

Alma Mater Studiorum - UNIVERSITA' DI BOLOGNA
Facoltà di Agraria

Dipartimento di Economia e Ingegneria Agrarie
Tesi di Dottorato di Ricerca in Ingegneria Agraria
AGR/10

**INTERAZIONE ANIMALE-AMBIENTE E CRITERI DI
PROGETTAZIONE DEGLI EDIFICI PER
L'ALLEVAMENTO AI FINI DELLA RIDUZIONE DELLO
STRESS DA CALDO**

Relatore:
Chiar.mo Prof. Paolo Zappavigna

Presentata da:
Dott.ssa Sandra D'Archivio

Correlatore:
Chiar.mo Prof. Paolo Liberati

Coordinatore:
Chiar.mo Prof. Adriano Guarnieri

Ciclo XIX

Esame Finale 2007

INDICE GENERALE

1. Scopi della ricerca	1
2. Basi teoriche della trasmissione del calore	3
2.1. Il calore come forma di energia e principi della termodinamica	3
2.2. Forme di calore e modalità di trasmissione	6
2.3. Nozioni di termo-fluidodinamica	10
2.3.1. Concetto di strato limite	11
2.3.2. Regime laminare e turbolento	13
3. Meccanismi di termoregolazione delle specie di interesse zootecnico	17
3.1. Bilancio energetico animale-ambiente ed omeotermia	17
3.2. Parametri climatici che influiscono sul bilancio termico animale	20
3.3. Fattori che influiscono sulla capacità di adattamento alla variazione della temperatura ambientale	24
3.4. Indicatori etologici di carenze nelle caratteristiche climatiche del ricovero	26
4. Teorie sugli scambi termici degli animali: modelli di simulazione del bilancio termico animale-ambiente	29
4.1. Introduzione	29
4.2. Alcuni esempi di modelli di simulazione di bilancio termico animale-ambiente	32
4.3. Conclusioni	42
5. Effetti dei parametri microclimatici sulla risposta fisiologica e produttiva delle bovine da latte in condizioni di clima caldo	45
5.1. Introduzione	45
5.2. Scopi e metodologie della ricerca	48
5.3. Effetto dei parametri microclimatici sulla produzione di latte	50
5.3.1. Effetto della temperatura ambientale sulla produzione di latte	50
5.3.2. Importanza della durata dell'esposizione alle alte temperature e dell'alternanza alte/basse temperature	52
5.3.3. Effetto dell'umidità relativa sulla produzione di latte e relazione tra THI e declino produttivo	55
5.3.4. Effetto della velocità dell'aria in combinazione con altri parametri sulla produzione di latte	61
5.3.5. Concetto di temperatura effettiva	64
5.4. Effetto dei parametri microclimatici su alcuni indicatori fisiologici	65
5.5. Possibile utilizzo dei parametri fisiologici quali indicatori del livello di stress termico e per la previsione del declino produttivo	70
5.6. Conclusioni	74
6. Bilancio termico dell'edificio e soluzioni per la difesa dal caldo	77
6.1. Introduzione	77
6.2. Scambi di calore sensibile attraverso gli elementi costitutivi dell'involucro edilizio	78
6.2.1. Flussi di calore sensibile in regime termico stazionario	78
6.2.2. Flussi di calore sensibile in regime termico variabile	81
6.2.3. Cenni sull'incidenza della radiazione solare	83
6.3. Scambio di calore sensibile e latente attraverso il ricambio d'aria	85
6.4. Soluzioni edilizie ed impiantistiche per la difesa dal caldo	87
6.4.1. Tecniche di difesa di tipo passivo	88

6.4.2. Tecniche di difesa di tipo attivo	94
7. Analisi dei fattori che influenzano l'ambiente interno delle porcilaie in clima caldo	101
7.1. Incidenza delle elevate temperature sulle prestazioni zootecniche dei suini	101
7.2. Scopi della ricerca, materiali e metodi	104
7.3. Risultati e discussione	108
7.4. Conclusioni	116
8. Coperture fessurate come possibile mezzo per ridurre lo stress da caldo negli allevamenti intensivi: prove sperimentali e simulazioni teoriche	119
8.1. Ruolo delle coperture nel bilancio termico estivo	119
8.2. Indagini preliminari sulle possibilità di miglioramento delle prestazioni termiche estive delle coperture	121
8.3. Prove sperimentali	123
8.3.1. Impostazione e metodologia delle prove	123
8.3.2. Descrizione e posizionamento dei sensori	125
8.3.3. Risultati	126
8.3.3.1. Fase A	126
8.3.3.2. Fase B	126
8.3.3.3. Fase C	130
8.3.3.4. Fase D	132
8.3.3.5. Fase E	134
8.3.3.6. Fase F	136
8.4. Analisi termo-fluidodinamica	138
8.4.1. Introduzione alla fluidodinamica computazionale	138
8.4.1.1. Definizione di fluidodinamica computazionale e campi di applicazione dei codici di calcolo CFD	138
8.4.1.2. Struttura e funzionamento dei codici di calcolo CFD	139
8.4.1.3. Vantaggi e limitazioni dell'uso dei codici CFD	141
8.4.2. Impostazione del modello ai volumi finiti	142
8.4.3. Risultati	145
8.5. Discussione e conclusioni	149
9. Considerazioni conclusive	153
10. Bibliografia	157

1. SCOPI DELLA RICERCA

Tra le problematiche che riguardano il settore zootecnico assume notevole rilevanza, soprattutto negli allevamenti intensivi, il mantenimento delle condizioni di benessere per gli animali in relazione al microclima dell'ambiente di allevamento.

Nella realtà zootecnica italiana uno degli elementi che maggiormente influiscono sul benessere e sulle performance delle specie allevate ed uno dei principali problemi che l'allevatore è oggi chiamato ad affrontare è rappresentato dallo *stress da caldo*. Infatti, nei paesi a clima caldo-temperato, come quelli mediterranei, il clima estivo rende problematico il mantenimento di adeguate condizioni microclimatiche all'interno dei ricoveri poiché le elevate temperature dell'aria ed il riscaldamento dell'involucro edilizio dovuto all'intensa radiazione solare diurna limitano la possibilità per gli animali di smaltire il calore metabolico prodotto. Come è noto ed ampiamente documentato, ciò determina una significativa riduzione dell'attività metabolica, con conseguente declino della produzione, riduzione della capacità riproduttiva e maggiore predisposizione alle malattie. Di conseguenza, effetti positivi sul benessere delle specie allevate e sulla quantità e qualità delle loro produzioni si possono ottenere con interventi mirati alla riduzione delle temperature ambientali ed a favorire la cessione di calore verso l'ambiente da parte degli animali.

Da qui, l'esigenza di studiare nuove soluzioni impiantistiche e di gestione degli allevamenti che siano in grado di conciliare le esigenze produttive con il benessere dei soggetti allevati. Naturalmente, tutto ciò nel rispetto delle normative in materia di qualità e sicurezza alimentare, di qualità e sicurezza delle condizioni di lavoro per il personale addetto e, ovviamente, in un contesto organizzativo in grado di fornire competitività ed efficienza all'azienda zootecnica.

Nell'ambito di tale ampia tematica si colloca e giustifica l'attività di ricerca alla base del presente lavoro, volta all'approfondimento di alcuni aspetti specifici del complesso problema del controllo ambientale dei ricoveri zootecnici in condizioni di clima caldo.

L'attività svolta può essere sintetizzata come segue:

- Ø analisi di alcuni modelli di simulazione del bilancio termico animale-ambiente;
- Ø analisi dell'influenza dei parametri microclimatici sulla risposta fisiologica e produttiva delle bovine da latte in condizioni di clima caldo e dei fattori in grado di ridurre il livello di stress termico;
- Ø analisi dei risultati di indagini sperimentali condotte in edifici per l'allevamento di suini da ingrasso;
- Ø progettazione e verifica sperimentale di coperture innovative per fabbricati zootecnici in grado di contenere l'effetto dell'irraggiamento solare diurno e favorire gli scambi radiativi e convettivi notturni.

Lo scopo principale del lavoro svolto è stato quello di individuare ed esaminare, mediante studi teorici ed applicazioni di campo, alcuni interventi costruttivi ed impiantistici, specie di carattere passivo, atti a limitare lo stress da caldo cui gli animali sono sottoposti per lunghi periodi nella stagione estiva.

Sulla base delle ricerche effettuate e tenuto conto delle attuali conoscenze sull'interazione animale-ambiente di allevamento in condizioni di clima caldo, si

è cercato di delineare dei criteri generali in grado di orientare le scelte progettuali e gestionali verso una più efficace regolazione delle condizioni ambientali in modo da favorire il benessere degli animali e la loro produttività e di raggiungere il miglior compromesso possibile tra il beneficio per l'allevatore (in termini di incremento di produzione o di limitazione delle perdite) ed il costo che l'adozione di determinate soluzioni per il controllo ambientale comporterebbe.

