

BACCALAURÉAT GÉNÉRAL

SÉRIE SCIENTIFIQUE

ÉPREUVE DE SCIENCES DE L'INGÉNIEUR

Session 2017

Corrigé

Ce corrigé comporte 12 pages numérotées de 1 sur 12 à 12 sur 12.

Serre d'élevage de graines de cyclamens

2. Justification de l'utilisation d'écrans thermiques

Q1. Calculer le gain en MW·h réalisé sur la consommation énergétique par la société SCEA de Montourey par an.

$$\text{Gain} = \frac{350 \times 10^3 \times 7}{100} \times 30 \times 10^3 \times 2 = 1470 \text{ MWh}$$

30×10^3 correspond à la surface des serres de l'exploitation.

Q2. Calculer le rejet carbone qui ne sera pas produit en utilisant des écrans. **Déterminer** en équivalent carbone le rejet de la serre équipée d'écrans thermiques. **Conclure** sur le respect du cahier des charges.

La consommation de gaz économisé est de $1470 \times 23,8 = 34986 \text{ kg}$

La masse de carbone non rejetée par rapport à une installation classique est de $34,986 \times 0,956 = 33,4$ tonnes équivalent carbone pour l'ensemble de l'installation.

Les 33,4 tonnes équivalent carbone non rejetées par l'installation sont supérieures aux 25 tonnes équivalent carbone imposées par le cahier des charges. Les serres de l'installation respectent donc le cahier des charges.

Il est possible d'approfondir la réflexion en remarquant que les serres de Montourey rejettent tout de même beaucoup de carbone. La consommation de l'installation est de

$$\frac{350 \times 10^3 \times 93}{100} \times 30 \times 10^3 \times 2 = 19530 \text{ MWh ce qui correspond à un rejet de}$$

$19530 \times 23,8 \times 0,956 = 444,4$ tonnes équivalent carbone. L'emballage du réchauffement climatique et les accords internationaux nécessitent de modifier les systèmes de production pour que ces derniers tendent vers des rejets de carbone nuls (ou le plus faible possible). Pour évoluer vers des productions réellement durables, deux axes de progrès peuvent être envisagés : s'équiper de solutions d'isolations plus performantes ou investir dans un système de chauffage issu des énergies renouvelables.

Un autre argument plaide pour une évolution, les tensions internationales et une augmentation la consommation du gaz vont entraîner une augmentation du prix.

3. Étalonnage du système d'arrosage

Q3. Calculer la masse de démarrage m_{dem} , et la masse d'arrêt $m_{arrêt}$ de la caisse de référence qui conditionnent la mise en route et l'arrêt du système de goutte à goutte.

$$m_{dém} = (\rho_{sec} \times V_s + \frac{\rho_{sec} \times V_s \times 20}{100}) + m_c$$

$$m_{dém} = (800 \times 10^3 \times 1,1 \times 10^{-3} + \frac{800 \times 10^3 \times 1,1 \times 10^{-3} \times 20}{100}) + 44 = 1100 \text{ g}$$

$$m_{arrêt} = (\rho_{eau} \times V_s - \frac{\rho_{eau} \times V_s \times 2}{100}) + m_c$$

$$m_{arrêt} = (1110 \times 10^3 \times 1,1 \times 10^{-3} - \frac{1110 \times 10^3 \times 1,1 \times 10^{-3} \times 2}{100}) + 44 = 1240 \text{ g}$$

Q4. Déterminer le nombre de bits du convertisseur analogique-numérique permettant d'écrire le mot binaire N . **En déduire** les valeurs $N_{dém}$ et $N_{arrêt}$ des mots binaires à envoyer à l'automate.

$$\frac{3000}{2^n} < 15 \text{ d'où } 2^n = 200, \text{ sachant que } 2^8 = 256 \text{ et que } 2^9 = 512$$

Il faut 8 bits pour écrire le mot binaire N .

$$U_{dém} = \frac{1100 \times 5}{3000} = 1,83 \text{ V}$$

$$N_{dém} = \frac{1,83 \times (2^8 - 1)}{5} = 94$$

$$U_{arrêt} = \frac{1240 \times 5}{3000} = 2,07 \text{ V}$$

$$N_{arrêt} = \frac{2,07 \times (2^8 - 1)}{5} = 106$$

Q5. À partir du relevé fourni sur la figure 4, **conclure** quant au respect du cahier des charges et quant à l'optimisation des arrosages.

