par la valeur du nombre de Reynolds. Pour un écoulement laminaire entièrement développé ($Re_{D_{ab,i}} < 2300$), le nombre de Nusselt est pris égal à 4,36, pour le cas d'un flux thermique de surface uniforme. Pour un écoulement turbulent pleinement développé, la corrélation de Gnielinski [114, 116] est utilisée pour calculer le nombre de Nusselt.

$$Nu_{D_{ab,i}} = \frac{(f_D/8)(Re_{D_{ab,i}}-1000)Pr_f}{1+12.7\sqrt{(f_D/8)}(Pr_f^{2/3}-1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ab,i}}\right)^{0.11} \quad (3.26)$$

Pour : $2300 < Re_{D_{ab,i}} < 5 \cdot 10^6$ et $0.5 < Pr_f < 2 \cdot 10^3$

Pour une surface lisse, la corrélation développée par Filonenko [117] (valable pour $10^5 < Re_{D_{ab,i}} < 10^7$) est recommandée pour le calcul du facteur de frottement de Darcy f_D .

$$f_D = (1.8 \log Re_f - 1.64)^{-2} \quad (3.27)$$

Toutes les propriétés physiques et tous les nombres adimensionnels sont évalués à la température moyenne HTF à l'exception du nombre de Prandtl $Pr_{ab,i}$ qui, lui, est évalué à la température de la surface interne du tube-absorbeur.

3.2.3. Procédure de simulation du modèle stationnaire

La température de sortie du fluide caloporteur T_{f_o} dépend de l'énergie utile collectée. Sa détermination nécessite la connaissance du rendement énergétique du système. Pour déterminer T_{f_o} , il faut connaître l'énergie utile qui dépend implicitement des autres températures du système à travers les pertes thermiques.

Une solution itérative est préconisée pour ce type de problème. Le principe en est d'estimer le transfert de chaleur en considérant une valeur aléatoire pour la température inconnue (proche de la température à sa frontière) puis à recalculer cette température à partir d'une équation de bilan. Si la différence absolue entre les valeurs estimées et calculées dépasse la tolérance fixée (0,001 °C dans notre simulation), le processus itératif est répété jusqu'à convergence.

Tout compte fait, le modèle mathématique développé dans notre étude comprend cinq températures interdépendantes à évaluer : $T_{f,o}$, $T_{ab,o}$, $T_{ab,i}$, $T_{co,i}$ et $T_{co,o}$. Les équations de bilan énergétique écrites pour chaque température sont présentées ci-dessus.

Pour les surfaces du tube-absorbeur :

$$T_{ab,i} = T_f + \frac{\dot{Q}_u}{h_f \pi D_{ab,i} l} \quad (3.28)$$

$$T_{ab,o} = T_{ab,i} + \frac{\dot{Q}_u}{2\pi l K_{ab} / \ln(D_{ab,o}/D_{ab,i})} \quad (3.29)$$

Pour les surfaces de la couverture en verre :

$$T_{co,i} = T_{ab,o} - \frac{\dot{Q}_{loss}}{\pi l D_{ab,i} (h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co})} \quad (3.30)$$

$$T_{co,o} = T_a + \frac{\dot{Q}_{loss}}{\pi l D_{co,o} (h_{r,ab-co} + h_{c,co-a})} \quad (3.31)$$

Pour le fluide caloporteur :

$$T_{f,o} = T_{f,i} + \frac{F_R}{m_f C_{p_f}} \left[I \eta_{opt}(\theta) A_a - U_L \pi l D_{ab,o} (T_{f,i} - T_a) \right] \quad (3.32)$$

Dans un premier temps, l'énergie utile est estimée en posant une température de sortie de 1 degré supérieure à la température d'entrée. Après cela, le processus itératif est effectué pour calculer les températures du tube-absorbeur et de la couverture en verre. Les dernières itérations permettent de calculer U_L^* . Le coefficient de perte globale U_L est donné par l'équation (3.33).

Le coefficient U_L^* est calculé en tenant compte du fait que sa valeur théorique est d'environ 10% à 12% [118] inférieure à sa valeur réelle comptant les pertes par conduction à travers les supports du récepteur.

$$U_L = 1,1 \times U_L^* \frac{(T_{ab,o} - T_a)}{(T_{ab} - T_a)} \quad (3.33)$$

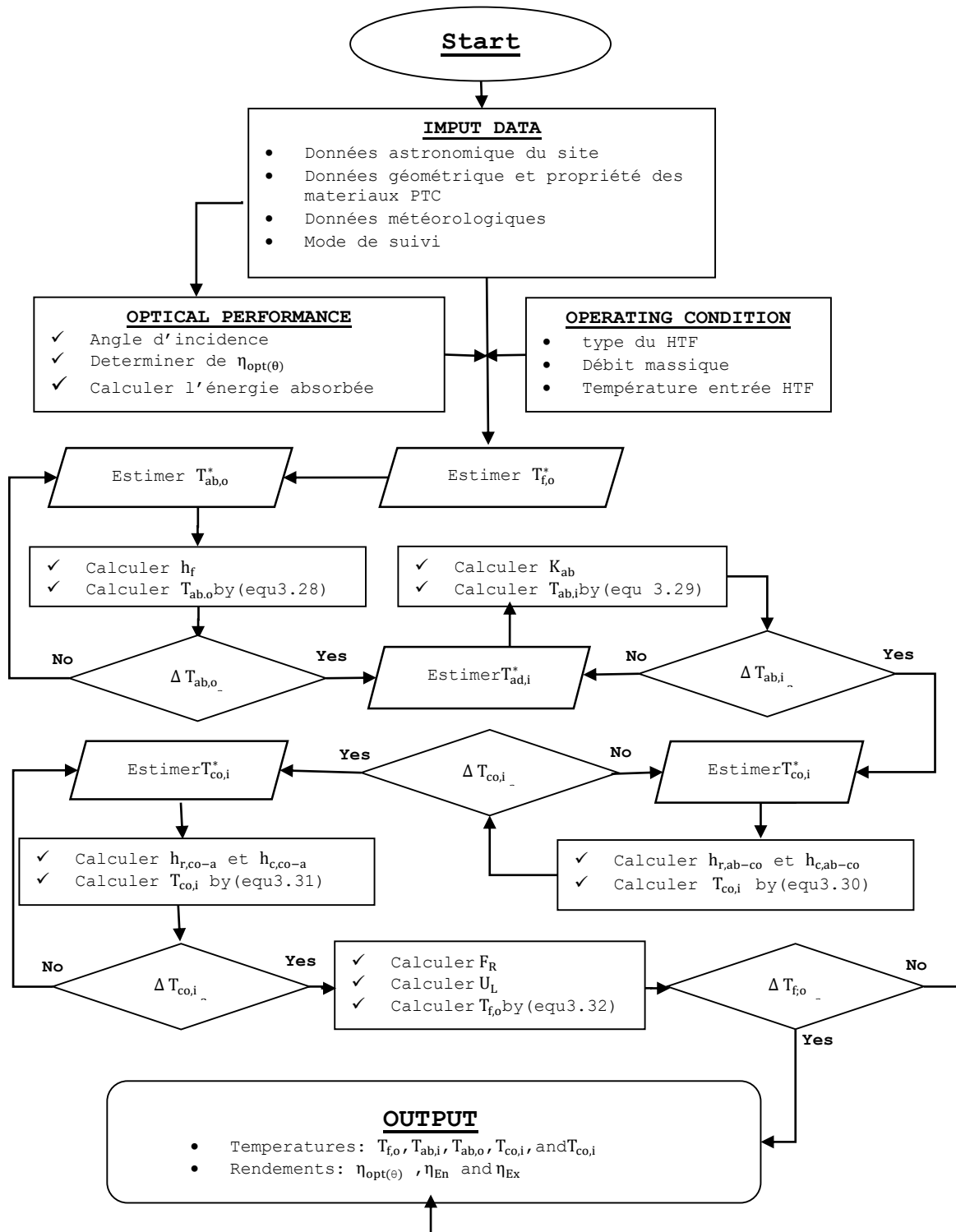


Figure 25. Organigramme de simulation du modèle stationnaire

3.3. Modélisation du champ solaire

Le champ solaire est constitué d'un ensemble de SCA chauffant le fluide caloporteur (HTF) et d'un réseau de canalisations le transportant. Les concentrateurs solaires sont disposés en série pour former des rangées ou des boucles, lesquelles sont reliées en parallèle à deux tuyaux collecteurs appelés têtes : la première dite « chaude » distribue le HTF à l'entrée de chaque boucle et la deuxième dite « froide » le recueille à sa sortie.

3.3.1. Configuration du champ solaire

La configuration du champ solaire est définie par le circuit parcouru par le fluide caloporteur (voir section 2.2.1). Le retour direct, particulièrement adapté pour les champs solaires de petite taille en est la configuration la plus simple. Dans le cas des centrales solaires thermodynamiques de puissance, la disposition du champ solaire la plus courante est celle caractérisée par une alimentation centralisée. Les têtes froide et chaude sont situées du même côté et la boucle est constituée de deux rangées parallèles. Pour ce type de disposition, nous avons deux arrangements possibles, l'arrangement « I » pour les installations de moyenne échelle et le « H » pour les installations de grande échelle.

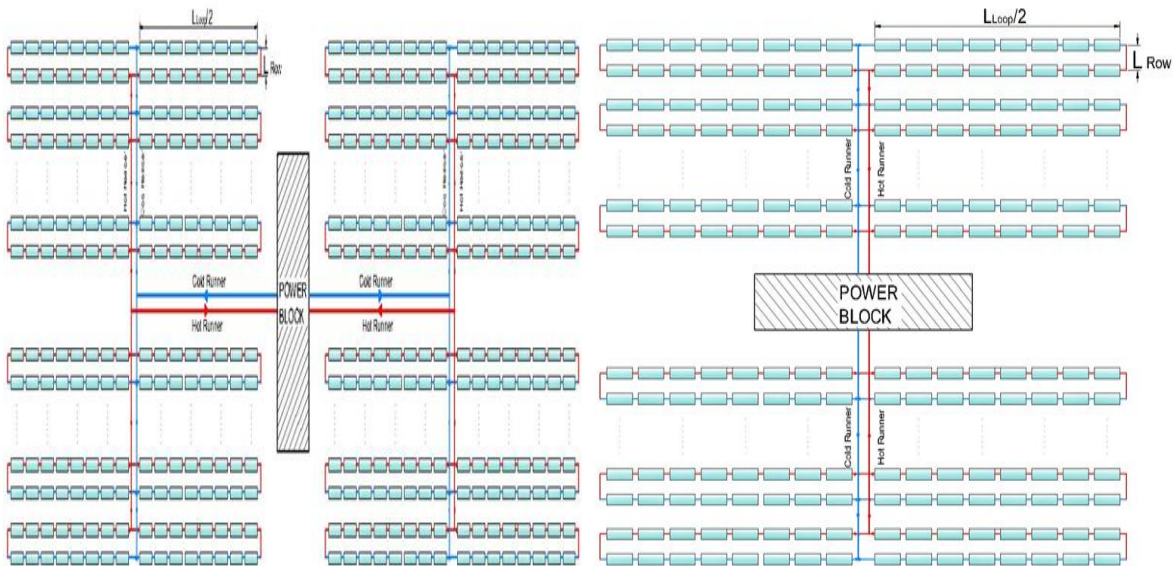


Figure 26. Champ solaire à alimentation centralisée (H et I)

Comme on peut le remarquer sur la figure 26, l'agencement « H » est constitué de 4 sections alors que l'agencement « I » n'en possède que 2. En pratique et suivant le critère adopté dans [119], l'arrangement « I » est retenu dans le cas où la surface d'ouverture totale du champ solaire est inférieure à $4 \cdot 10,5 \text{ m}^2$ et l'arrangement « H » dans l'autre cas.

3.3.2. Facteur d'ombrage latéral

Lorsque les angles de Zénith deviennent faibles à certaines heures de la journée. D'importantes pertes de performances se produisent à cause du phénomène d'ombrage entre les rangées adjacentes. Ces ombrages impliquent une réduction de la surface d'ouverture effective du champ solaire. En conséquence, l'efficacité optique du collecteur est corrigée par un facteur supplémentaire appelé « facteur d'ombrage latéral », donné pour un mode de poursuite du soleil Nord-Sud par l'équation (3.34).

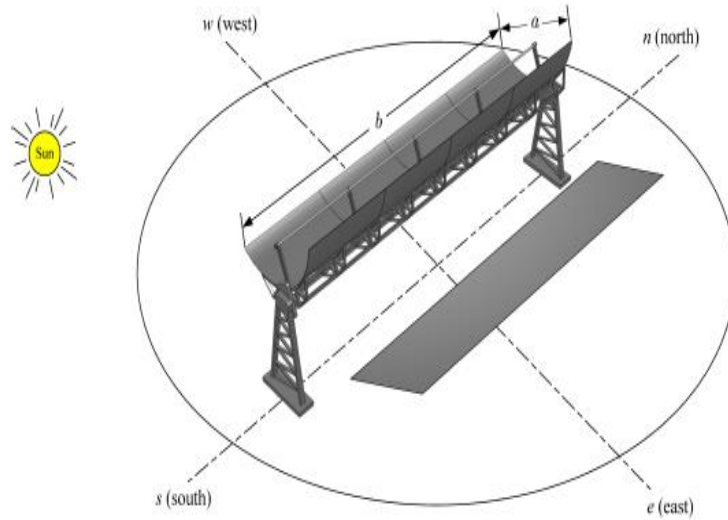


Figure 27. Ombrage latéral du PTC [120].

$$F_{shading} = \min \left[\max \left(0; \frac{L_{ROW} \cos \theta_z}{W \cos \theta} \right); 1 \right] \quad (3.34)$$

L_{ROW} étant la distance séparant deux rangées successives et θ_z l'angle Zénith.

Durant la phase de conception du champ solaire, il s'agit de déterminer un espacement optimal des rangées garantissant un ombrage latéral nul pendant les heures de travail des capteurs tout en minimisant autant que possible, au niveau de la tuyauterie, les pertes thermiques et les pertes de charges. En pratique, cette distance est généralement comprise entre 12 m et 15 m [120].

3.3.3. Pertes thermiques au niveau de la tuyauterie

Le calcul des pertes de chaleur au niveau du champ solaire (uniquement celles dues au gradient de température entre l'environnement et le HTF distribué dans les canalisations et collecté dans le vase d'expansion) ont fait l'objet d'une investigation menée sur la centrale SEGS VI [121], laquelle a conduit à l'équation empirique suivante :

$$\dot{Q}_{loss/PV} = 0.108 N_{Loop/SF} N_{SCA/Loop} A_{ap/SCA} \left[\frac{T_{f/inletloop} + T_{f/ouletloop}}{2} - T_a \right] \quad (3.35)$$

$T_{f/inletloop}$ et $T_{f/ouletloop}$ sont les températures HTF entrée/ sortie de la boucle.

$N_{Loop/SF}$, $N_{SCA/Loop}$ et $A_{ap/SCA}$ représentent respectivement le nombre de boucles, le nombre de SCA par boucle et la surface d'ouverture d'un SCA.

3.3.4. Pertes de charges

La régulation de la puissance de pompage, garantissant le même débit de consigne à l'entrée de chaque boucle, dépend de la connaissance des pertes de charge présentes dans le circuit HTF. Décomposées, ces pertes de charges se présentent sous l'équation (3.36).

$$\Delta P_{SF} = \sum_i \rho_f g h_{L_i} \quad (3.36)$$

L'indice i renvoie à l'ensemble des éléments rencontrés sur le plus long chemin parcouru par le fluide caloporteur. Cet ensemble comprend : les HCE assemblés en série, les collecteurs chaud et froid, les canalisations reliant le vase d'expansion à chaque section du champ, la tuyauterie et les raccords de la boucle d'entrée/sortie.

La hauteur h_{L_i} est calculée avec l'équation de Darcy-Weisbach [122].

$$h_{L_i} = F_{D_i} \frac{L_i V_i^2}{D_i 2g} \quad (3.37)$$

Où F_{D_i} est le coefficient de frottement de Darcy, D_i est le diamètre du tuyau et V_i , la vitesse d'écoulement du fluide caloporteur.

L_i a la dimension d'une longueur. Il représente soit une longueur réelle dans le calcul des composantes cinétiques de la perte de charge, soit une longueur fictive équivalente au coefficient de perte K_i associées aux pertes de charge singulière des raccords.

Les valeurs de K_i correspondant à chaque type de raccord sont données par [119]. Le présent modèle hydraulique utilise deux coefficients de frottement de Darcy : l'un pour les HCE et la tuyauterie de la boucle d'entrée/sortie, et l'autre (corrélation donnée par [117]) tenant compte la rugosité de la surface interne du circuit, égale à 0,046 [123].

3.4. Dimensionnement du champ solaire

Nous proposons, dans cette section, un protocole de dimensionnement d'un champ solaire destiné à une centrale de production d'électricité de capacité nominale $P_{N,C}$. Soient η_{PB} et η_{SSG} les rendements nominaux du bloc de puissance et du générateur de vapeur solaire, respectivement.

Nous avons fait le choix d'adopter le débit massique HTF comme variable de référence dans le protocole de dimensionnement du champ solaire. Ainsi, nous partirons du débit massique à l'entrée du bloc de puissance $\dot{m}_{N,PB}$, nécessaire à la génération de la puissance nominale de conception, pour remonter ensuite au nombre de boucles formant le champ solaire.

3.4.1. Choix du point de conception et du multiple solaire

➤ *Débit massique du HTF correspondant à la capacité nominale.*

L'équation (3.38) convertit, à travers les efficacités η_{PB} et η_{SSG} , la puissance électrique nominale de l'installation en puissance thermique.

$$P_{N,th} = P_{N,e}/(\eta_{PB} + \eta_{HE}) \quad (3.38)$$

Connaissant les températures d'entrée/sortie du champ solaire, le débit massique $\dot{m}_{N,PB}$ à assurer à l'entrée du générateur de vapeur est donnée par l'équation (3.39).

$$\dot{m}_{N,PB} = P_{N,th}/Cp_f(T_{f,o} + T_{f,i}) \quad (3.39)$$

➤ *Point de conception*

Le rayonnement solaire étant très variable (au cours de l'année, de la saison, du mois et du jour), le choix d'une valeur représentative qui servira de *point de conception* pour le champ solaire est fixé, traditionnellement, au 21 juin à midi solaire [124,64] ou au point correspondant au DNI maximum [125].

➤ *Multiple solaire*

La puissance thermique nominale ne peut-être fournie par le champ solaire que pendant les heures où le gisement solaire est égale ou supérieur à celui correspondant au point de conception. Comme cette condition n'est remplie que rarement, il devient impératif de chercher un compromis raisonnable entre la taille du champ solaire et les différents coûts qu'elle implique. Le champ réel qui en résulte fournira, à différentes périodes de l'année, des capacités alternativement supérieures ou inférieures à la puissance nominale.

Le multiple solaire SM représente le rapport entre la capacité fournie par le champ solaire réel $P_{SF,d}$, au point de conception, et la capacité nominale de l'installation.

$$SM = P_{SF,d}/P_{N,th} \quad (3.40)$$

Le multiple solaire constitue une fonction objective à intégrer qui dans une optimisation multicritère.

3.4.2. Détermination du nombre de boucles

La détermination du débit massique au niveau de la boucle est primordiale pour l'exécution et le déroulement de toutes les autres étapes du protocole.

- Le DNI, la température ambiante T_a , la vitesse du vent au point de conception, ainsi que la température d'entrée du HTF étant connus, on approche itérativement- à l'aide du code développé dans la section 3.2.3- la valeur du débit massique qui doit assurer la température de sortie HTF de consigne.
- Débit massique de dimensionnement $\dot{m}_{SF,d}$

$$\dot{m}_{SF,d} = SM \dot{m}_{N,PB} \quad (3.41)$$

- Nombre de boucles

$$N_{Loop} = \dot{m}_{SF,d} / \dot{m}_{Loop,d} \quad (3.42)$$

- L'arrangement «I» est retenu si la surface d'ouverture totale du champ de capteurs $A_{SF,d}$ est inférieure à 4.10^5 m^2 et l'arrangement «H» dans le cas contraire.

$$A_{SF,d} = N_{Loop,d} \cdot A_{Loop} \quad (3.43)$$

- Une fois le tracé choisi, on procède, si nécessaire, à une correction du multiple solaire de sorte à obtenir le même nombre de boucles dans chaque section du champ solaire.

3.4.3. Dimensionnement du réseau hydraulique

Le choix du diamètre de la tuyauterie en chaque point du champ solaire est déterminé d'après le modèle développé par le NREL [119] où il est établi que, pour minimiser les coûts de la canalisation, la vitesse du HTF doit être comprise entre 2 et 4 m/s.

- Dans cette étude, le diamètre de la tuyauterie dans chaque section doit répondre à cette limitation de vitesse et être calculé en conséquence.
- Connaissant le débit massique de conception, le débit massique \dot{m}_p en chaque point est déduit comme un multiple de $2\dot{m}_{Loop,d}$.
- Le diamètre de la tuyauterie est calculé comme suit :

$$D_{pipe,P} = 4\dot{m}_p / \pi \rho V \quad (3.44)$$

- En raison de la standardisation commerciale, les diamètres sont ajustés par incréments de 200 each.

3.5. Évaluation de la production électrique d'une centrale solaire hybride

Nous indiquerons, ici, les étapes permettant l'évaluation de la production électrique d'une centrale solaire hybride. Les paramètres métrologiques propres au site d'implantation de l'installation sont considérés chaque heure. Cette durée autorise largement l'adoption du régime stationnaire pour l'estimation des performances du champ solaire.

3.5.1. Stratégie opérationnelle

Comme stratégie opérationnelle, la centrale adopte les critères suivants :

- La centrale fonctionne à pleine charge, de jour comme de nuit
- Le bloc de puissance peut fonctionner jusqu'à 10% au-delà de sa capacité nominale
- Le champ solaire est mis en position de dé-focalisation lorsque le rayonnement solaire n'atteint pas 20% de la valeur du DNI de conception
- Les heures où la puissance fournie par le champ solaire dépasse de 10% la puissance nominale, certaines boucles -dont le nombre est à déterminer- seront dé-focalisées.
- Afin de prévenir le phénomène de gel qui pourrait survenir dans les conduites pendant la période d'arrêt du champ solaire, le HTF doit être maintenu en circulation et ce, à raison de 20% de son débit de conception.

3.5.2. Evaluation de la contribution horaire du champ solaire

Nous nous proposons d'indiquer les opérations à suivre pour évaluer :

- La puissance électrique instantanée due exclusivement au champ solaire
- La puissance électrique nette produite par le champ solaire

Nous commençons par définir deux facteurs qui seront utilisés dans le calcul :

- Facteur solaire

$$f_{th,SF} = P_{th,SF} / P_{N,th} \quad (3.45)$$

- Facteur d'hybridation

$$f_{hyb} = \max(0.1; 1 - P_{th,SF} / P_{N,th}) \quad (3.46)$$

Remarquons que nous raisonnerons en termes de puissances thermiques ($P_{th,SF}$ et $P_{N,th}$) et que nous ne passerons à la conversion électrique que vers la fin la procédure.

3.5.2.1. Détermination de la puissance thermique fournie par le champ solaire

- Compte tenu du DNI, de la température ambiante et de la vitesse du vent, nous déterminons le débit massique HTF dans une boucle qui ferait passer la température du fluide caloporteur de $T_{f,i}$ à $T_{f,o}$
- La puissance totale fournie par le champ solaire

$$P_{th,SF} = N_{Loop} \dot{m}_{Loop} C p_f (T_{f,o} + T_{f,i}) \quad (3.47)$$

- Calcul du facteur solaire selon l'équation (3.45)

3.5.2.2. Choix du mode de fonctionnement

La stratégie de mise en marche de la centrale est calibrée sur la valeur du facteur solaire. Ainsi, nous avons :

- Arrêt du champ solaire, si le facteur solaire est inférieur à 0,2. La centrale fonctionnera donc à pleine charge avec un facteur d'hybridation égal à l'unité
- Fonctionnement hybride, si le facteur solaire est supérieur à 0,2 et strictement inférieur à 1
- Dé-focalisation, si le facteur solaire est strictement supérieur à 1,1. Dans ce cas (très rare), nous déterminons le plus grand multiple du débit de boucle qui définira un facteur solaire mis à jour inférieur à 1,1.

3.5.2.3. Puissance perdue

- *Calcul de la puissance de pompage*
 - Une fois les pertes de charge déterminées, la puissance de pompage sera calculée suivant la relation (3.48)

$$P_{pump,th} = \dot{m}_{SF} (\Delta P / \rho_f) (1 / \eta_{PB} \eta_{pump}) \quad (3.48)$$

- La puissance de pompage est rapportée à la capacité nominale pour définir un nouveau facteur (f_{pump}) dit de pompage.

$$f_{pump} = P_{pump,th} / P_{N,th} \quad (3.49)$$

- *Pertes dues à la période d'arrêt du champ*
 - Les pertes thermiques pendant les heures d'arrêt du champ solaire sont représentées par un nouveau facteur ($f_{down,SF}$) dit « d'arrêt du champ solaire ». D'après [80], 5% de la puissance nominale est perdue à chaque heure d'arrêt.
 - Ce facteur est calculé comme la somme cumulée de toutes les pertes survenant entre l'heure «H» et la dernière heure de fonctionnement du champ solaire.

$$f_{down,SF} = 0.05\Delta H_{op,n-op} \quad (3.50)$$

3.5.2.4. Puissance électrique nette

➤ *Puissance électrique instantanée*

- La puissance électrique instantanée délivrée par le bloc de puissance est donnée par la relation suivante :

$$P_{e,plant} = (f_{th,SF} + f_{hyb})P_{N,C} \quad (3.50)$$

➤ *La puissance électrique nette du champ solaire*

- La puissance électrique nette due au champ solaire $P_{e,net,SF}$ doit prendre en compte la puissance de pompage et la puissance perdue pendant les heures d'arrêt du champ solaire. Elle est donnée par l'intermédiaire du facteur solaire net $f_{NET,SF}$.

$$f_{NET,SF} = f_{th,SF} - f_{pump} - f_{down,SF} \quad (3.51)$$

$$P_{e,NET,SF} = f_{NET,SF}P_{N,C} \quad (3.52)$$

3.6. Conclusion :

Le concentrateur solaire cylindro-parabolique a fait l'objet d'une étude détaillée n'ayant négligé aucun des modes d'échanges thermiques impliqués dans le processus de conversion thermo-solaire. Un modèle analytique décrivant le fonctionnement en régime stationnaire du concentrateur a été proposé, et son code établi. Pour des conditions opératoires et climatiques déterminées, ce code permet d'estimer : (i) la température de sortie du fluide caloporteur, (ii) les températures des surfaces intérieures et extérieures du tube-absorbeur et de la couverture en verre et (iii) tous les rendements du capteur PTC.

Le modèle stationnaire est parfaitement adapté aux besoins de dimensionnement d'un champ solaire. C'est dans cette perspective que, parallèlement, nous avons proposé une méthodologie séquencée aboutissant à l'établissement d'un nouveau code de calcul, plus général et intégrant l'aspect hydraulique de la circulation du fluide, pouvant servir d'outil de dimensionnement et d'évaluation des performances d'un champ solaire d'une centrale électrique hybride.

Chapitre IV

*Modélisation dynamique du PTC par
approche Bond Graph*

4.1. Introduction

Ce quatrième chapitre est consacré à l'étude du comportement dynamique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique. La modélisation dynamique est réalisée selon la méthodologie Bond Graph qui a la propriété de faire ressortir la structure graphique des phénomènes modélisés où les relations de couplage multi-domaines sont explicitement représentées. L'équation d'état du système est déduite des lois de jonctions, des éléments résistifs et des éléments capacitifs. Grâce à la causalité attribuée au modèle BG, celui-ci est transformé en un schéma bloc équivalent programmable sous l'environnement Matlab/Simulink.

4.2. Méthodologie Bond Graph

Les procédés industriels se présentent comme des systèmes physiques recouvrant une multitude de champs disciplinaires dont la conception, la mise en œuvre et l'optimisation nécessitent le concours de compétences spécifiques à chaque domaine. L'adoption d'une approche de modélisation d'envergure universelle serait une opportunité et un atout majeur pour les ingénieurs concepteurs. Le formalisme dit « Bond Graph (BG) » -introduit en 1961 par Paynter en 1961 [126] - appartient à cette classe d'approches interdisciplinaires. La modélisation BG propose une terminologie unifiée pour tous les domaines physiques, fondée sur la notion d'analogie entre phénomènes [127]. Elle permet de représenter graphiquement les phénomènes de stockage, de dissipation et de transfert de puissance des modèles physiques. Grâce à son caractère modulaire, la souplesse inhérente aux Bond Graphs permet de faire évoluer le modèle par ajout de nouveaux phénomènes dont l'importance relative se serait révélée a posteriori. La richesse des informations disponibles sur le graphique en fait un outil puissant de modélisation, de conception et d'analyse des propriétés clés du système telles que la stabilité interne, la contrôlabilité et l'observabilité [128].

4.2.1. Variables de puissance et d'énergie

Avant d'aborder proprement la modélisation par l'approche Bond Graph, il y'a lieu de commencer par l'introduction de certaines notions fondamentales ayant, quelque part, valeur de définitions.

Les multiports sont des nœuds (symbolisés par des caractères alphanumériques) sur lesquels sont greffés des ports dont l'interconnexion par le biais de liens (bond) forme un réseau de relations (graph).

Du point de vue énergétique, un BG représente un échange de puissance entre deux entités physiques. Cette puissance est donnée par le produit des *variables généralisées d'effort et de flux* désignées par les lettres « e » et « f » respectivement.

$$p(t) = e(t) \times f(t) \quad (4.1)$$

Les variables de puissance « e » et « f » sont reliées l'une à l'autre par des paramètres physiques spécifiques au domaine physique, objet de la modélisation. Le choix des variables de puissance est dicté par des considérations à la fois phénoménologiques et formelles, donc de commodité. À titre d'exemple, dans le domaine électrique -sur lequel a été élaborée initialement l'approche BG- la variable flux représente le « courant électrique » et la variable effort la « tension électrique».

Deux autres variables dites « *variables généralisées d'énergie* » sont introduites par la modélisation BG. Elles sont définies par des relations différentielles sur les variables de puissance (les équations 4.2 et 4.3). Elles sont notées : $p(t)$ pour le «*moment généralisé ou l'impulsion*» défini sur l'effort et $q(t)$ pour le «*déplacement généralisé*» défini sur le flux.

$$p(t) = \int_0^t e(t)dt \Rightarrow \frac{dp}{dt} = e(t) \quad (4.2)$$

$$q(t) = \int_0^t f(t)dt \Rightarrow \frac{dq}{dt} = f(t) \quad (4.3)$$

Le tableau 4 donne les variables de puissance et d'énergie correspondant aux principaux domaines de la physique appliquée.

Tableau 4. Variables généralisées et domaines techniques [129]

Domaine	Effort $e(t)$	Flux $f(t)$	Moment $p(t)$	Déplacement $q(t)$
Mécanique de translation	Force F[N]	Vitesse v [ms ⁻¹]	Impulsion p [N.s]	Déplacement x [m]
Mécanique de rotation	Couple τ [N.m]	Vitesse angulaire ω [rad s ⁻¹]	Impulsion angulaire ω [N.m.s]	Angle θ [rad]
Electricité	Tension u	Courant i [A]	Flux magnétique ϕ [wb]	Charge [colomb]
Hydraulique	Pression P [Pa]	Débit volumique \dot{V} [m ³ . s ⁻¹]	Impulsion de pression P_p [N.m.s ⁻²]	Volumique V [m ³]
Thermique	Température T [k]	Flux d'entropie \dot{S} [J.K ⁻¹ .s ⁻¹]	-	Chaleur Q [J.K ⁻¹]

Il arrive que le produit (effort×flux) n'ait pas la dimension d'une puissance, c'est précisément le cas en génie des procédés où dominent les phénomènes thermo-fluidiques. Ainsi, le modèle qui en résulte est dit « Pseudo Bond Graph/ PBG» par contraste avec les vrais modèles

bond graph. Du point de vue purement structurel, les deux types de modèles conservent, par ailleurs, les mêmes propriétés.

Le tableau ci-dessous (Tableau 5) donne les variables généralisées d'un modèle pseudo bond graph. Le recours à un PBG est justifié par la nature complexe et inadaptée aux problèmes de simulation des relations que l'on aurait pu développer à partir d'un vrai BG.

Tableau 5. Tableau récapitulatif des variables bond graphs [125/130]

Domaine	Effort $e(t)$	Flux $f(t)$	Moment $p(t)$	Déplacement $q(t)$
Hydraulique	Pression P [Pa]	Débit massique \dot{V} [kg. s ⁻¹]	Impulsion de pression P_p [N.m.s ⁻²]	Masse m [kg.]
Thermique Conduction Convection	Température T [k] Température T [k]	Flux \dot{Q} [J.s ⁻¹] Flux d'enthalpie \dot{H} [J.s ⁻¹]	Chaleur	Quantité de Chaleur Q [J.]