2. BASI TEORICHE DELLA TRASMISSIONE DEL CALORE

È opportuno soffermarsi, seppur brevemente, sui principi fondamentali della termodinamica e della trasmissione del calore: nei prossimi capitoli spesso tali concetti saranno richiamati, sia quando si parlerà delle interazioni tra l'animale ed il suo ambiente (essendo la temperatura ambientale il principale fattore influente sul bilancio termico corporeo), sia quando si tratterà degli scambi di calore attraverso l'involucro edilizio e della climatizzazione dei ricoveri zootecnici. Saranno qui esposti anche i principi fondamentali dell'analisi fluidodinamica degli scambi termici convettivi tra superfici solide e fluidi: tali basilari nozioni sono di aiuto nella comprensione del funzionamento dei sistemi CFD (Computational Fluid Dynamics).

2.1. IL CALORE COME FORMA DI ENERGIA E PRINCIPI DELLA TERMODINAMICA

Il **calore** è una delle forme di energia presenti in natura: esso fluisce spontaneamente dai corpi a temperatura più alta a quelli a temperatura più bassa. Si parla perciò di **energia termica** (sensibile e latente).

La **temperatura** è la misura dell'intensità di energia termica posseduta dai corpi, le cui variazioni ricadono sotto i nostri sensi producendo sensazioni di caldo e di freddo.

Quale forma di energia, nel Sistema Internazionale il calore si esprime con la stessa unità di misura valida per il lavoro, cioè il Joule, anche se spesso si fa uso di un'altra unità, detta caloria, definita come la quantità di calore necessaria a portare la temperatura di 1 g di acqua distillata da 14,5 °C a 15,5 °C, in condizioni di pressione ordinarie. La caloria vale 4,186 Joule.

Il lavoro, al pari del calore, implica un trasferimento di energia, ma esso è definito come *l'energia trasmessa da un sistema ad un altro in modo che non venga direttamente interessata alcuna differenza di temperatura*.

Le quantità Q ed L non sono caratteristiche dello stato di equilibrio del sistema, ma piuttosto del **processo termodinamico** in base al quale il sistema passa da uno stato di equilibrio ad un altro, interagendo con l'ambiente esterno: si può identificare allora Q con il calore scambiato da un sistema ed L con il lavoro fatto o subito dal sistema in interazione. Lo studio di tali interazioni sono l'argomento della *termodinamica*.

La **termodinamica** è quella branca della fisica che descrive le trasformazioni subite da un sistema in seguito ad un processo di scambio di energia con altri sistemi o con l'ambiente esterno.

La termodinamica classica si basa sul concetto di sistema macroscopico (o sistema termodinamico), ovvero una *porzione di materia fisicamente o concettualmente separata dall'ambiente esterno*, che spesso, per comodità, si assume non perturbato dallo scambio di energia con il sistema.

Lo stato di un sistema macroscopico in equilibrio è specificato da grandezze dette variabili termodinamiche (o di stato), come la temperatura, la pressione, il volume, la composizione chimica. Altre variabili, quali ad esempio la densità, il calore specifico, il coefficiente di compressibilità e di dilatazione termica,

possono essere determinate e correlate per fornire una descrizione più completa del sistema e dell'ambiente circostante.

Quando un sistema macroscopico passa da uno stato di equilibrio a un altro si dice che ha luogo una trasformazione termodinamica. Alcune trasformazioni sono reversibili, altre irreversibili.

In fig. 1 viene considerato un processo termodinamico generale: in (a) il sistema si trova nel suo *stato iniziale* in equilibrio con l'ambiente esterno; in (b) il sistema interagisce con l'ambiente esterno attraverso uno specifico *processo termodinamico*, durante il quale l'energia può entrare o uscire dal sistema sotto forma di calore e/o di lavoro; in (c) il sistema ha raggiunto il suo *stato finale* ed è di nuovo in equilibrio con l'ambiente esterno.

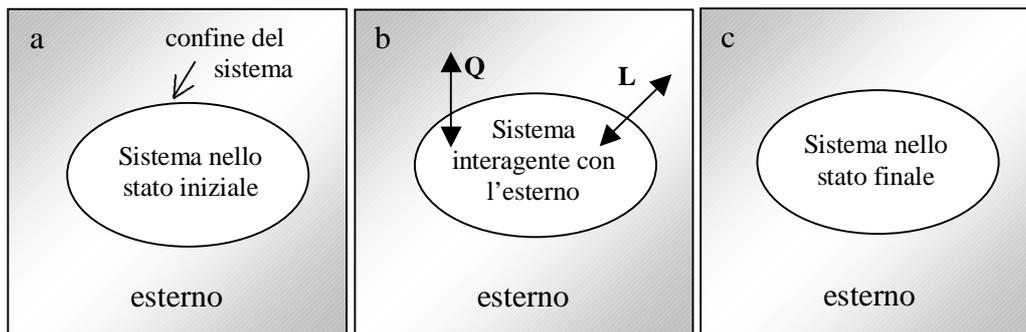


Fig. 1: Andamento generale del processo termodinamico (da Resnik e Halliday, 1982).

È opportuno in questo contesto richiamare i principi basilari della termodinamica, poiché essi sono alla base della trasmissione del calore: si possono distinguere tre principi di base più un principio zero, implicito negli altri tre. Essi regolano tutte le trasformazioni termodinamiche e ne fissano i limiti.

Il **principio zero della termodinamica** afferma che se due sistemi sono allo stesso tempo in equilibrio termico con un terzo sistema sono in equilibrio termico tra di loro (fig. 2).

La proprietà condivisa dai tre sistemi è la **temperatura**.

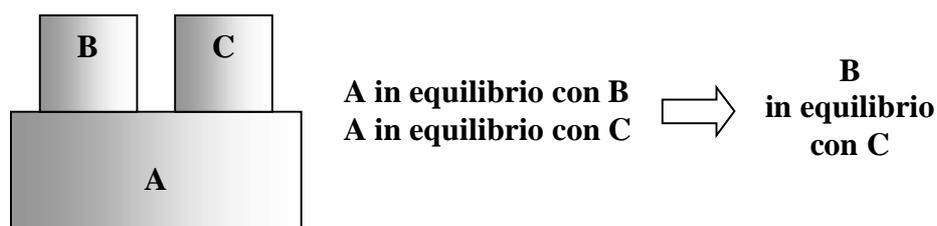


Fig. 2: Principio zero della termodinamica.

La logica conseguenza del principio zero è che qualunque sistema, posto in contatto con un ambiente idealmente infinito e a temperatura determinata, si porterà in equilibrio con quest'ultimo, cioè le temperature dei due sistemi in interazione si eguaglieranno.

Un enunciato più formale del principio zero è il seguente: “esiste una grandezza scalare detta *temperatura*, che è una proprietà di tutti i sistemi termodinamici tale che l'uguaglianza di temperatura è una condizione necessaria e sufficiente per l'equilibrio termico”.

Il **primo principio della termodinamica** può essere formulato nel seguente modo: *la variazione dell'energia interna di un sistema è uguale al calore acquisito dal sistema meno il lavoro compiuto dal sistema*. Esso, dunque, identifica il calore come una forma di energia che può essere convertita in lavoro meccanico ed essere immagazzinata sotto forma di energia interna, secondo l'espressione $\Delta U = Q - L$ (fig. 3).

Per **energia interna** U si intende la somma delle energie cinetiche e di interazione delle diverse particelle di un sistema; Q è il calore scambiato tra ambiente e sistema (positivo se fornito al sistema) e L il lavoro compiuto (positivo se compiuto dal sistema sull'ambiente).

Il primo principio è dunque un'applicazione del principio di conservazione dell'energia al calore

ed ai processi termodinamici: poiché l'energia non può essere né creata né distrutta, la somma della quantità di calore ceduta a un sistema e del lavoro compiuto sul medesimo deve essere uguale all'aumento dell'energia interna del sistema stesso.

Il **secondo principio della termodinamica** rappresenta una limitazione a quanto imposto dal primo principio, poiché nella pratica, sebbene sia possibile convertire completamente una data quantità di lavoro in calore, non è mai possibile trovare un sistema per convertire completamente un dato ammontare di calore in lavoro. Esistono diversi enunciati del secondo principio, tutti equivalenti, e ciascuna delle formulazioni ne mette in risalto un particolare aspetto: esso afferma che *è impossibile realizzare una macchina ciclica che abbia come unico risultato il trasferimento di calore da un corpo freddo a uno caldo* (enunciato di Clausius) o che *è impossibile costruire una macchina ciclica che operi producendo lavoro a spese del calore sottratto a una sola sorgente* (enunciato di Kelvin).