Le cahier des charges est respecté. La valeur de la masse déclenchant le démarrage de l'arrosage vaut environ 1120 g. La valeur de la masse arrêtant l'arrosage vaut environ 1230 g.

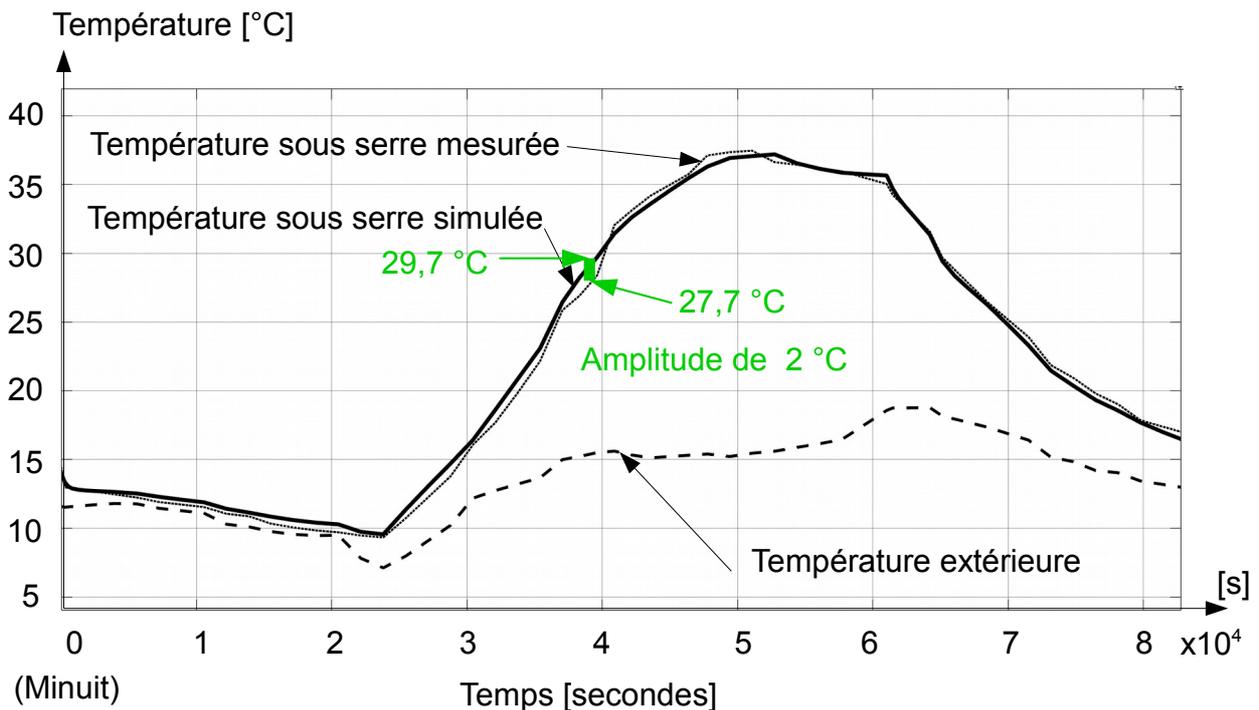
On remarque sur le relevé qu'il n'y a pas eu d'arrosage le 25 mai, et que les arrosages ne sont pas à heure fixe. L'apport en eau est bien fonction des besoins des plants, et non effectué de façon systématique ce qui entraînerait une pourriture des cyclamens et un gaspillage en eau.

4. Dimensionnement du système de régulation de température

Q6. À partir des figures 5 et 6, **choisir** un intervalle de valeurs pour le coefficient de convection externe de la serre afin de renseigner le modèle multiphysique.

La convection externe se fait au contact de l'air extérieur et des parois verticales de la serre. Nous prendrons donc la valeur pour l'air atmosphérique $h = 3 \text{ à } 11 \frac{W}{(m^2 \cdot K)}$

Q7. Déterminer l'écart relatif maximal entre la température sous serre mesurée et la température sous serre simulée. **Conclure** quant à la validité du modèle.