4.2.2. Représentation des flux d'énergie

Soit deux sous-systèmes A et B reliés par une liaison physique quelconque. Alors, le langage Bond Graph consiste à représenter le flux d'énergie entre A et B par l'intermédiaire d'un *lien de puissance* illustré par une demi-flèche (Figure. 28).

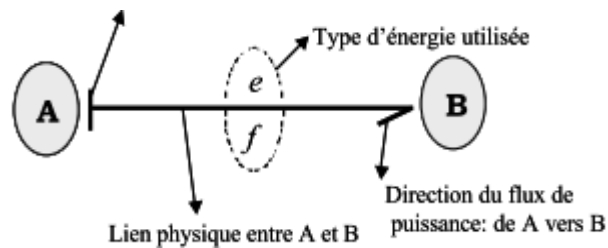


Figure 28. Représentation Bond Graph du flux d'énergie.

Par convention, cette représentation met en évidence quatre informations :

- La liaison physique par le lien Bond Graph
- La causalité par le trait causal
- Le type d'énergie, indiqué par la nature des variables de puissance
- La direction de la puissance transmise donnée par la demi-flèche ; la puissance $P(t)$ est positive si le transfert d'énergie se fait effectivement du sous-système A vers le sous-système B

4.2.3. Eléments de base du langage Bond Graph

Les relations de combinaisons possibles liant les deux types de variables généralisés définissent des objets constituant le corpus lexical du langage Bond Graph. Après inventaire, la modélisation BG fait intervenir 9 multiports de base :

- ✓ 3 Éléments passifs (R, C, I)
- ✓ 2 Éléments actifs (S_e, S_f)
- ✓ 4 Éléments de jonction ($0, 1, TF, GY$)

La figure 29, qui présente ces éléments, inclut les capteurs d'effort et de flux, supposés être des éléments idéaux non dissipateurs de puissance.

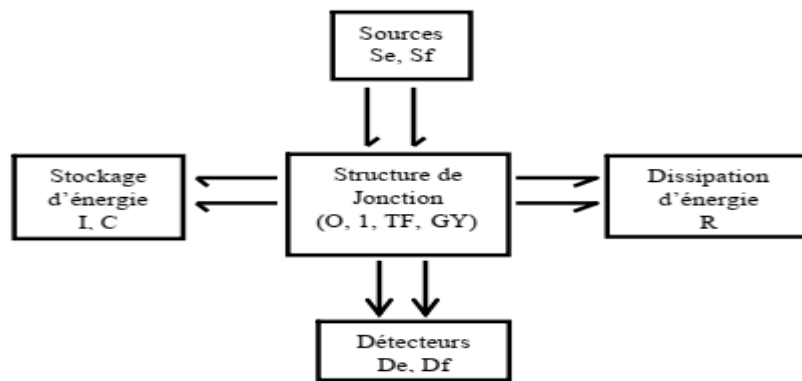


Figure 29. Eléments du langage Bond Graph [131]

4.2.3.1. Eléments passifs

Les éléments passifs transforment la puissance qui leur est fournie en énergie dissipée sous forme de chaleur (R), ou en énergie stockée (éléments C et I). Le sens de la demi-flèche est orienté du lien vers l'élément passif puisque c'est celui-ci qui reçoit de la puissance.

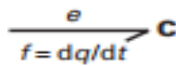
- ✓ -L'élément R modélise tout sous système où se produit un phénomène physique formalisé sous forme de loi statique liant la variable d'effort à la variable de flux. L'élément est caractérisé par la loi générique $\Phi_R(e_R, f_R) = 0$. Dans le cas linéaire, la relation prend la forme suivante : $e(t) = R \times f(t)$

Sa représentation graphique est donnée par : $\begin{array}{c} e \\ \hline f \end{array} \rightarrow R$

- ✓ L'élément C modélise tout sous système où a lieu un phénomène physique formalisé sous forme de loi statique liant la variable d'effort à la variable de déplacement. L'élément est caractérisé par la loi générique $\Phi_C(e_C, q_C) = 0$. Dans le cas linéaire, la relation prend la forme suivante :

$$e(t) = 1/C \times q(t)$$

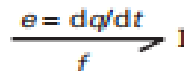
Sa représentation graphique est donnée par :



- ✓ L'élément **I** modélise tout sous système où a lieu un phénomène physique formalisé sous forme de loi statique liant la variable de flux à la variable de moment. L'élément est caractérisé par la loi générique $\Phi_I(f_I, p_I) = 0$. Dans le cas linéaire, la relation prend la forme suivante :

$$p(t) = I \times f(t)$$

Sa représentation graphique est donnée par :



Le schéma ci-dessus (Figure 30) synthétise ce qui vient d'être énoncé au sujet des éléments passifs.

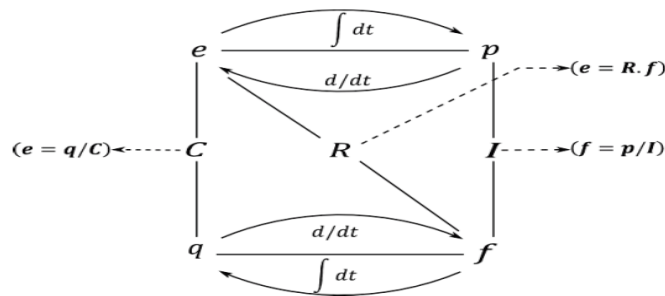


Figure 30. Eléments passifs et variables généralisées [132]

4.2.3.2. Eléments actifs

Les sources S_e et S_f , d'effort et de flux respectivement, sont dites éléments actifs car elles fournissent de la puissance au système en imposant l'une des deux variables d'énergies à l'entrée. L'orientation de la demi-flèche est fixée, elle est représentée sortante de la source (Figure.31). A titre d'exemple, une pompe de pression P (supposée idéale) est modélisée par $S_e: P$. Cette pompe applique une pression au circuit hydraulique auquel il est connecté avec comme effet la circulation d'un débit volumique.

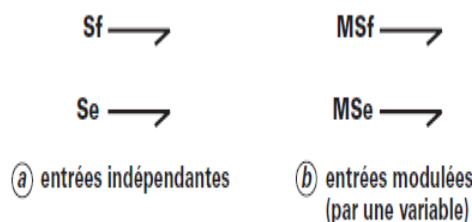


Figure 31. Sources d'effort et de flux

La variable d'effort (pour Se) ou de flux (pour Sf) fournie par la source est supposée être indépendante de la variable complémentaire de flux (pour Se) ou d'effort (pour Sf). Ces dernières dépendraient des caractéristiques du système et de la variable appliquée.

4.2.3.3. Eléments de jonction

Les éléments de jonction renvoient aux lois de conservation et de transformation d'énergie servant à coupler entre eux les éléments R , C , I et les sources. Ils sont en nombre de quatre (notés 1, 0, TF et GY), lesquels composent la structure de jonction correspondant à l'architecture du modèle étudié. Les jonctions 0 et 1 peuvent être associées aux lois de *Kirchhoff* en électricité (loi des nœuds, loi des mailles), généralisées aux autres domaines de la physique [133].

- **La jonction 0** sert à coupler des éléments soumis au même effort. Les relations qui la caractérisent sont :
 - égalité des efforts pour tous les liens ayant une extrémité sur la jonction
 - la somme algébrique des puissances est nulle
- **La jonction 1** sert à coupler des éléments parcourus par le même flux. Les relations qui la caractérisent sont :
 - égalité des flux pour tous les liens ayant une extrémité sur la jonction
 - la somme algébrique des puissances est nulle
- **L'élément TF** est un élément 2-port, conservatif de la puissance, il intervient dans la modélisation des transformateurs électriques, des leviers, des systèmes d'engrenages et des systèmes de poulie etc. Il est également utilisé pour modéliser les transferts entre domaine physique sans perte de puissance.
- **L'élément GY** est aussi un élément 2-port, conservatif de la puissance, il intervient dans la modélisation des gyroscopes, des capteurs à effet Hall. Il est aussi utilisé pour modéliser les changements de domaines physiques qui se font sans perte de puissance.

4.2.4. Causalité en Bond Graph

Outre la représentation graphique des phénomènes physiques que l'approche BG fait ressortir, cette modélisation possède la propriété d'organiser les équations en un schéma de calcul orienté, et ce par la mise en œuvre d'une séquence d'affectations de causalités fixant les variables d'entrées et de sorties pour chaque élément. Ainsi, un modèle Bond Graph causal fait apparaître explicitement les relations de cause à effet en présence.

Soient les deux sous-systèmes A et B. Lors du calcul, deux situations sont possibles :

- soit A applique un effort e à B qui réagit en envoyant à A un flux f
- soit A applique un flux f à B qui renvoie à A un effort e

Ces situations sont mises en évidence sur le modèle Bond Graph par la position du trait causal (Figures 28) en adoptant la convention qui consiste à placer le trait causal près (respectivement loin) de l'élément pour lequel la valeur de la variable effort (respectivement flux) en est une donnée [127,133]. Dans l'écriture des équations du modèle, le symbole « := » est utilisé afin d'indiquer le sens exacte du calcul, à savoir que le membre de gauche est déterminé par l'évaluation du membre de droite.

L'affectation de la causalité est soumise à des règles précises pour les sources et les éléments de jonction. S'agissant des éléments passifs, la causalité est affectée selon l'architecture globale du graph avec une préférence - pour des raisons algorithmiques de robustesse et de stabilité du système d'équation à résoudre,- pour la causalité intégrale (par opposition à la causalité dérivée). La procédure SCAP (Sequential Causality Assignment Procedure), qui fixe les étapes à aboutissant à un modèle causal, se décline comme suit :

1. Affecter la causalité obligatoire aux sources et aux éléments R non linéaires, tout en respectant les contraintes de causalité aux jonctions
2. Affecter une causalité préférentielle intégrale aux éléments I et C tout en respectant les restrictions de causalité aux jonctions.
3. Compléter la causalité sur les éléments R linéaires.
4. En cas de conflit de causalité sur une jonction reprendre à l'étape 2 et modifier la causalité sur l'élément I ou C à l'origine du conflit.

4.2.5. Les étapes de la modélisation Bond Graph

L'approche BG suit une hiérarchie méthodologique d'étapes séquencées que l'on peut regrouper en quatre niveaux de modélisation : technologique, physique, mathématique, et algorithmique [134].

- a) Le *Bond Graph à mots* (Word bond graph) représente le niveau technologique où l'architecture du système est donnée par l'association de différents sous-systèmes qui échangent de la puissance. Les variables de liaison, leurs directions (indiquées par le sens des demi-flèches) ainsi que les variables d'information sont mise en évidence à l'entrée de chaque composant.
- b) La reproduction graphiquement de l'architecture du système conduisant au *modèle BG* correspond au niveau physique pour lequel une description énergétique des phénomènes

(inertie, frottement, compressibilité) est réalisée après avoir posé les hypothèses de travail et les lois de bilans d'énergies et de masse. Cette étape fait apparaître le langage BG à proprement parler (les variables généralisées ainsi que les éléments BG attachés à chaque sous-système sont explicitement exprimés et définis). L'affectation de la causalité en fait partie de ce niveau avec l'ajout éventuel, dans la perspective de lever des causalités dérivées, d'éléments négligés initialement.

- c) Le système d'équations déduit du BG à partir des lois constitutives et des causalités affectées correspond au niveau mathématique de la modélisation. Les éléments de base relatifs à ce niveau sont les opérateurs mathématiques : intégrateurs, dérivateurs et fonctions algébriques. Le modèle mathématique se présente sous forme d'équations différentielles ou algèbro-différentielles (dans le cas d'une causalité dérivée), ou encore sous forme de matrice de transfert pour les systèmes linéaires. Le nombre de variables d'état (qui apparaissent sur le Bond Graph sous forme dérivée et qui sont des variables d'énergie) est égal au nombre d'éléments C et I mis en causalité intégrale.
- d) *La résolution numérique* et les problèmes liés au traitement de l'information contenue dans le modèle BG correspondent au niveau algorithmique. Ce niveau se confond presque avec le niveau mathématique. L'analyse de la structure graphique du modèle Bond Graph fournit une connaissance a priori sur la résolution mathématique du problème [135,136]. Les notions de causalité y jouent un rôle essentiel, car elles orientent la codification du modèle vers une simulation plus stable et plus robuste.

L'organigramme ci-dessous (Figure 32) synthétise la méthodologie présentée ci-dessus.

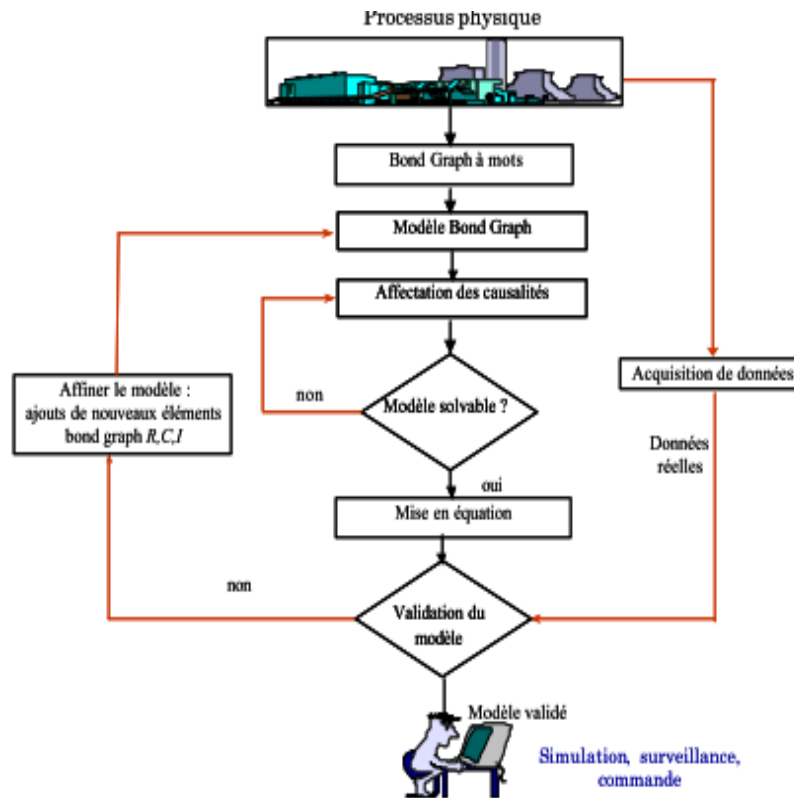


Figure 32. Les étapes de la modélisation BG [132]

4.3. Modélisation du concentrateur solaire cylindro-parabolique

Compte tenu de la température d'entrée et du débit massique HTF, nous nous proposons d'évaluer les performances du concentrateur cylindro-parabolique sous des conditions temporellement variables. À cet effet, un modèle dynamique basé sur l'approche Bond Graph a été développé. La mise en œuvre de cette méthodologie s'est effectuée conformément à l'ordre suivant :

- (i) Etablissement d'un choix approprié des variables de puissance
- (ii) Enonciation des hypothèses du modèle.
- (iii) Justification de certaines approximations
- (iv) Construction du modèle Bond Graph.
- (v) Déduction du modèle d'état décrivant la dynamique du système, partant des lois de jonctions et d'éléments.

4.3.1. Choix des variables de puissance et Bond Graph à mots

La paire température (T) /flux de chaleur (Q) sont choisis comme variables généralisées (effort/débit) pour le domaine thermique tandis que les paires « température (T) /pression (P) » et « d'enthalpie (H) /débit massique (m[·]) » sont retenues pour représenter les variables de

puissance dans le domaine thermo-hydraulique. Avec ce choix, nous aboutirons à un modèle « Pseudo-Bond Graph (PBG) » puisque le produit « effort \times débit » n'a pas, partout, la dimension et la signification d'une puissance.

Le Bond Graph à mots du capteur solaire est donné sur la figure 33. Il représente, comme il a été mentionné plus haut, le niveau technologique de la modélisation où le système étudié est décomposé en sous-systèmes plus simples échangeant de l'énergie.

Une fraction importante (I_{ab}) du rayonnement concentré par le réflecteur est transmise au tube-absorbeur ; l'autre partie est absorbée par la couverture en verre (I_{co}) et réémise vers le milieu environnant. Le HTF recueille par convection forcée une partie de l'énergie absorbée (Q_u) ; son enthalpie de sortie se trouve ainsi augmentée. Le tube-absorbeur et la couverture en verre ayant des températures différentes (T_{ab} et T_{cvr} respectivement), des transferts par rayonnement ($Q_{r,ab-co}$) et par convection naturelle ($Q_{c,ab-co}$) ont lieu dans l'espace annulaire. De même, la température de la couverture en verre étant supérieure à celles de l'air ambiant et du ciel (respectivement T_a et T_{sky}), des pertes thermiques par rayonnement ($Q_{r,co-a}$) et par convection ($Q_{c,co-a}$) se produisent vers l'extérieur.

Par souci de simplicité et manière analogue au modèle stationnaire (développé au chapitre 3), les supports sont supposés être à la même température que celle du tube-absorbeur. Ainsi, une perte thermique ($Q_{bracket}$) via cet élément est également considérée dans le présent modèle.

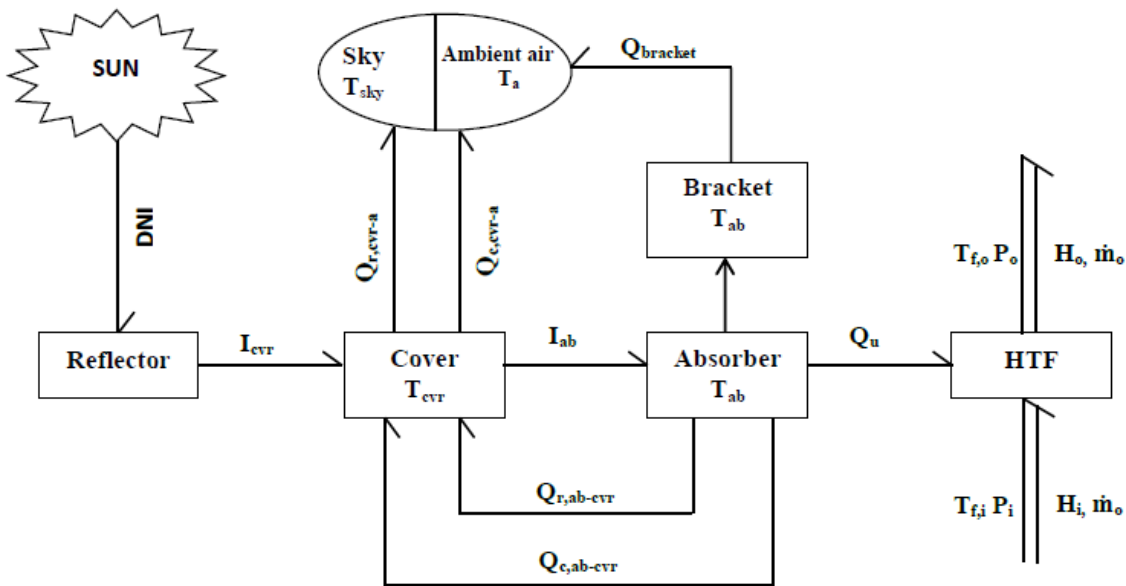


Figure 33. Bond Graph à mots du PTC

Sur la partie droite de la figure 33, les relations de couplage entre les phénomènes thermiques (T, H) et hydrauliques (P, m) sont représentées par une double liaison à l'entrée et à la sortie du tube-absorbeur.

4.3.2. Pseudo-Bond Graph du PTC

4.3.2.1 Hypothèses et applicabilité de l'approche BG

La modélisation du PTC se scinde en deux :

- (i) La modélisation optique de la concentration solaire.
- (ii) La modélisation thermo-fluidique du processus de conversion thermo-solaire.

L'aspect optique, modélisé par une approche mathématiques conventionnelle (chapitre 3), est représenté par un module indépendant dont les sorties sont intégrées comme sources de flux dans le modèle PBG.

Pour les grandes longueurs (L) du concentrateur, la variation des propriétés thermo-physiques dans la direction de l'écoulement du fluide peut se révéler significative. L'absorbeur serait segmenté en N sous-éléments afin de satisfaire l'hypothèse d'homogénéité spatiale des paramètres (systèmes à paramètres localisés), exigée. L'état thermodynamique du fluide ne dépendant que de la température, toutes ses propriétés physiques sont évaluées à la température moyenne entre l'entrée et la sortie du volume de contrôle.

La présente modélisation est conduite avec les hypothèses suivantes :

Modèle optique :

- La distribution du flux concentré est homogène sur le tube-absorbeur et la couverture en verre.
- Les pertes du rayonnement concentré sur les bords de l'absorbeur sont négligées.
- Le PTC est équipé d'un dispositif de poursuite du soleil à un seul axe.

Modèle thermo fluidique

Pour les murs

- L'énergie solaire est traitée comme un flux thermique
- La conduction thermique axiale le long de l'absorbeur est négligée.
- Les pertes thermiques à travers les supports sont réparties uniformément sur les N sous-éléments.

Pour le volume de contrôle

- Écoulement unidimensionnel.
- La conduction thermique dans le fluide est négligée

- La variation de l'énergie gravitationnelle est négligée

4.3.2.2 Création du pseudo bond graph

La couverture en verre et le tube-absorbeur peuvent être considérés comme des composants de stockage d'énergie constituant des capacités thermiques modélisées par deux éléments C à 1 port. Les bilans énergétiques sont exprimés par les jonctions 0 attachées à ces capacités. Les flux solaires absorbés sont représentés par deux sources de flux, respectivement Sf_1 et Sf_2 . Les transferts par convection et par rayonnement -entre la couverture en verre et le tube-absorbeur et entre la couverture en verre et l'environnement- sont modélisés par des éléments R simples à 1 port. Les pertes par conduction à travers les supports sont représentées également par des éléments R à 1 port.

Le volume de contrôle permet un échange d'énergie et de matière avec l'extérieur. Il est donc assimilé à un accumulateur général soumis à des flux thermiques Q et à des flux hydrauliques \dot{m}_i et \dot{m}_o . Dans le formalisme BG, ce type de système est représenté par un élément C à 2 ports (figure 34) associé au phénomène de stockage d'énergie thermo-fluidique et traduisant, via les jonctions 0, les lois de conservation relatives aux deux domaines physiques [137] :

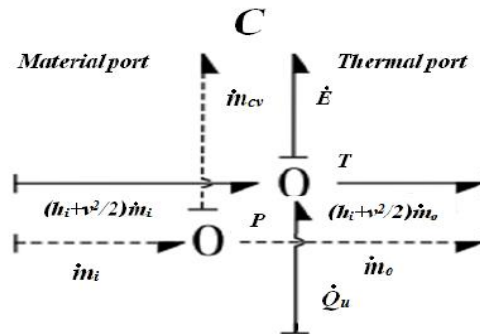


Figure 34. Élément C

$$\text{Bilan de masse : } \dot{m}_{cv} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \quad (4.4)$$

$$\text{Bilan d'énergie : } \dot{E} = \dot{Q}_U + \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) \dot{m}_i - \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} \right) \dot{m}_o \quad (4.5)$$

Évaluons, au niveau de cette jonction, l'effet de l'accumulation de matière sur la dynamique générale du fluide circulant dans le tube-absorbeur. Pour cela, considérons l'évolution thermodynamique du système entre un état initial où le fluide est maintenu à la température d'entrée ($T_{f,i}$) mais isolé de l'environnement et un état final résultant de son contact avec ce dernier. La vitesse du fluide en sortie sera exprimée, dans cette section, en fonction du

débit massique (\dot{m}) et de la section transversale (A_f) tandis que les enthalpies d'entrée et de sortie seront exprimées par le produit «capacités calorifique×température».

L'accumulation de la masse est calculée comme suit :

$$\dot{m}_{cv} = V_{cv} \frac{d\rho_f}{dT_f} \frac{dT_f}{dt} \quad (4.6)$$

Pendant la phase transitoire, $\dot{m}_{cv} < 0$ puisque le système absorbe de l'énergie et la dérivée de la densité volumique du fluide est nécessairement négative. Par conséquent, l'erreur relative sur l'énergie totale due à la négligence de l'effet d'accumulation de la masse dans le volume de contrôle sera donnée par l'équation (4.7) :

$$err_{(\dot{E}_{\dot{m}_o=\dot{m}_i}/\dot{E})} = \frac{(Cp_o T_{f,o} + ((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|)/\sqrt{2}\rho_{f,o}A)^2)|\dot{m}_{cv}|}{\dot{Q}_u + \left(\frac{v_{f,i}^2}{2} + Cp_{f,i}T_{f,i}\right)\dot{m}_i - (Cp_{f,o}T_{f,o} + ((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|)/\sqrt{2}\rho_{f,o}A)^2)\dot{m}_i - (Cp_{f,o}T_{f,o} + \frac{((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|)/\sqrt{2}\rho_{f,o}A)^2}{2})|\dot{m}_{cv}|} \quad (4.7)$$

D'après l'équation (4.7), on remarque que l'erreur relative atteint son maximum $err_{(\dot{E}_{\dot{m}_o=\dot{m}_i}/\dot{E})}|_{max}$ lorsque l'accumulation de la masse ($|\dot{m}_{cv}|$) et les termes dépendant de $T_{f,o}$ sont maximaux et lorsque l'énergie utile (\dot{Q}_u) est minimale. Afin d'évaluer quantitativement l'erreur en question, les rendements minimal et maximal considérés sont fixés à : $\eta_{min} = 0.60$ et $\eta_{max} = 0.75$ (ces valeurs sont tirées des résultats obtenus avec le modèle stationnaire développés au chapitre 3).

La température moyenne maximale du fluide et l'énergie utile minimale sont données par :

$$T_{f,o}|_{max} = T_{f,i} + \left(\frac{DNIA_{ap}\eta_{max}}{\dot{m}_i Cp_{f,i}}\right) \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_u|_{min} = DNIA_{ap}\eta_{min} \quad (4.9)$$

L'évolution dynamique de la température moyenne du fluide vérifie nécessairement l'inégalité (4.10) ci-dessous qui suppose que l'état stationnaire du système est atteint après seulement une seconde.

$$\frac{dT_f}{dt}|_{max} \leq \frac{DNIA_{ap}\eta_{max}}{V_{cv}\rho_{f,i}Cp_{f,i}} \quad (4.10)$$

Dans le domaine des faibles vitesses, l'énergie totale E peut être approximée par l'énergie interne U. De même, la valeur maximale de l'erreur relative déduite en posant la continuité du débit massique est donnée par :

$$\dot{E} = \dot{U} + m \left(\frac{\dot{m}^2}{A^2}\right) \left(\frac{\log(\rho_f)}{\rho_f}\right) \frac{d\rho_f}{dT_f} \frac{dT_f}{dt} \quad (4.11)$$

$$err_{(\dot{U}/\dot{E})}\Big|_{max} = \frac{V_{cv} \left(\frac{\dot{m}^2}{A^2}\right) \log(\rho_f) \left| \frac{d\rho_f}{dT_f} \right| \frac{dT_f}{dt_f} \Big|_{max}}{Q\dot{U}|_{min} + \left(\frac{v^2}{2} + C p_{f,i} T_{f,i}\right) \dot{m} - \left(C p_{f,o} T_{f,o} + \left(\dot{m} / \sqrt{2} \rho_{f,o} A\right)^2\right) \dot{m}} \quad (4.12)$$

Il est à remarquer sur de la figure 35 que l'erreur relative sur l'énergie totale due à l'effet dynamique de l'accumulation du fluide dans le volume de contrôle est très faible. Cette dernière est presque insensible au débit massique dans la gamme des valeurs considérées. Cependant, ce dernier est clairement sensible au rayonnement direct (DNI). Le calcul montre que l'erreur relative en question demeure inférieure à 0,2% lorsque le rayonnement solaire passe au-delà de 400 W/m² et elle est autour de 1% ailleurs. De l'autre côté, la figure 36 donne $err_{(\dot{U}/\dot{E})}\Big|_{max}$ en fonction du débit massique et du rayonnement solaire. On constate que, globalement, l'ordre de grandeur de cette erreur ne dépasse nulle part 0,2%.

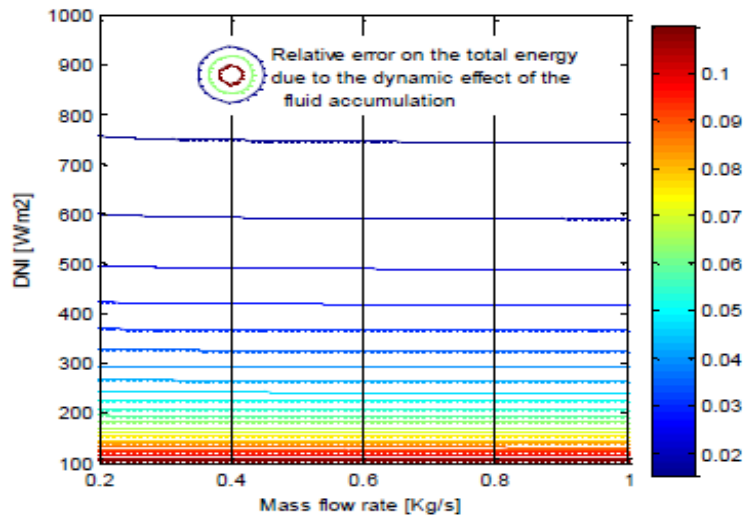


Figure 35. Effet dynamique de l'accumulation du fluide

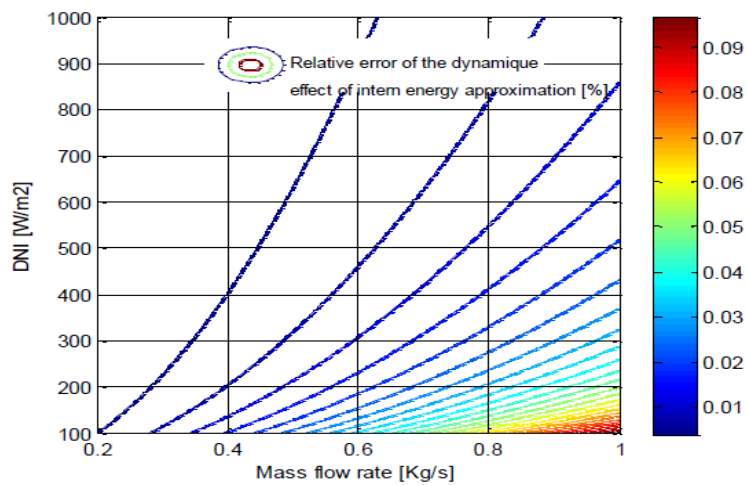


Figure 36. Effet dynamique de l'approximation en énergie interne

Compte tenu des valeurs des deux erreurs relatives évaluées ci-dessus, les approximations suivantes deviennent pleinement justifiées du point de vue physique :

$$\begin{cases} \dot{m}_o = \dot{m}_i \\ \dot{E} = \dot{U} \end{cases} \quad (4.13)$$

Conséquemment aux égalités données dans l'équation (4.13), l'élément C à 2 ports peut être ramené à un simple élément C à 1 port représentant l'énergie interne stockée dans le fluide caloporteur.

La température d'entrée HTF est modélisée comme une source d'effort. Le débit massique, qui est régulé en fonction de la précédente température, correspond à une source modulée de flux. Le couplage entre les aspects thermiques et hydrauliques est mis en évidence sur la figure 37 au moyen de signaux (flèche en pointillé). La température moyenne du fluide est explicitement représentée par l'introduction de deux éléments R à 2 ports, lesquels reflètent la dissipation d'énergie thermique à l'entrée et à la sortie du volume de contrôle. L'énergie transportée par le HTF est calculée à partir d'un élément R à 1 port. Les forces de viscosité sont modélisées par une résistance active [131] qui renvoie à la génération de chaleur pour la partie thermique et aux pertes de charge régulières pour la partie fluidique.