Il secondo principio definisce una nuova funzione di stato: l'**entropia**. L'entropia si può pensare come la misura di quanto un sistema sia vicino allo stato di equilibrio, o, in modo equivalente, come la misura del grado di disordine di un sistema. Il secondo principio afferma che *l'entropia di un sistema isolato non può diminuire*: pertanto, quando un sistema isolato raggiunge una configurazione di massima entropia non può subire trasformazioni poiché esso ha raggiunto l'equilibrio. L'entropia totale di un sistema isolato rimane invariata quando si svolge una trasformazione reversibile ed aumenta quando si svolge una trasformazione irreversibile.

Il **terzo principio della termodinamica** è strettamente legato al secondo, e in alcuni casi è considerato come una conseguenza di quest'ultimo. Può essere enunciato dicendo che *“è impossibile ridurre un qualunque sistema allo zero assoluto con un numero finito di operazioni, qualunque sia il procedimento adottato e comunque si idealizzi il sistema stesso”*. Esso, inoltre, fornisce una precisa definizione della grandezza chiamata entropia.

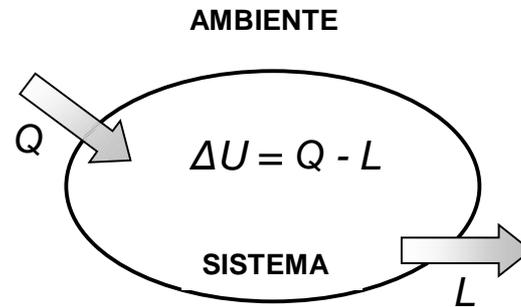


Fig. 3: Primo principio della termodinamica.

2.2. FORME DI CALORE E MODALITA' DI TRASMISSIONE

La trasmissione del calore da un sistema ad un altro avviene secondo i principi della termodinamica: come conseguenza del principio zero, il calore viene trasferito spontaneamente dal sistema a temperatura maggiore a quello a temperatura minore ; in accordo con il primo principio, l'energia termica ceduta da un sistema deve essere uguale a quella ricevuta dall'altro.

L'analisi termodinamica permette di determinare la quantità di calore trasferito da un sistema all'altro, senza alcuna informazione sul tempo impiegato dal processo. Tuttavia, nei problemi pratici è spesso necessario conoscere la rapidità del processo di scambio termico: nel dimensionamento di una caldaia, ad esempio, si deve conoscere in quanto tempo una determinata quantità di calore deve essere fornita, e non il valore numerico di questa (tant'è che si parla di potenza della caldaia).

La quantità di calore scambiata nell'unità di tempo si dice potenza termica, o flusso (Q), espressa nel Sistema Internazionale in watt ($1\text{ watt} = 1\text{ joule} / 1\text{ secondo}$).

Si definisce densità di flusso termico (q) la potenza termica per unità di superficie. Le sue dimensioni, nel Sistema Internazionale sono quelle di una quantità di calore per unità di superficie (W/m^2).

Il trasferimento del calore può avvenire in forma **sensibile** o in forma **latente**.

⇒ CALORE SENSIBILE

La trasmissione del calore sensibile riguarda tutti quei processi fisici nei quali una certa quantità di energia termica è trasferita spontaneamente da un sistema ad un altro a causa di una differenza di temperatura. Il calore sensibile, quindi, si trasferisce spontaneamente dai corpi a temperatura più alta a quelli a temperatura più bassa: l'entità degli scambi dipende soprattutto dalla differenza di temperatura fra i corpi interessati. Il flusso di calore cessa al raggiungimento dell'equilibrio termico, quando cioè le temperature dei corpi implicati nello scambio si eguagliano: basti pensare a due corpi aventi temperature diverse che vengono posti a diretto contatto: dopo un certo intervallo di tempo, essi raggiungono la medesima temperatura finale, compresa fra le due temperature cui si trovavano inizialmente. Il flusso di calore è positivo quando l'energia termica è trasferita da un sistema al suo ambiente, è negativo quando è il sistema a cedere energia termica (fig. 4).

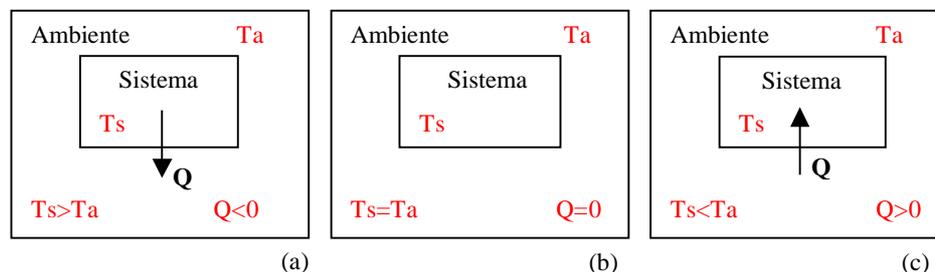


Fig. 4: Se la temperatura del sistema supera quella dell'ambiente circostante, il sistema cede calore all'ambiente (a) finché si stabilisca l'equilibrio termico (b); se la temperatura del sistema è inferiore a quella dell'ambiente circostante, il sistema assorbe calore (c) finché si stabilisce l'equilibrio termico. T_a = temperatura ambiente; T_s = temperatura sistema; Q = flusso di calore.

Il calore sensibile è, quindi, la misura dell'energia che accompagna un cambiamento di temperatura: la quantità di calore sensibile che occorre fornire per incrementare di Δt la massa di un corpo è data da $q = c \cdot m \cdot \Delta t$ [J]

dove c = calore specifico [J / (kg • °C)];

m = massa del corpo [kg];

Δt = gradiente di temperatura [°C].

Il **calore specifico** è la quantità di calore necessaria per innalzare di un grado la temperatura di un kg di materia; il termine $c \cdot m$ è detto **capacità termica** ed esprime l'attitudine di un corpo di massa m ad assorbire o cedere calore; il calore specifico si può anche definire come "capacità termica per unità di massa".

I processi di scambio termico in forma sensibile sono in genere classificati in tre categorie, anche se in pratica non si presenta mai una sola modalità, ma solitamente si ha la combinazione di almeno due di esse. Si tende però di solito ad individuare il tipo di scambio predominante, trascurando, a seconda di vari fattori (dei quali sicuramente molto rilevante è la temperatura), le altre modalità di trasmissione del calore presenti. Le suddette tre categorie sono: *conduzione*, *convezione*, *irraggiamento*.

- *Conduzione*

Il trasferimento per *conduzione* avviene tra corpi che sono a contatto, o tra parti di uno stesso corpo che si trovano a temperature diverse. Esso è causato dal trasferimento di energia cinetica da una molecola a quella adiacente che possiede una velocità di vibrazione minore: poiché la velocità di vibrazione delle particelle è direttamente proporzionale alla temperatura, il corpo caldo cede energia a quello freddo, aumentandone la temperatura, finché non è raggiunto l'equilibrio termico. Quindi, la conduzione può essere pensata come trasferimento di energia a livello atomico tra particelle contigue, senza uno spostamento di materia. In fig.5 si osserva come, ponendo a contatto due corpi a temperature diverse, per conduzione il calore fluisce dal corpo più caldo a quello più freddo finché essi raggiungono una temperatura di equilibrio.

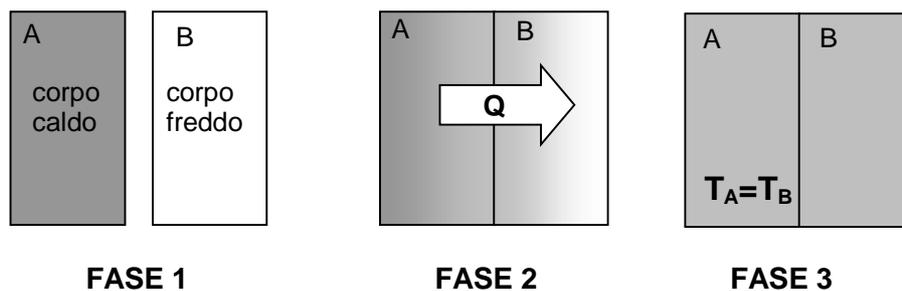


Fig. 5: Trasmissione del calore per conduzione.

Il flusso di calore trasmesso per conduzione nella direzione x ed in regime stazionario (cioè la temperatura dipende solo dalla posizione in cui la si misura e non dal tempo), è proporzionale al gradiente di temperatura in tale direzione, secondo l'espressione matematica della *legge di Fourier*: $q = \lambda \cdot dT / dx$
 λ è il *coefficiente di conduttività termica* (espresso in W/m°C), proprio del tipo di materiale, e rappresenta la capacità del mezzo di trasmettere calore.

La potenza complessiva scambiata per conduzione tra due corpi a contatto può essere espressa come $Q_{\text{cond}} = \lambda \cdot S \cdot dT / dx$

dove S è l'area della superficie di contatto tra i due corpi.

La conduzione pura ha luogo solo nei corpi solidi; in misura limitata essa si verifica anche nei gas e nei liquidi, ma in questi normalmente l'effetto è trascurabile rispetto a quello della convezione.