Sur l'axe des abscisses, on peut lire à l'instant $3,9 \times 10^4 \text{ s}$ (soit $\frac{3,9 \times 10^4}{3600} = 10,83$ heures) que l'écart entre la température extérieure et la température réelle sous serre est maximal. $29,7 \text{ °C} - 27,9 \text{ °C} = 2 \text{ °C}$

Calcul de l'écart relatif : $\frac{29,7 - 27,7}{27,7} = 0,072 = 7,2 \%$

La température sous serre simulée oscille autour de la température réelle avec un écart relatif maximal de 7,2 %. Le modèle est donc validé.

Q8. En vous référant à la figure 7, **conclure** quant au respect des critères énoncés dans le cahier des charges concernant les températures minimales et maximales (voir figure 1).

Le critère de température minimale est respecté car la température sous serre ne descend pas en dessous 8°C.

Le critère de température maximale n'est pas respecté car la température reste supérieure à 30 °C trop longtemps :

Sur l'axe des abscisses, $2,45 \times 10^4$ s, soit $\frac{2,45 \times 10^4}{3600} = 6,81$ heures.

$0,81 h \times 60 \text{ min} = 49$ minutes. Soit 6h et 49 minutes de température supérieure à 30°C.

Heure à laquelle le cahier des charges n'est pas respecté :

3h = $3 \times 3600 = 1,08 \times 10^4$ s secondes

$(4+1,08) \times 10^4 = 5,08 \times 10^4$ s

$\frac{5,08 \times 10^4}{3600} = 14,11$ heures, soit 14h et 6 minutes.

De plus, même si ce critère n'est pas discriminant, l'écart avec la température idéale d'élevage (14°C) est important.

En l'état la serre ne convient pas.

Q9. Déterminer l'expression de V_{AE} , le volume d'air entrant dans la serre, en fonction de la surface d'entrée de l'air S_p , de la vitesse de l'air entrant V et de la durée d'ouverture $t_{ouverture}$.

$$V_{AE} = V \cdot S_p \cdot t_{ouverture}$$

Q10. À partir la figure 11, **déterminer** si le système d'ouverture est validé au regard des critères de températures maximales admissibles énoncés dans le cahier des charges.

Nous pouvons voir sur la figure 11 que la température sous serre après mélange est au minimum de 8°C et au maximum de 22 °C. Elle est donc comprise entre les bornes imposées par le cahier des charges.

L'installation d'un système d'ouvrants tels que modélisés permettrait de répondre au cahier des charges.

Les écarts avec la température idéales d'élevage sont cependant assez importants.

Q11. À partir du document technique DT3 **expliquer** la pertinence du choix d'un réducteur de type « roue et vis sans fin » pour ce système d'ouverture au regard du critère de sécurité du cahier des charges. **Nommer** la caractéristique utile en vous référant à la documentation technique DT3.

La caractéristique intéressante dans cette solution technologique est l'irréversibilité. Quand le moteur n'est pas alimenté, la charge (l'ouvrant) ne peut pas entraîner la vis. Le critère « assurer la sécurité » du cahier des charges est donc respecté.

Q12. À partir des éléments de la figure 14, **déterminer** le rendement de la chaîne de transmission mécanique η_m .

$$\mu_m = \mu_{RV} \cdot \mu_A \cdot \mu_T \cdot \mu_{OUV} = 0,5 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1 = 0,45$$

Q13. **Proposer** une liaison cinématique normalisée pour l'articulation entre l'ouvrant et le bâti. **Argumenter** votre choix.

La liaison mécanique doit permettre un degré de liberté de rotation autour de \vec{z} ; elle ne doit pas permettre un degré de liberté de translation sur \vec{z} . Je propose donc une liaison pivot (O ; \vec{z})

Q14. En précisant le théorème utilisé, **donner** une relation entre $A_{x4 \rightarrow 2}$, $A_{y4 \rightarrow 2}$, les paramètres géométriques, le moment d'inertie et $P_{pes \rightarrow 2}$.