4.3.3. Modèle d'état

Comme le montre la figure 37, le PBG développé compte trois éléments C auxquels sont attribuées des causalités intégrales. Par conséquent, les composantes du vecteur d'état X coïncident avec les variables de déplacement des liens 2, 12 et 23.

$$X = [q_2 \ q_{12} \ q_{23}] \quad (4.14)$$

Le vecteur d'entrée est constitué des paramètres liés aux sources de débit et d'effort.

$$U = [f_1 \ e_7 e_9 \ f_{14} e_{24} \ f_{26}] \quad (4.15)$$

Le modèle dynamique est représenté, sous la forme d'espace d'états, par la relation suivante :

$$\dot{X} = f(X, U, t) \quad (4.16)$$

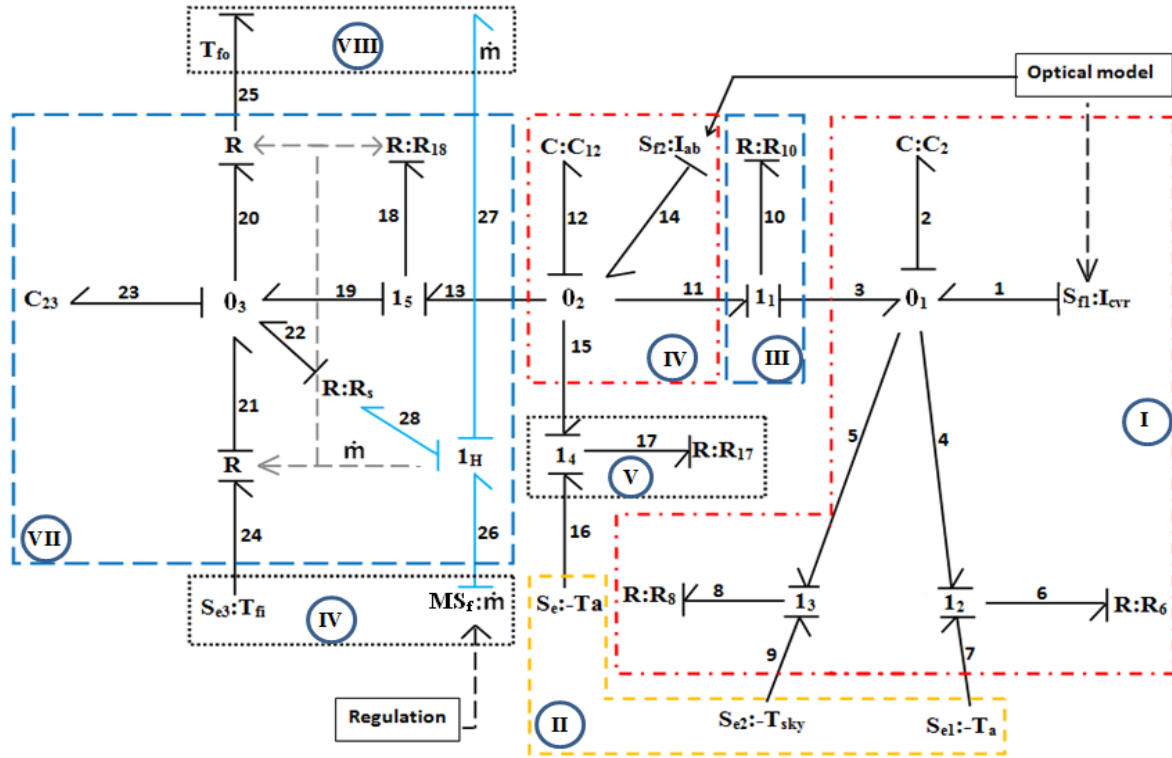


Figure 37. Pseudo-Bond Graph du concentrateur cylindro-parabolique: (I) Couverture en verre (II) Environnement extérieur (III) Espace annulaire (IV) Tube-absorbeur (V) Supports de support (VI) Alimentation thermo-fluide (VII) Fluide caloporteur (VIII) Utilisation

A. Lois de Jonction

Les égalités d'efforts et de flux dans le modèle PBG sont exprimées par les lois de jonction données par les équations (4.17-4.25). Les variables imposant leurs valeurs apparaissent entre parenthèses.

$$\text{Junction } 0_1: e_1 = e_3 = e_4 = e_5 = \{e_2\} = T_{co}; f_2 = f_1 + f_3 - f_4 - f_5 \quad (4.17)$$

$$\text{Junction } 0_2: e_{11} = e_{13} = e_{14} = e_{15} = \{e_{12}\} = T_{ab}; f_{12} = f_{14} - f_{11} - f_{13} - f_{15} \quad (4.18)$$

$$\text{Junction } 0_3: e_{19} = e_{20} = e_{21} = e_{22} = \{e_{23}\} = T_f; f_{23} = f_{19} + f_{21} + f_{22} - f_{20} \quad (4.19)$$

$$\text{Junction } 1_1: f_3 = f_{11} = \{f_{10}\}; e_{10} = e_{11} - e_3 \quad (4.20)$$

$$\text{Junction } 1_2: f_5 = f_7 = \{f_6\}; e_6 = e_5 + e_7 \quad (4.21)$$

$$\text{Junction } 1_3: f_4 = f_9 = \{f_8\}; e_8 = e_4 + e_9 \quad (4.22)$$

$$\text{Junction } 1_4: f_{17} = f_{16} = \{f_{17}\}; e_{17} = e_{15} + e_{17} \quad (4.23)$$

$$\text{Junction } 1_5: f_{13} = f_{19} = \{f_{18}\}; e_{18} = e_{13} - e_{19} \quad (4.24)$$

$$\text{Junction } 1_H: f_{28} = f_{27} = \{f_{26}\}; e_{28} = e_{26} - e_{27} \quad (4.25)$$

B. Sources d'effort

L'environnement est associé à deux sources d'effort. Avec la source thermo-fluidique, nous obtenons trois sources d'effort dans le PBG, à savoir, $S_{e1}:-T_a$, $S_{e2}:-T_{sky}$ et $S_{e3}: T_{f,i}$ représentant respectivement la température ambiante, la température du ciel et la température d'entrée du fluide. Les signes (-) attribués aux paramètres relatifs aux sources S_{e1} et S_{e2} indiquent que le système perd de la puissance vers l'environnement extérieur.

C. Sources de flux

Les flux solaires I_{co} et I_{ab} absorbés au niveau du tube-absorbeur et de la couverture en verre sont traités comme des sources de flux (S_{f1} et S_{f2}), elles sont dérivées du modèle optique du concentrateur. Comme il a été déjà mentionné, I_{co} et I_{ab} dépendent simultanément du DNI, de la surface d'ouverture A_{ap} , des propriétés optiques du PTC et de l'angle d'incidence θ .

$$I_{co} = DNI\rho\alpha_{co}\gamma\chi(\theta)A_{ap} \quad (4.26)$$

$$I_{ab} = DNI\rho(\alpha\tau)_{ab}\gamma\chi(\theta)A_{ap} \quad (4.27)$$

Avec

$$\chi(\theta) = \cos(\theta) IAM \xi_{(\theta)} \quad (4.28)$$

Enfin, MS_f est une source de flux modulé représentant le débit massique HTF du sous-système hydraulique.

D. Transfert de chaleur par conduction, rayonnement et convection, élément R à 1 port

Conformément à la causalité attribuée aux éléments du modèle PBG de la figure 37, les lois de comportement des résistances R_K sont données par :

$$f_K = (1/R_K)e_K \quad (4.29)$$

➤ *Perte par convection, champ R_6*

Le transfert de chaleur par convection entre la couverture en verre et l'atmosphère est exprimé par la loi de Newton :

$$Q_{c,co-a} = h_{c,co-a}\pi D_{co,o}\Delta l(T_{co} - T_a) \quad (4.30)$$

R_6 est obtenu par identification :

$$R_6 = 1/h_{c,co-a}\pi D_{co,o}\Delta l \quad (4.31)$$

➤ *Perte par rayonnement, champ R_8*

Les transferts de chaleur par rayonnement qui se produisent entre la couverture en verre et l'atmosphère sont liés à la température de la couverture en verre T_{co} et à la température du ciel T_{sky} comme suit :

$$Q_{co-sky} = \sigma \varepsilon_{co} \frac{(T_{co}^4 + T_{sky}^4)}{(T_{co} - T_{sky})} \pi D_{co,o} \Delta l (T_{co} - T_{sky}) \quad (4.32)$$

Par identification à la loi de comportement de l'élément R, R_8 est donné comme suit :

$$R_8 = 1/\sigma \varepsilon_{co} \frac{(T_{co}^4 + T_{sky}^4)}{(T_{co} - T_{sky})} \pi D_{co,o} \Delta l \quad (4.33)$$

➤ *Espace annulaire, champ, R_{10}*

Compte tenu des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement $h_{r,ab-co}$ et de transfert de chaleur par convection $h_{c,ab-co}$ entre le tube-absorbeur et la couverture en verre, l'énergie échangée dans l'espace annulaire est :

$$Q_{ab,co} = (h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co}) \pi D_{ab,o} \Delta l (T_{ab} - T_{co}) \quad (4.34)$$

Par identification avec (4.29), R_{10} sera donné comme suit :

$$R_{10} = 1/(h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co}) \pi D_{ab,o} \Delta l \quad (4.35)$$

➤ *Perte au niveau des supports, champ R_{17}*

Comme il a été mentionné au chapitre 3, les pertes par conduction à travers les supports représentent 10% à 12% du coefficient de perte global basé sur la température de la surface intérieure du tube-absorbeur [118].

Nous avons ainsi :

$$Q_{bracket} = 0.11 \left[\frac{D_{ab,o}}{(h_{c,co-a} + h_{r,co-a}) D_{co,o}} + \frac{1}{h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co}} \right] \pi D_{co,o} \Delta l (T_{ab} - T_a) \quad (4.36)$$

Par conséquent, on peut écrire :

$$R_{17} = 1/0.11 \left[\frac{D_{ab,o}}{(h_{c,co-a} + h_{r,co-a}) D_{co,o}} + \frac{1}{h_{r,ab-co} + h_{c,ab-co}} \right] \pi D_{co,o} \Delta l \quad (4.37)$$

➤ *Gain de chaleur, champ, R_{18}*

La loi de Newton appliquée pour déterminer la chaleur cédée par le tube-absorbeur au fluide caloporteur est donnée par :

$$Q_{ab,f} = h_f \pi D_{ab,i} \Delta l (T_{ab} - T_f) \quad (4.38)$$

Par identification, R_{18} sera :

$$R_{18} = 1/h_f \pi D_{ab,i} \Delta l \quad (4.39)$$

E. L'élément R à 2 ports

➤ *Entrée et sortie du volume de contrôle, élément R à 2 ports*

Compte tenu des causalités assignées aux éléments R à 2 ports, leurs lois de comportement seront données par les relations (4.40) et (4.41).

$$\begin{cases} f_{21} = R c e_{24} \\ f_{28} = f_{21} \end{cases} \quad (4.40)$$

$$\begin{cases} e_{25} = 2e_{20} - e_{24} \\ f_{20} = f_{25} = Rc e_{20} \end{cases} \quad (4.41)$$

Avec : $Rc = \dot{m} Cp_f$

➤ *Élément RS:*

La résistance active RS est définie comme suit :

$$\begin{cases} e_{28} = R_H f_{28} \\ f_{22} = e_{28} \dot{V}_f \end{cases} \quad (4.42)$$

Conformément à la formule de Darcy-Weisbach relative aux pertes de charges cinétiques, R_H sera donné par :

$$R_H = f_D \frac{2\Delta l}{\pi D_{ab,i}^3} v_f \quad (4.43)$$

\dot{V}_f et v_f représentent la vitesse et le débit volumique du HTF

F. Stockage, élément C

La loi de comportement de chaque élément C- donne, d'après la causalité attribuée au modèle PBG, la variation de l'effort e_j par rapport à la variable de déplacement q_j .

$$e_j = (1/C_j)q_j \quad (4.44)$$

Donc

$$\begin{cases} C_2 = \rho_{co} V_{co} Cp_{co} \\ C_{12} = \rho_{ab} V_{ab} Cp_{ab} \\ C_{23} = \rho_f V_{cv} Cp_f \end{cases} \quad (4.45)$$

Avec, V_{co} , V_{ab} et V_{cv} qui représentent, les volumes respectif du verre de protection, du tube-absorbeur et du HTF.

En combinant les lois de jonction et celles des éléments, nous obtenons le modèle d'état (équation 4.46) décrivant le comportement dynamique du système :

$$\begin{cases} \dot{q}_2 = \frac{-(1/R_6+1/R_8+1/R_{10})}{C_2} q_2 + \frac{1}{R_{10}C_{12}} q_{12} - (1/R_8) e_9 - (1/R_6) e_7 + f_1 \\ \dot{q}_{12} = \frac{1}{R_{10}C_2} q_2 - \frac{(1/R_{10}+1/R_{17}+1/R_{18})}{C_{12}} q_{12} + \frac{1}{R_{18}C_{23}} q_{23} - \frac{1}{R_{17}} e_7 + f_{14} \\ \dot{q}_{23} = \frac{1}{R_{18}C_{12}} q_{12} - \frac{(1/R_{18})+2R_C}{C_{18}} q_{23} + 2R_C e_{24} + R_S \end{cases} \quad (4.46)$$

4.3.4. Représentation par schéma fonctionnel

Le PBG causal est convertible en schéma blocs où les échanges d'énergie dans le système sont assimilés à des signaux bidimensionnels ; l'avantage en est que la causalité impose la direction du signal ce qui conduit à une meilleure orientation des schémas de simulations.

C'est ainsi qu'un schéma bloc équivalent au modèle PBG du PTC a été établi et simulé sous Matlab/Simulink (figure 38).

Afin d'éviter une surcharge du diagramme, les équations non linéaires (valeurs instantanées R et C) représentant les éléments PBG sont traduites en blocs fonctionnels. La jonction 1 est représentée par un nœud de signal pour les flux et un sommateur pour les efforts. Inversement, la jonction 0 sera représentée par un nœud de signal pour les efforts et un sommateur pour les flux. Les blocs de type « Source » de Simulink sont utilisés pour générer les signaux d'entrée correspondants en tant que flux connu ou effort connu correspondant aux éléments BG actifs (sources). L'élément C est obtenu par un flux d'entrée connu qu'on intègre pour avoir le déplacement lui correspondant qui est, ensuite, modulé par l'une des capacités C_j .

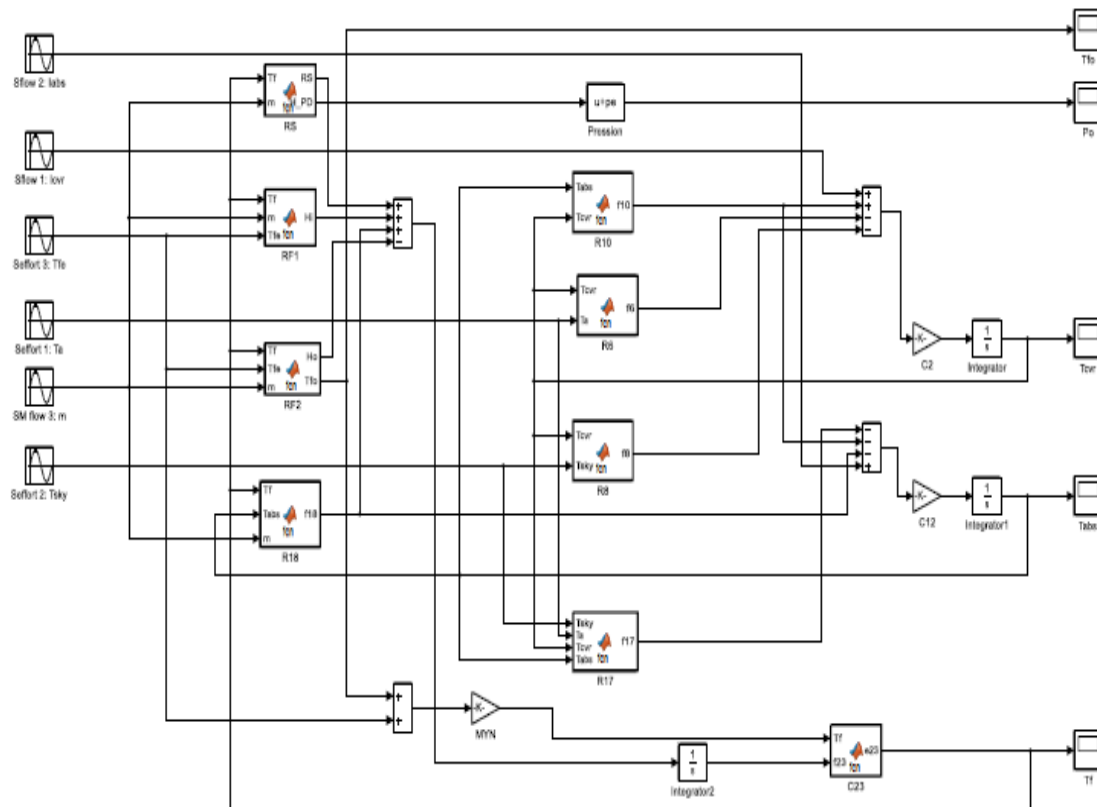


Figure 38. Schéma fonctionnel correspondant au bond graph du PTC

4.4 Conclusion

Nous avons présenté, au cours de ce chapitre, les différentes étapes ayant conduit au développement d'un modèle basé sur l'approche Bond Graph pour décrire le comportement dynamique du concentrateur solaire cylindro-parabolique.

Partant de considérations thermo-fluidiques, il a été démontré que les effets dynamiques introduits d'une part par l'accumulation dans le volume de contrôle du fluide caloporteur et d'autre part par la réduction de son énergie totale à son énergie interne sont largement négligeables. Ce résultat préliminaire justifie que la puissance stockée par le fluide caloporteur soit représentée par C à un seul port, plutôt que par un élément C à deux ports. La structure causale des échanges de puissance impliqués dans la modélisation du système PTC est explicitement mise en évidence à travers la représentation graphique.

En plus de sa flexibilité conceptuellement et de son caractère modulable, le modèle BG causal développé dans ce chapitre peut se révéler particulièrement utile dans le développement de stratégies de contrôle dynamique du champ solaire.

Chapitre V

Résultats et discussions

5.1. Introduction

Ce dernier chapitre présente et commente les résultats numériques obtenus après la simulation (sous Matlab/Simulink) des codes de calcul établis dans le cadre des chapitres 3 et 4. Naturellement et pour chaque modèle développé, l'étape de la validation est conduite avant d'envisager l'exploitation des résultats qu'ils produisent.

La validation du modèle stationnaire étant satisfaite, nous avons procédé à une étude paramétrique du comportement - autant sur le plan énergétique qu'exergétique- du concentrateur PTC. Sont également présentés les résultats de simulations horaires des performances du système sous l'effet combiné des conditions climatiques de différentes régions. D'un autre côté, nous avons présenté les résultats de simulation des performances d'une centrale hybride dont le champ solaire a été dimensionné une installation de capacité nominale de 80 MWe.

Pour la partie traitant de la modélisation dynamique, le schéma-bloc obtenu grâce à la causalité attribuée au modèle BG est implémenté sous l'environnement Matlab/Simulink. L'évolution dynamique du comportement du concentrateur est mise en évidence et illustrée à travers une étude de cas ayant consisté à évaluer les performances de deux PTC travaillant sous les conditions climatiques de trois régions de l'espace maghrébin.

➤ *L'exergie du système solaire*

L'analyse exergétique est devenue accessible et chiffrable depuis l'accélération des progrès accomplis dans le domaine des technologies numériques et informatiques. Cet aspect de l'analyse est essentiel dans toute entreprise de conception –optimisation de systèmes thermodynamiques.

Le rapport entre le gain d'exergie $Ex_{f,gain}$ et l'apport en exergie solaire \dot{Ex}_{sol} définit le rendement exergétique instantané η_{Ex} du PTC.

$$\eta_{Ex} = \frac{Ex_{f,gain}}{\dot{Ex}_{sol}} \quad (5.1)$$

L'exergie solaire est donnée par la formule de Petela [138]

$$\dot{Ex}_{sol} = \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sky}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sky}} \right)^4 \right] DNIA_{ap} \quad (5.2)$$

Les forces de frottement et les pertes de charge participent à la dégradation de l'énergie utile par les irréversibilités qu'elles induisent. Ainsi, l'exergie acquise prend la forme suivante :

$$\dot{E}x_{f,gain} = \dot{m}_f \left[\int_{T_{f,i}}^{T_{f,o}} C_{p_f}(T) dT - T_a \int_{T_{f,i}}^{T_{f,o}} \left(\frac{C_{p_f}(T)}{T} \right) dT - \Delta P \right] \quad (5.3)$$

5.2. Validation du modèle stationnaire du concentrateur cylindro-parabolique

Le modèle stationnaire du module cylindro-parabolique est implémenté dans l'environnement Matlab conformément à l'organigramme de la figure 25.

Tableau 6. Paramètres de conception du PTC type LS-2 testé au SNL [88]

Paramètre	Valeur	Unité
<i>Paramètres géométrique</i>		
Longueur de l'absorbeur	7,8	m
Largeur du collecteur	5	m
Distance focale	1,84	m
Diamètre extérieur du tube-absorbeur	0,07	m
Diamètre intérieur du tube-absorbeur	0,066	m
Diamètre extérieur de la couverture en verre	0,115	m
Diamètre intérieur de la couverture en verre	0,109	m
<i>Propriété physique des matériaux</i>		
Conductivité thermique du tube-absorbeur	54	W/mK
Conductivité thermique de la couverture en verre	1,2	W/mK
Chaleur spécifique du tuyau du tube-absorbeur	500	J/kg K
Chaleur spécifique de la couverture en verre	1090	J/kg K
Densité massique du tube-absorbeur	8020	kg/m ³
Densité massique de la couverture en verre	2230	kg/m ³
<i>Coefficient optique</i>		
Absorptance du tube-absorbeur	0,906	—
Absorptance de la couverture en verre	0,02	—
Transmittance de la couverture en verre	0,95	—
Facteur de Transmittance-absorptance	0,864	—
Emittance du tube-absorbeur	0,14	—
Emittance de la couverture en verre	0,86	—
Réflectivité de la surface réfléchissante	0,93	—
Facteur de forme	0,92	—

Les inputs retenus dans les simulations correspondent aux données de conception du module LS-2 (tableau 6) testé au Laboratoire National Sandia sur la plate-forme expérimentale AZTRAK [88]. Les tests sont menés avec le HTF « Syltherm 800 », une l'huile synthétique dont les propriétés thermodynamiques sont introduites comme des fonctions polynomiales de la température [51]. La température de sortie du HTF et le rendement énergétique obtenus par

simulation sont confrontés aux valeurs mesurées dans les essais expérimentaux et les conclusions sont présentées dans le tableau 7 ci-dessus.

Tableau 7. Validation du modèle stationnaire.

Cas	Test	Condition			Température de sortie			Rendement énergétique		
	DNI (W/m ²)	T _a (°C)	m _f (Kg/s)	T _{f,i} (°C)	Exp (°C)	Mod (°C)	Erreur (%)	Exp (%)	Mod (%)	Erreur (%)
1	933.7	21.2	47.7	102.2	124.0	123.40	2,75	72.51	71.62	1.23
2	968.2	22.4	47.8	151.0	173.3	172.85	2,01	70.90	70.95	0.07
3	982.3	24.3	49.1	197.5	219.5	219.06	2,00	70.17	70.00	0.24
4	909.5	26.2	54.7	250.7	269.4	268.65	4,01	70.25	68.38	2.66
5	937.9	28.8	55.5	297.8	316.9	316.15	3,92	67.98	66.56	2.09
6	880.6	27.5	55.6	299.0	317.2	316.20	5,49	68.92	66.16	4.00
7	903.2	31.1	56.3	355.9	374.0	373.50	2,76	63.82	63.02	1.25
8	920.9	29.5	56.8	379.5	398.0	397.40	3,24	62.34	61.56	1.25
moyenne								3,27		1.58

Concernant la température de sortie du fluide caloporteur, les résultats obtenus sont presque identiques aux mesures expérimentales avec une erreur maximale ne dépassant pas 5,49% et une erreur relative moyenne est de 3,27%.

De même, les efficacités globales prédites par le modèle sont très proches des valeurs déduites des mesures expérimentales. L'erreur moyenne commise est évaluée à 1,58%, avec une erreur maximale de 4%. La proximité manifeste entre l'expérience et les prédictions numériques obtenues avec le modèle stationnaire valide celui-ci et garantit sa fiabilité.

5.3. Analyse paramétrique

Les résultats présentés dans cette section sont obtenu en considérant un PTC de type LS-2 fonctionnant avec le « Therminol VP-1 » comme fluide caloporteur.

5.3.1 Effet du débit massique et de la température d'entrée HTF

Sur la figure 39, le rendement énergétique et la différence de température entrée/sortie HTF sont représentés en fonction du débit massique. Alors que le rendement énergétique ne varie que de quelques points pour atteindre rapidement une valeur maximale, la différence de température entrée/sortie HTF se révèle fortement déterminée par le débit massique. Pour un débit massique réglé à 0,1 kg/s, cette différence est égale à 119°C mais elle n'est que de 26,5 °C quand le débit massique monte à 0,5 kg/s. En revanche, le rendement énergétique est estimé

à 71% pour un débit massique de 0,1 kg/s et à 72% pour un débit massique de 0,5 kg/s, mais il ne progresse presque pas lorsque le débit massique dépasse la barre de 0,7 kg/s.

Comme on pouvait s'y attendre, le refroidissement du tube-absorbeur est d'autant plus efficace que le débit massique est élevé. A titre d'exemple, la différence de température entre le HTF et la paroi chute de 80 °C à 20 °C lorsque le débit massique passe de 0,1 kg/s à 0,5 kg/s (Figure 40). À l'inverse et pour les mêmes débits massiques, le coefficient de transfert thermique h_f augmente considérablement. Proportionnellement, l'énergie utile en résultant augmente du fait de l'importance du coefficient h_f , ce qui explique l'amélioration du rendement énergétique global.

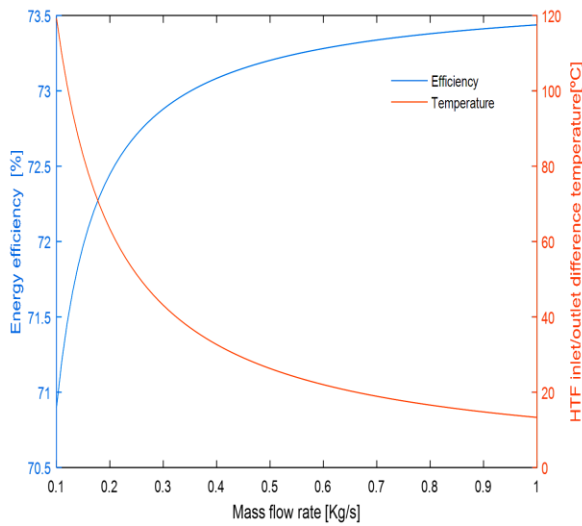


Figure 39. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction du débit massique ($T_{f,i} = 100$ °C, DNI = 850W/m², $T_a = 25$ °C et $V = 2$ m/s).

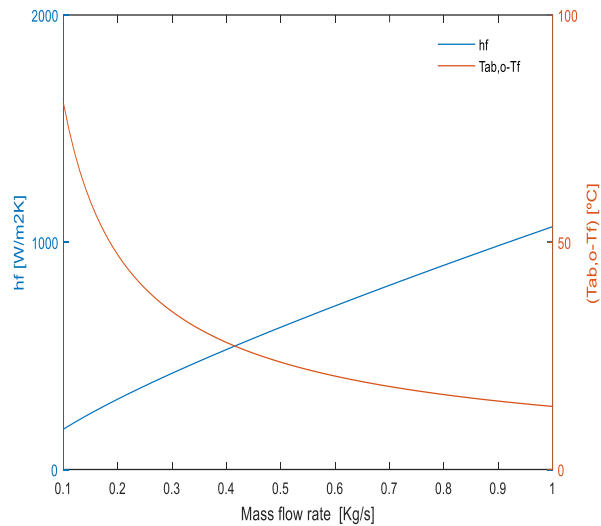


Figure 40. Coefficient de transfert de chaleur convectif h_f et différence de température fluide/tube-absorbeur en fonction du débit massique ($T_{f,i} = 100$ °C, DNI = 850W/m², $T_a = 25$ °C et $V = 2$ m/s).

Sur la figure 41, le rendement énergétique et la différence de température entrée/sortie HTF sont représentés en fonction de la température d'entrée HTF. On constate que la différence de température diminue lorsque la température d'entrée augmente. Parallèlement, le rendement énergétique est particulièrement élevé lorsque la température d'entrée est plus basse et le débit massique plus élevé.

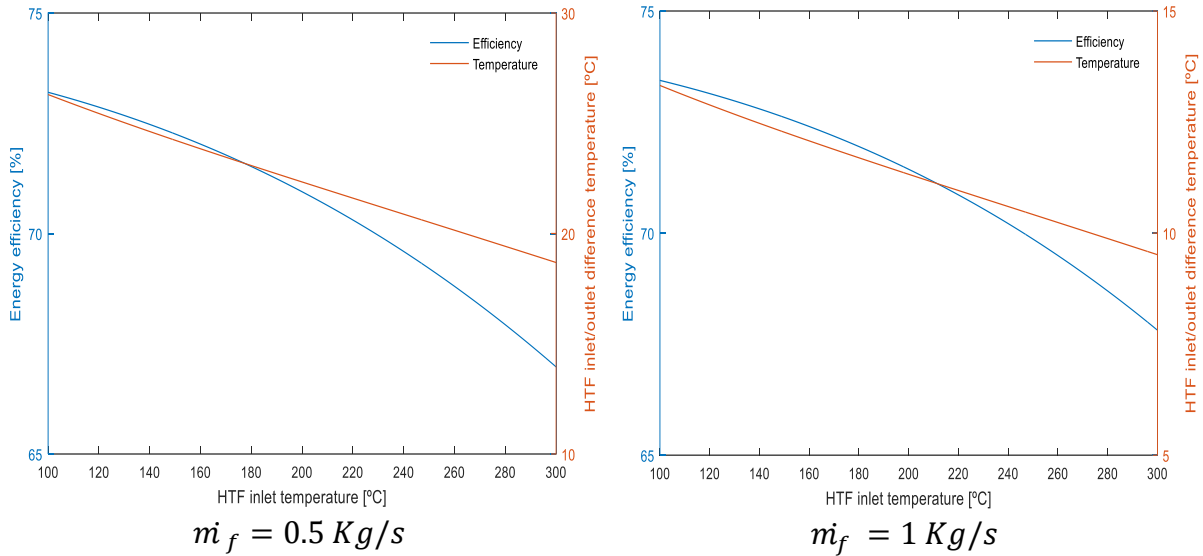


Figure 41. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction de la température d'entrée HTF (DNI = 850 W/m², $T_a = 25 \text{ °C}$ et $V = 2 \text{ m/s}$).

A titre illustratif, pour $\dot{m}_f = 0,5 \text{ kg/s}$, le rendement énergétique et la différence de température HTF sont respectivement de 3,1% et 17,5% plus élevés lorsque la température d'entrée est fixée à 100 °C que lorsqu'elle est fixée à 200 °C. Ces derniers rapports sont ramenés à 2,6% pour le rendement énergétique et à 17,2% pour la différence de température quand le débit massique passe de 0,5 kg/s à 1 kg/s.

Cette dernière forme de dépendance s'explique par le degré de sensibilité très élevé qu'a la conductivité thermique du HTF vis-à-vis de la température. Ainsi, à mesure que la température d'entrée augmente, la température moyenne du HTF augmente également avec comme conséquence une baisse sensible de la conductivité thermique (voir figure 42), ce qui entraîne la chute de la valeur du coefficient de transfert h_f . En revanche, l'atténuation de cette sensibilité à mesure que le débit massique \dot{m}_f augmente s'explique par le fait que le nombre de Nusselt prend des valeurs plus importantes pour les grands débits massiques (entre 306-328 pour $\dot{m}_f = 0,5 \text{ kg/s}$ mais entre 532-565 pour $\dot{m}_f = 1 \text{ kg/s}$), ce qui se traduit par une accentuation de l'échange convectif entre le tube-absorbeur et le fluide caloporteur.

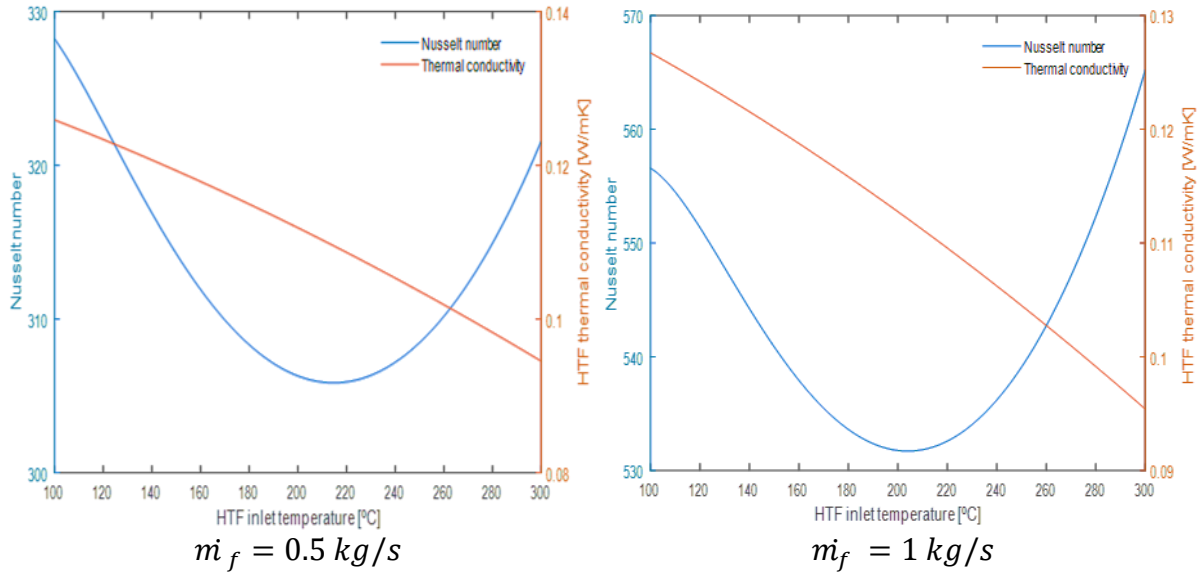


Figure 42. Nombre de Nusselt et conductivité thermique HTF en fonction de la température d'entrée HTF (DNI= 850 W/m², $T_a = 25 \text{ °C}$ et $V = 2 \text{ m/s}$).