- *Convezione*

La *convezione* ha luogo quando uno dei due corpi interessati dallo scambio termico è un fluido, e la trasmissione del calore può essere associata ad un trasferimento di materia. In un fluido a temperatura non uniforme, per effetto combinato di un campo di temperatura e di velocità, si determina una distribuzione dei valori di densità variabile da punto a punto, conseguenza dei fenomeni di dilatazione termica: in questi casi le forze gravitazionali provocano continui movimenti delle particelle del fluido, con conseguente miscelazione, favorendo la trasmissione del calore dalle particelle più calde a quelle più fredde. Questo fenomeno prende il nome di *convezione naturale*.

Ad esempio, si ha convezione naturale quando tra due corpi circola un fluido intermedio (detto fluido termovettore), che si riscalda per conduzione a contatto con il corpo caldo, e poi cede il calore quando viene a contatto con il corpo freddo (fig 6).

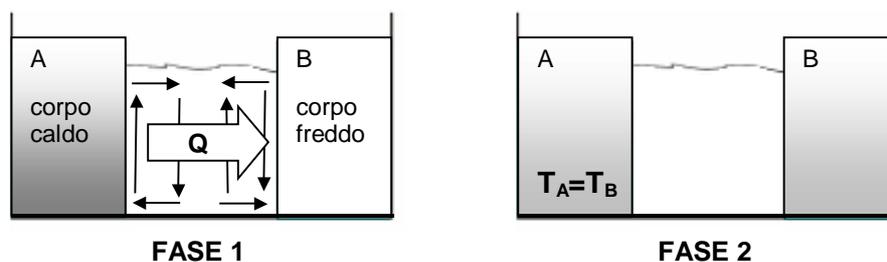


Fig. 6: Trasmissione del calore per convezione.

Il fenomeno della convezione naturale è normalmente sfruttato negli edifici zootecnici, nei quali il gradiente di temperatura tra interno ed esterno dà origine ad una ventilazione naturale molto utile per la regolazione del microclima e per il controllo dei gas nocivi.

Quando invece i movimenti delle particelle del fluido sono imposti da cause meccaniche (una pompa, nel caso di circolazione dell'acqua, o semplicemente l'azione del vento o di un ventilatore), il fenomeno prende il nome di *convezione forzata*. Basta pensare alla caldaia di un termosifone che provoca la circolazione di un fluido, di solito acqua o aria, in modo da riscaldare le stanze della casa, o alla ventola atta a raffreddare la cpu di un computer.

In entrambi i casi (convezione naturale e forzata) la quantità di calore scambiata è proporzionale alla differenza di temperatura.

Tale meccanismo di scambio termico è regolato dalla *legge della convezione di Newton*, che consente di calcolare la densità del flusso termico convettivo di un fluido che lambisce una superficie a temperatura T_1 come $q = h_c \cdot (T_1 - T_f)$ dove T_f è la temperatura del fluido nella zona indisturbata ed h_c è il *coefficiente di scambio convettivo* (in $W/m^2 \cdot ^\circ C$).

Analogamente, la potenza complessiva scambiata per convezione può essere definita come: $Q_{\text{conv}} = h_c \cdot S \cdot (T_1 - T_f)$
dove S indica l'area della superficie a temperatura T_1 .

• **Irraggiamento**

Irraggiamento (o radiazione termica) è il termine usato per indicare la radiazione elettromagnetica emessa dalla superficie di un corpo che si trova ad una certa temperatura. Qualsiasi corpo ad una temperatura al di sopra dello zero assoluto (0 K) è in grado di emettere radiazioni elettromagnetiche, in virtù dello stato di agitazione termica della materia: tale energia si propaga in tutte le direzioni alla velocità della luce. Nel momento in cui la radiazione emessa colpisce un altro corpo, parte viene riflessa e parte assorbita. Tra i due corpi si stabilirà un continuo scambio di energia, con un passaggio netto di calore dal corpo più caldo al corpo più freddo (fig. 7). Il flusso di calore trasmesso dipende dalla differenza tra le temperatura delle superfici radianti e dal potere di emissione (o di assorbimento) delle superfici stesse.

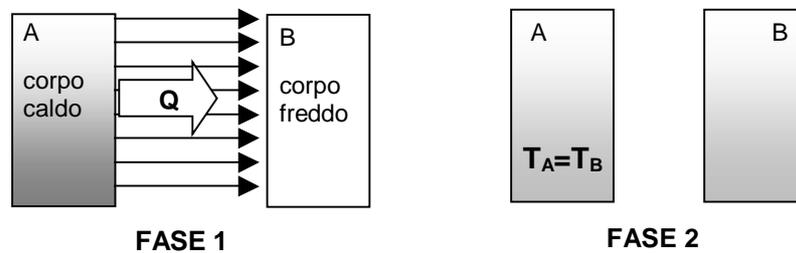


Fig. 7: Trasmissione del calore per irraggiamento.

A differenza delle altre due modalità di scambio termico, l'irraggiamento non richiede la presenza di un mezzo perché vi sia trasmissione di energia, infatti esso è l'unica modalità di scambio termico che avviene anche nel vuoto (basti pensare alla radiazione solare). La potenza termica emessa da un corpo per irraggiamento elettromagnetico dipende dalle caratteristiche della sua superficie emissiva (S) e dalla temperatura assoluta di tale superficie (T_s) secondo la formula

$$Q_e = \sigma \cdot \epsilon \cdot S \cdot T_s^4$$

dove σ è la costante di Stefan-Boltzman, del valore di $5,6703 \cdot 10^{-8} \cdot \text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$, mentre ϵ è il coefficiente di emissività della superficie considerata (assume valori compresi tra 0 e 1 a seconda delle caratteristiche fisiche superficiali).

L'atmosfera può essere considerata un corpo nero in grado di emettere (ed assorbire) calore radiativo, in virtù delle molecole di gas di cui essa è composta.

La potenza termica che un oggetto di superficie S assorbe, sotto forma di energia radiante, dall'ambiente in cui si trova è data da $Q_a = \sigma \cdot \alpha \cdot S \cdot T_{\text{atm}}^4$

dove α è il coefficiente di assorbimento, che assume valori compresi tra 0 e 1, mentre T_{atm} , detta anche "temperatura equivalente di corpo nero", varia principalmente in funzione di umidità relativa e temperatura dell'aria (ad esempio, con UR = 60% e $T_{\text{aria}} = 20^\circ\text{C}$, $T_{\text{atm}} = 273 \text{ K}$).

Considerando che i due fenomeni dell'irraggiamento e dell'assorbimento avvengono sempre contemporaneamente e che al coefficiente di assorbimento α si attribuisce nella pratica lo stesso valore di ϵ , la potenza netta (Q_n) di energia scambiata per irraggiamento da un corpo di superficie S con l'ambiente che lo circonda è espressa come: $Q_n = Q_a - Q_e = \sigma \cdot \epsilon \cdot S \cdot (T_{\text{atm}}^4 - T_s^4)$.

⇒ *CALORE LATENTE*

Si definisce **calore latente** (L) il calore assorbito o ceduto da un corpo durante i passaggi di stato (da solido a liquido e ad aeriforme e viceversa) senza variare la propria temperatura, poiché durante la transizione di fase l'energia fornita alla sostanza non va ad incrementare la temperatura della stessa ma ad agire sui legami intermolecolari.

Ad esempio, se si fa bollire dell'acqua il calore fornito non farà salire la temperatura oltre i 100 °C, ma servirà a spezzare i legami fra le molecole fino a quando tutta l'acqua non si sarà trasformata in vapore.

Quando un campione di massa m subisce un cambiamento di fase completo, il calore totale trasferito è $q = L \cdot m$ [J], con L espresso in J/kg.

Quando il cambiamento di fase avviene dallo stato liquido a quello gassoso (il campione deve allora assorbire calore) o, viceversa, da gas a liquido (il campione deve cedere calore), si parla di **calore latente di vaporizzazione** (L_v). Per l'acqua alla sua normale temperatura di ebollizione o di condensazione, $L_v = 539 \text{ cal/g} = 2260 \text{ kJ/kg}$.

Quando il cambiamento di fase avviene tra lo stato solido e quello liquido o da liquido a solido, il calore latente è chiamato **calore latente di fusione** (L_f). Per l'acqua alla sua normale temperatura di congelamento o di fusione, $L_f = 79.5 \text{ cal/g} = 333 \text{ kJ/kg}$.

La trasmissione del calore in forma latente è un fenomeno complesso, poiché dipende dall'umidità relativa e dalla velocità dell'aria, mentre quello in forma sensibile è funzione solo della differenza di temperatura tra i corpi implicati nello scambio.

2.3. NOZIONI DI TERMO-FLUIDODINAMICA

La **fluidodinamica** è la scienza che studia il comportamento dei fluidi in movimento. Convenzionalmente, i fluidi vengono distinti in liquidi e gas, anche se la classificazione non sempre è netta; nonostante le differenze osservate tra essi alle pressioni ordinarie, il loro comportamento (statico e dinamico) è regolato dalle stesse leggi fondamentali.