théorème du moment dynamique en O :

$$\vec{M}_{O_{Fext \rightarrow 2}} = (J \times \ddot{\theta}) \cdot \vec{z}$$

$$\vec{M}_{O_{Fext \rightarrow 2}} = \vec{M}_{O_{\vec{p}_{pes \rightarrow 2}}} + \vec{M}_{O_{\vec{A}_{4 \rightarrow 2}}} = (J \times \ddot{\theta}) \cdot \vec{z} = \vec{M}_{O_{\vec{p}_{pes \rightarrow 2}}} + \vec{M}_{O_{\vec{A}_{x4 \rightarrow 2}}} + \vec{M}_{O_{\vec{A}_{y4 \rightarrow 2}}} = (J \times \ddot{\theta}) \cdot \vec{z}$$

$$\vec{M}_{O_{\vec{p}_{pes \rightarrow 2}}} = -[P_{pes \rightarrow 2} \times (\frac{Lp}{2} \times \cos \theta)] \cdot \vec{z}$$

$$\vec{M}_{O_{\vec{A}_{x4 \rightarrow 2}}} = -[A_{x4 \rightarrow 2} \times (Lp \times \sin \theta)] \cdot \vec{z}$$

$$\vec{M}_{O_{\vec{A}_{y4 \rightarrow 2}}} = [A_{y4 \rightarrow 2} \times (Lp \times \cos \theta)] \cdot \vec{z}$$

En projection sur \vec{z} :

$$[A_{y4 \rightarrow 2} \times (Lp \times \cos \theta)] - [A_{x4 \rightarrow 2} \times (Lp \times \sin \theta)] - [P_{pes \rightarrow 2} \times (\frac{Lp}{2} \times \cos \theta)] = (J \times \ddot{\theta})$$

Q15. Calculer la puissance maximale utile à la manœuvre de l'ouvrant en sortie de réducteur P_{RV} puis la puissance en sortie du moteur P_M ($N_{red}=3,4 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$). Valider le choix de ce modèle de motoréducteur et justifier la réponse (voir document technique DT3).

$$P_{RV} = C \cdot \omega = C \times \frac{\Pi \cdot N_{red}}{30} = 176 \times \frac{\Pi \cdot 3,4}{30} = 62,63 \text{ W}$$