Sur la figure 43, les courbes de niveau montrent que le rendement exergetique du système est proportionnel à la température d'entrée et inversement proportionnel au débit massique.

Lorsque l'on fait accroître le débit massique, l'entropie et la chaleur gagnée augmentent simultanément, mais avec l'entropie qui augmente plus considérablement. En conséquence, l'exergie gagnée devient plus importante pour les faibles débits massiques. Ainsi, pour une température d'entrée HTF fixée à 100 °C et dans les conditions spécifiées sur la figure 43, l'entropie générée lorsque le débit massique passe de 0.1 kg/s à 1 kg/s est égale à 53,3 J/K et 63,1 J/K respectivement, alors que la chaleur gagnée n'est que de 23,14 J/K et 23,97 J/K. Dans ces conditions, les rendements exergetiques seront de 23,58% pour le premier débit massique et de 16,94% pour le deuxième. Il est à noter que le rendement exergetique chute significativement dans la gamme des faibles débits massiques pour tendre vers une valeur minimale pour les débits massiques supérieurs à 1 kg/s.

Quand la température d'entrée HTF augmente, la chaleur gagnée et l'entropie générée diminuent simultanément, mais dans des proportions différentes. Pour un débit massique réglé à 0,5 kg/s, l'entropie générée lorsque la température d'entrée HTF passe de 100 °C à 200 °C est égale à 61,88 J/K et à 47,83 J/K respectivement tandis que le gain de chaleur passe de 18,45 W à 14,26 W. En effet, l'entropie générée étant moins sensible à la température d'entrée HTF que la chaleur gagnée, l'écart relatif devient plus important à mesure que la température d'entrée augmente, ce qui se traduit par un meilleur rendement exergetique.

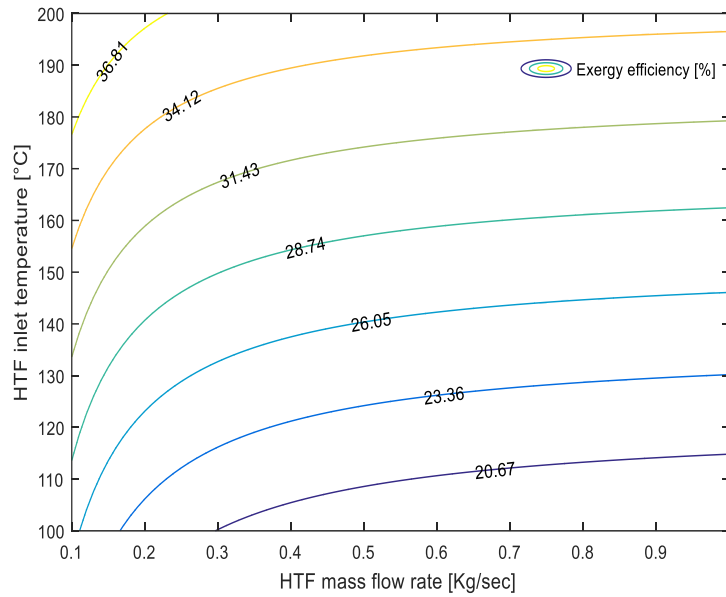


Figure 43. Courbes de rendement exergetique en fonction du débit massique HTF et de la température d'entrée HTF (DNI = 850W/m², $T_a = 25$ °C et V = 2m/s)

5.3.2 Effet du DNI et de la température ambiante

Dans les conditions indiquées sur la figure 44, la différence de température entrée/sortie HTF suit une progression strictement linéaire tandis que le rendement énergétique varie rapidement de 68,3 % pour un DNI =100 W/m² à 72,75 % pour un DNI = 500W/m² et se stabilise autour de 73 % à partir d'un DNI supérieur à 600 W/ m².

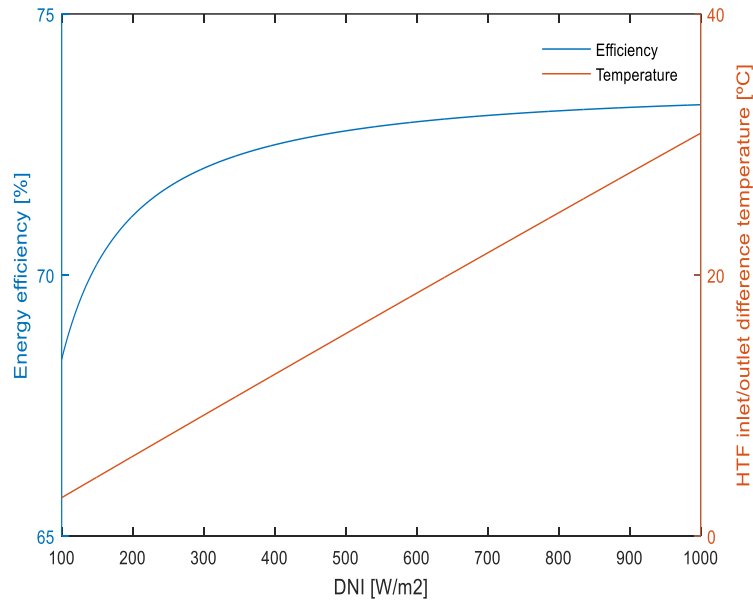


Figure 44. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction du DNI ($T_{fi} = 100$ °C, $\dot{m}_f = 0,5$ kg/s, $T_a = 25$ °C et V = 2 m/s).

Notons que les pertes thermiques du système augmentent avec l'accroissement du rayonnement, mais dans une moindre proportion que l'énergie reçue. En effet, la température de la couverture en verre T_{ci} augmente de manière quasi-linéaire sur toute la plage de variation du rayonnement au moment où le coefficient de transfert thermique subit une chute brutale pour les DNI se situant entre 100 W/m^2 et 600 W/m^2 avant d'atteindre une valeur limite pour les DNI plus élevés (Figure 45). Le profil du rapport entre les pertes thermiques et l'énergie absorbée donné sur la figure 46 en fonction du rayonnement explique, par la relation $\eta_g = \eta_{opt} - Q_L/Q_{abs}$, la dépendance du rendement énergétique vis-à-vis du DNI.

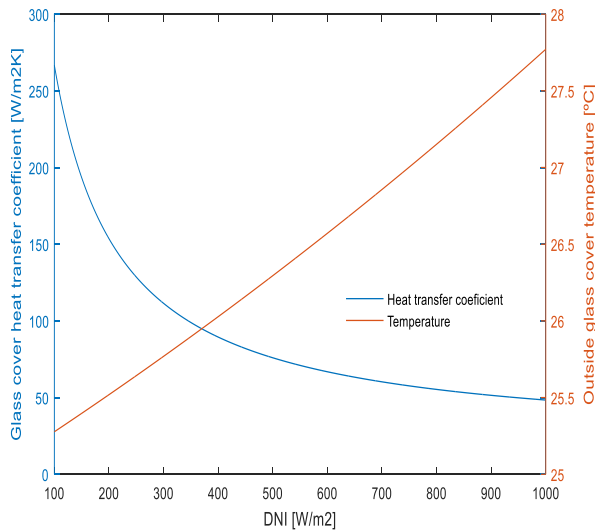


Figure 45. Coefficient de transfert convectif et température de la couverture en verre en fonction du DNI ($T_{fe}=100 \text{ °C}$, $\dot{m}_f=0,5\text{kg/s}$, $T_a=25 \text{ °C}$ et $V=2 \text{ m/s}$).

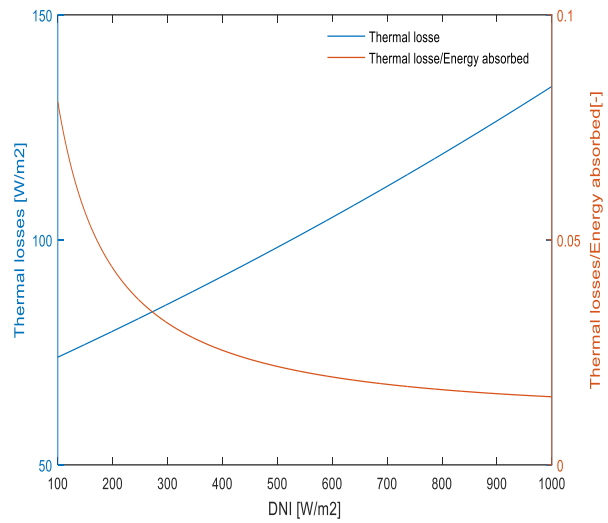


Figure 46. Pertes thermiques et rapport Q_L/Q_{abs} en fonction du DNI. ($T_{fe}=100 \text{ °C}$, $\dot{m}_f=0,5 \text{ kg/s}$, $T_a=25\text{°C}$ et $V=2 \text{ m/s}$).

Sur la figure 47, la température T_{rf} (la différence entre la température moyenne du fluide et la température de la surface interne du tube-absorbeur) et le rapport $(A_{abs,i}h_f)/(\dot{m}_f C p_f)$ sont tracés en fonction du DNI. Le produit de ces deux entités donne la différence de température entrée/sortie HTF. Contrairement à la conductivité thermique, la capacité thermique du fluide caloporteur augmente à mesure que la température moyenne du fluide augmente tandis que le rapport défini ci-dessus diminue légèrement (de 0,3345 à 0,3222) en raison de la forte diminution de h_f , induite par la forme de sa dépendance à la température HTF.

Bien que le coefficient de transfert convectif diminue, la chaleur transmise au fluide demeure proportionnelle à l'irradiance car la température de la surface interne du tube-absorbeur augmente relativement plus que la température moyenne du HTF. En d'autres termes, la

température de sortie HTF suit la même variation linéaire de la température du tube-absorbeur et c'est surtout cette dernière température qui la détermine.

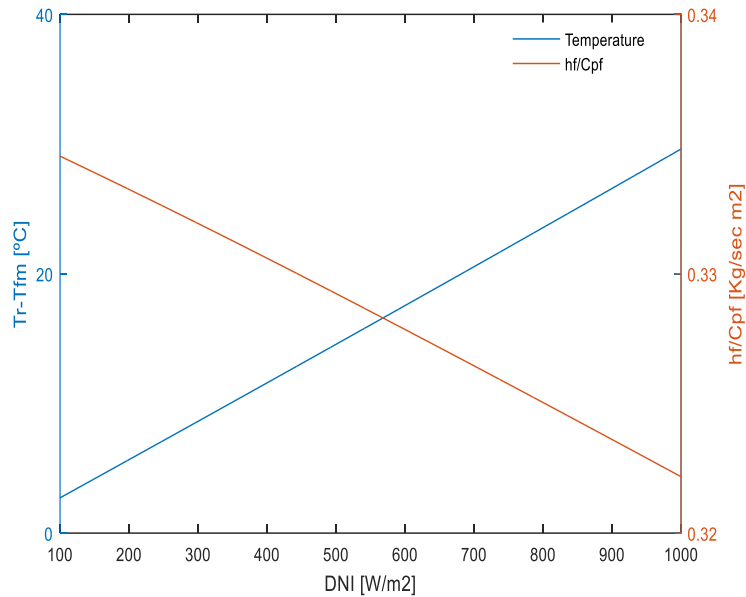


Figure 47. T_{rf} et le rapport (convection/enthalpie de masse) en fonction du DNI ($T_{fi} = 100$ °C, $\dot{m}_f = 0,5$ kg/s, $T_a = 25$ °C et $V = 2$ m/s).

L'effet de la température ambiante sur les performances du PTC est représenté sur la figure 48. Le rendement énergétique et la différence de température entrée/sortie HTF sont pratiquement constants, en ce sens que leurs variations en fonction de ce paramètre sont à peine perceptibles.

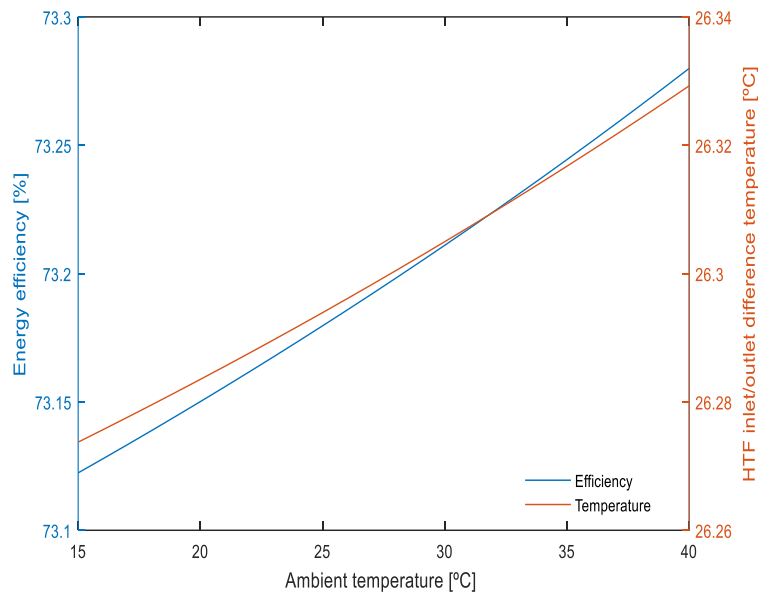


Figure 48. Rendement énergétique et différence de température entrée/sortie HTF en fonction de la température ambiante ($T_{fi} = 100$ °C, $\dot{m}_f = 0,5$ kg/s, DNI = 850 W/m² et $V = 2$ m/s)

Ainsi, la température de la surface externe de la couverture en verre qui augmente légèrement au fur et à mesure que la température ambiante augmente s'accompagne d'une diminution des pertes thermiques, du fait notamment, de la baisse du coefficient de transfert par rayonnement.

Pour ce qui est de l'analyse exergetique, le rendement exergetique du système croit avec l'accroissement du rayonnement alors qu'il décroît lorsque la température ambiante augmente.

On peut relever sur la figure 49 que :

- Pour $T_a = 25^\circ\text{C}$, le rendement exergetique est de 15,20 % pour un $\text{DNI} = 100 \text{ W/m}^2$ et de 19 % pour un $\text{DNI} = 1000 \text{ W/m}^2$.
- Pour $\text{DNI} = 850 \text{ W/m}^2$, le rendement exergetique est de 18,50 % pour une $T_a = 15^\circ\text{C}$ et de 15,20 % pour une $T_a = 35^\circ\text{C}$

Bien que l'entropie générée augmente à mesure que le rayonnement augmente, l'énergie gagnée augmente d'autant plus que l'exergie gagnée devient plus importante ; ce qui améliore significativement son efficacité exergetique.

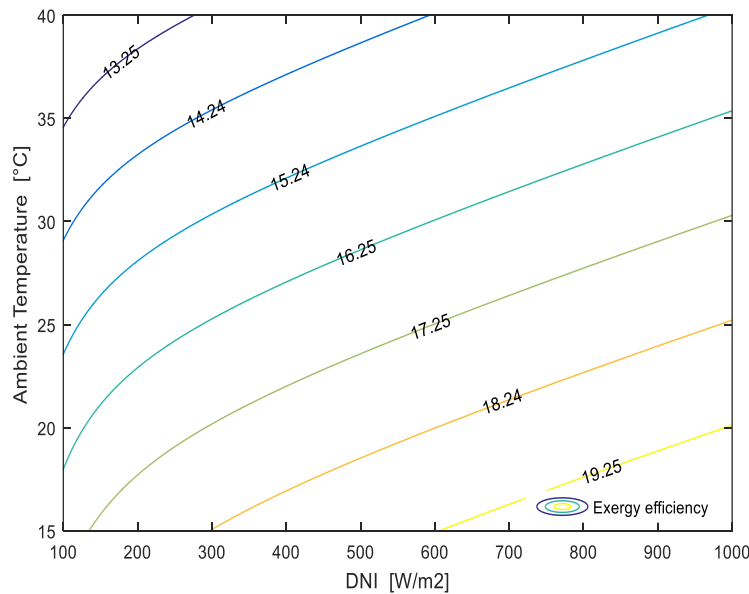


Figure 49. Rendement exergetique en fonction du DNI et de la température ambiante ($T_{fi} = 100^\circ\text{C}$, $\dot{m}_f = 0,5 \text{ kg/s}$, et $V = 2 \text{ m/s}$)

On note également que le rendement exergetique est linéairement dépendant de la température ambiante T_a avec une pente presque constante quel que soit le niveau du rayonnement. Le facteur T_a du terme entropique fait baisser l'exergie acquise lorsque cette température augmente, ce qui explique la dépendance linéaire observée du rendement exergetique.

Comme il a été discuté précédemment, la température de sortie du fluide caloporteur ne varie que très peu avec la variation de la température ambiante, ce qui se traduit par une variation très faible du gain thermique et de l'entropie générée.

5.4. Étude de cas sur l'évaluation des performances

Le modèle stationnaire a été exploité afin d'identifier, sur un ensemble de cinq régions algériennes : Alger, Ghardaïa, Béchar, In Salah et Tamanrasset, le site le plus avantageux pour la mise en œuvre de concentrateurs de technologie LUZ, de type LS-2 et LS-3. A cet effet, des simulations horaires de l'effet des conditions climatiques sur les performances du système ont été réalisées pour chacun des sites étudiés. Pour les besoins de la simulation, les valeurs horaires des paramètres climatiques ont été générées à partir du logiciel Meteonorm. Pour les heures où le DNI est inférieur à 200 w/m^2 et où la vitesse du vent est supérieure à 12 m/s , le système est mis en position de dé-focalisation.

Les résultats obtenus pour un débit massique et une température d'entrée du HTF réglés respectivement à $0,2 \text{ kg/s}$ et 100 °C sont présentés sur les figures. 50- 53.

L'analyse des profils des figures 50, 51 révèle que l'efficacité énergétique moyenne suit trois grandes tendances :

- Quel que soit le mois et quel que soit le site (hormis celui de Tamanrasset), le rendement énergétique mensuel moyen du capteur de type LS-3 est supérieur d'environ 1 point à celui du type LS2.
- Quel que soit le site, les valeurs moyennes mensuelles du rendement énergétique sont relativement similaires pour les deux types de concentrateurs.
- L'efficacité énergétique est d'autant plus élevée que le site est situé au Sud ; cette tendance apparaît clairement pour le type LS-2 mais elle l'est dans une moindre mesure pour le type LS-3. A ce titre, Tamanrasset et In Salah ont les rendements énergétiques les plus élevés avec un maximum au mois de juin, de $72,35 \%$ pour le LS-2 à Tamanrasset et de $72,54 \%$ pour le LS-3 à In Salah. Le site d'Alger présente cependant les rendements énergétiques les plus faibles : entre $70,12\%$ et $71,05\%$ pour le type LS-2, et entre $72,21\%$ et $72,42\%$ pour le type LS-3.

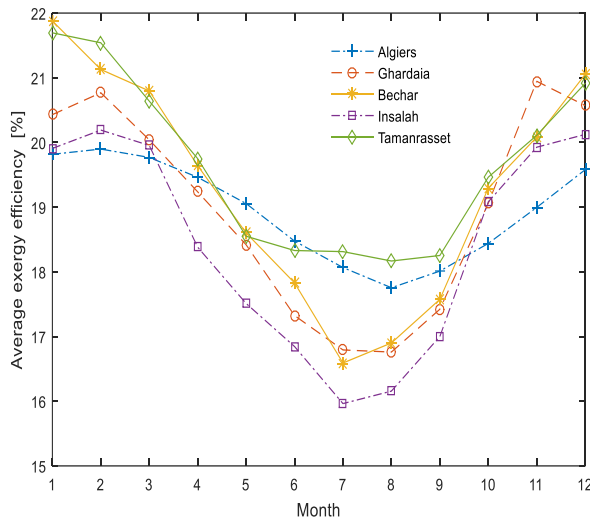


Figure 50. Rendement énergétique moyen type LS2

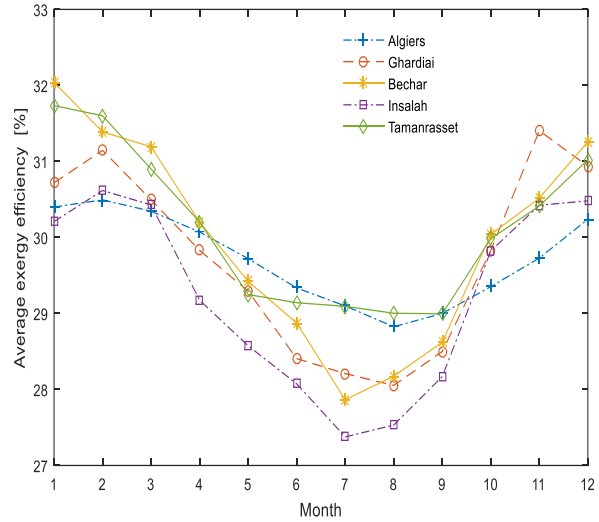


Figure 51. Rendement énergétique moyen type LS3

En revanche, les résultats représentant les rendements exergetiques moyens (voir figures 52 et 53) montrent une légère différence entre les deux types, de 1 point environ supérieur pour le type LS-3. Aussi et contrairement aux résultats de l'analyse énergétique, le rendement exergetique présente des variations importantes selon les saisons. C'est en hiver que les rendements exergetiques sont les plus importants avec des valeurs se situant autour de 20,5% pour le LS-2 et de 22% pour le LS-3 ; alors qu'ils chutent de près de 4 points en été. L'ordre observé pour les cinq sites en termes d'efficacité énergétique n'est que partiellement respecté lorsque l'on considère le rendement exergetique comme indicateur de performance. Bien que ce soit toujours le site de Tamanrasset qui présente globalement les meilleurs rendements exergetiques sur l'année, le site d'Alger se classe devant les sites de Ghardaï, Béchar et In Salah, pour lesquels les rendements exergetiques sont les plus faibles.

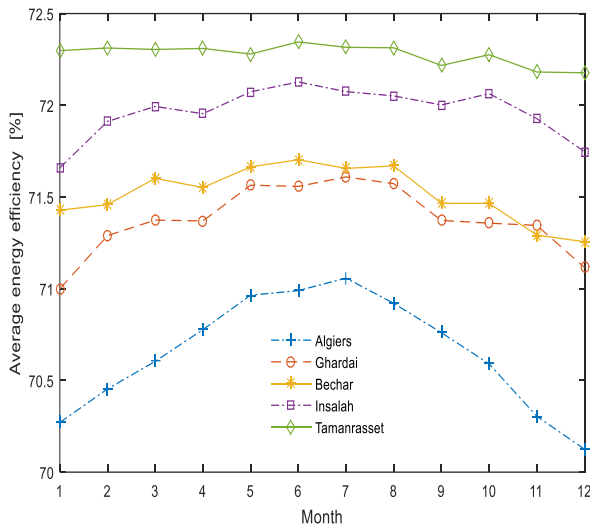


Figure 52. Rendement exergetique moyen type LS2

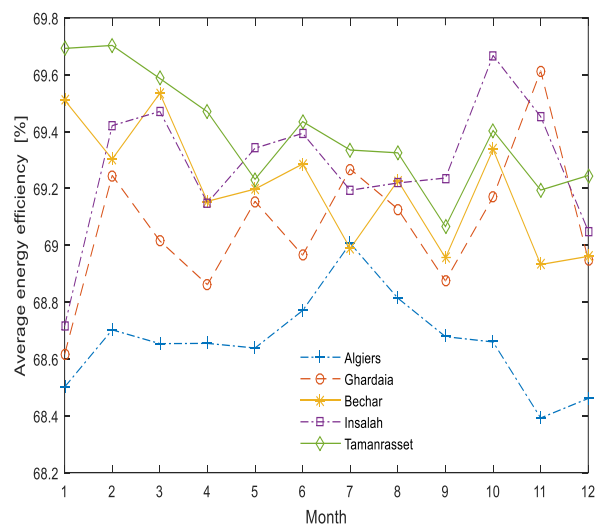


Figure 53. Rendement exergetique moyen type LS3

Pour une température d'entrée du fluide caloporteur fixée à 200 °C, les résultats obtenus montrent que les rendements énergétiques des deux types sont nettement inférieurs ; environ 4 points de moins pour le site d'Alger et 2,5 points pour Tamanrasset. Par contre, les rendements exergetiques gagnent plusieurs points, de l'ordre de 8, quels que soient le site et le mois considérés.

En termes de gain d'énergie et d'exergie, il est important de rapporter les trois résultats suivants :

- Le type LS3 est énergétiquement et exergetiquement plus efficace en raison de sa surface d'ouverture qui est de « 22,22% » plus élevée que celle du LS2.
- L'influence de la température d'entrée du HTF sur les performances des PTC est très significative, ce qui rend son choix et son optimisation essentiels.
- Le DNI est le paramètre le plus déterminant concernant le choix du site.

5.5. Champ solaire

Nous allons présenter, dans cette partie, les résultats de la simulation des performances d'une centrale solaire hybride de capacité nominale de 80 MW, supposée fonctionner sous les conditions climatiques de la région de Ghardaïa.

Le dimensionnement du champ solaire est donné ci-dessous. La section 5.5.1 énumère les données d'entrée de la simulation et la section 5.5.2 rend compte des paramètres caractéristiques du champ solaire obtenus après l'application du protocole de dimensionnement proposé au chapitre 3.

5.5.1 Data input

- Emplacement (Ghardaïa) : latitude =32.24, longitude =3.48
- Efficacité du bloc de puissance : $\eta_{PB} = 0.36$
- PTC / SCA : type LS2
- Boucle : 16 SCA
- Espacement entre les rangées : 15 m
- HTF : Therminol VP-1
- Température entrée /sortie : $T_{fi}=299^{\circ}\text{C}$ et $T_{fo}=399^{\circ}\text{C}$
- Point de conception : 21 juin à midi solaire
- Multiple solaire : 1,2

5.5.2. Caractéristique du champ solaire

- Débit massique par boucle = 8,56 kg/s
- Multiple solaire réel : SM=1,2115
- Nombre de boucles dans le champ solaire : $N_{loop}=136$
- Débit massique global du champ solaire : $\dot{m}_{SF,d} = 1\ 164\ \text{kg/s}$
- Superficie du champ solaire : $A_{SF}=509\ 184\ \text{m}^2$
- Disposition : H

5.5.3. Performance du champ solaire

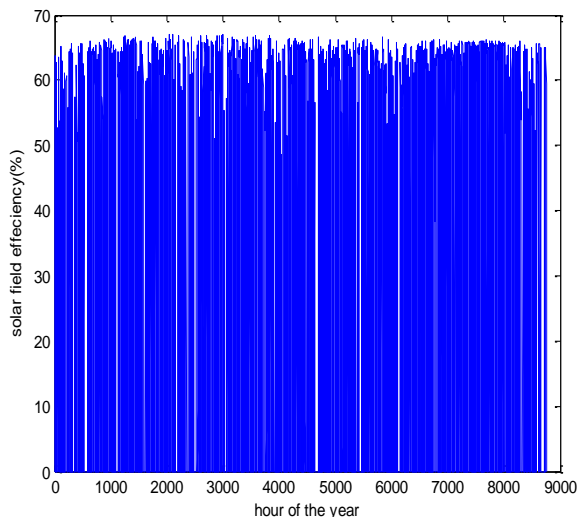


Figure 54. Rendement horaire du champ solaire

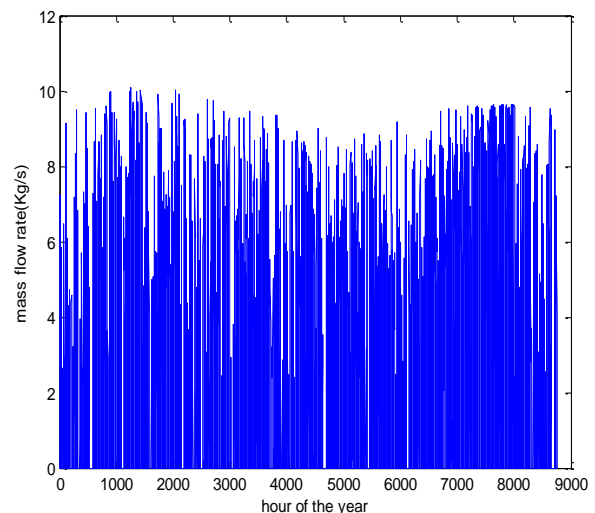


Figure 55. Débit massique horaire

On peut observer sur la figure 54 que le rendement global du champ solaire présente des niveaux appréciables, proche de ceux d'un module PTC pris isolément. Il oscille autour de 60% avec plus ou moins 5% selon le niveau de l'irradiance solaire et conformément à la relation établie dans la section 5.3.2.

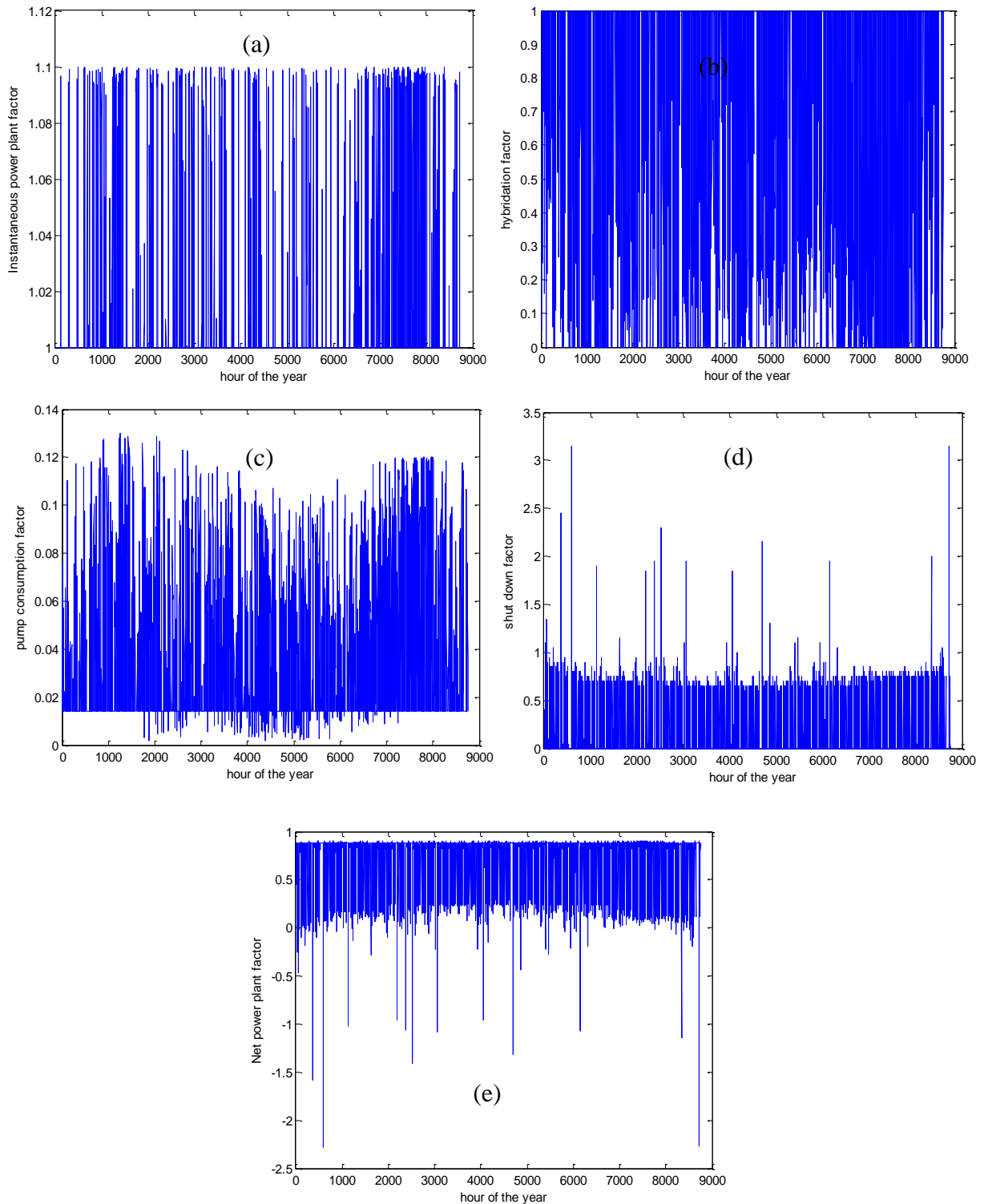


Figure 56. Facteurs horaires sur l'année : (a) puissance instantanée de l'installation (b) hybridation (c) consommation pompe (d) d'arrêt solaire (e) puissance nette

Le débit massique du fluide caloporteur estimé pour chaque heure est donné sur la figure 55. Il est remarquable que ce débit varie fortement tout au long de l'année passant, d'un fort débit pouvant approcher 10 kg/s à un débit relativement faible à moins 2 kg/s. Ceci s'explique par le fait que, sur la durée considérée, le rayonnement varie également fortement.