La risoluzione di un problema fluidodinamico comporta generalmente la risoluzione di equazioni per il calcolo di diverse proprietà del fluido, come ad esempio velocità, pressione, densità e temperatura, in funzione dello spazio e del tempo.

Nel paragrafo precedente, il processo di trasporto dell'energia termica tra le superfici solide ed i fluidi ed in seno ai fluidi stessi è stato definito "*convezione*".

Se un fluido (aria o acqua) viene a contatto con una superficie solida con temperatura superiore, le particelle fluide adiacenti alla superficie si riscaldano per conduzione, riscaldando a loro volta le altre particelle fluide per effetto degli urti molecolari (ancora per conduzione) e per effetto degli spostamenti macroscopici delle particelle dovute al loro campo di velocità: quindi la trasmissione di calore tra una parete solida ed un fluido a temperatura diversa si ha, in realtà, in seguito alla conduzione in seno al fluido ad al trasporto di energia dovuto al moto del flusso stesso. L'analisi del **meccanismo di scambio termico convettivo, strettamente legato al moto del fluido, richiede la** conoscenza dei principi della fluidodinamica o, per essere più precisi, della "*termofluidodinamica*".

Quando la temperatura della superficie solida è superiore a quella del fluido, il flusso termico locale unitario scambiato per convezione può essere espresso come:

$$q = h \cdot (T_s - T_\infty)$$

dove h è il coefficiente di convezione locale, T_s la temperatura della superficie e T_∞ quella propria del fluido (ad una distanza dalla superficie tale da non sentire l'influenza della stessa).

La determinazione del coefficiente h , indispensabile per il calcolo della potenza termica convettiva, rappresenta uno dei problemi dell'analisi della convezione: esso, infatti, è una funzione complessa delle proprietà termodinamiche del fluido, del tipo di moto, del campo di velocità, nonché della geometria e delle caratteristiche delle superfici.

Si potrebbe allora calcolare il flusso termico attraverso lo strato fluido aderente alla parete ricorrendo all'equazione della conduzione: tuttavia, anche tale operazione risulta problematica poiché il gradiente di temperatura valutato alla parete non è di facile determinazione in quanto influenzato dalla rapidità con cui il fluido in movimento asporta calore, cioè dalla velocità del fluido.

Per cui, l'analisi della convezione si presenta estremamente complessa poiché la trasmissione del calore per convezione nell'immediata vicinanza della superficie è influenzata dalla distribuzione dei valori di velocità e di temperatura.

2.3.1. Concetto di strato limite

In fluidodinamica, per riprodurre i campi di velocità e di temperatura in corrispondenza delle superfici solide, si introducono frequentemente i concetti di:

1. *strato limite di velocità*;
2. *strato limite di temperatura*.

Lo **strato limite** è lo strato di fluido nelle immediate vicinanze di una superficie solida entro il quale la presenza della superficie influenza il campo di velocità e di temperatura del fluido; esso consente di semplificare l'analisi del trasferimento di calore per convezione.

Lo *strato limite di velocità* (o idrodinamico) è convenzionalmente definito come lo strato di fluido all'interno del quale la velocità varia da zero fino al 99% della velocità della corrente fluida indisturbata (detta anche "velocità asintotica"). La fig. 8 rappresenta l'evoluzione dello strato limite di velocità nel caso di deflusso parallelo su una lastra piana: all'interfaccia solido-fluido le forze di adesione e di attrito provocano l'aderenza delle particelle alla superficie, riducendo la velocità a zero, mentre, in conseguenza dell'attrito interno del fluido, che si manifesta attraverso degli sforzi resistenti di taglio τ , la velocità delle particelle sovrastanti tende ad aumentare con gradualità fino a raggiungere la velocità della corrente u_∞ . Nel caso in cui sussista una differenza di temperatura tra superficie e fluido e supponendo che la temperatura della superficie solida (T_w) sia superiore a quella del fluido (T_∞), la trasmissione di calore dalla parete al fluido determina dei gradienti termici che tendono asintoticamente a zero a distanza infinita, per cui è possibile individuare, lungo la lastra, uno *strato limite termico*, entro il quale la temperatura varia dal valore "di parete" fino al 99% del valore di temperatura della corrente indisturbata (fig. 9).

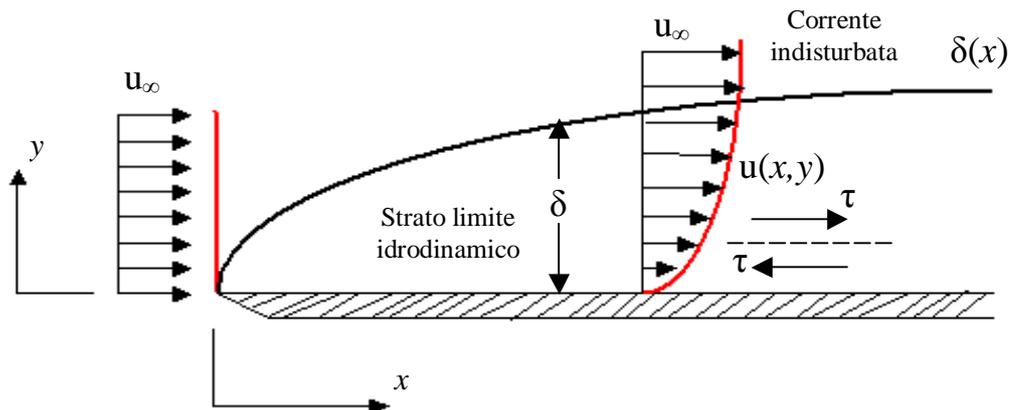


Fig. 8: Evoluzione dello strato limite di velocità .

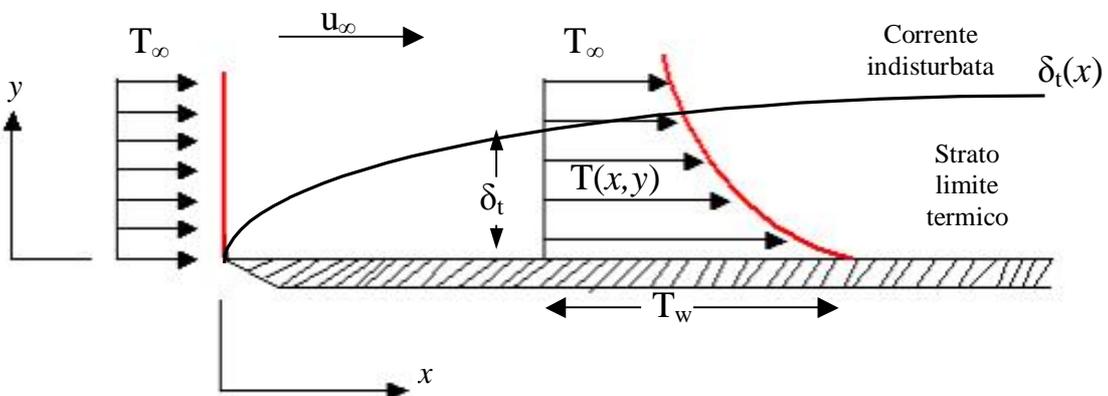


Fig. 9: Evoluzione dello strato limite termico.

In sostanza, lo *strato limite idrodinamico* individua la regione in cui i gradienti di velocità e gli sforzi viscosi assumono valori significativi: la conoscenza del profilo della velocità nello strato limite consente di determinare lo sforzo di taglio viscoso e, di conseguenza, la forza di resistenza agente sulla lastra a causa del flusso.

Analogamente, lo *strato limite termico* individua la regione in cui i gradienti termici ed il flusso termico assumono valori significativi: la conoscenza della distribuzione della temperatura nello strato limite permette di determinare il coefficiente convettivo medio (hm) e, quindi, la quantità di calore trasferita dalla superficie della lastra al fluido.

Ovviamente, qualora si consideri il flusso all'interno di un condotto cilindrico è necessario trasformare le coordinate rettangolari in coordinate cilindriche.

Gli strati limite idrodinamico e termico, seppur diversi, sono legati da un parametro adimensionale noto come *numero di Prandtl* (Pr), che esprime il rapporto tra la viscosità cinematica del fluido (cioè l'attitudine al trasporto diffusivo della quantità di moto nello strato di velocità) e la diffusività termica (attitudine al trasporto diffusivo dell'energia nello strato limite termico): se $Pr = 1$, i processi di diffusione di momento ed energia sono comparabili, per cui gli spessori dei due strati coincidono (gas); se $Pr > 1$, la diffusione del momento è più

grande di quella dell'energia, per cui lo strato limite termico cresce più lentamente dello strato limite idrodinamico (oli); se $Pr < 1$, si verifica una situazione opposta alla precedente (metalli liquidi).