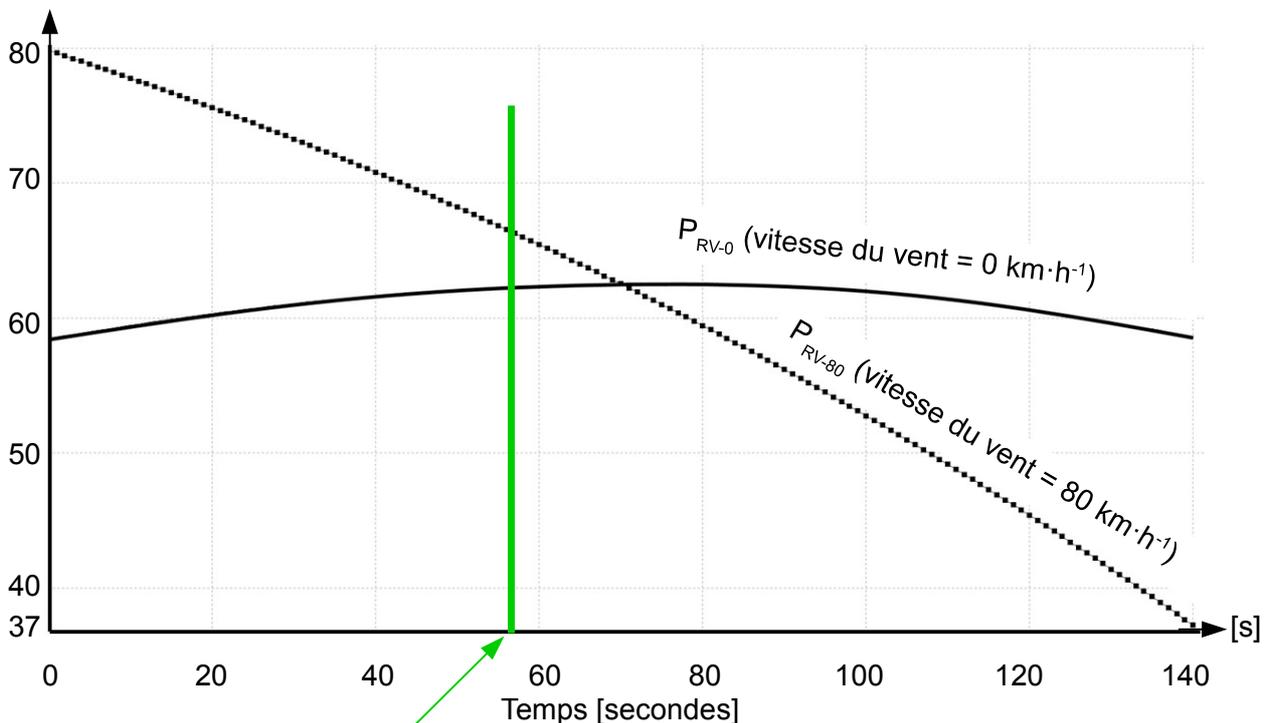
$$P_M \cdot \mu_{RV} = P_{RV}$$

$$P_M = \frac{P_{RV}}{\mu_{RV}} = \frac{62,63}{0,5} = 125,26 \text{ W}$$

$P_M < 0,37 \text{ KW}$ donné par le constructeur. Le choix est donc validé.

Q16. Dans le cas d'un vent violent (voir les consignes de sécurité fournies sur le document technique DT4), calculer le temps de fonctionnement du moteur. Tracer l'instant d'arrêt du moteur sur le document réponse DR1.

Puissance en sortie de réducteur P_{RV} [w]



$$40 \% \text{ de } 140 \text{ secondes} : 0,4 \times 140 = 56 \text{ s}$$

En condition de vent violent, le pourcentage d'ouverture des ouvrants ne doit pas excéder 40 % de l'ouverture totale. Soit 56 secondes de fonctionnement du moteur.

Q17. Indiquer à quel instant de la manœuvre le surcroît de puissance causé par l'effet aérodynamique est maximal. **Exprimer** le surcroît de puissance en pourcentage. **Vérifier** si le moteur convient.

Le surcroît de puissance causé par l'effet aérodynamique est maximal à l'instant 0. La puissance à fournir calculée en sortie de réducteur pour un vent violent est $P_{RV-80} = 80 \text{ W}$ alors qu'elle n'est que $P_{RV-0} = 58 \text{ W}$ sans vent, soit une différence de 22 W.

Le surcroît de puissance à fournir en sortie du réducteur est de $\frac{80}{58} = 1.37 = 37,9 \%$ par rapport à une situation sans vent.

La puissance que devra fournir le moteur pour mettre l'ouvrant en mouvement en cas de vent violent est de $P_M = \frac{P_{RV-80}}{\eta_{RV}} = \frac{80}{0,5} = 160 \text{ W}$

Le moteur convient toujours car la puissance à fournir est inférieure à la puissance annoncée par le constructeur du moteur ($P_M = \frac{P_{RV-80}}{\eta_{RV}} = \frac{80}{0,5} = 160 \text{ W} \ll 370 \text{ W}$).

Q18. À partir de la capture d'écran de la supervision des ouvrants fournie sur le document technique DT4, **déterminer** les valeurs en degrés des positions angulaires autorisées en cas de vent faible, vent fort et vent violent de l'ouvrant exposé côté nord.

L'angle d'ouverture maximal des ouvrants est de 45° .

vent faible	vent fort	vent violent
70 % d'ouverture	50 % d'ouverture	40 % d'ouverture
$31,5^\circ$	$22,5^\circ$	18°

Q19. Compléter, sur le document réponse DR2, l'algorithme permettant de détecter les quatre positions angulaires des ouvrants.

DÉBUT

position_maximale_ouvrant = 45 °

Lire la température T1 de la sonde 1 et T2 de la sonde 2

T différence = T1 – T2

SI (T différence < 5 °c) **ALORS**

SI (T1 > 14 °c) **ALORS**

Mesurer la position de l'ouvrant

Mesurer le vent

SI (vent < 60 km.h⁻¹) **ALORS**

position_maximale_ouvrant = 45 °

FIN SI

SI (vent ≥ 60 km.h⁻¹) **ET** (vent < 70 km.h⁻¹) **ALORS**

position_maximale_ouvrant = 31,5 °

FIN SI

SI (vent ≥ 70 km.h⁻¹) **ET** (vent < 80 km.h⁻¹) **ALORS**

position_maximale_ouvrant = 22,5 °

FIN SI

SI (vent ≥ 80 km.h⁻¹) **ALORS**

position_maximale_ouvrant = 18 °

FIN SI

TANT QUE position < position_maximale_ouvrant

Ouvrir l'ouvrant

Mesurer la position

FIN TANT QUE

FIN SI

FIN SI

SI (T différence ≥ 5 °c) **ALORS**

Afficher « Défaut sondes de température »

FIN SI

FIN

remarque : les conditions font apparaître un signe ≥. En effet, un élève qui écrit

SI (vent < 60 km.h⁻¹) **ALORS**

SI (vent > 60 km.h⁻¹) **ET** (vent < 70 km.h⁻¹) **ALORS**

ne prend pas en compte le cas où vent = 60 km.h⁻¹

Q20. Indiquer quels sont les éléments qui correspondent aux blocs 1 à 3 de la figure 18.