Sur la figure 56, nous avons représenté les 5 facteurs de performance définis précédemment dans la section 3.5. Bien évidemment, la représentation horaire lorsqu'elle est portée sur une année ne se prête à la lecture que pour les points singuliers. On remarque que la consommation due au pompage est assez importante, elle atteint parfois 12% de la puissance totale de conception. De même, le facteur d'arrêt peut représenter - lorsque les périodes de panne sont très longues- trois fois la puissance totale, ce qui explique pourquoi le facteur de puissance nette prend parfois des valeurs négatives.

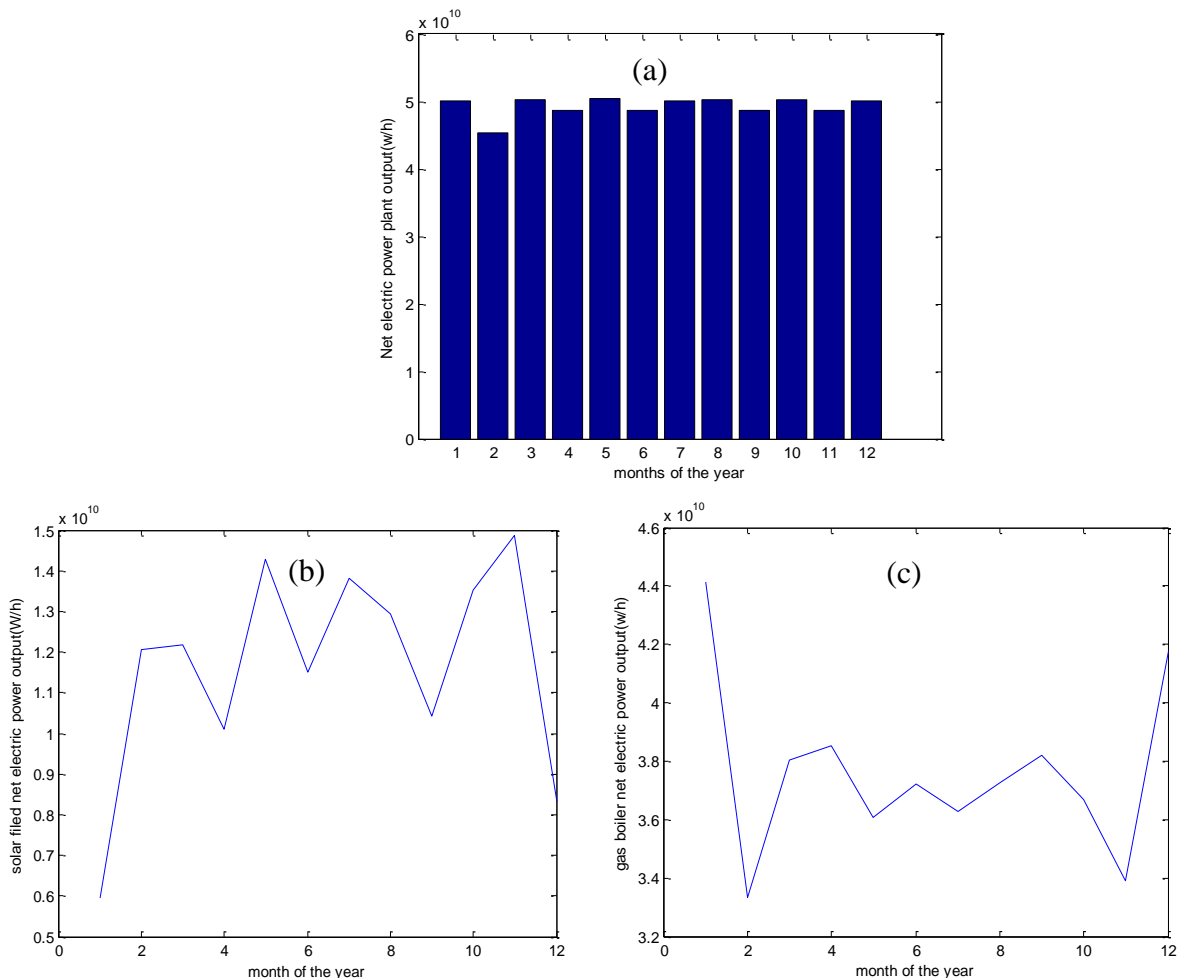


Figure 57. Production électrique mensuelle : (a) puissance électrique instantanée, (b) puissance électrique nette du champ solaire et (c) puissance électrique nette due à la combustion.

Les puissances nettes mensuelles obtenues après simulation sont données sur la figure 57. Il est à remarquer que la puissance nette totale ne dépasse pas 50 MW. La contribution du champ solaire reste en deçà des valeurs de conception, elle n'est que de 15 MW dans le meilleur des cas.

5.6. Validation du modèle dynamique

Comme pour la validation du modèle stationnaire, les simulations sont réalisées pour un module PTC de type LS-2 avec le fluide caloporteur « System 800 ».

La méthode Runge-Kutta à pas variable a été utilisée pour fournir une solution numérique aux équations différentielles déduites du modèle Bond Graph. Les résultats numériques obtenus sont comparés aux résultats expérimentaux du laboratoire SNL [88].

Il convient, par ailleurs, de noter que les résultats de simulation utilisés pour la validation de chaque test correspondent aux valeurs indiquant l'établissement de l'état stationnaire du système.

Tableau 8. Validation du modèle dynamique pour le cas « plein soleil ».

Cas	Test	Condition			Température de sortie			Rendement énergétique		
	DNI (W/m ²)	T _a (°C)	\dot{m}_f (l/s)	T _{f,i} (°C)	SNL (°C)	Mod (°C)	Erreur (%)	SNL (%)	Mod (%)	Erreur (%)
1	933,7	21,2	47,7	102,2	124,0	123,60	0,32	72,51	72,77	0,35
2	968,2	22,4	47,8	151,0	173,3	172,94	0,20	70,90	71,21	0,43
3	982,3	24,3	49,1	197,5	219,5	219,20	0,13	70,17	70,46	0,41
4	909,5	26,2	54,7	250,7	269,4	268,82	0,21	70,25	69,08	1,66
5	937,9	28,8	55,5	297,8	316,9	316,43	0,14	67,98	67,62	0,53
6	880,6	27,5	55,6	299,0	317,2	316,36	0,26	68,92	67,15	2,56
7	903,2	31,1	56,3	355,9	374,0	373,80	0,05	63,82	64,39	0,90
8	920,9	29,5	56,8	379,5	398,0	397,84	0,04	62,34	62,87	0,85
Moyenne							0,17	0,96		

Le tableau 8 présente les résultats relatifs au cas « plein soleil ». On constate que pour la température de sortie du HTF, les résultats simulés sont très proches des mesures expérimentales avec un écart moyen estimé à 0,40 °C. L'erreur relative ne dépasse pas 0,32 % alors que l'erreur relative moyenne est de 0,17 %. De même, les rendements énergétiques prédits par le modèle dynamique sont également très proches des résultats expérimentaux, avec une erreur moyenne de 0,96 % et une erreur maximale de 2,56 %.

Dans le cas des tests « sans soleil » (tableau 9), les températures de sortie du HTF simulées sont presque identiques aux températures mesurées avec une erreur relative moyenne de 0,08 % et une erreur relative tendant vers 0 % pour les températures d'entrée du HTF supérieures à 200 °C. Concernant les pertes thermiques, les prédictions numériques sont encore du même ordre que celles évaluées expérimentalement. L'incertitude moyenne associée aux prédictions données par le modèle est estimée à 4,9 W/m². Cette dernière se situe dans la plage d'incertitude obtenue lors des essais SNL estimée à 6,8 W/m.

Tableau 9. Validation du modèle dynamique pour le cas « sans soleil ».

Cas	Test		Condition			Température de sortie			Energie perdue		
	V (m/s)	T _a (°C)	\dot{m}_f (l/s)	T _{f,i} (°C)	SNL (°C)	Mod (°C)	Erreur (%)	SNL (W/m ²)	Mod (W/m ²)	Erreur (W/m ²)	
1	3,2	26,3	27,4	099,55	99,54	099.40	0.14	005.22+3.7	05.22	4.42	
2	2,9	25,4	27,4	100,02	99,97	099.87	0.10	070,90+4.0	05.27	4.42	
3	1,1	19,9	53,6	153,40	135,3	153.07	0.23	070,17+7.6	11.61	6.31	
4	0,1	22,5	54,7	199,40	199,0	199.03	0.03	070,25+8.5	18.09	4.05	
5	1,5	24,2	55,6	253,80	253,1	253.09	0.00	067,98+8.5	29.83	6.43	
6	2,0	26,7	55,0	299,00	297,9	297.90	0.00	068,92+8.0	42.12	5.42	
7	0,6	27,6	56,8	348,30	346,6	346.68	0.08	063,82+7.3	57.87	2.07	
Moyenne							0.08	6.80	4.9		

En conclusion, on peut affirmer que le modèle Bond Graph proposé permet de prédire correctement le comportement dynamique du concentrateur cylindro-parabolique.

5.7. Profil dynamique du module PTC

À titre démonstratif de la capacité du modèle BG à déterminer le comportement dynamique du système, les performances énergétiques et exergétiques journalières d'un module LS-2, sous différentes conditions climatiques de trois sites : Tétouan (Maroc), Tamanrasset (Algérie), Sidi Bou Said (Tunisie).

Dans les simulations qui suivent, le mode horizontal Est-Ouest (E-W) est sélectionné comme mode de suivi du soleil et le rayonnement direct (DNI) est estimé en adoptant le modèle « r-sun » développé par Hofierka J et al [139].

Conformément à l'équation (5.4), le modèle de rayonnement solaire « r-sun » est basé sur la connaissance de trois paramètres atmosphériques, à savoir la masse d'air atmosphérique m_A , l'épaisseur optique de Rayleigh δ_R et le facteur de turbidité pour un ciel clair T_L .

$$\text{DNI} = G_o \exp(-0.8662 T_L m_A \delta_R) \quad (5.4)$$

G_o représente l'irradiance solaire extraterrestre reçue par un plan horizontal, correspondant à la constante solaire corrigée par un facteur journalier lié à la variation de la distance solaire.

Le modèle r-sun exploite une corrélation proposée par Kasten F [140] pour estimer la masse atmosphérique en introduisant, néanmoins, une légère correction sur l'expression de l'élévation du soleil. Quant à l'épaisseur optique de Rayleigh, le modèle utilise les résultats de Louche et al. [141] ajustés par [140]. Les valeurs moyennes mensuelles du facteur de turbidité de Link utilisé pour évaluer le DNI est donné par Diabaté L et al [142]. Le profil temporel de la température ambiante est estimé à l'aide de la formule (5.5) [143]. Les températures maximales et minimales sont obtenues à partir de la plate-forme Web AccuWeather (www.accuweather.com).

$$T_a(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \cos \left[\frac{\pi(14 - ST)}{12} \right] + 273.15 \quad (5.5)$$

Pour la journée du 21 juin, on fait remarquer (figure 58 et 59) que les trois sites considérés présentent d'importants potentiels solaires, le DNI atteint à midi est de 1000 W/m² à Tamanrasset et il est de 900 W/m² à Sidi Bou Saïd.

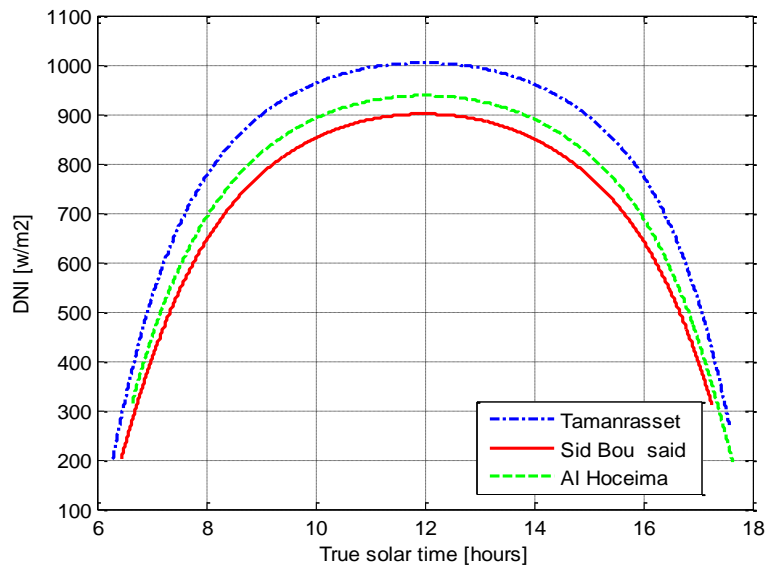


Figure 58. Rayonnement DNI en fonction de l'heure solaire

La température ambiante à Al Hoceima est nettement inférieure à celles obtenues pour Tamanrasset et Sidi Bou Saïd situés dans la grande région saharienne ; l'écart moyen étant de l'ordre de 8 °C.

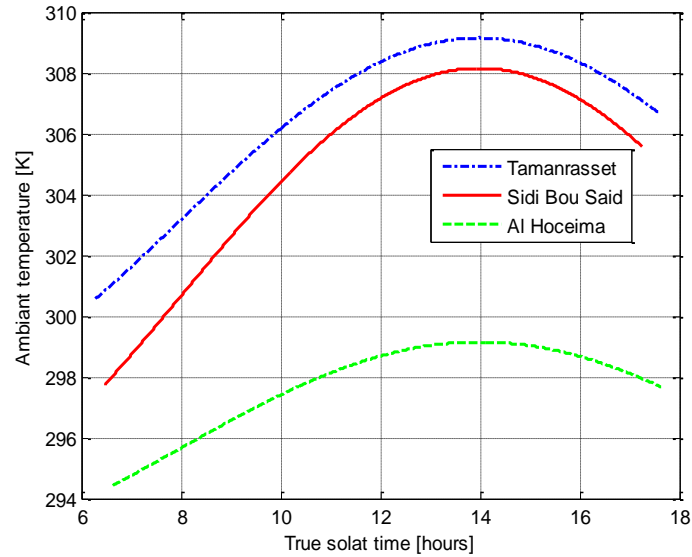


Figure 59. Température ambiante en fonction du temps solaire

Les résultats numériques mentionnés ci-dessous sont obtenus avec :

- ✓ température entrée HTF = 150 °C
- ✓ Débit massique = 22 l/s.
- ✓ Vitesse du vent = 2,5 m/s.

L'évolution dynamique - au cours de la journée du 21 juin et sous les conditions climatiques du site de Tamanrasset - des températures de la couverture en verre, du tube-absorbeur et du fluide caloporteur est représentée sur la figure 60. Ces températures croissent rapidement entre le lever du soleil et 10h, atteignant leur maximum entre 10h et 14h (environ 350K, 622K et 445K pour T_{co} , T_{ab} et T_f respectivement). Par contre et en se focalisant sur la température de sortie HTF obtenue pour chaque site, on observe sur la figure 61 que l'écart enregistré entre le site de Sidi Bou Saïd et celui de Tamanrasset dépasse 5 K à midi. Le site d'Al Hoceima permet d'obtenir une température de sortie du fluide caloporteur atteignant 422,5 K entre 9 h et 15 h.

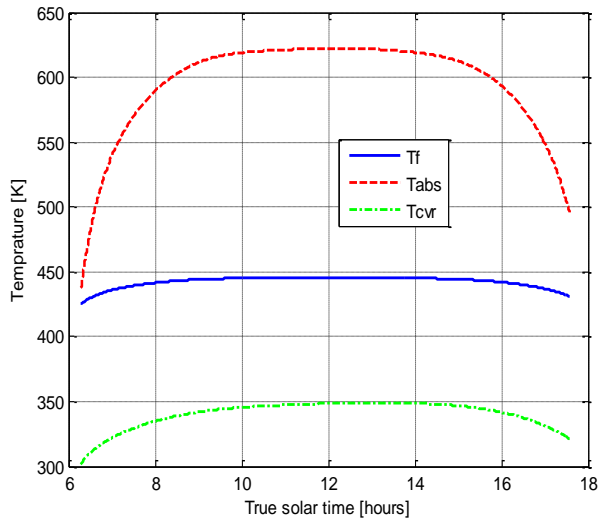


Figure 60. Évolution dynamique des températures du PTC en fonction du temps solaire

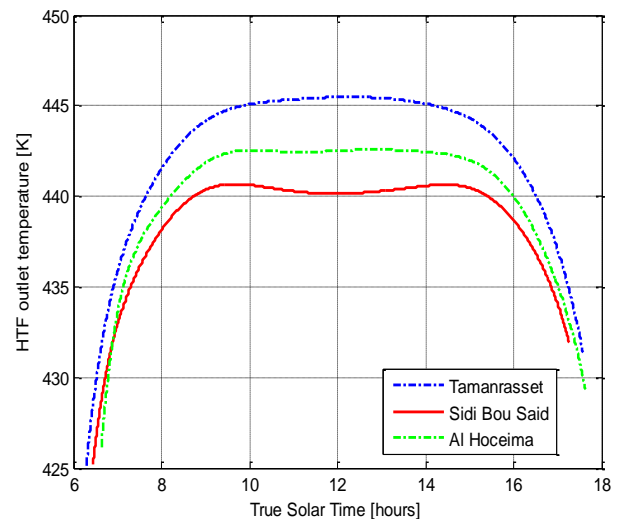


Figure 61. Température de sortie HTF en fonction du temps solaire

Ces résultats peuvent s'expliquer par le fait que Tamanrasset possède un DNI supérieur à ceux des deux autres sites, et surtout par le fait que les rendements optiques présentent, selon le site, des différences significatives pouvant aller jusqu'à 10%, comme indiqué dans la figure 62.

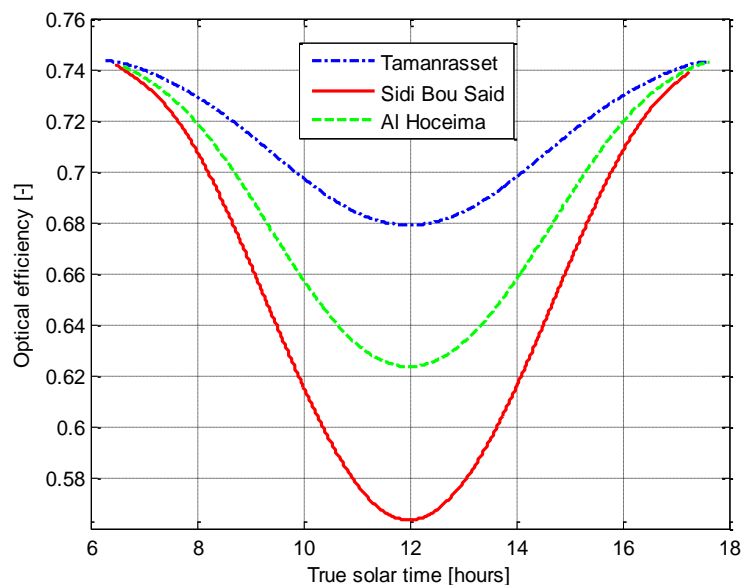


Figure 62. Rendement optique en fonction du temps solaire.

Les courbes d'efficacité exergétique et énergétique correspondant à la journée du 21 juin sont données respectivement sur les figures 63 et 64. Globalement et concernant les rendements exergétiques journaliers, on constate que le site de Sidi Bou Saïd présente le

rendement le plus faible et le plus variable (entre 18% et 26%). Aussi, le rendement exergetique estimé pour le site d'Al Hoceima est très procheet parfois légèrement supérieur (entre 21% et 30%) à celui obtenu à Tamanrasset, bien que ce dernier possède le potentiel solaire le plus élevé.

Conceptuellement, il ressort de la définition de l'exergie que celle-ci est inversement proportionnelle à la température ambiante, ce qui explique pourquoi le site d'Al Hoceima présente les meilleures performances.

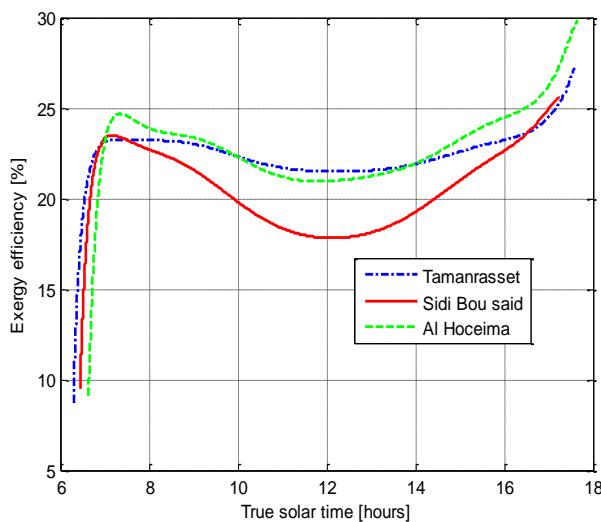


Figure 63. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 juin).

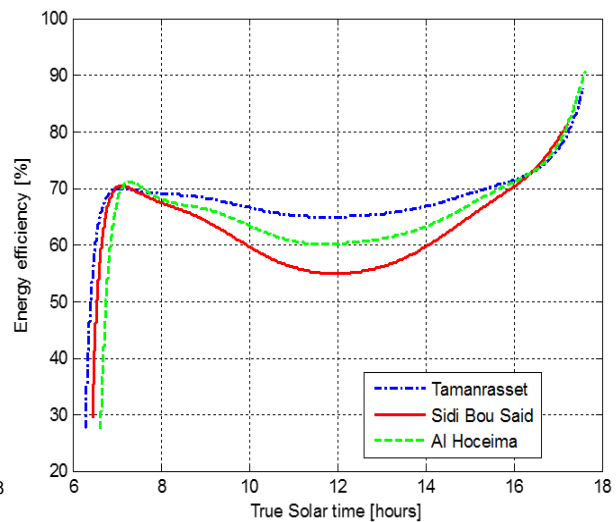


Figure 64. Rendement énergetique en fonction du temps solaire (21 juin).

Comme on peut si bien le remarquer sur la figure 64, tous les rendements énergetiques passent rapidement de 70 % à 90 % après 17h. En effet, l'explication est simple l'état énergetique et exergetique du système- qu'on représente à travers ses deux rendements- à l'instant ' t ' dépend de son état à l'instant ' $t-dt$ '. Il se trouve que le tube est déjà porté à des températures relativement élevées ce qui maintient la température du fluide à des niveaux également élevés (refroidissement par convection forcée) bien que le rayonnement connaisse d'importantes chutes.

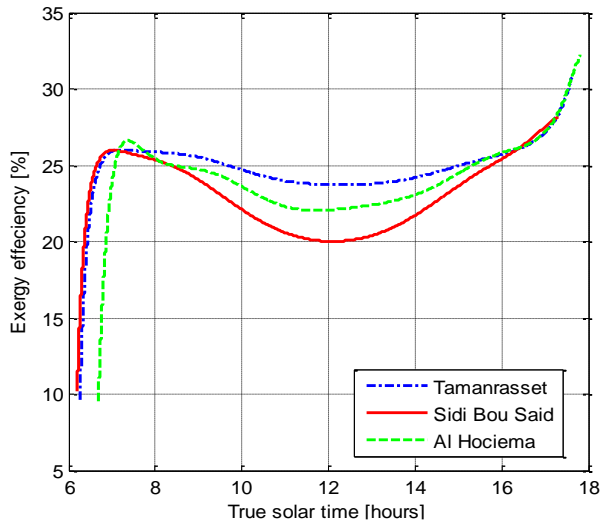


Figure 65. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 decembre).

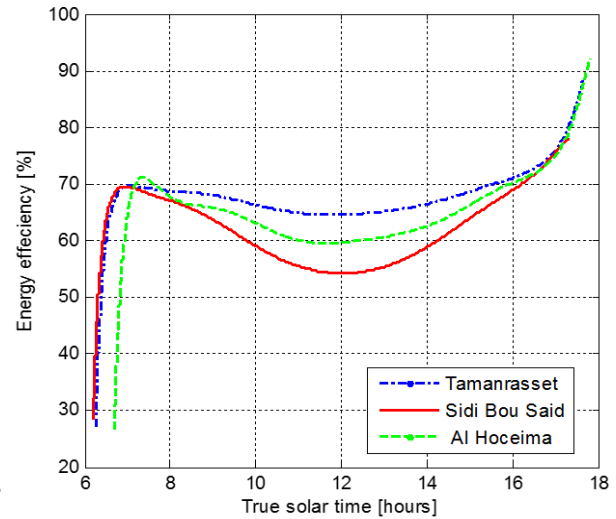


Figure 66. Rendement exergetique en fonction du temps solaire (21 decembre).

Les courbes des rendements exergetique et énergetique obtenues pour la journée du 21 decembre sont presentees sur les figures 65 et 66. On note que ces rendements sont generalement superieurs a ceux estimes pour la journée du 21 juin. Pour la journée du 21 decembre, le rendement obtenu a Tamanrasset est le plus important.

En fin de journée (après 17 h), les rendements exergetiques atteignent leur maximum. En effet, et bien que le niveau du DNI diminue au-delà de 17 h, la température de sortie du HTF reste relativement élevée du fait de l'inertie thermique du tube-absorbeur. Quant aux rendements énergetiques obtenus pour la journée du 21 decembre, on voit qu'ils sont plus au moins identiques a ceux obtenues pour la journée du 21 juin.

Partant des courbes de rendement, trois phases peuvent être mises en évidence :

- (1) la phase de chauffage du tube-absorbeur qui dure quelques minutes.
- (2) La phase de fonctionnement du système (9 h à 17 h environ) qui peut être assimilée à un état quasi permanent où le profil du rendement exergetique suit le profil de l'énergie solaire absorbée et de la température ambiante.
- (3) La phase de refroidissement du tube-absorbeur où le rendement atteint son maximum (après 17 h).

En pratique, seul le rendement associé à la phase (2) peut servir pertinemment de critère de choix et d'aide à la décision.

5.8 Conclusion

Les modèles développés pour les régimes stationnaire et dynamique ont été validés en procédant à une comparaison entre des résultats numériques simulés et des résultats expérimentaux issus de la littérature. Ces deux modèles permettent de restituer fidèlement le comportement réel du système, dès lors que les erreurs relatives calculées demeurent acceptables.

L'étude paramétrique menée sur le système a révélé que les paramètres influençant significativement son rendement sont : le niveau du rayonnement solaire, le débit massique et la température d'entrée du fluide caloporteur. La température ambiante s'avère également déterminante, notamment pour l'aspect exergetique.

Parallèlement, le modèle du champ de capteurs cylindro-paraboliques- développé au chapitre 3- a été exploité pour dimensionner et estimer les performances annuelles d'une centrale solaire hybride de 80 MWe, opérant sous les conditions climatiques de Ghardaïa, localité située dans le Sahara algérien. Les facteurs caractéristiques du fonctionnement du champ solaire ont également été estimés et discutés. Il convient de noter que la consommation électrique des pompes de circulation peut représenter jusqu'à 10 % de la puissance nominale de l'installation.

Enfin, le schéma bloc correspondant au modèle BG a été implémenté (Matlab/Simulink) et l'évolution dynamique du PTC a été mise en évidence à travers la détermination de ses températures caractéristiques correspondant à deux journées types (21 juin et 21 décembre) ainsi qu'à travers une étude de cas visant à estimer ses performances.



Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail entrepris dans le cadre de cette thèse est consacré à l'étude thermo-optique du concentrateur cylindro-parabolique (PTC) avec comme perspective l'évaluation de ses performances énergétiques et exergetiques. Par ailleurs, une autre partie s'est intéressée, par extension, à la modélisation et au dimensionnement d'un champ solaire considéré comme une association de concentrateurs PTC reliés par un réseau de canalisations assurant la circulation d'un fluide caloporteur (HTF).

Deux modèles, l'un stationnaire et l'autre dynamique, ont été développés. Ils prennent en compte l'ensemble des modes de transfert de chaleur menant à la conversion du rayonnement solaire en chaleur sensible.

Partant du modèle stationnaire, un nouveau code Matlab a été établi, lequel estime, par un calcul itératif, la température de sortie du fluide caloporteur ainsi que les températures des surfaces intérieures et extérieures du tube-absorbeur et de la couverture en verre. Les simulations réalisées établissent une très bonne concordance entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux, rapportés par Dudley [88]. L'analyse paramétrique menée sur un module PTC Luz de type LS-2 a conduit aux conclusions suivantes :

- L'efficacité énergétique et l'écart de température entrée/sortie HTF sont d'autant plus importants que le débit est élevé et que la température d'entrée HTF est faible.
- L'efficacité exergetique est d'autant plus importante que le débit est faible et que la température d'entrée du HTF est élevée.
- L'efficacité exergetique est d'autant plus importante que le DNI est élevé et que la température ambiante est basse.

Afin de mettre en évidence l'importance du choix de la technologie cylindro-parabolique, nous avons simulé les performances horaires de deux types de PTC (LS-2 et LS-3), supposés travailler sous les conditions climatiques de différents sites algériens. En termes de gain d'énergie et d'exergie, le type LS-3 s'est révélé être le plus efficace en raison de l'importance relative de sa surface d'ouverture. Concernant le choix du site le plus approprié, il a été établi que le rayonnement solaire (DNI) est le critère le plus déterminant quant au rendement du système PTC.

Disposer d'un réseau de canalisation optimal du fluide caloporteur est un préalable à la modélisation du champ solaire. Pour ce besoin, nous avons adopté l'approche du logiciel « System Advisor Model (SAM), NREL » pour développer un modèle hydraulique ayant servi,

ensuite, dans le dimensionnement des canalisations. La détermination du débit massique du HTF parcourant les boucles du champ solaire s'est effectuée en démultipliant en série le code établi (modèle stationnaire) pour le module PTC.

L'association des deux modèles -celui de la boucle solaire et celui du réseau hydraulique- a permis de constituer un outil de simulation fiable, exploitable pour le dimensionnement et l'analyse des performances thermiques d'un champ solaire. En guise de démonstration de la flexibilité de cet outil, les conditions propres à la localité de Ghardaïa (Sahara algérien), ont servi à dimensionner et à évaluer les performances d'un champ solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques d'une centrale hybride de puissance électrique nominale de 80 MWe.

Dans la dernière partie de la thèse, le comportement dynamique du concentrateur solaire a également été soumis à une investigation détaillée. Un modèle dynamique a été développé en utilisant la méthodologie et le formalisme Bond Graph (BG). Le domaine thermique du bond graph prend en charge tous les modes de transfert de chaleur établis entre l'environnement, la couverture en verre, le tube-absorbeur et le fluide. Toutefois, l'accumulation de masse dans le volume de contrôle est ignorée car son effet dynamique reste largement négligeable. La causalité attribuée au modèle BG a permis de générer un schéma-bloc équivalent, lequel a été ensuite implémenté sous Matlab/Simulink.

Les résultats de simulation obtenus avec le modèle BG ont été comparés aux tests expérimentaux de Dudley [88], il a été établi que :

- Dans le cas des essais en présence du soleil : les erreurs relatives moyennes obtenues sont de l'ordre de 0,17% pour la température de sortie du fluide caloporteur (HTF) et environ 0,96 % pour l'efficacité énergétique.
- Dans le cas des essais hors soleil : l'erreur relative moyenne calculée pour la température de sortie HTF prédite est estimée à 0,08% et l'erreur absolue de pertes de chaleur est égale à 4,9 W/m².

Au vu de ces résultats, nous pouvons affirmer que le modèle BG est en mesure de prédire correctement le comportement dynamique du concentrateur solaire cylindro-parabolique.

En perspective, il conviendrait de prolonger ce travail par :

- La recherche d'une configuration optimale d'une centrale solaire à concentrateurs cylindro-paraboliques, en partant de contraintes économiques et environnementales réelles.
- Une modélisation dynamique d'une centrale solaire de puissance, assortie de l'analyse des effets des stratégies opérationnelles sur ses performances.

Face à la problématique énergétique et environnementale, le recours à l'énergie solaire thermodynamique semble constituer une solution d'avenir. Nous espérons avoir contribué, à travers cette étude, à faciliter la compréhension de la technologie des concentrateurs solaires cylindro-paraboliques, comme nous espérons que les différents modèles établis puissent servir de base au développement d'autres modèles plus élaborés.