Il *numero di Nusselt* (Nu), invece, esprime il rapporto tra il calore trasmesso per convezione e quello trasmesso per conduzione attraverso un determinato spessore di fluido supposto immobile: se $Nu = 1$ non c'è convezione, ma solo conduzione pura; se Nu è alto c'è scambio prevalentemente per convezione. Occorre precisare che nei fluidi si ha conduzione pura solo se essi sono stagnanti, cioè in quiete macroscopica; ciò si verifica raramente, mentre nella maggior parte dei casi la conduzione è accompagnata dalla convezione e, talvolta, dall'irraggiamento.

2.3.2. Regime laminare e turbolento

Il problema della convezione è quello di trovare delle relazioni che consentano, caso per caso, di determinare il *coefficiente di convezione* (h) e, quindi, il flusso termico.

Un passaggio preliminare consiste nello stabilire se il regime di moto è *laminare* o *turbolento*:

- nel *moto laminare* le particelle di fluido mantengono la velocità parallela alla piastra muovendosi, senza rimescolamenti, secondo linee di corrente chiaramente individuabili;
- nel *moto turbolento* la presenza della componente trasversale della velocità determina moti caotici (vortici) responsabili del rimescolamento delle particelle del fluido; le fluttuazioni causate dall'irregolarità del moto potenziano il trasferimento di quantità di moto e di energia nella direzione normale alla piastra.

Nel caso del moto di un fluido lungo una lastra piana (fig. 10), nel tratto iniziale lo strato limite di velocità è laminare poiché le forze viscosse sono in grado di smorzare i piccoli disturbi presenti nella corrente fluida; penetrando nella piastra, da un certo punto in poi le forze d'inerzia prevalgono sulle forze viscosse, amplificando i disturbi fino a rompere la regolarità del moto laminare. Si crea così una *regione di transizione* tra regime laminare e regime turbolento, altamente instabile, al di là della quale s'instaura un regime completamente turbolento.

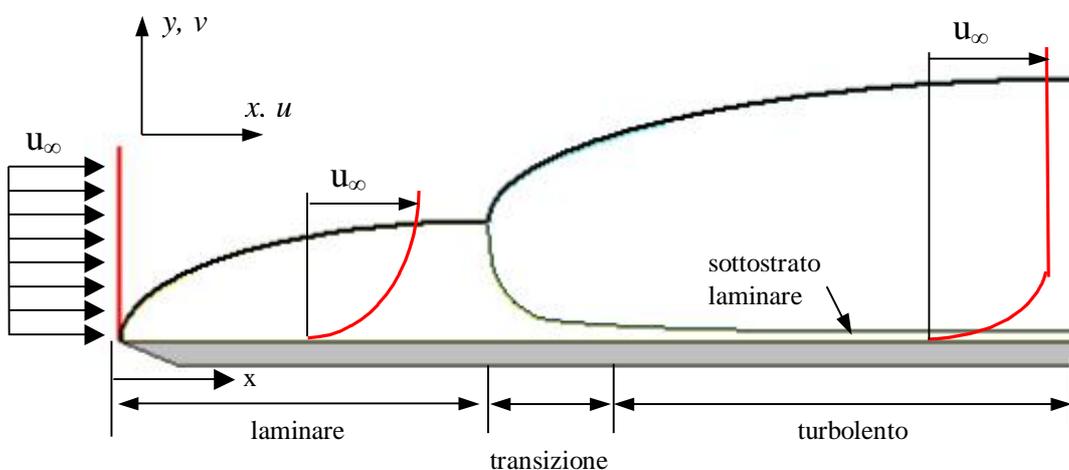


Fig. 10: Profili di velocità per gli strati limite laminare e turbolento nel moto su una piastra.

La transizione da regime laminare a regime turbolento è controllata da un parametro adimensionale chiamato *numero di Reynolds* (Re), definito come:

$$Re_x = (u_\infty \cdot x) / \nu \quad \text{dove } u_\infty = \text{velocità del flusso indisturbato};$$

$x = \text{distanza dal "bordo di attacco"};$
 $\nu = \text{viscosità cinematica (definita come } \mu/\rho).$

Il numero di Reynolds esprime il rapporto tra forze di inerzia e forze viscosi: quando Re è basso le forze viscosi prevalgono su quelle di inerzia ed il moto si mantiene laminare; al crescere di Re le forze di inerzia diventano dominanti e le piccole turbolenze nel fluido vengono amplificate, causando il passaggio al regime turbolento.

Al crescere di x , Re_x aumenta fino a raggiungere un *valore critico* che segna la transizione: se si considera il flusso su una piastra il valore critico del numero di Reynolds è compreso tra 10^5 e $3 \cdot 10^6$, in relazione alla scabrosità della superficie e all'entità delle fluttuazioni preesistenti nella corrente libera, con un valore rappresentativo di $5 \cdot 10^5$.

Il moto dei fluidi reali di rado avviene in maniera regolare: i fenomeni che si incontrano nella vita di tutti i giorni evidenziano di frequente una variabilità spaziale e temporale, non riconducibile ad alcuna regolarità e del tutto casuale ed imprevedibile.

Non è facile né immediato definire la turbolenza. Qui ci si limiterà ad elencare le caratteristiche più importanti di una corrente turbolenta completamente sviluppata:

- *tridimensionalità*: un campo di moto turbolento è sempre tridimensionale;
- *non stazionarietà*: un campo di moto turbolento è sempre non stazionario;
- *casualità*: i profili di velocità istantanei di un campo di moto turbolento sono molto irregolari;
- *vorticità*: il campo di vorticità in una corrente turbolenta occupa tutto lo spazio in modo irregolare;
- *mescolamento*: gli elementi fluidi in una corrente turbolenta tendono a mescolarsi tra loro, portando ad una maggiore diffusione nello spazio delle grandezze macroscopiche rispetto a quello che accade in una corrente laminare.

La turbolenza è quindi caratterizzata da una variazione caotica delle variabili fluidodinamiche (velocità, temperatura, pressione) nello spazio e nel tempo, con l'incremento della resistenza al flusso e della trasmissione del calore quali principali conseguenze. Di fronte ad un moto così variabile diventa impossibile descrivere e prevedere il campo delle variabili fluidodinamiche in un determinato dominio spazio-temporale, per cui la fluidodinamica si limita a studiare i valori medi di tali variabili e si propone di ottenere equazioni valide per la loro determinazione.

Le equazioni cui si perviene hanno un importante significato concettuale, ma non possono essere utilizzate a scopo di calcolo poiché basate solo su valori medi; per le applicazioni pratiche progettuali si ricorre, invece, a modelli basati su relazioni empiriche e semi-empiriche che si propongono di determinare i valori istantanei delle variabili fluidodinamiche in funzione di caratteristiche note o calcolabili del problema (es. geometria del campo di moto). Uno dei modelli sviluppati è quello riportato in fig. 11, che prevede la separazione del campo di flusso in tre sottostrati: nelle immediate vicinanze delle superfici si forma sempre un *sottostrato laminare* dove il trasporto è regolato da processi diffusivi che

comportano profili delle velocità quasi lineari, mentre tra sottostrato laminare e zona turbolenta si forma una zona intermedia in cui diffusione e turbolenza producono effetti comparabili.

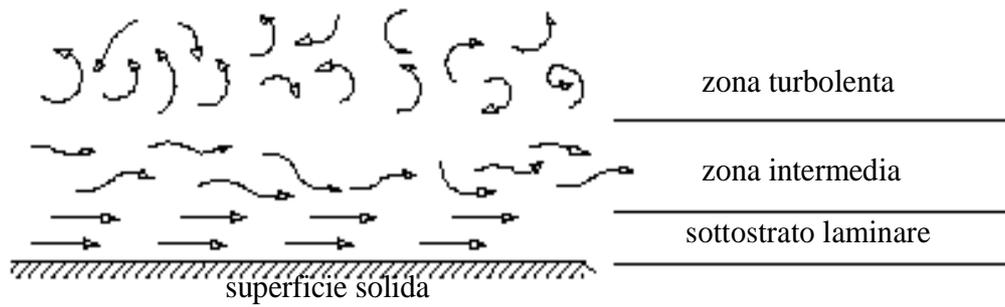


Fig. 11: Modello a tre zone dello strato limite turbolento.

3. MECCANISMI DI TERMOREGOLAZIONE DELLE SPECIE DI INTERESSE ZOOTECNICO

3.1. *BILANCIO ENERGETICO ANIMALE-AMBIENTE ED OMEOTERMIA*

L'animale può essere considerato un sistema termodinamico aperto: esso scambia continuamente energia e materia con l'ambiente circostante. L'utilizzo e la trasformazione dell'energia ad opera dell'organismo segue i principi basilari della termodinamica.