Bloc 1 : capteur de position angulaire,

Bloc 2 : le la serre,

Bloc 3 = le moteur de l'ouvrant

Q21. Déterminer l'expression de U_{sonde} en fonction de la température de la serre $T_{sous\ serre}$. En déduire la valeur numérique à programmer dans le bloc « interface température »

$$U_{sonde} = \frac{12}{80} \times T_{sous\ serre}$$

$$U_{sonde} = 150 \times 10^{-3} \times T_{sous\ serre}$$

L'observation du schéma bloc fait apparaître que, tout comme la sonde de température, l'interface température fait le lien entre une température (T_c en °C) et une tension ($U_{c\ Temp}$ en V).

Dans un souci d'homogénéité des unités (et surtout pour ne pas introduire d'écart au niveau de ε_T), la valeur à programmer dans l'interface de température devra être égale à celle qui régit le comportement de la sonde de température :

$$\text{interface température} = 150 \times 10^{-3} \text{ V} \cdot \text{°C}^{-1}$$

Q22. Compléter l'algorithme qui permet d'écrire la tension image de la température $U_{c\ Temp}$ en entrée du comparateur et l'écart ε_T dans le correcteur de température.

Algorithme de la régulation :

DÉBUT

Lire la valeur de la température de consigne T_c

Lire la valeur de la tension aux bornes de la sonde U_{sonde}

$$U_{c\ Temp} = 150 \times 10^{-3} \times T_c$$

$$\varepsilon_T = U_{c\ Temp} - U_{sonde}$$

TANT QUE ($\varepsilon_T \neq 0$)

ALORS

Pilotage du moteur de l'ouvrant

FIN TANT QUE

FIN

Q23. Conclure quant à l'utilité d'utiliser un tel système de régulation.

La simulation fait apparaître que dès que la température extérieure dépasse les 14°C, la température sous la serre se rapproche de la température extérieure. La température sous serre augmente moins et est plus proche des 14°C d'élevage recommandés par le cahier des charges.

5. Synthèse

Objectif de cette partie : **proposer** une synthèse du travail réalisé.

Q24. Au regard des quatre premières parties du sujet, **citer** les critères qui tendent au respect de l'environnement en s'inscrivant dans une démarche de développement durable.

La serre de Montourney cumule un certain nombre d'éléments qui lui permettent de répondre aux exigences du cahier des charges qu'impose la loi « Grenelle II » du 12 juillet 2010.

Tout d'abord, ce dernier exigeait une réduction des gaz à effet de serre de 25 tonnes équivalent carbone par rapport à une serre classique. Cette exigence est respectée par l'utilisation d'écrans thermiques qui permettent de diminuer de 7 % la consommation d'énergie liée au chauffage (partie 2).

La partie 3, quant à elle, portait sur l'optimisation de l'arrosage des plants. Elle a permis de mettre en lumière que le suivi en temps réel de la masse d'une caissette de référence permettait de ne pas surconsommer d'eau en ne se déclenchant pas de manière systématique.

Pour finir, la partie 4 était plus étendue. La comparaison entre une simulation et une mesure sous serre fermée a permis de valider un modèle multiphysique ET de justifier l'utilisation d'un système de refroidissement par ventilation naturelle. Le dimensionnement du système d'ouverture a été validé à l'aide du modèle multiphysique. Pour que son utilisation soit possible, un choix de composants correct (actionneur), une bonne programmation et le respect de règles de sécurité sont nécessaires. Dès lors que ces conditions de fonctionnement sont réunies, le refroidissement de la serre par ventilation naturelle est la solution la plus écologique.

Q25. Afin d'optimiser l'élevage des plants de cyclamen, **proposer** des pistes ou des paramètres supplémentaires à prendre en compte pour une gestion optimisée.