Bibliographie

Références Bibliographiques

1. García, Isabel Llorente, José Luis Álvarez, and Daniel Blanco. "Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage : Comparison to operating plant data." *Solar Energy* 85.10 (2011): 2443-2460.
2. Zarza, Eduardo, and Klaus Hennecke. "Direct Solar Steam Generation in Parabolic Troughs (DISS)-The first Year of Operation of the DISS Test Facility at the Plataforma Solar de Almeria." *Proc. of 10th Solar PACES Int. Symp. on Solar Thermal Concentrating Technologies, Solar Thermal 2000.* 2000.
3. Padilla, Ricardo Vasquez. *Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants.* University of South Florida, 2011.
4. Behar, Omar, et al. "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39 (2014): 223-250.
5. Biggs, Frank, and Charles N. Vittitoe. *The HELIOS model for the optical behavior of reflecting solar concentrators.* No. SAND76-0347. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 1979.
6. Schrenk, G. M. *Analysis of Solar Reflectors : Mathematical Theory and Methodology for Simulation of Real Reflectors.* December 1963 ; GMC-AO-EDR3693.
7. Treadwell, George W. *Design considerations for parabolic-cylindrical solar collectors.* No. SAND-76-0082. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 1976.
8. Daly, J. C. "Solar concentrator flux distributions using backward ray tracing." *Applied Optics* 18.15 (1979): 2696-2699.
9. Houcine, Ahlem, et al. "Optical modeling and investigation of sun tracking parabolic trough solar collector basing on Ray Tracing 3Dimensions-4Rays." *Sustainable cities and society* 35 (2017): 786-798.
10. Grena, Roberto. "Optical simulation of a parabolic solar trough collector." *International Journal of Sustainable Energy* 29.1 (2010) : 19-36.
11. Leary, P. L., and J. D. Hankins. *User's guide for MIRVAL : a computer code for comparing designs of heliostat-receiver optics for central receiver solar power plants.* No. SAND-77-8280. Sandia National Lab. (SNL-CA), Livermore, CA (United States), 1979.

12. Wendelin, Tim. "SolTRACE: a new optical modeling tool for concentrating solar optics." International solar energy conference. Vol. 36762. 2003.
13. He, Ya-Ling, et al. "A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector." Renewable energy 36.3 (2011): 976-985.
14. A. Rabl, Active Solar Collectors and their Applications (Oxford University Press, New York, 1985), pp. 202– 205.
15. Evans, D. L. "On the performance of cylindrical parabolic solar concentrators with flat absorbers." Solar Energy 19.4 (1977): 379-385.
16. Harris, James A., and William S. Duff. "Focal plane flux distributions produced by solar concentrating reflectors." Solar Energy 27.5 (1981): 403-411.
17. Jeter, Sheldon M. "Calculation of the concentrated flux density distribution in parabolic trough collectors by a semifinite formulation." Solar Energy 37.5 (1986): 335-345.
18. Jeter, S. M. "The distribution of concentrated solar radiation in paraboloidal collectors." Journal of Solar Energy Engineering 1986; 108(3): 219-225.
19. Jeter, Sheldon M. "Analytical determination of the optical performance of practical parabolic trough collectors from design data." Solar Energy 39.1 (1987): 11-21.
20. Rabl, A., P. Bendt, and H. W. Gaul. "Optimization of parabolic trough solar collectors." Solar Energy 29.5 (1982): 407-417.
21. Lipps, Frederick W. "Four different views of the heliostat flux density integral." Solar Energy 18.6 (1976): 555-560.
22. Guo, Minghuan, Zhifeng Wang, and Feihu Sun. "Two new methods used to simulate the circumferential solar flux density concentrated on the absorber of a parabolic trough solar collector." AIP conference proceedings. Vol. 1734. No. 1. AIP Publishing LLC, 2016.
23. Wang, Fuqiang, et al. "Numerical analysis of hydrogen production via methane steam reforming in porous media solar thermochemical reactor using concentrated solar irradiation as heat source." Energy conversion and management 87 (2014): 956-964.
24. Cabeza, Luisa F., et al. "Thermochemical energy storage by consecutive reactions for higher efficient concentrated solar power plants (CSP): Proof of concept." Applied Energy 185 (2017): 836-845.
25. Winter, C-J., Rudolf L. Sismann, and Lorin L. Vant-Hull, eds. Solar power plants: fundamentals, technology, systems, economics. Springer Science & Business Media, 2012.

26. Robert Jr, E., et al. "Flux distribution near the focal plane." *Solar Energy* 1.2-3 (1957): 94-98.
27. Wen, L. "Effect of optical surface properties on high-temperature solar thermal energy conversion." *Journal of Energy* 3.2 (1979): 82-89.
28. Paulin Gollet, Francois Papini, George Peri, physique des convertisseurs thermiques, EDI SUD (1980)
29. Jacques Desautel. Les capteurs héliothermiques. EDISUD & Pyc- EDITIONS, (1979).
30. Jiang, Shouli, et al. "Optical modeling for a two-stage parabolic trough concentrating photovoltaic/thermal system using spectral beam splitting technology." *Solar Energy Materials and Solar Cells* 94.10 (2010): 1686-1696.
31. Xavier Py Professeur Concentration du rayonnement solaire. PROMES UPR8521 CNRS
32. Nicolás, R. O., and J. C. Durán. "Generalization of the two-dimensional optical analysis of cylindrical concentrators." *Solar Energy* 25.1 (1980) : 21-31.
33. Kalogirou, Soteris A. *Solar energy engineering: processes and systems*. Academic press, 2013.
34. Hegazy, A. S., M. M. El-Kassaby, and M. A. Hassab. "Prediction of concentration distribution in parabolic trough solar collectors." *International journal of solar energy* 16.2 (1994): 121-135.
35. Karl Heinz Remmer, Peuser, Felix A : *Installation solaire, conception et mise en œuvre ; édit : système solaire, paris* (2005).
36. Goswami, D. Yogi, Frank Kreith, and Jan F. Kreider. *Principles of solar engineering*. CRC Press, 2000.
37. Nicolás, Rubén O., and Julio C. Durán. "Theoretical maximum concentration factors for solar concentrators." *JOSA A* 1.11 (1984): 1110-1113.
38. Bendt, Paul, and Ari Rabl. "Optical analysis of point focus parabolic radiation concentrators." *Applied optics* 20.4 (1981): 674-683.
39. Allen, Clabon Walter. "Astrophysical quantities." (1973).
40. Bendt, Paul, and Ari Rabl. "Effect of circumsolar radiation on performance of focusing collectors." *NASA STI/Recon Technical Report N 80* (1980): 31916.
41. Grether, D. G. "Application of circumsolar measurements to concentrating collectors." (1979).
42. R. B. Pettit, *Caractérisation du profil du faisceau réfléchi de matériaux de miroir solaire. Énergie solaire* 19 (1977).

43. B. L. Butler et R. B. Pettit, Techniques d'évaluation optique pour des concentrateurs solaires réfléchissants. SPIE Vol. 114-Optique appliquée à la conversion de l'énergie solaire (1977)
44. Wen, L. "Thermal optical surface properties and high-temperature solar energyconversion." 2nd Thermophysics and Heat Transfer Conference. 1978.
45. Rabl, Ari. "Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators." Solar energy 18.6 (1976): 497-511.
46. Les grands projets d'énergie solaire". Commission de l'énergie de Californie. Archivé de l'original le 14 juillet 2016 Consulté le 14 juillet 2016.
47. Giostri, Andrea, et al. "Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology." Solar Energy 86.5 (2012): 1208-1221.
48. Desai, Nishith B., and Santanu Bandyopadhyay. "Integration of parabolic trough and linear Fresnel collectors for optimum design of concentrating solar thermal power plant." Clean Technologies and Environmental Policy 17.7 (2015): 1945-1961.
49. Desai, Nishith B., and Santanu Bandyopadhyay. "Optimization of concentrating solar thermal power plant based on parabolic trough collector." Journal of Cleaner Production 89 (2015): 262-271.
50. Purohit, Ishan, Pallav Purohit, and Shashaank Shekhar. "Evaluating the potential of concentrating solar power generation in Northwestern India." Energy policy 62 (2013): 157-175.
51. Biencinto, Mario, et al. "Performance model and annual yield comparison of parabolic-trough solar thermal power plants with either nitrogen or synthetic oil as heat transfer fluid." Energy conversion and management 87 (2014): 238-249.
52. Kumar, Devander, and Sudhir Kumar. "Year-round performance assessment of a solar parabolic trough collector under climatic condition of Bhiwani, India: A case study." Energy Conversion and Management 106 (2015): 224-234.
53. Hachicha, A. A., et al. "Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector." Applied energy 111 (2013): 581-592.
54. Duffie, J. Solar Engineering of Thermal Processes, 2nd Ed, Wiley, New York (1991).
55. Mokheimer, Esmail MA, et al. "Development and assessment of integrating parabolic trough collectors with steam generation side of gas turbine cogeneration systems in Saudi Arabia." Applied Energy 141 (2015): 131-142.
56. Stuetzle, Thorsten, et al. "Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant." Solar energy 76.1-3 (2004): 187-193.

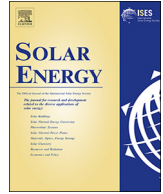
57. Herrmann, U., Kelly, B. and Price, H. (2004/0), "Two-tank molten salt storage for parabolic trough solar power plants", *Energy*, vol. 29, no. 5-6, pp. 883-893.
58. Olivenza-León, D., A. Medina, and A. Calvo Hernández. "Thermodynamic modeling of a hybrid solar gas-turbine power plant." *Energy Conversion and Management* 93 (2015): 435-447.
59. Turchi, Craig S., Zhiwen Ma, and Michael Erbes. Gas turbine/solar parabolic trough hybrid designs. Vol. 54631. 2011.
60. Peng, Shuo, et al. "A new rotatable-axis tracking solar parabolic-trough collector for solar-hybrid coal-fired power plants." *Solar energy* 98 (2013): 492-502.
61. Hong, H., et al. "A typical solar-coal hybrid power plant in China." *Energy Procedia* 49 (2014): 1777-1783.
62. Kane M, *Integration et optimisation thermoéconomique et environomique de centrales solaire hybrides*, Thèse, EPFL, Suisse (2002).
63. Winter C.J, Sizmann R.L, L.L. Vant-Hull ; *solar power plant fundamentals Technology-Systeme-Economic*, Springer verlag Berlin (1990).
64. Montes, M. J., et al. "Solar multiple optimization for a solar-only thermal power plant, using oil as heat transfer fluid in the parabolic trough collectors." *Solar energy* 83.12 (2009): 2165-2176.
65. Ganjehkaviri, A., Jaafar, M. M., Ahmadi, P., & Barzegaravval, H. (2014). Modelling and optimization of combined cycle power plant based on exergoeconomic and environmental analyses. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 566-578.
66. Casarosa, Claudio, F. Donatini, and Alessandro Franco. "Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants." *Energy* 29.3 (2004): 389-414.
67. Jean Marie Monteil ; *Centrale à cycle combiné. ; Théorie, Performance et modularité*, Technique de L'ingénieurs BE 8905
68. ABB, *Combined cycle design to suit every customer's need*, Group IP Counsel, ABB Ltd
69. Newton, A. G. "Gas Turbine Theory—Third edition H. Cohen et al. Longman Scientific & Technical, Harlow. 1987. 414 pp. Illustrated. £ 19.95." *The Aeronautical Journal* 91.907 (1987): 338-338.
70. *Centrale à cycle combiné : composants potentiels ; Technique de L'ingénieurs* BE 8906
71. Gerard Sarlos, André Haldi, Pierre Verstraete ; *Systèmes Energétiques ; EPF de Lausanne* (2002).

72. Charles Kempf ; Les centrales électriques à cycle combiné ; ABB ALSTOM POWER (1999).
73. Saad M. A., Cheng D. Y., Steam injection technology for utility-size gas turbines, ECOS'98, Volume II ;725-732 (1998).
74. Kane, Malick, and Daniel Favrat. "Approche de conception et d'optimisation de centrale solaire intégrée à cycle combiné inspirée de la méthode du pincement (partie II : réseau d'échangeurs de chaleur)." *International journal of thermal sciences* 38.6 (1999): 512-524.
75. Casarosa, Claudio, and Alessandro Franco. "Thermodynamic optimization of the operative parameters for the heat recovery in combined power plants." *International Journal of Thermodynamics* 4.1 (2001): 43-52.
76. Seyedan, B., et al. "Computer simulation of a combined cycle power plant." *Heat Recovery Systems and CHP* 15.7 (1995): 619-630.
77. Dev, Nikhil, and S. S. Kachhwaha. "Mathematical modeling and computer simulation of a combined cycle power plant." *Proceedings of the International Conference on Soft Computing for Problem Solving (SocProS 2011) December 20-22, 2011*. Springer, New Delhi, 2012.
78. Tierney M. Options for solar-assisted refrigeration—trough collectors and double-effect chillers. *Renewable Energy* 2007;32:183–217.
79. Acuña A, Velázquez N, Saucedo D, Rosales P, Suastegui A, Ortiz A. Influence of a compound parabolic concentrator in the performance of a solar diffusion absorption cooling system. *Applied Thermal Engineering* 2016 ; 102:1374–1383.
80. Vannoni C, Battisti R, Drigo S. Potential for solar heat in industrial processes. Technical Rep. No. IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV. Madrid : IEA CIEMAT; 2008.
81. Zarza E, Hennecke K. Direct steam generation in parabolic troughs (diss). In : *Proceedings of the 10th Solar PACES International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies, Australia, 2000* : 65–71.
82. Padilla R V. Simplified methodology for designing parabolic trough solar power plants ; PhD thesis 2011 ; University of South Florida.
83. Fernández-García A, Zarza E, Valenzuela L, Pérez M. Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010 ;14(7): 1695-1721.
84. Jebasingh, V K, Herbert G J. A review of solar parabolic trough collector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016 ; 54: 1085-1091.

85. Hottel H C. Evaluation of flat-plate collector performance. In Transactions of the Conference on the Use of Solar Energy. University of Arizona Press 1958:74-104.
86. Fraidenraich N., Gordon J M, de Lima, R.D C F. Improved solutions for temperature and thermal power delivery profiles in linear solar collectors. *Solar energy* 1997; 61(3): 141-145.
87. Rolim, M M, Fraidenraich N, Tiba C. Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors. *Solar Energy* 2009; 83(1):126-133.
88. Dudley V E, Kolb G J, Mahoney A R, Mancini T R, Matthews C W, Sloan M I C H. A. E. L., Kearney D. Test results : SEGS LS-2 solar collector (No. SAND-94-1884) 1994. Sandia National Labs. Albuquerque, NM (United States).
89. Forristall, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver (No. NREL/TP-550-34169) 2003. National Renewable Energy Lab., Golden, CO. (US).
90. Kalogirou S A. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 2012; 48(1): 298-306.
91. Yılmaz İ H, Söylemez M S. Thermo-mathematical modeling of parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management* 2014; 88: 768-784.
92. Padilla R V, Demirkaya G, Goswami D Y, Stefanakos E, Rahman M M. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy* 2011 ; 88(12):5097-5110.
93. García-Valladares O, Velázquez, N. Numerical simulation of parabolic trough solar collector : Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009 ; 52(3-4):597-609
94. Tao Y B, He Y L. Numerical study on coupled fluid flow and heat transfer process in parabolic trough solar collector tube. *Solar energy* 2010 ; 84(10): 1863-72.
95. Ghasemi S E, Ranjbar A.A. Effect of using nanofluids on efficiency of parabolic trough collectors in solar thermal electric power plants. *International Journal of Hydrogen Energy* 2017; 42(34): 21626-634.
96. Bendt, P, Rabl, A. Optical analysis of point focus parabolic radiation concentrators. *Applied optics* 1981; 20(4): 674-683.
97. Liang H, Fan M, You S, Zheng W, Zhang H, Ye T, Zheng X. A Monte Carlo method and finite volume method coupled optical simulation method for parabolic trough solar collectors. *Applied energy* 2017; 201:60-68.

98. Zou B, Dong J, Yao Y, Jiang, Y. A detailed study on the optical performance of parabolic trough solar collectors with Monte Carlo Ray Tracing method based on theoretical analysis. *Solar Energy* 2017; 147: 189-201.
99. Silva R, Pérez M, Fernández-García A. Modeling and co-simulation of a parabolic trough solar plant for industrial process heat. *Applied energy* 2013; 106: 287-300.
100. Wirz M, Roesle M, Steinfeld A. Three-dimensional optical and thermal numerical model of solar tubular receivers in parabolic trough concentrators. *Journal of Solar Energy Engineering* 2012; 134(4): 041012.
101. Cheng Z D, He, Y L, Xiao J, Tao Y. B., Xu, R. J. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2010; 37(7): 782-787.
102. Cheng Z D, He Y L, Du B C, Wang K, Liang Q. Geometric optimization on optical performance of parabolic trough solar collector systems using particle swarm optimization algorithm. *Applied energy* 2015 ; 148: 282-293.
103. Cheng Z D, He Y L, Wang K, Du B C, Cui F Q. A detailed parameter study on the comprehensive characteristics and performance of a parabolic trough solar collector system. *Applied Thermal Engineering* 2014; 63(1): 278-289.
104. Wang Y, Liu Q, Lei J, Jin H. A three-dimensional simulation of a parabolic trough solar collector system using molten salt as heat transfer fluid. *Applied Thermal Engineering* 2014; 70: 462-476.
105. Kalogirou S A, Karellas S, Badescu V, Braimakis K. Exergy analysis on solar thermal systems : a better understanding of their sustainability. *Renewable Energy* 2016; 85: 1328-33.
106. Guo J, Huai X. Multi-parameter optimization design of parabolic trough solar receiver. *Applied Thermal Engineering* 2015.
107. Saidur R, BoroumandJazi G, Mekhlif S, Jameel M. Exergy analysis of solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2012; 16(1): 350-356.
108. Suzuki A. General theory of exergy-balance analysis and application to solar collectors. *Energy* 1988; 13(2); 153-160.
109. Bouamama, Belkacem Ould. "Bond Graph approach as analysis tool in thermofluid model library conception." *Journal of the Franklin Institute* 340.1 (2003): 1-23.
110. González-Contreras, B.M., Rullán-Lara, J.L., Vela-Valdés, L.G., Claudio, S.A., 2007. Modelling, Simulation and Fault Diagnosis of the Three-Phase Inverter Using BondGraph. *IEEE International Symposium on Industrial Electronics*.

111. Karnopp, D.D.L.M., Rosenberg, R.C., 2003. System dynamics : simulation, and control of Mechatronic Systems. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken. NJ, USA.
112. Chera, Catalin-Marian. Contribution à l'extension de l'approche énergétique à la représentation des systèmes à paramètres distribués. Diss. Ecole centrale de Lille, 2009.
113. Bouamama, Belkacem Ould. "Bond Graph approach as analysis tool in thermofluid model library conception." *Journal of the Franklin Institute* 340.1 (2003): 1-23.
114. Busson, Frédéric. Les bond graphs multiénergies pour la modélisation et la surveillance en génie des procédés. Diss. Université des sciences et technologies de Lille 1, 2002.
115. Merabtine, Abdelatif. Modélisation Bond Graphs en vue de l'efficacité énergétique du bâtiment. Diss. Université de Lorraine, 2012.
116. Price, Terry J., Ondrej Chvala, and Zack Taylor. "Molten salt reactor xenon analysis: review and decomposition." *Journal of Nuclear Engineering and Radiation Science* 5.4 (2019).
117. G. Dauphin-Tanguy, Les bond graphs. Paris. France 2000.
118. A Mukherjee et R. Karmakar. Modelling and Simulation of Engineering Systems Through Bond Graphs. Alpha Sciences International, Pangbourne, UK, 2000.
119. Karnopp, Dean. "State variables and pseudo bond graphs for compressible thermofluid systems." (1979): 201-204.
120. Odeh, S. D., G. L. Morrison, and M. Behnia. "Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors." *Solar energy* 62.6 (1998): 395-406.
121. Mwesigye, Aggrey, Tunde Bello-Ochende, and Josua P. Meyer. "Numerical investigation of entropy generation in a parabolic trough receiver at different concentration ratios." *Energy* 53 (2013): 114-127.
122. Hofierka, Jaroslav, and Marcel Suri. "The solar radiation model for Open source GIS : implementation and applications." *Proceedings of the Open source GIS-GRASS users conference*. Vol. 2002. 2002.
123. Kasten, F. "The Linke turbidity factor based on improved values of the integral Rayleigh optical thickness." *Solar energy* 56.3 (1996): 239-244.
124. Louche, A., G. Peri, and M. Iqbal. "An analysis of Linke turbidity factor." *Solar Energy* 37.6 (1986): 393-396.
125. Diabate, Lamissa, Jan Remund, and Lucien Wald. "Linke turbidity factors for several sites in Africa." *Solar Energy* 75.2 (2003): 111-119.
126. Belghit, Abdelhamid, et al. "Numerical study of a solar dryer in forced convection." *Revue Générale de Thermique* 11.36 (1997): 837-850.



Structured dynamic modeling and simulation of parabolic trough solar collector using bond graph approach



Ferhat Yahia^{a,b,*}, Maiouf Belhamel^c, Fatih Bouzeffour^a, Osmann Sari^d

^a Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES), Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER), R.N n°11, BP 386, 42415 Bou Ismail, Tipaza, Algeria

^b Abou Bekr Belkaid University, Department of Physics, Tlemcen, Algeria

^c Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER), Route de l'observatoire, Bouzareah, Alger, Algeria

^d University of Applied Sciences of Western Switzerland, Avenue des sports 20, Yverdon-Les-Bains CH 1400, Switzerland

ARTICLE INFO

Keywords:

Parabolic trough collector
Bon graph modeling
Exergy efficiency
Dynamic heat
Performance assessment

ABSTRACT

The present paper deals with the modeling of a solar parabolic trough collector (PTC). The system is described by a lumped parameter model; its dynamic modeling is performed using the bond graph methodology which allows having a graphical structure of the modeled phenomena where the multi-domain coupling relationships are explicitly represented. The thermal domain of the pseudo bond graph (PBG) supports all heat transfer modes established between the environment, the glass cover, the absorber tube and the fluid. The mass accumulation in the control volume is not taken into account since its dynamic effect remains largely negligible as demonstrated in this contribution. The state equation of the system is developed from the laws of the junctions, the resistance elements and capacitance elements. Numerical simulation is carried out via the Matlab software environment and the predicted results are compared with the experimental tests of the Sandia National Laboratory. For on-sun tests, the average relative errors obtained are about 0.17% for the heat transfer fluid (HTF) output temperature and about 0.96% for the energy efficiency. In the case of off-sun tests, the average relative error calculated for the predicted HTF output temperature is estimated at 0.08% and the heat losses absolute error is equal to 4.9 (W/m²). According to the previous comparisons, there is reason to affirm that the proposed model can accurately predict the thermal behavior of the collector. Finally, this work includes a case study that consists of PTC exergy performance assessment under climate conditions of three different North Africa sites.

1. Introduction

Parabolic trough collector (PTC) is one the most successful and advanced technologies among concentrated solar systems due to its maturity and the mastery of its implementation. The operating principle of the PTC consists in focusing sunlight onto a heat exchanger located along its focal line. Their applications cover a wide range of temperature (100 °C – 450 °C). They can be used as a heat source for domestic heating and cooling needs (Tierney, 2007; Acuña et al., 2016), in industrial processes such as seawater desalination and solar drying of agricultural products (Vannoni et al., 2008). Solar power plants are another major area where PTC technology is increasingly used (García et al., 2011). In this context, the superheated steam that turns the steam turbine is produced either directly (Zarza et al., 2000) in the solar field (Direct Steam Generation) or by transporting the HTF to a solar steamer

(Padilla, 2011) or a recovery boiler (Behar et al., 2014).

Various modeling approaches of PTC thermo-optical behavior are available in the literature. Each model adopts a set of assumptions of which relevance is justified by specific scientific and technological constraints. The energy absorbed is calculated by integrating the solar flux concentrated at the absorber tube. According to the boundary conditions in the absorber tube, two classes of models can be distinguished: uniform and non-uniform distribution flux models.

Fraidenraich et al. have developed an analytical model by considering the overall heat loss coefficient as a quadratic function of the absorber tube temperature (Fraidenraich et al., 1997).

Based on the work of Fraidenraich et al, Rolim et al has exploited the closed-form solution to estimate the useful heat delivered by the solar field of a solar power plant (Rolim et al., 2009).

Forristall has established, under a uniform flux assumption, 1D and

* Corresponding author at: Unité de Développement des Equipements Solaires, UDES, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, 42415 Tipaza, Algeria.

E-mail addresses: yahiferhat@gmail.com (F. Yahia), mbelhamel@yahoo.fr, mbelhamel@yahoo.fr (M. Belhamel), bofateh@gmail.com, bofateh@gmail.com (F. Bouzeffour), osmann.sari@heig-vd.ch (O. Sari).

<https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.11.065>

Received 3 July 2019; Received in revised form 14 November 2019; Accepted 18 November 2019

0038-092X/ © 2019 International Solar Energy Society. Published by Elsevier Ltd. All rights reserved.

Nomenclature			
Symbols	Designation (Units)	ε	Emittance (–)
A_{ap}	Aperture area (m^{-2})	ϵ	Collector reflectivity (–)
C_p	Specific heat ($J.kg^{-1}.K^{-1}$)	η	Efficiency (–)
D	Diameter (m)	γ	Intercept factor (–)
DNI	Direct normal irradiance ($W.m^{-2}$)	θ	Incident angle (–)
HTF	Heat transfer fluid ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	ρ	Density ($kg.m^{-3}$)
IAM	Incidence Angle Modifier (–)	σ	Stefen Boltzmann constant ($W.m^{-2}.K^{-4}$)
K	Heat conductivity ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	τ	Absorptance (–)
l	Receiver length (m)	<i>Subscripts</i>	
\dot{m}	Mass flow rate ($Kg.s^{-1}$)	a	Ambient (–)
P	Pressure (Pa)	ab	Absorber tube (–)
Q	Heat flux ($W.m^{-2}$)	abs	Absorbed (–)
T	Temperature (K)	cvr	Glass cover (–)
U_l	Overall heat loss coefficient ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	h	Heat transfer coefficient (–)
W	Collector width (m)	i	Inlet inside (–)
<i>Greeksymbols</i>		loss	Heat loss (–)
α	Transmittance (–)	o	Outlet, outside (–)
		u	Useful (–)

2D detailed heat transfer models based on energy flows. The mathematical models are implemented in EES (Engineering Equation Solver) and effects of various parameters on the collector performances are discussed. The simulation results show that, for absorbers with lengths greater than 100 m, the axial temperature variation is significant and the 2D model that includes HTF pressure losses, HTF velocity changes, and receiver support bracket conduction losses becomes more adequate than the 1D model (Forristall, 2003).

Padilla et al introduced a novel one-dimensional steady state model. The energy and mass balance equations developed are discretized using a finite difference method and the nonlinear algebraic equations thus obtained were solved simultaneously (Padilla et al., 2011). The developed model provides better predictions than those of (Forristall, 2003; Stuetzle et al., 2004; García Valladares and Velazquez, 2009).

Among the thermo-fluid studies, one can cite those of (Tao and He, 2010; Ghasemi and Ranjbar, 2017). Tao and He have developed a 2D steady state model to investigate the impacts of the vacuum tube absorber diametric ratio, the Rayleigh number and the absorber tube thermal conductivity on the HTF velocity and temperature profiles (Tao and He, 2010). On the other hand, Ghasemi and Ranjbar have established a 3D model in order to study the effect of different nanoparticles volume fraction on turbulent flow and heat transfer of nanofluid heating by PTC. The governing equations are solved with Finite Volume Method (FVM) and implemented using Computational Fluid Dynamic (CFD) software (Ghasemi and Ranjbar, 2017).

Concerning the second class of models, many approaches were developed to determine the thermal impact induced by the fact that the distribution of concentrated solar flux is not uniform. Silva et al conducted a study where flux distribution is simulated in SolTrace software and incorporated as boundary conditions in a 3D dynamic thermal model. The partial differential equations (PDE) developed from energy balance equations are reduced by the finite difference method into a set of algebraic equations which is implemented using the high-level non-causal language Modelica (Silva et al., 2013).

Similarly, Wirz et al and Cheng et al have adopted the same approach to study the PTC thermo-optical performance by coupling the Monte Carlo Ray Tracing (MCRT) method with CFD software simulation (Wirz et al., 2012) and under finite volume solver (Cheng et al., 2010).

Wang et al indicate that the non-uniform distribution of the solar energy flux affects significantly the circumferential temperature difference of the heat collector element but has a very low impact on

thermal efficiency (Wang et al., 2014).

Hachicha et al introduced a 3D steady state model, the flux distribution at the cover glass and the absorber tube are obtained by a new geometrical-numerical method based on discretized optical cone concept (Hachicha et al., 2013). A comparison of his novel optical model to those developed by Jeter et al. (1986) and He et al. (2011) showed good agreement with the analytical model but revealed some differences with the MCRT results described by He et al. (2011) with regards to shadow effect. In the other hand, the thermal model presented by Hachicha et al was validated by the results of the SNL test (Dudley et al., 1994).

From the aforementioned review, the study of the PTC continues to be an active field of study from a wide variety of perspectives. However, to the best of the authors knowledge there does not seem to be any work on PTC modeling using an interdisciplinary network technique that adopts a unified language and preserves the computational and topological structures of the system. The so-called bond graph (BG) formalism, introduced in 1961 by Paynter (1961), belongs to this class of interdisciplinary techniques. It allows representing graphically the storage, the dissipation and the power transfer phenomena that characterize the actual models. The wealth of information available on the graph makes it a power tool aid to modeling, design and analysis of the key system proprieties such as internal stability, controllability and observability (Gonzalez-Contreras et al., 2007; Karnopp and Rosenberg, 2003).

Therefore, the present study proposes a detailed bond graph model for the parabolic trough collector. Causality is one of the central properties and a major advantage of the bond graph formalism. Thus, the causal structure of the power exchanges involved in PTC modeling is explicitly highlighted through the graphical representation of the developed approach. The state model of the system is automatically deduced from the BG model. By virtue of the causality assigned to the BG model, the latter is transformed into an equivalent block diagram. In order to validate the developed model, the predicted results are compared with the experimental data collected by Sandia National Laboratory (SNL) (Dudley et al., 1994) during LS-2 collector's tests. As case study, this paper includes an exergy analysis of PTC daily performances under climate conditions of three North Africa sites.

2. System description

Fig. 1 shows a typical PTC system that is widely encountered in

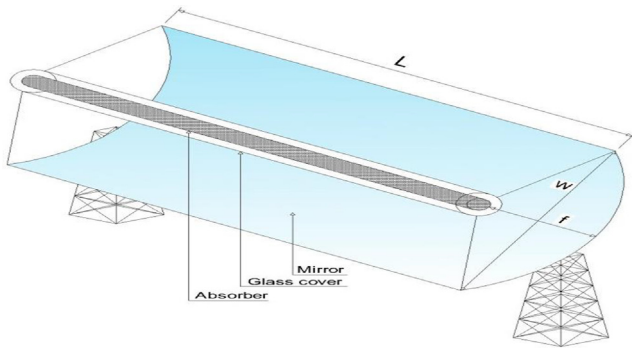


Fig. 1. Geometrical parameters design of PTC.

practical applications and academic research. The system consists of three main components: the reflector, the Heat Collector Element (HCE) and the solar tracking device. The reflector area is surface treated so as to give it a high reflectivity (about 0.92) to allow a high concentration of the direct normal irradiance (DNI) onto the HCE. These reflectors are commonly manufactured with silver coated glass mirrors (Gazzo et al., 2011). The HCE comprises an inner absorber tube and an outer glass cover; it is maintained at the focal line by support brackets that run from the collector structure to the absorber tube. The solar rays arriving on absorber tube are converted into thermal energy and collected by a heat transfer fluid (HTF), generally synthetic oil. A selective coating is applied to the outside surface of the absorber tube in order to increase its absorption in the solar spectrum and restrict its emissivity for the longer wavelengths. The outer surface of the glass cover is also coated with an antireflection layer in order to improve its coefficient of transmittance and by the same token the thermal performance of the system. Depending on the intended application of the PTC, the annular space is either evacuated and sealed or not. Often, a solar tracking device orients continuously the collector towards the position of the sun in order to optimize its optical performances.

3. System modeling

Given the HTF inlet temperature and the mass flow rate, we propose to evaluate the HTF outlet temperature and the system performances. For this purpose, a dynamic thermal model of the HCE is developed using bond graph methodology. The practical implementation of this methodology proceeds according to the following steps: (i) make an appropriate choice of the energy variables, (ii) state an assumption used

in the modeling, (iii) justify certain approximations and (iv) proceed to the bond graph building. At the end of the section, the state model which describes the dynamic behavior of the PTC segment is obtained through the junction and element laws.