L'energia necessaria per il metabolismo deriva dalla dieta (fig. 1): il contenuto calorico della razione alimentare rappresenta l'energia lorda introdotta; sottraendo all'energia lorda l'energia persa con le feci, si ottiene la misura dell'energia digeribile dell'alimento; parte dell'energia digeribile si perde con le urine (sotto forma di energia chimica) e, nei ruminanti, anche sotto forma di metano e calore derivati dalle fermentazioni; sottraendo questa quota di energia a quella digeribile si ottiene la misura dell'energia metabolizzabile, destinata ai fabbisogni di mantenimento (metabolismo basale, attività fisica ed alimentare); la quantità in eccesso di energia metabolizzabile rappresenta l'energia netta destinata ai processi produttivi (latte, carne, lana, uova, feto). Le funzioni metaboliche citate comportano produzione di calore, tanto maggiore quanto più alti sono il livello alimentare e quello di attività dell'animale.

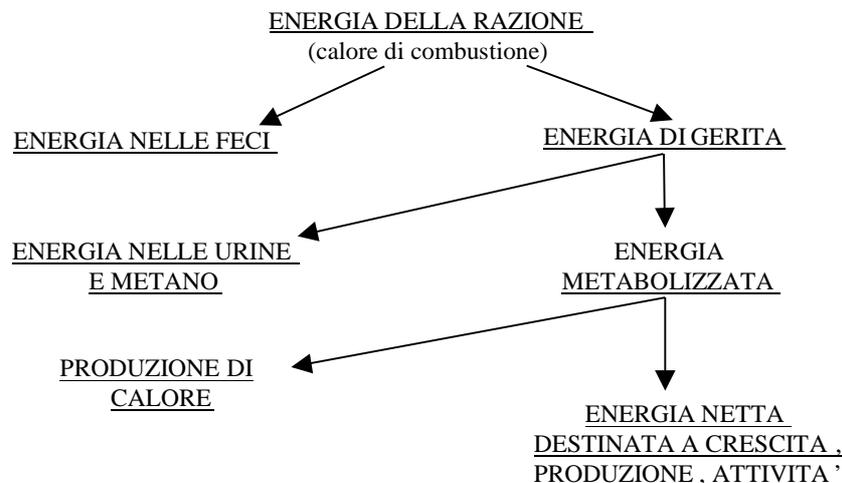


Fig. 1: Utilizzo dell'energia derivata dall'alimento negli animali.

È possibile riassumere gli scambi di energia tra animale ed ambiente con la relazione: $A+Q_i=M+L+P+Q_c$

dove A= energia ricevuta dagli alimenti;

Q_i = calore ricevuto da eventuali sorgenti presenti nell'ambiente circostante;

M= energia emessa attraverso le funzioni metaboliche (feci, urine, gas);

L= energia meccanica spesa per il lavoro;

P= energia destinata alla produzione;

Q_c = calore ceduto all'ambiente.

La dispersione di calore (Q_c) deriva dal fatto che gli animali allevati sono **omeotermi**, devono cioè mantenere pressochè costante la loro temperatura corporea interna per salvaguardare le funzioni vitali dell'organismo.

Si possono distinguere diverse classi di omeotermi in funzione delle temperature corporee interne, con un range che va dai 36°C degli elefanti ai 43 °C di alcuni uccelli: in tab. 1 sono riportate le temperature corporee interne di alcune specie di interesse zootecnico.

Tab. 1: Temperature corporee interne delle specie di maggior interesse zootecnico.

specie	Temp. corporea
Bovini	38.5 °C
Suini	39 °C
Ovini	39 °C
Caprini	40 °C
Avicoli	41.7 °C
Equini	38 °C

Per mantenere l'equilibrio termico, è necessario un continuo bilanciamento tra calore prodotto durante la trasformazione degli alimenti, o ottenuto dall'ambiente, e quello trasferito all'ambiente.

L'animale cede all'ambiente calore in forma sensibile ed in forma latente (fig. 2).

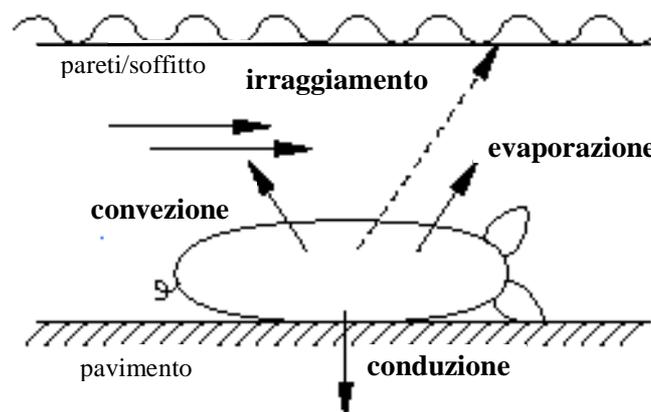


Fig. 2: Modalità di dispersione del calore animale.

Il **calore sensibile** è trasferito all'esterno del corpo dell'animale attraverso tre vie:

- **conduzione**: l'animale cede calore alle superfici con le quali viene a contatto;
- **convezione**: l'animale cede calore all'aria circostante quando l'aria relativamente calda a contatto dal corpo dell'animale viene sostituita dall'aria circostante più fredda;
- **irraggiamento**: è una propagazione di calore sotto forma di onde elettromagnetiche dalla superficie corporea verso le strutture più fredde del ricovero (pareti, soffitto, pavimento).

Le perdite di calore conduttivo e radiativo dipendono essenzialmente dalla differenza tra temperatura della superficie corporea e temperatura delle superfici circostanti, per cui esse sono limitate quando i gradienti di temperatura sono di

scarsa entità; la perdita di calore convettivo, invece, dipende anche dalla velocità dell'aria circostante, perciò è favorita dal movimento dell'aria e limitata da tutto ciò che ostacola il flusso d'aria sulla pelle (ad esempio, la presenza di peli); una cessione di calore per convezione si verifica anche nel tratto respiratorio, in funzione della differenza tra le temperature di aria inspirata ed aria espirata;

Il **calore latente**, comunemente espresso come produzione di vapore acqueo da parte dell'animale (g/h), è il calore di evaporazione dell'acqua, ceduto dall'animale attraverso tre modalità:

- diffusione passiva di vapore acqueo attraverso la pelle;
- evaporazione del sudore secreto dalle ghiandole sudoripare sulla superficie cutanea;
- evaporazione di acqua dal tratto respiratorio.

La dispersione di calore in forma latente determina un aumento dell'umidità dell'ambiente.

L'animale, oltre a cederne, può acquisire calore sotto forma sensibile dalle superfici più calde degli elementi costitutivi del ricovero.

La quantità di calore scambiato all'interfaccia animale-ambiente (in entrata o in uscita) dipende, oltre che dalla temperatura ambiente (in particolare dalla differenza tra temperatura cutanea e temperatura dell'aria), anche dalla **resistenza termica periferica** dell'animale, cioè dalla resistenza che il flusso di calore incontra nel suo cammino dalle cavità interne all'atmosfera esterna (o viceversa).

Tale resistenza è data da tre componenti:

1. **resistenza interna**: determinata dalla presenza dello strato adiposo e dalla rete periferica di capillari; essa può essere modificata attraverso la costrizione/dilatazione dei vasi sanguigni periferici.
2. **resistenza superficiale**: determinata dalla presenza dei peli o della pelliccia, in grado di imprigionare strati di aria che svolgono un'azione coibente. L'orripilazione ad opera dei muscoli piliferi aumenta la resistenza termica esterna poiché permette di catturare una maggior quantità di aria.
3. **resistenza ambientale**: comprende le componenti convettiva e radiativa del flusso di calore nel passaggio dalla superficie dell'animale all'ambiente; la componente convettiva è influenzata dalla geometria del corpo dell'animale e dall'entità del movimento dell'aria (elevata velocità rimuove gli strati di aria calda a diretto contatto con l'animale, favorendo la dispersione di calore); la componente radiativa è influenzata dalla capacità della superficie corporea di assorbire e cedere calore sotto forma di onde elettromagnetiche (emissività).

Bisogna osservare che lo scambio di calore radiativo tra due animali si può approssimare a zero, poiché essi hanno più o meno la stessa temperatura corporea: un animale allevato in gruppo cede calore raggianti in direzione delle pareti e del soffitto, ma non verso gli altri animali; anche per tale motivo esso è in grado di sopportare temperature ambientali più basse, oltre che per la riduzione dell'area della superficie corporea esposta.

Il mantenimento del bilancio termico da parte degli animali domestici è schematicamente illustrato nella fig. 3.