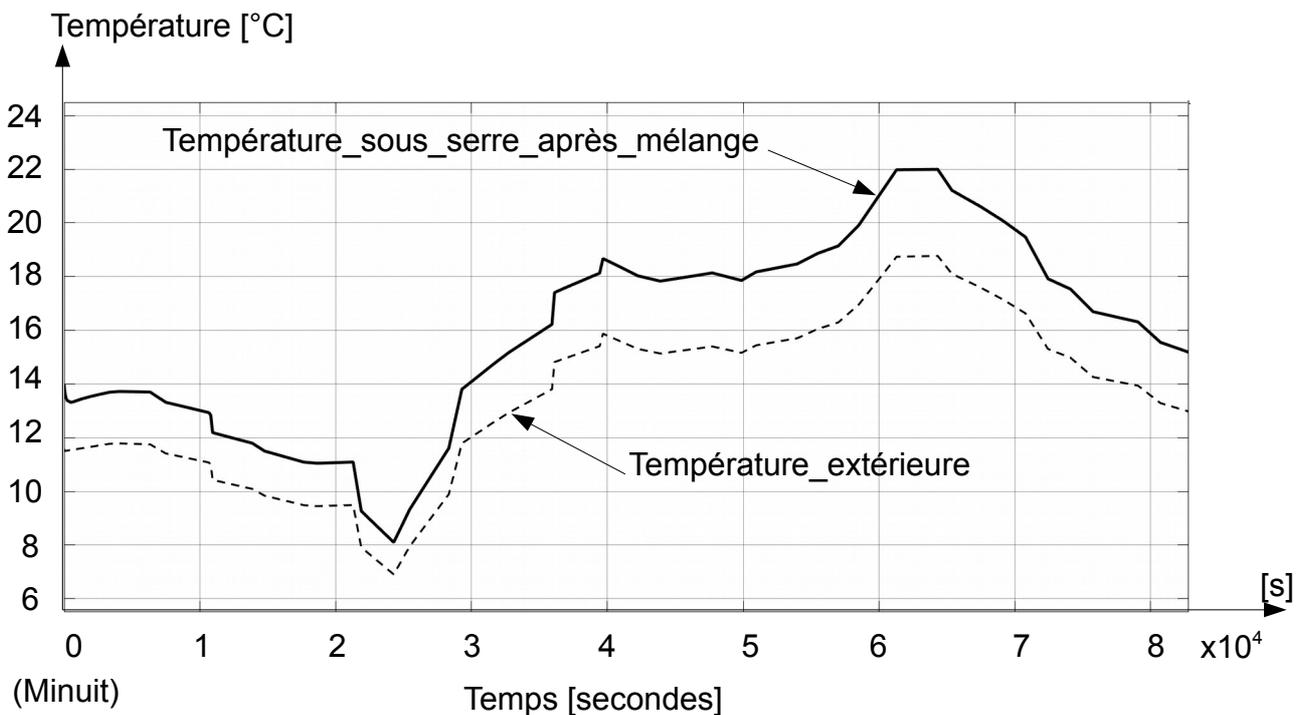
Malgré un certain nombre de progrès par rapport à une serre classique, le site de Montourney peut encore améliorer ses performances énergétiques.

Dans un premier temps, si la réduction de la consommation énergétique de 7 % respecte le cahier des charges, la consommation de la serre reste importante (rejet de 444,4 tonnes équivalent carbone par an, voir question 2). Pour évoluer vers des productions réellement durables, deux axes de progrès peuvent être envisagés : s'équiper de solutions d'isolations plus performantes ou investir dans un système de chauffage issu des énergies renouvelables.

Ensuite, si le système d'arrosage ne s'allume pas de manière systématique, son

déclenchement est généralisé à toute la serre en fonction des besoins d'une seule plante de référence. Un système dédié aux besoins de chacun des plans permettrait de limiter la consommation un peu plus. L'utilisation d'un tel système demeure cependant assez peu probable compte tenu du coût de l'installation (il faudrait que la masse de chaque plan soit mesurée en temps réel) .

Enfin, la figure 11 (voir ci-dessous) fait apparaître que la température sous serre pourrait être plus proche de la température idéale d'élevage (14°C).



La dernière partie laisse prévoir qu'une régulation en température de la serre est une bonne piste (questions 20 à 23 dans la partie 4) pour s'approcher de la température idéale d'élevage. Afin de s'assurer d'un refroidissement plus efficace, un agrandissement de l'ouverture d'entrée de la ventilation naturelle peut être envisagé.