3.1. Choice of power variables and word bond graph

Temperature and heat flow (T, Q) are chosen as (effort, flow) generalized variables for the thermal domain while the temperature (T)/pressure (P) and enthalpy rate (H)/mass flow rate (\dot{m}) pairs are retained to represent the power variables for the thermo-fluid domain. Notice that with these variables, we end up with a pseudo-bond graph (PBG) model since the product between the variable ‘effort’ and the variable ‘flow’ doesn’t have everywhere the dimension and the meaning of a power. The word bond graph of the PTC is given in Fig. 2. It represents the technological modeling level where the whole system is decomposed into simpler subsystems that exchange energy. The direct normal irradiance DNI received by the aperture area is concentrated by the reflector onto the HCE. A large ratio (I_{ab}) of the concentrated solar radiation is transmitted to the absorber tube; the rest is absorbed by the glass cover (I_{cvr}) and returned to the surrounding environment. The HTF collects through a forced convection mechanism (Q_u) a portion of the energy absorbed; its outlet enthalpy is thus increased. Since the absorber tube and the glass cover have different temperatures (T_{ab} and T_{cvr} respectively), a radiation ($Q_{r,ab-cvr}$) and natural convection transfers ($Q_{c,ab-cvr}$) occur in the annular space.

Similarly, since the temperature of the glass cover is above the ambient air and the sky temperatures (T_a and T_{sky} respectively), thermal losses by radiation ($Q_{r,cvr-a}$) and convection ($Q_{c,cvr-a}$) occur from the glass cover to the surrounding. For simplicity, the support brackets temperature is assumed equal to that of the absorber tube hence leading to a heat loss ($Q_{bracket}$) via this element.

In the right part of Fig. 2, the coupling relationship between the thermal (T, H) and the hydraulic phenomena (P, \dot{m}) of the HTF are represented by a double bond at the inlet and outlet of the absorber tube.

3.2. Pseudo bond graph of the PTC

3.2.1. General assumptions and BG approach applicability considerations for PTC

Comprehensive PTC modeling involves two types of physical processes: (1) optical modeling of the solar concentration process and (2) thermo-fluid modeling of the solar energy conversion process into heat.

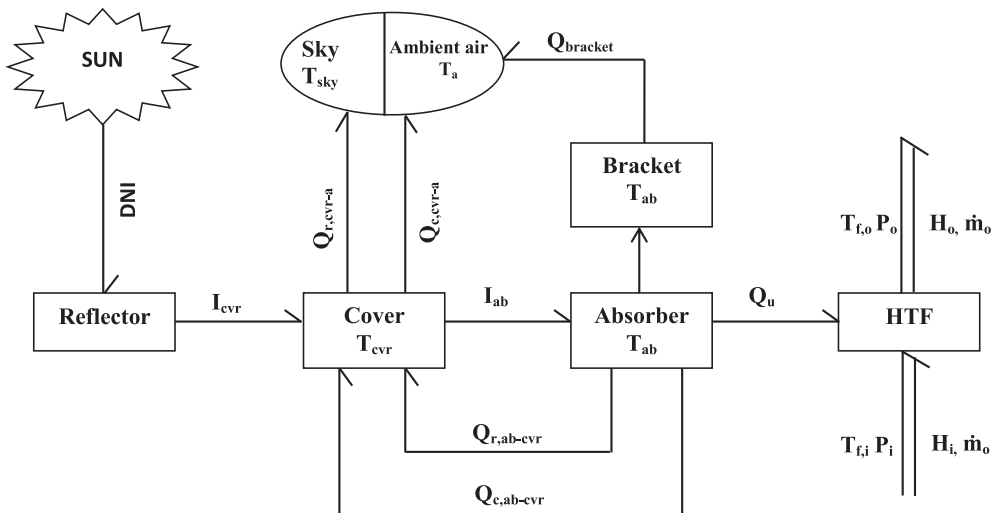


Fig. 2. Word bond graph of the parabolic trough collector.

The optical aspect is modeled using conventional mathematical approaches and is given by an independent module whose outputs are integrated as flow sources in the PBG thermo fluid model (see Section 2). For large PTC lengths, the variation of the thermo-physical properties of the system may become significant in the fluid flow direction. Once the bond graph formalism is fundamentally formulated for the lumped parameters systems, the HCE is segmented into N sub-elements that satisfy the hypothesis of parametersspatial homogeneity required for the implementation of the bond graph methodology. Assuming that the fluid thermodynamic state is independent of the pressure, all physical properties of the fluid inside the control volume can be evaluated at the inlet/outlet average temperature.

The modeling process is conducted under the following assumptions:

Optical model:

- The solar flux distribution is assumed homogeneous over the absorber tube and glass cover surface.
- The solar PTC has one-axis tracking system
- The effect of end losses from the HCE is negligible.

Thermo fluid model

For the walls

- Solar energy is treated as thermal flux
- Thermal conduction along the absorber tube and the glass cover is negligible.
- Thermal losses trough the support brackets is identical for all of the N sub-elements

For the control volume

- One dimensional flow
- Thermal conduction in the fluid is negligible
- The variation of gravitational energies is negligible
- The pressure drop is considered

3.2.2. Pseudo bong graph building

The glass cover and the absorber tube can be viewed as components for energy storage that constitute thermal capacitances modeled by two 1-port C elements. The energy balances are expressed by the junctions O which are attached to these capacitances. The solar flux absorbed by the glass cover and the absorber tube are represented by two flow sources, S_{f1} and S_{f2} respectively. The convection and radiation heat transfer occurring between the glass cover and the absorber tube and between the glass cover and the surrounding are modeled as a simple 1-port R elements. Conduction thermal losses through the supports are represented by 1- port R elements (see Fig. 3).

In the present study, the control volume allows energy and matter to be exchanged with the outside. Therefore, it is assimilated to a general accumulator which is subjected to a convection and conduction thermal flows Q and to hydraulic flows \dot{m}_i and \dot{m}_o . In BG formalism, this kind of system is represented by a 2-port C-element (Kamopp, 1979) associated with the thermo-fluidic energy storage phenomenon and translating via the O junctions the conservation laws relating to the two physical domains:

$$\text{Mass balance: } \dot{m}_{cv} = \dot{m}_i - \dot{m}_o \tag{1}$$

$$\text{Energy balance: } \dot{E} = \dot{Q}_U + \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) \dot{m}_i - \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} \right) \dot{m}_o \tag{2}$$

Let us evaluate the effect of matter accumulation on the overall dynamics of the fluid flowing in absorber tube. For this, consider the evolution of the system between two thermodynamic states corresponding to an initial state where the fluid is maintained at the input temperature ($T_{f,i}$) but isolated from the environment and a final state

induced by its contact with the latter. In the rest of this section, the outlet fluid velocity will be expressed as a mass flow rate (\dot{m}) and cross section (A_f) function while the inlet and outlet enthalpies will be given by the product of heat capacities and temperatures.

The mass accumulation is derived as follows:

$$\dot{m}_{cv} = V_{cv} \frac{d\rho_f}{dT_f} \frac{dT_f}{dt} \tag{3}$$

During the transient phase, $\dot{m}_{cv} < 0$ since the system receives energy and the derivative of the fluid volume density is negative. Therefore, the relative error on the total energy due to neglecting the effect of mass accumulation will be given by Eq. (4):

$$\begin{aligned} \text{err}(\dot{E}_{\dot{m}_o=\dot{m}_i/\dot{E}}) &= \frac{(Cp_o T_{f,o} + ((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|) / \sqrt{2} \rho_{f,o} A_f)^2) |\dot{m}_{cv}|}{\dot{Q}_U + \left(\frac{v_{f,i}^2}{2} + Cp_{f,i} T_{f,i} \right) \dot{m}_i - (Cp_{f,o} T_{f,o} + ((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|) / \sqrt{2} \rho_{f,o} A_f)^2) \dot{m}_i - \left(Cp_{f,o} T_{f,o} + \frac{((\dot{m}_i + |\dot{m}_{cv}|) / \sqrt{2} \rho_{f,o} A_f)^2}{2} \right) |\dot{m}_{cv}|} \end{aligned} \tag{4}$$

From (4), it can be seen that the relative error reaches its maximum $\text{err}(\dot{E}_{\dot{m}_o=\dot{m}_i/\dot{E}})_{\text{max}}$ when the mass accumulation ($|\dot{m}_{cv}|$) and the terms dependent on $T_{f,o}$ are maximal and the useful energy (\dot{Q}_U) is minimal. For this purpose, the highest and lowest system's efficiencies that are estimated from a steady state model ($\eta_{\text{min}} = 0.60$ and $\eta_{\text{max}} = 0.75$) are taken into consideration.

The maximum average fluid temperature and minimum useful energy are given by:

$$T_{f,o|\text{max}} = T_{f,i} + \left(\frac{DNIA_{ap} \eta_{\text{max}}}{\dot{m}_i Cp_{f,i}} \right) \tag{5}$$

$$\dot{Q}_{u|\text{min}} = DNIA_{ap} \eta_{\text{min}} \tag{6}$$

The dynamic evolution of the average fluid temperature necessarily verifies the inequality in Eq. (7) by assuming that the steady state of the system is reached after only one second of time.

$$\left. \frac{dT_f}{dt} \right|_{\text{max}} \leq \frac{DNIA_{ap} \eta_{\text{max}}}{V_{cv} \rho_{f,i} Cp_{f,i}} \tag{7}$$

In the range of low velocities, the total energy E can be approximated by the internal energy U. Similarly, the maximum value of the relative error induced by assuming mass flow rate continuity is given by:

$$\dot{E} = \dot{U} + m \left(\frac{\dot{m}^2}{A_f^2} \right) \left(\frac{\log(\rho_f)}{\rho_f} \right) \frac{d\rho_f}{dT_f} \frac{dT_f}{dt} \tag{8}$$

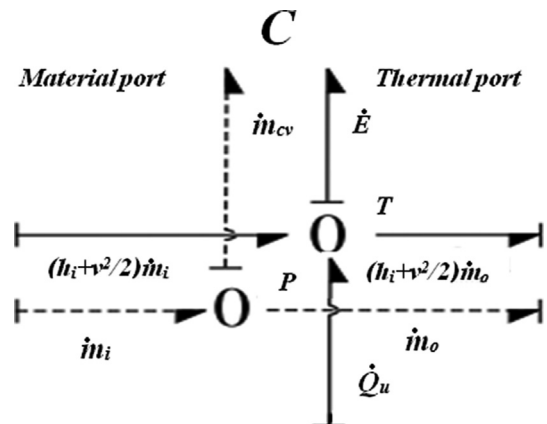


Fig. 3. 2-port C element.

$$\begin{aligned} & \text{err}(\dot{U}/\dot{E})_{\max} \\ &= \frac{V_{cv} \left(\frac{\dot{m}^2}{A_f^2} \right) \log(\rho_f) \left| \frac{d\rho_f}{dT_f} \right| \left| \frac{dT_f}{dt_f} \right|_{\max}}{\dot{Q}_{U_{\min}} + \left(\frac{v^2}{2} + Cp_{f,i} T_{f,i} \right) \dot{m} - (Cp_{f,o} T_{f,o} + (\dot{m} / \sqrt{2} \rho_{f,o} A_f)^2) \dot{m}} \quad (9) \end{aligned}$$

It has been noticed from Fig. 4a that the relative error on the total energy due to the dynamic effect of the fluid accumulation within the control volume is very small. The relative error on the total energy is almost insensitive to mass flow rate of the HTF in the range of the values considered. However, the latter is clearly sensitive to the direct normal irradiation (DNI). The calculation shows that the error in question represents less than 0.03% when the solar irradiation is beyond 400 W/m² and around 0.1% elsewhere. Fig. 4b gives $\text{err}(\dot{U}/\dot{E})_{\max}$ as a mass flow rate and solar radiation function. It can be observed that, generally, the order of magnitude of this error does not exceed 0.1% almost everywhere.

Given the low values of the previous estimated relative errors, the following approximations are justified:

$$\begin{cases} \dot{m}_o = \dot{m}_i \\ \dot{E} = \dot{U} \end{cases} \quad (10)$$

Accordingly, the 2-port C-element is reduced to a simple 1-port C-element representing the internal energy stored by the fluid. The HTF inlet temperature is modeled as an effort source. The mass flow rate is regulated according to the previous temperature which corresponds, in the BG formalism, to a modulated flow source. The coupling between the thermal and hydraulic aspects of energy is highlighted by means of signal links. The average fluid temperature is explicitly represented by introducing two 2-ports R-elements which reflect the dissipation of thermal energy at the entry and the exit of the control volume. The solar energy transported by the HTF is calculated from a 1-port R-element. The viscosity forces are modeled by an active resistance (Belkacem Ould Bouamama, 2003) that represents the heat generation for the thermal part and the regular pressure drops for the material part.

3.3. State model

As shown in Fig. 5, the PBG contains three C elements for which integral causalities are affected. Consequently, the components of the state vector X correspond to the displacement variables related to the links 2, 12 and 23.

$$X = [q_2 q_{12} q_{23}] \quad (11)$$

The input vector is constituted by parameters of the flow and effort sources.

$$U = [f_1 e_7 e_9 f_{14} e_{24} f_{26}] \quad (12)$$

In the state space form, the dynamic model is represented by the relation (13).

$$\dot{X} = f(X, U, t) \quad (13)$$

A. Junction's laws

Efforts and flows equalities in the PBG model are expressed by the junction laws given by the Eqs. (14)–(22). The variables that impose their values appear between brackets.

$$\text{Junction } 0_1: e_1 = e_3 = e_4 = e_5 = \{e_2\} = T_{co}; f_2 = f_1 + f_3 - f_4 - f_5 \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{Junction } 0_2: e_{11} = e_{13} = e_{14} = e_{15} = \{e_{12}\} = T_{ab}; f_{12} \\ = f_{14} - f_{11} - f_{13} - f_{15} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \text{Junction } 0_3: e_{19} = e_{20} = e_{21} = e_{22} = \{e_{23}\} = T_f; f_{23} \\ = f_{19} + f_{21} + f_{22} - f_{20} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{Junction } 1_1: f_3 = f_{11} = \{f_{10}\}; e_{10} = e_{11} - e_3 \quad (17)$$

$$\text{Junction } 1_2: f_5 = f_7 = \{f_6\}; e_6 = e_5 + e_7 \quad (18)$$

$$\text{Junction } 1_3: f_4 = f_9 = \{f_8\}; e_8 = e_4 + e_9 \quad (19)$$

$$\text{Junction } 1_4: f_{17} = f_{16} = \{f_{17}\}; e_{17} = e_{15} + e_{17} \quad (20)$$

$$\text{Junction } 1_5: f_{13} = f_{19} = \{f_{18}\}; e_{18} = e_{13} - e_{19} \quad (21)$$

$$\text{Junction } 1_H: f_{28} = f_{27} = \{f_{26}\}; e_{28} = e_{26} - e_{27} \quad (22)$$

B. Effort sources

The external environment, which is defined by the ambient air and the sky, is associated to two effort sources. With the thermo-fluid source, there are three effort sources in the PBG developed in this work, namely, $S_{e1}: -T_a$, $S_{e2}: -T_{sky}$ and $S_{e3}: T_{f,i}$ which represent respectively the ambient temperature, the temperature of the sky and the fluid inlet temperature. The signs (-) assigned to the parameters of the sources S_{e1} and S_{e2} indicate that the system loses power towards the external environment.

C. Flow sources

The solar energy I_{cvr} and, I_{ab} absorbed at the absorber tube and the cover glass is treated as flow sources (S_{f1} and S_{f2}) which are derived from the optical model. This energy depends both on the DNI, the aperture area A_{ap} , the optical properties of the PTC and the incidence angle θ .

$$I_{cvr} = \text{DNI} \rho \alpha_{cvr} \gamma \chi(\theta) A_{ap} \quad (23)$$

$$I_{ab} = \text{DNI} \rho (\alpha\tau)_{ab} \gamma \chi(\theta) A_{ap} \quad (24)$$

where ρ , $(\alpha\tau)_{ab}$, α_{cvr} and γ are respectively, the mirror reflectivity, the absorber tube absorptance, the glass cover absorptance and the interception factor.

The incidence angle is determined according to the selected sun tracking mode. This angle introduces three additional terms in the PTC optical performance. Each term refers to one of the following effects:

Energy effect: it results from the energy conservation principle. The effective aperture area receiving DNI as normal energy flow is equal to the actual aperture area weighted by the cosine of the incidence

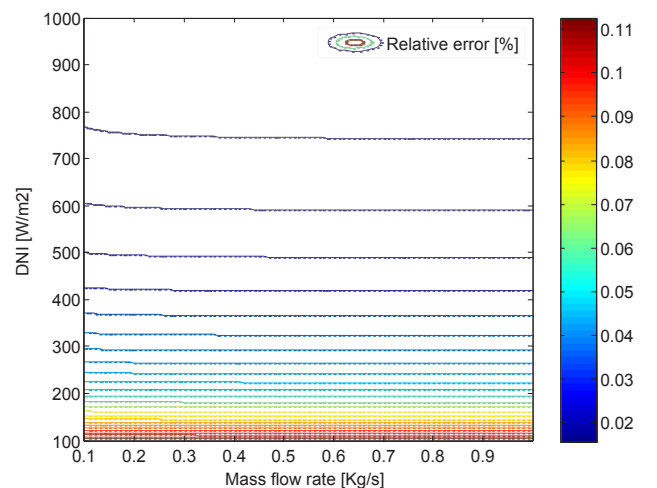


Fig. 4a. Dynamic effect of fluid accumulation.

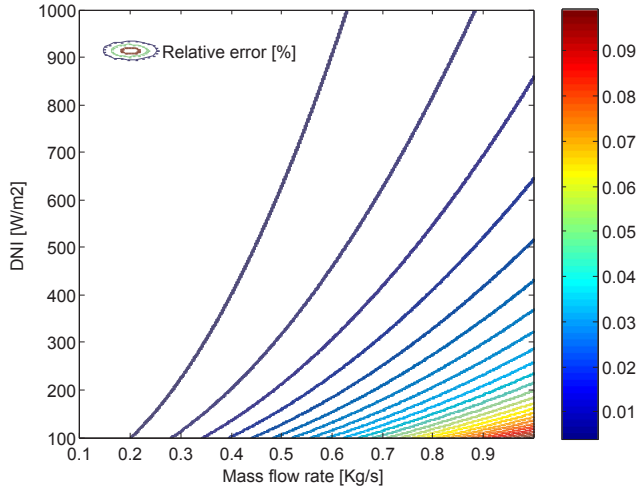


Fig. 4b. Dynamic effect of internal energy approximation.

angle (cosine effect).

Isotropy effect: except interception factor, the two other terms of the optical-peak efficiency vary according to DNI direction. The form of this dependence is given by an empirical equation called “Incidence Angle Modifier” (IAM).

Geometry effect: variation in beam direction is accompanied by a solar image movement a part of which is not captured by the absorber tube extremity. The end loss factor $\xi_{(\theta)}$ that represents this effect (per unit area) is given as follows (Gaul and Rabl, 1980):

$$\xi_{(\theta)} = 1 - \left(\frac{f}{l}\right) \left(1 + \frac{W^2}{48f^2}\right) \tan(\theta) \quad (25)$$

Finally, one can write:

$$\chi(\theta) = \cos(\theta)IAM\xi_{(\theta)} \quad (26)$$

MS_f is a modulated flow source for the hydraulic subsystem. It represents the HTF mass flow rate.

D. Conduction, radiation and convection heat transfer, 1- port Element

Taking into account the causality assigned to the PBG model elements of Fig. 5, the constitutive laws of the resistances R_K are given by:

$$f_K = (1/R_K)e_K \quad (27)$$

- Convection loss, R_6 field

The convective heat transfer taking place between the glass cover and the atmosphere is expressed through Newton's law of cooling:

$$Q_{c,cvr-a} = h_{c,cvr-a}\pi D_{cvr,o}\Delta l(T_{cvr} - T_a) \quad (28)$$

with

$$h_{r,cvr-a} = Nu_{D_{cvr,o}} k_{cvr}/D_{cvr,o} \quad (29)$$

R_6 is obtained by identification as follows

$$R_6 = h_{c,cvr-a}\pi D_{cvr,o}\Delta l \quad (30)$$

In presence of wind, the convection heat transfer coefficient is estimated using Zhukauska's correlation. So, the average Nusselt number based on the glass envelope outside diameter is given by Eq. (16). Incropera and DeWitt precise the numerical values of the constants C, M and N for each values interval of Reynolds and Prandtl numbers (Incropera and DeWitt, 2001).

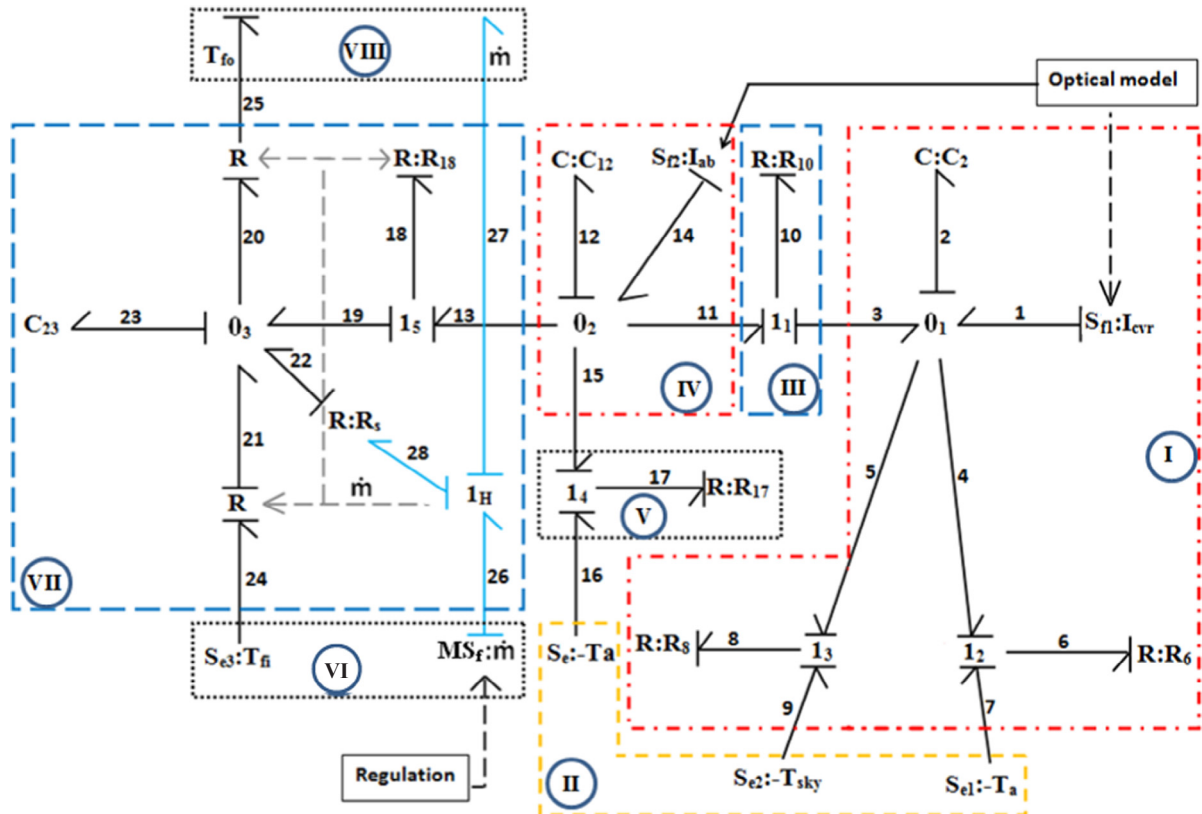


Fig. 5. Pseudo bond graph of the parabolic trough collector:(I) Glass cover (II)External environment (III) Annular space (IV) Absorber tube (V) Support brackets (VI) Thermo-fluid alimentation (VII) Heat transfer fluid (VII) Utilization.

$$Nu_{D_{cvr,o}} = CRe_{D_{cvr,o}}^m Pr_{air}^n (Pr_{air}/Pr_{cvr,o})^{1/4} \quad (31)$$

For the natural convection transfer corresponding to the absence of wind, the Nusselt number is given by the following correlation:

$$Nu_{D_{cvr,o}} = 0.48Ra_{D_{cvr,o}}^{0.25} \quad (32)$$

All air properties are evaluated at ambient temperature except $Pr_{co,o}$ and thermal conductivity which are evaluated at T_{cvr} and $(T_{cvr}/T_a)/2$ respectively

- **Radiation loss, R_8 field**

The radiation heat transfers that occur between the glass cover and the atmosphere are related to the glass cover temperature T_{cvr} and the sky temperature T_{sky} as follows:

$$Q_{cvr-sky} = \sigma \varepsilon_{cvr} \frac{(T_{cvr}^4 + T_{sky}^4)}{(T_{cvr} - T_{sky})} \pi D_{cvr,o} \Delta l (T_{cvr} - T_{sky}) \quad (33)$$

The sky temperature is usually given by the following approximation (Martin and Berdahl, 1984):

$$T_{sky} = 0.0552T_a^{1.5} \quad (34)$$

By identification with the constitutive law of R element, R_8 is obtained as follows

$$R_8 = 1/\sigma \varepsilon_{cvr} \frac{(T_{cvr}^4 + T_{sky}^4)}{(T_{cvr} - T_{sky})} \pi D_{cvr,o} \Delta l \quad (35)$$

- **Annular space, R_{10} field**

Considering the radiation heat transfer $h_{r,ab-co}$ and the convection heat transfer $h_{c,ab-co}$ coefficients between absorber tube and glass cover, the energy exchanged in the annular space is:

$$Q_{ab-cvr} = (h_{r,ab-cvr} + h_{c,ab-cvr}) \pi D_{ab,o} \Delta l (T_{ab} - T_{cvr}) \quad (36)$$

$h_{r,ab-co}$ is obtained by considering two infinite cylindrical gray diffuse surfaces. It is given by the expression (37):

$$h_{r,ab-cvr} = \sigma \frac{(T_{ab}^2 + T_{cvr}^2)(T_{ab} - T_{cvr})}{\frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{(1 - \varepsilon_{co})D_{ab,o}}{\varepsilon_{cvr}D_{co,i}}} \quad (37)$$

ε_{ab} and ε_{cvr} represent respectively the absorber tube and glass cover emittance. σ is the Stefan-Boltzmann constant.

The convection heat transfer in the annular space can occur by two mechanisms, depending on the annulus pressure. At pressures less than 0.013 Pa, the heat transfer occurs by free-molecular convection. However, considering the temperatures encountered in PTC systems thermal studies, the calculation of free-molecular convection coefficients gives very low values that can be neglected. When the pressure in annulus is greater than 0.013 Pa, a heat transfer occurs by natural convection mechanism. The Raithby and Holland's correlation in enclosure (Cengel, 2006; Kalogirou, 2012) is recommended to estimate $h_{c,ab-cvr}$:

$$h_{c,ab-cvr} = \frac{2K_{eff}}{D_{ab,o} \ln(D_{cvr,i}/D_{ab,o})} \quad (38)$$

The effective thermal conductivity K_{eff} depends on the thermal conductivity of annulus gas K_{gas} , the Prandtl number Pr_{ab-cvr} and the modified Rayleigh number Ra^* . All gas annulus physical properties are evaluated at average temperature $(T_{ab} + T_{cvr})/2$.

$$K_{eff,gas} = 0.386K_{gas} \left(\frac{Pr_{ab-cvr}}{0.861 + Pr_{ab-cvr}} \right)^{0.25} Ra_c^{0.25} \quad (39)$$

The modified Rayleigh number is related to the Rayleigh number evaluated at the absorber tube outside diameter $Ra_{D_{ab,o}}$ according to the

following formula:

$$Ra^* = \frac{[\ln(D_{cvr,i}/D_{ab,o})]^4}{L_{eff}^3 (D_{ab,o}^{-3/5} + D_{cvr,i}^{-3/5})^5} Ra_{D_{ab,o}} \quad (40)$$

The effective length L_{eff} is equal to $(D_{co,i}/D_{ab,o})/2$.

By identification with (26), R_{10} is given as follow:

$$R_{10} = 1/(h_{r,ab-cvr} + h_{c,ab-cvr}) \pi D_{ab,o} \Delta l \quad (41)$$

- **Bracket loss, R_{17} field**

According to experimental results from the research literature (Odeh et al., 1998), the conduction losses through the support brackets represent 10% to 12% of the overall heat loss coefficient based on the inside absorber tube temperature. The overall loss coefficient is derived analytically from the resistance network analysis:

$$Q_{bracket} = 0.11 \left[\frac{D_{ab,o}}{(h_{c,cvr-a} + h_{r,co-a})D_{cvr,o}} + \frac{1}{h_{r,ab-cvr} + h_{c,ab-cvr}} \right] \pi D_{co,o} \Delta l (T_{ab} - T_a) \quad (42)$$

$h_{r,cvr-a}$ represents the radiation heat transfer coefficient between the glass cover and the surrounding reported to the ambient temperature T_a .

Therefore, the following expression can be derived:

$$R_{17} = 11 / \left[\frac{D_{ab,o}}{(h_{c,cvr-a} + h_{r,cvr-a})D_{co,o}} + \frac{1}{h_{r,ab-cvr} + h_{c,ab-cvr}} \right] \pi D_{cvr,o} \Delta l \quad (43)$$

- **Fluid heat transfer gain, R_{18} field**

The Newton's law of cooling applied for the heat transferred from the absorber tube to the fluid is:

$$Q_{ab-f} = h_f \pi D_{ab,i} \Delta l (T_{ab} - T_f) \quad (44)$$

The heat transfer coefficient h_f from the absorber tube to heat transfer fluid is obtained by determining the Nusselt number based on the inside absorber tube diameter $D_{ab,i}$. For fully developed laminar flow ($Re_{D_{ab,i}} < 2300$) the Nusselt number is taken equal to 4.36. For fully developed turbulent flow, the Gnielinski's correlation (Gnielinski, 2013), (valid for $2300 < Re_{D_{ab,i}} < 5 \cdot 10^6$ and $0.5 < Pr_f < 2 \cdot 10^3$) is used in order to estimate the Nusselt number.

$$Nu_{D_{ab,i}} = \frac{(f_D/8)(Re_{D_{ab,i}} - 1000)Pr_f}{1 + 12.7\sqrt{(f_D/8)}(Pr_f^{2/3} - 1)} \left(\frac{Pr_f}{Pr_{ab,i}} \right)^{0.11} \quad (45)$$

For smooth inside absorber tube surface, correlation developed by Filenko and cited in (Kakac et al., 1987), (valid for $10^4 < Re_{D_{ab,i}} < 10^7$) is recommended for the Darcy friction factor calculation f_D .

$$f_D = (1.8 \log Re_f - 1.64)^{-2} \quad (46)$$

It is worth mentioning that all physical properties and dimensionless numbers involved in h_f are evaluated at the HTF average temperature except for the Prandtl number $Pr_{ab,i}$ which is evaluated at the inside absorber tube surface temperature.

R_{18} is given by identification whit(26), as follows:

$$R_{18} = 1/h_f \pi D_{ab,i} \Delta l \quad (47)$$

E. The 2- port R-element

- **Input and output control volume, 2- port R-element**

With respect to the causalities assigned to the 2-port R-elements, their constitutive laws are given by the relations (48) and (49).

$$\begin{cases} f_{21} = Rce_{24} \\ f_{28} = f_{21} \end{cases} \quad (48)$$

$$\begin{cases} e_{25} = 2e_{20} - e_{24} \\ f_{20} = f_{25} = Rce_{20} \end{cases} \quad (49)$$

with: $Rc = \dot{m}Cp_f$

- Element R_S :

The active resistance R_S is defined as follows:

$$\begin{cases} e_{28} = R_H f_{28} \\ f_{22} = e_{28} \dot{V}_f \end{cases} \quad (50)$$

According to Darcy-Weisbach's formula of kinetic pressure drops:

$$R_H = f_D \frac{2\Delta l}{\pi D_{ab,i}^3} v_f \quad (51)$$

where \dot{V}_f and v_f represent the velocity and volume flow rate of the HTF

F. Storage, C-element

According to the causality attributed to the PBG model, the constitutive law of each C- element gives variation of the effort e_f with respect the displacement variable q_f .

$$e_f = (1/C_f) \dot{q}_f \quad (52)$$

with

$$\begin{cases} C_2 = \rho_{cvt} V_{cvt} Cp_{cvt} \\ C_{12} = \rho_{ab} V_{ab} Cp_{ab} \\ C_{23} = \rho_f V_{cv} Cp_f \end{cases} \quad (53)$$

where V_{cvt} , V_{ab} and V_{cv} represent the mater volumes occupied by the cover glass, the absorber tube and the HTF receptively.

By combining the junction and element laws developed above, the state model describing the dynamic behavior of the PTC segment can be

obtained as follows:

$$\begin{cases} \dot{q}_2 = \frac{-(1/R_6 + 1/R_8 + 1/R_{10})}{C_2} q_2 + \frac{1}{R_{10}C_{12}} q_{12} - (1/R_8)e_9 - (1/R_6)e_7 + f_1 \\ \dot{q}_{12} = \frac{1}{R_{10}C_2} q_2 - \frac{(1/R_{10} + 1/R_{17} + 1/R_{18})}{C_{12}} q_{12} + \frac{1}{R_{18}C_{23}} q_{23} - \frac{1}{R_{17}} e_7 + f_{14} \\ \dot{q}_{23} = \frac{1}{R_{18}C_{12}} q_{12} - \frac{(1/R_{18}) + 2R_C}{C_{18}} q_{23} + 2R_C e_{24} + R_S \end{cases} \quad (54)$$

4. Block diagram representation

The causal PBG can be seen as a compact block diagram. Causality informs about the signal direction of the bonds and the energy exchanges in the system are interpreted as two-dimensional signal flows. A block diagram model of PTC module was created in a Matlab/Simulink environment as shown in Fig. 6.

In order to avoid overloading of the block diagram, the nonlinear equations (instantaneous R and C values) representing the PBG elements are translated into Matlab function blocks using Simulink. The one-junction is represented by a signal-node for the flows and a summation for the efforts. In contrast, the zero-junction will be represented by a signal-node for the efforts and a summation for the flows. The Simulink source blocks are used to provide an input signal as a known flow or a known effort corresponding to the active BG element sources. The C-element is represented by a known input block flow that is integrated to obtain the corresponding displacement which is multiplied by the compliance value to return a known output block effort.

5. Simulation results and discussion

5.1. Validation

In order to validate the developed model, the dynamic behavior of the LS-2 PTC module whose design parameters are given in Table 1 is simulated. The variable step Runge-Kutta Method was used to provide a numerical solution of the differential equations and to give a data

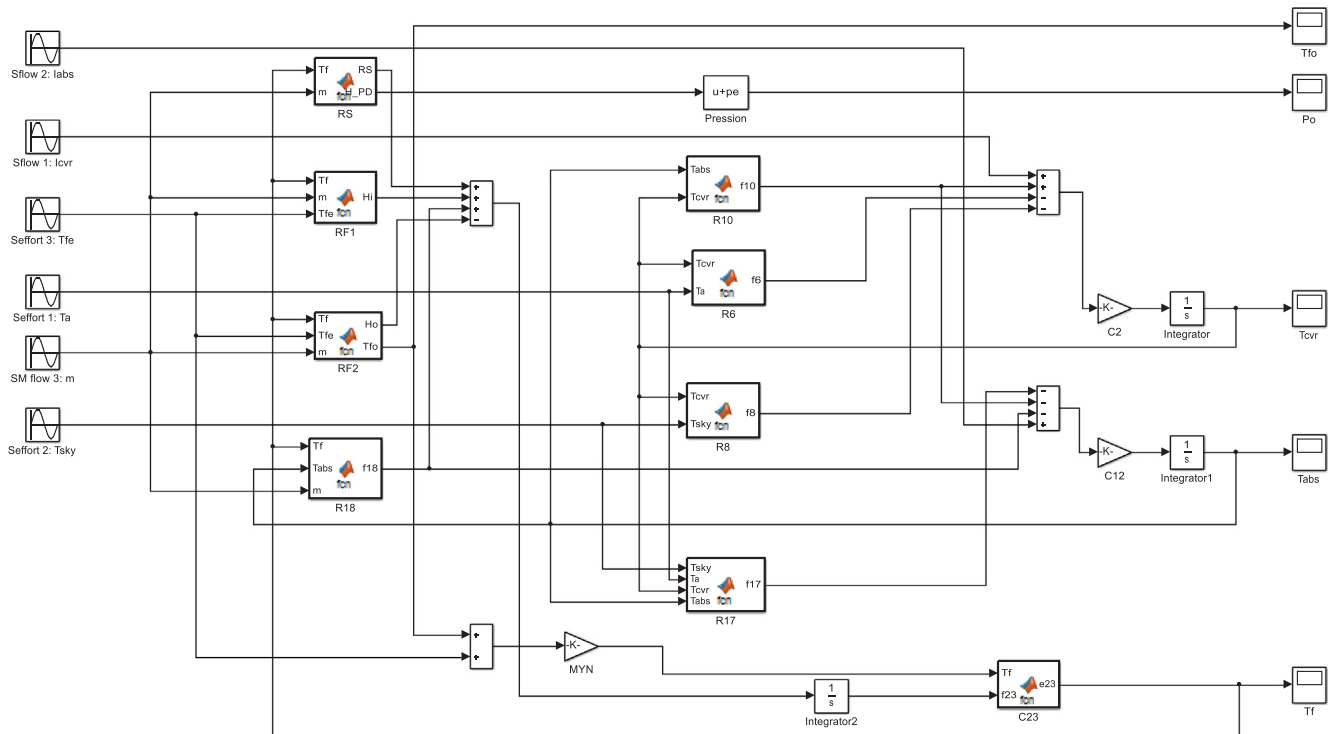


Fig. 6. Block diagram corresponding to the pseudo bond graph.

Table 1
Specific parameters design of the LS-2 PTC tested by Sandia National Laboratory.

Parameter	Value	Unit
<i>Geometrical design parameters</i>		
Absorber length	7,8	m
Collector width	5	m
Focal distance	1,84	m
Absorber tube external diameter	0,07	m
Absorber tube internal diameter	0,066	m
Glass cover external diameter	0,115	m
Glass cover internal diameter	0,109	m
<i>Physical proprieties of material</i>		
Absorber tube thermal conductivity	54	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Glass cover thermal conductivity	1,2	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Absorber tube pipe specific heat	500	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Glass cover specific heat	1090	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Absorber tube density	8020	Kg.m ⁻³
Glass envelop density	2230	Kg.m ⁻³
<i>Optical coefficient</i>		
Absorber tube thermal absorptance	0,906	–
Glass cover thermal absorptance	0,02	–
Glass cover transmittance	0,95	–
Transmittance–absorptance factor	0,864	–
Absorber tube emittance	0,14	–
Glass cover emittance	0,86	–
Reflected surface reflectivity	0,93	–
Shape factor	0,92	–

visualization. The simulations are performed with the Syltherm 800 as a benchmarking fluid and the input variables in accordance with the experimental conditions of Sandia National Laboratory test (Dudley et al., 1994) conducted for the case of vacuum in annulus. The thermodynamic properties of the HTF are integrated into the simulation as polynomial functions of temperature (Mwesigye et al., 2013). The results of the simulation are compared with the SNL experimental results in terms of HTF outlet temperature and overall energy efficiency for the full sun tests and in terms of HTF outlet temperature and energy loss for the no sun tests. The instantaneous energy efficiency is defined as the ratio of the output energy, which corresponds to the energy absorbed by the fluid, to the input energy determined by the solar energy intercepted by the aperture area of the solar collector. Here, it should be noted that the simulation results used for each test case validation correspond to the values consistent with the establishment of steady state.

Table 2 summarizes the experimental and simulation results obtained for the case of full sun. It can be observed that for the HTF outlet temperature, the simulated results are very close to the experimental measurements with an average deviation estimated at 0.40°C. The relative error does not exceed 0.32% for all the cases of interest while the mean relative error is 0.17%. Similarly, the overall efficiencies predicted by the model are also very close to the experimental values, with an average absolute error of 0.96% and a maximum error of 1.66%. In

Table 2
Comparison of the outlet temperature and overall efficiency between SNL experimental and model simulation results.

Case	Test condition			THF outlet temperature				Energy efficiency		
	DNI (W/m ²)	T _a (°C)	m _f (l/min)	T _{f,i} (°C)	SNL (°C)	Model (°C)	Error (%)	SNL (%)	Model (%)	Error (%)
1	933,7	21,2	47,7	102,2	124,0	123,60	0,32	72,51	72,77	0,35
2	968,2	22,4	47,8	151,0	173,3	172,94	0,20	70,90	71,21	0,43
3	982,3	24,3	49,1	197,5	219,5	219,20	0,13	70,17	70,46	0,41
4	909,5	26,2	54,7	250,7	269,4	268,82	0,21	70,25	69,08	1,66
5	937,9	28,8	55,5	297,8	316,9	316,43	0,14	67,98	67,62	0,53
6	880,6	27,5	55,6	299,0	317,2	316,36	0,26	68,92	67,15	2,56
7	903,2	31,1	56,3	355,9	374,0	373,80	0,05	63,82	64,39	0,90
8	920,9	29,5	56,8	379,5	398,0	397,84	0,04	62,34	62,87	0,85
					Average		0,17			0,96

the case of no sun tests (Table 3), The HTF outlet temperatures obtained by the simulations are nearly identical to the measured temperatures with an average relative error of 0.08% and tending to 0% when the HTF inlet temperatures are greater than 200 °C. On the other hand, the thermal losses predictions are of the same order as the experimental ones. The average uncertainty associated with the simulation outputs is estimated at 4.9 W/m; it is within the range of uncertainty obtained during the SNL tests which is 6.8 W/m. Based on these comparisons, it can be concluded that the present model is able to predict the heat losses of the system with sufficient and satisfactory accuracy. Furthermore, since our numerical results are in good agreement with the experimental results, we can confidently hypothesize that the approach and the model proposed in this work are viable and reliable within the assumptions made above.

5.2. Dynamic profile of the PTC module

Due to the progress in computing technology, exergy analysis has become an accessible and essential aspect of energy investigations as well as in the design and optimization of various thermodynamic systems. In this respect, the ratio of the HTF exergy gain $\dot{E}x_{f,gain}$ to the solar exergy input $\dot{E}x_{sol}$, defines the instantaneous exergy efficiency η_{Ex} .

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{E}x_{f,gain}}{\dot{E}x_{sol}} \tag{55}$$

The Solar exergy is estimated according to Petela’s formula (Petela, 2005; Al-Sulaiman, 2014).

$$\dot{E}x_{sol} = \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_a}{T_{sky}} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_a}{T_{sky}} \right)^4 \right] DNIA_{ap} \tag{56}$$

Given that the HTF heat capacity is dependent on temperature and considering that exergy is destroyed by irreversibility due to HTF friction or to pressure drop, the gained exergy is given by the equation:

$$\dot{E}x_{f,gain} = \dot{m}_f \left[\int_{T_{f,i}}^{T_{f,o}} C_{p_f}(T) dT - T_a \int_{T_{f,i}}^{T_{f,o}} \left(\frac{C_{p_f}(T)}{T} \right) dT - \Delta P \right] \tag{57}$$

This part of the work aims to show the capability of the present model in accessing the exergy performance of solar parabolic through collectors. As a demonstration, the LS-2 PTC module is studied under different climatic condition from three North African sites.

The sites in question are Tetouan (Morocco), Tamanrasset (Algeria), Sidi Bou Said (Tunisia). The horizontal E-W sun tracking mode is selected in the simulations and the expression of the incidence angle occurring in the Eqs. (23)–(24) is given by Duffie and Beckman (1991).

The direct normal irradiance (DNI) available in each site is estimated from the r-sun model developed by (Hofierka and Suri, 2002). According to Eq. (58), the solar energy model is based on the knowledge of three atmospheric parameters, namely the atmospheric air mass m_A , the Rayleigh optical thickness δ_R and the link turbidity factor for

Table 3
Comparison of the outlet temperature and heat losses between SNL experimental and model simulation results.

Case	Test condition			THF outlet temperature				Energy losses		
	V (m/s)	T _a (°C)	m _f (l/min)	T _{f,i} (°C)	SNL (°C)	Model (°C)	Error (%)	SNL (W/m ²)	Model (W/m ²)	Error (W/m ²)
1	3,2	26,3	27,4	099,55	99,54	099.40	0.14	005.22 + 3.7	05.22	4.42
2	2,9	25,4	27,4	100,02	99,97	099.87	0.10	070,90 + 4.0	05.27	4.42
3	1,1	19,9	53,6	153,40	135,3	153.07	0.23	070,17 + 7.6	11.61	6.31
4	0,1	22,5	54,7	199,40	199,0	199.03	0.03	070,25 + 8.5	18.09	4.05
5	1,5	24,2	55,6	253,80	253,1	253.09	0.00	067,98 + 8.5	29.83	6.43
6	2,0	26,7	55,0	299,00	297,9	297.90	0.00	068,92 + 8.0	42.12	5.42
7	0,6	27,6	56,8	348,30	346,6	346.68	0.08	063,82 + 7.3	57.87	2.07
Average							0.08	6.80		4.9

clear skies T_L.

$$DNI = G_0 \exp(-0.8662T_L m_A \delta_R) \tag{58}$$

G₀ is the extraterrestrial irradiation received by a horizontal plane which is equal to the solar constant corrected by a daily factor reflecting the variation of the solar distance. The r-sun model exploits a correlation proposed by (Kasten, 1996) to estimate the atmospheric mass introducing nevertheless a slight correction on the expression of the elevation of the sun. Regarding the Rayleigh optical thickness parameter, the model uses the Louche et al, results (Louche et al., 1986) adjusted by (Kasten, 1996) for an air mass lower or greater than 20. The monthly average values of the Link turbidity factor used to evaluate the DNI over the sites of interest are given by (Diataté et al., 2003).

The ambient temperature time profile is estimated using the following formula (Bleghit et al., 1997).

$$T_a(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \cos\left[\frac{\pi(14 - ST)}{12}\right] + 273.15 \tag{59}$$

The values of the maximum and minimum daily temperatures are obtained from AccuWeather web platform (www.accuweather.com)

Figs. 7 and 8 show respectively the simulated profiles of the direct normal irradiance and ambient temperatures corresponding to the summer solstice (21st June). We note that the sites considered in this study have a significant solar potential, the DNI reached at midday 1000 W/m² in Tamanrasset and 900 W/m² in Sidi Bou Said. The ambient temperature at Al Hoceima is substantially lower than those obtained for Tamanrasset and Sidi Bou Said since the last two sites are located in the large Saharan region; the average difference is of the order of 8 K. It is worth mentioning that the numerical results mentioned below are related to the same types of PTC and HTF as those presented in the validation section. Wind velocity is considered constant and is equal to 2.5 m/s. The operating conditions of the system are as follows: HTF inlet temperature is equal to 150 °C and mass flow rate equal to 22 l/min. The dynamic evolution-during the day of June 21 and under the climatic conditions of the site Tamanrasset- of the glass cover, the absorber tube and the fluid temperatures are shown in Fig. 9.

These temperatures increase rapidly between sunrise and 10 h reaching their maximum between 10 h and 14 h (around 350 K, 622 K and 445 K for T_{cvr}, T_{ab} and T_f respectively). On the other side and by looking at the HTF outlet temperature obtained for each site, it can be seen in Fig. 10 that the temperature difference between Sidi Bou Saïd and Tamanrasset sites can exceed 5 K at midday. The site of Al Hoceima allows obtaining a fluid outlet temperature reaching 422.5 K between 9 h and 15 h. These results can be explained by the fact that the irradiance available in Tamanrasset is larger than those in the other sites and more importantly by the fact that the optical efficiencies of the system located at each of these sites exhibit significant differences, up to 10%, as shown in Fig. 11.

The exergy efficiency curves corresponding to the day of June 21 are given in Fig. 12. Overall, we note that the site of Sidi Bou Saïd is the one with the lowest and the most variable efficiency during the day

(between 18% and 26%).

Also, the exergy efficiency estimated for the site of Al Hoceima is very close and sometimes slightly higher (between 21% and 30%) than that obtained in Tamanrasset eventhough the latter has the largest solar potential (see Fig. 7). Conceptually, it is apparent from the definition of exergy that it is inversely proportional to the reference temperature which, in the present case, is the ambient temperature (see Fig. 8). This explains why the site of Al Hoceima has the best performance for this day.

The exergy efficiency curves obtained for the day of December 21st are presented in Fig. 13. It should be noted that the exergy efficiencies are generally higher than those estimated for the day of 21 June. On the other hand, for the day of December 21st, the yield obtained in Tamanrasset is relatively more important. In the end of the day (after 17 h), the exergy efficiencies reach a maximum value (30% for the day of June 21st and 33% for the day of 21st December). Indeed, and despite the fact that the DNI falls past 17 h, the HTF outlet temperature remains at relatively high levels due to the absorber tube thermal inertia.

From the efficiency curves, three phases can be highlighted: (1) the phase which corresponds to the heating of the absorber tube that lasts a few minutes. (2) The phase of system operating (9 h to 17 h approximately) that could be assimilated to a quasi-permanent state where the exergy efficiency profile follows the solar energy absorbed and ambient temperature profiles. (3) The absorber tube cooling phase where the exergy efficiency gets closer to 30% (after 17 h). In practice, since the system operates mainly during the phase (2), only the efficiency associated with this phase that can serve as a relevant decision support criterion.

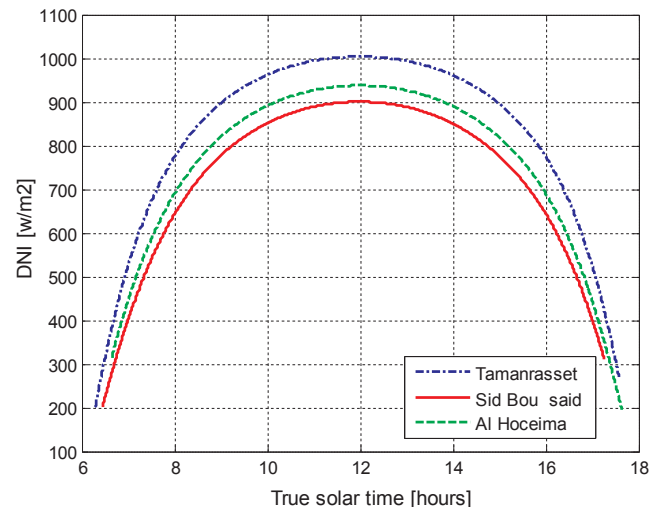


Fig. 7. Direct Normal Irradiance with respect to the solar time.

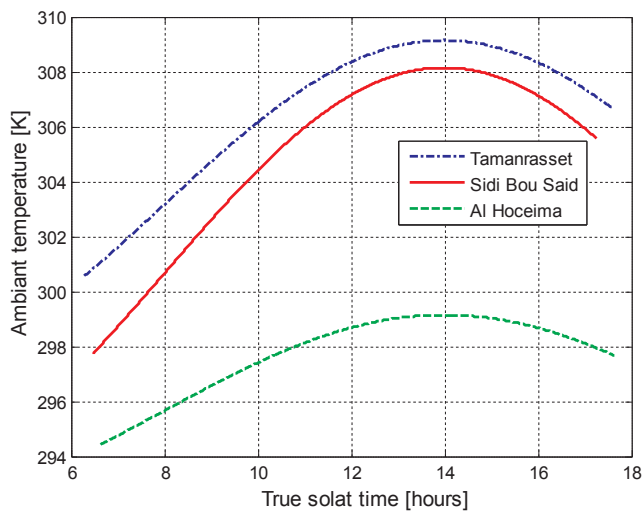


Fig. 8. Ambient temperatures with respect to the solar time.

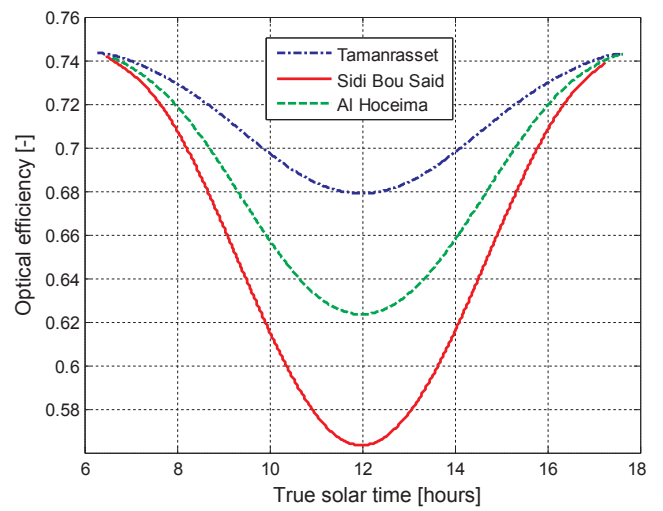


Fig. 11. Optical efficiencies with respect to the solar time.

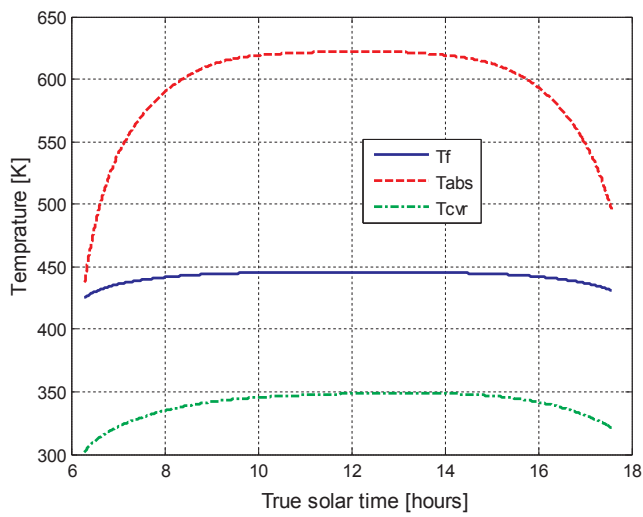


Fig. 9. Dynamic evolution of the PTC's temperatures as function of solar time.

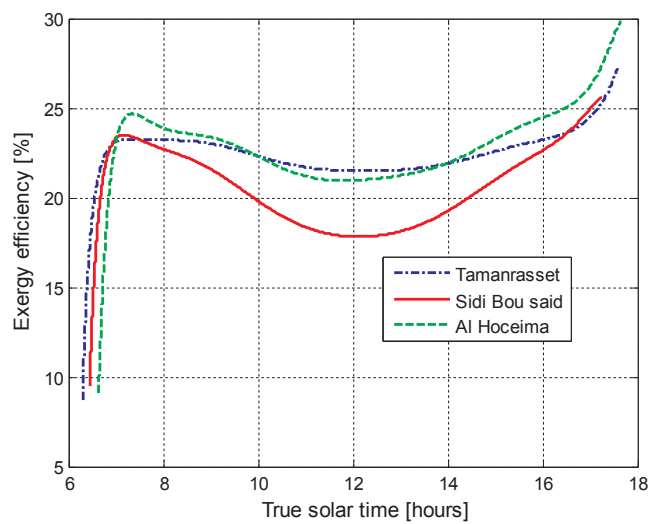


Fig. 12. Exergy efficiency with respect to the solar time (June 21).

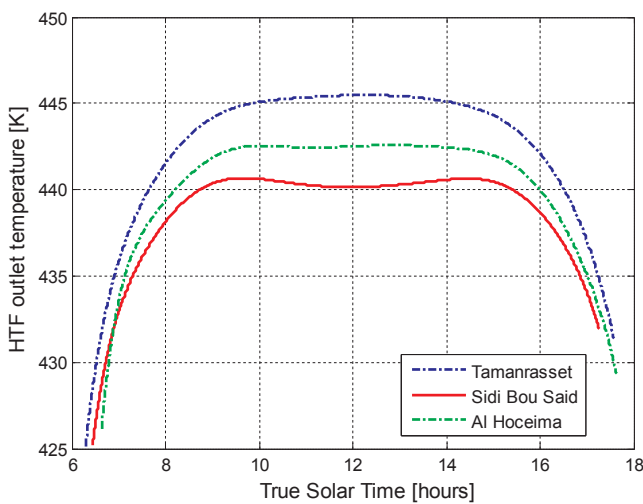


Fig. 10. HTF outlet temperatures with respect to the solar time.

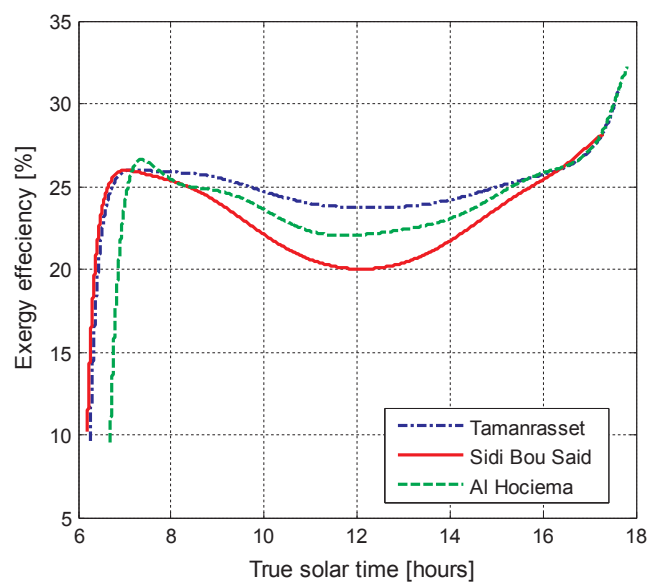


Fig. 13. Exergy efficiency with respect to the solar time (December 21st).

6. Conclusion

In the present contribution, a multi energy domain pseudo bond graph of the parabolic trough collector has been presented. The developed model considers all the relevant thermo-fluid phenomena involved in PTC study. Through this study, it has been shown that the dynamic effects introduced by fluid accumulation in the control volume and the reduction of the total energy to the internal energy are very negligible, this allows the HTF stored power to be represented by 1-port C-element. The simulation of the PTC pseudo bond graph model is conducted in Matlab software. The proposed model is validated by comparing the predicted results of the PBG model with the Sandia National Laboratory tests. An excellent agreement is thus obtained in terms of fluid outlet temperature, energy efficiency and heat loss. An analysis of a daily PTC exergy performance under climate conditions of three North African sites is carried out. The simulation results showed that the exergy efficiency is more important when the DNI is high and the ambient temperature is low. The basic PTC bond graph model developed in this work has the advantage of being conceptually and computationally flexible. Finally, this model can be particularly useful for the development of dynamic control strategies adapted to specific needs.

References

- Tierney, M., 2007. Options for solar-assisted refrigeration—trough collectors and double-effect chillers. *Renew. Energy* 32, 183–217.
- Acuña, A., Velázquez, N., Saucedo, D., Rosales, P., Suastegui, A., Ortiz, A., 2016. Influence of a compound parabolic concentrator in the performance of a solar diffusion absorption cooling system. *Appl. Therm. Eng.* 102, 1374–1383.
- Vannoni, C., Battisti, R., Drigo, S., 2008. Potential for solar heat in industrial processes. Technical Rep. No. IEA SHC-Task 33 and SolarPACES-Task IV. IEA CIEMAT, Madrid.
- García, L.L., Álvarez, J.L., Blanco, D., 2011. Performance model for parabolic trough solar thermal power plants with thermal storage: comparison to operating plant data. *Sol. Energy* 85 (10), 2443–2460.
- Zarza, E., Hennecke, K., 2000. Direct steam generation in parabolic troughs (diss). In: *Proceedings of the 10th Solar PACES International Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, pp. 65–71.
- Padilla, R.V., 2011. Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. PhD thesis. University of South Florida.
- Behar, O., Khellaf, A., Mohammedi, K., Ait-Kaci, S., 2014. A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology. *Renew. Sustain. Energy Rev.* 39, 223–250. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.066>.
- Fraidenraich, N., Gordon, J.M., de Lima, R.D.C.F., 1997. Improved solutions for temperature and thermal power delivery profiles in linear solar collectors. *Sol. Energy* 61 (3), 141–145.
- Rolim, M.M., Fraidenraich, N., Tiba, C., 2009. Analytic modeling of a solar power plant with parabolic linear collectors. *Sol. Energy* 83 (1), 126–133.
- Forristall, R., 2003. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver (No. NREL/TP-550-34169) National Renewable Energy Lab., Golden, CO. (US).
- Padilla, R.V., Demirkaya, G., Goswami, D.Y., Stefanakos, E., Rahman M.M., 2011. Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Appl. Energy*. 88 (12): pp. 5097–5110.
- Stuetzle, T., Blair, N., Mitchell, J.W., Beckman, W.A., 2004. Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant. *Solar Energy*. 76 (1–3), 187–193.
- García-Valladares, O., Velázquez, N., 2009. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers. *Int. J. Heat Mass Transf.* 52 (3–4), 597–609.
- Tao, Y.B., He, Y.L., 2010. Numerical study on coupled fluid flow and heat transfer process in parabolic trough solar collector tube. *Solar energy*. 84 (10), 1863–1872.
- Ghasemi, S.E., Ranjbar, A.A., 2017. Effect of using nanofluids on efficiency of parabolic trough collectors in solar thermal electric power plants. *Int. J. Hydrogen Energy* 42 (34), 21626–21634.
- Silva, R., Pérez, M., Fernández-García, A., 2013. Modeling and co-simulation of a parabolic trough solar plant for industrial process heat. *Appl. Energy*. 106, 287–300.
- Wirz, M., Roesle, M., Steinfeld, A., 2012. Three-dimensional optical and thermal numerical model of solar tubular receivers in parabolic trough concentrators. *J. Sol. Energy Eng.* 134 (4), 041012.
- Cheng, Z.D., He, Y.L., Xiao, J., Tao, Y.B., Xu, R.J., 2010. Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector. *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 37 (7), 782–787.
- Wang, Y., Liu, Q., Lei, J., Jin, H., 2014. A three-dimensional simulation of a parabolic trough solar collector system using molten salt as heat transfer fluid. *Appl. Therm. Eng.* 70, 462–476.
- Hachicha, A.A., Rodríguez, I., Capdevila, R., Oliva, A., 2013. Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough solar collector. *Appl. Energy* 111, 581–592.
- Jeter, S.M., 1986. The distribution of concentrated solar radiation in paraboloidal collectors. *J. Sol. Energy Eng.* 108 (3), 219–225.
- He, Y.L., Xiao, J., Cheng, Z.D., Tao, Y.B., 2011. A MCRT and FVM coupled simulation method for energy conversion process in parabolic trough solar collector. *Renew. Energy* 36 (3), 976–985.
- Dudley, V.E., Kolb, G.J., Mahoney, A.R., Mancini, T.R., Matthews, C.W., Sloan M., Kearney, D., 1994. Test results: SEGS LS-2 solar collector (No. SAND-94-1884). Sandia National Labs, Albuquerque.
- Paynter, H., 1961. *Analysis and Design of engineering Systems*. MIT press.
- González-Contreras, B.M., Rullán-Lara, J.L., Vela-Valdés, L.G., Claudio, S.A., 2007. Modelling, Simulation and Fault Diagnosis of the Three-Phase Inverter Using Bond Graph. IEEE International Symposium on Industrial Electronics.
- Karnopp, D.D.L.M., Rosenberg, R.C., 2003. *System dynamics: simulation, and control of Mechatronic Systems*. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, NJ, USA.
- Gazzo, A., Kost, C., Ragwitz, M., 2011. Middle East and North Africa region assessment of the local manufacturing potential for concentrated solar power (csp) projects. The World Bank.
- Karnopp, D., 1979. State variables and Pseudo Bond Graphs for compressible thermofluid systems. *J. Dyn. Syst. Meas. Contr.* 101, 201–204.
- Bouamama, Belkacem Ould, 2003. Bond graph approach as analysis tool in thermofluid model library conception. *J. Franklin Inst.* 340, 1–23.
- Gaul, H., Rabl, A., 1980. Incidence-angle modifier and average optical efficiency of parabolic trough collectors. *J. Sol. Energy Eng.* 102 (1), 16–21.
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2001. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.
- Martin, M., Berdahl, P., 1984. Characteristics of infrared sky radiation in the United States. *Sol. Energy* 33 (3–4), 321–336.
- Cengel, Y.A., 2006. *Heat Transfer and Mass Transfer: A Practical Approach*, third ed. McGraw Hill Book Company.
- Kalogirou, S.A., 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy*. 48 (1), 298–306.
- Odeh, S.D., Morrison, G.L., Behnia, M., 1998. Modelling of parabolic trough direct steam generation solar collectors. *Solar Energy*. 62 (6), 395–406.
- Gnielinski, V., 2013. On heat transfer in tubes. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 63, 134–140.
- Kakaç, S., Shah, K., Aung, W., 1987. *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*. John Wiley & Sons, New York.
- Petela, R., 2005. Exergy analysis of the solar cylindrical-parabolic cooker. *Sol. Energy* 79 (3), 221–233.
- Al-Sulaiman, F.A., 2014. Exergy analysis of parabolic trough solar collectors integrated with combined steam and organic Rankine cycles. *Energy Convers. Manage.* 77, 441–449.
- Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991. *Solar Engineering of Thermal Process*. John Wiley & Sons Inc., New York.
- Hofierka, J., Sári, M., 2002. The Solar Radiation Model for Open Source GIS: Implementation and Applications. Proceedings of the Open source GIS - GRASS users conference.
- Kasten, F., 1996. The linke turbidity factor based on improved values of the integral rayleigh optical thickness. *Sol. Energy* 56 (3), 239–244.
- Louche, A., Peri, G., Iqbal, M., 1986. An analysis of linke turbidity factor. *Sol. Energy* 37 (6), 393–396.
- Diabaté, L., Remund, J., Wald, L., 2003. Linke turbidity factors for several sites in Africa. *Sol. Energy* 75 (2), 111–119.
- Belghit, A., Belahmidi, M., Bennis, A., Boutaleb, B., Benet, S., 1997. Numerical simulation of a solar drier functioning in forced convection (in French). *Gen. Therm. Rev* 36, 837–850.
- Mwesigye, A., Bello-Ochende, T., Meyer, J.P., 2013. Numerical investigation of entropy generation in a parabolic trough receiver at different concentration ratios. *Energy*. 53, 114–127.