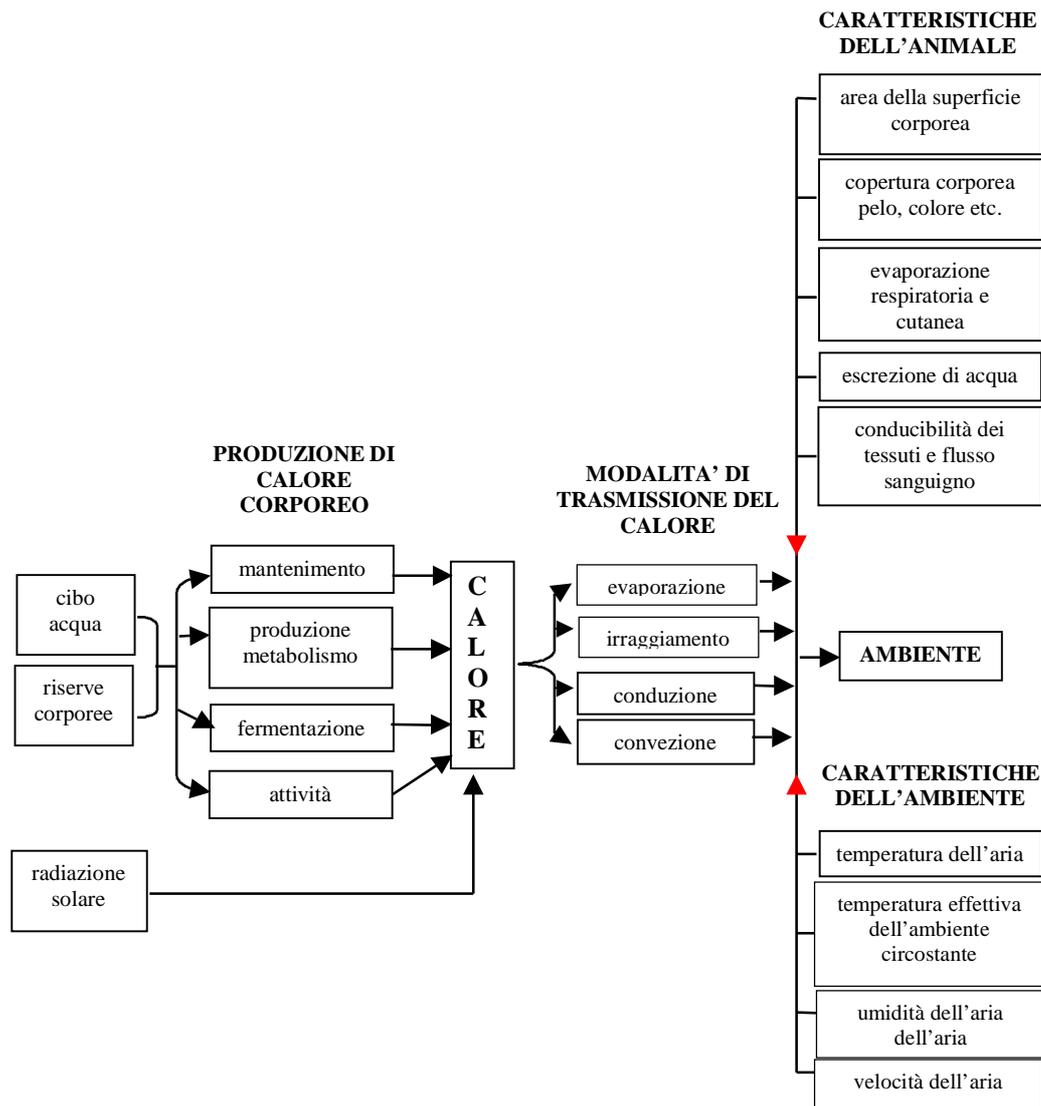


Fig. 3: Fattori che influenzano il bilancio termico degli animali omeotermi.

3.2. PARAMETRI CLIMATICI CHE INFLUISCONO SUL BILANCIO TERMICO ANIMALE

Tra le variabili climatiche che caratterizzano l'ambiente in cui l'animale vive, la **temperatura** è senz'altro quella di maggior influenza sul bilancio termico corporeo, poiché la dispersione di calore in forma sensibile da parte dell'animale è funzione del gradiente termico. Il diagramma in fig. 4 costituisce una rappresentazione generalizzata e schematica dell'influenza della temperatura ambientale sugli scambi energetici tra animale ed ambiente. In questo contesto per temperatura ambientale non si intende la semplice temperatura dell'aria, ma si tiene conto della temperatura radiante e della velocità dell'aria: Mount, autore dal quale il diagramma in fig. 4 è stato attinto, definisce la temperatura ambientale come la temperatura media radiante dell'aria in regime di convezione naturale e con umidità relativa del 50%.

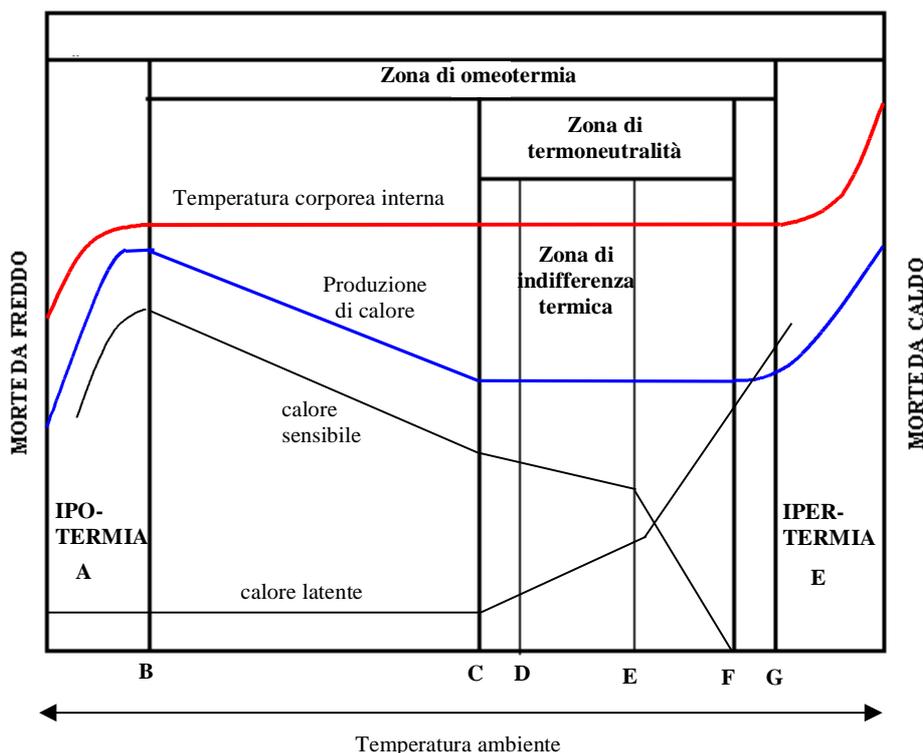


Fig. 4: Relazione tra produzione di calore, dispersione di calore in forma sensibile ed in forma latente e temperatura corporea interna di un animale omeotermo a digiuno, in funzione della temperatura ambientale. (da Mount, 1974).

Per ogni animale esiste un intervallo di temperatura ambientale, detto zona di omeotermia (fig. 4, zona da B a C), all'interno del quale l'organismo riesce a mantenere costante la propria temperatura corporea interna; entro la zona di omeotermia si distingue una zona di neutralità termica (fig. 4, zona da C a F), all'interno della quale la produzione di calore è indipendente dalle condizioni microclimatiche e varia principalmente in relazione al livello nutritivo ed al peso dell'animale, mentre l'utilizzazione dell'energia a fini produttivi raggiunge i più alti valori: in tale intervallo la temperatura ambientale influisce solo sulla tipologia di calore disperso, poiché al suo variare l'eventuale minor dispersione di calore sensibile è compensata dall'aumento della quota di calore latente e viceversa. La zona di termoneutralità è delimitata, in basso, dalla temperatura critica inferiore (C) e, in alto, dalla temperatura critica superiore (F):

- la temperatura critica inferiore è definita come la temperatura ambientale al di sotto della quale l'animale è costretto ad aumentare la produzione di calore per mantenere l'omeotermia (in pratica è la temperatura più bassa alla quale corrisponde la minima produzione di calore);
- la temperatura critica superiore è la temperatura ambientale al di sopra della quale gli animali aumentano la produzione di calore come conseguenza del lavoro muscolare richiesto per l'incremento della frequenza respiratoria e di quella cardiaca.

All'interno della zona di termoneutralità si trova la zona di indifferenza termica (fig. 4, zona da D a E) nella quale l'animale compie il minimo sforzo termoregolatorio ed è assente qualsiasi sensazione di caldo o di freddo, infatti:

- i capillari sanguigni a livello cutaneo non sono né completamente dilatati né completamente costretti;
- la dispersione di calore latente dalla pelle e dal tratto respiratorio è ai minimi livelli;
- i peli non sono eretti (minima piloerezione);
- non si evidenzia nessuna risposta comportamentale al caldo o al freddo.

Uscendo dalla zona di indifferenza termica, l'animale inizia a risentire delle condizioni ambientali e, per mantenere l'equilibrio termico, deve attivare dei meccanismi di difesa fisici (descritti nel par. 3.1.) e chimici contro le alte e le basse temperature.

Ø Con temperature al di sotto della zona di indifferenza termica (D):

Per limitare la dispersione di calore sensibile, notevole con basse temperature ambientali, l'omeotermo in un primo momento ricorre a mezzi fisici: l'ischemizzazione della cute tramite vasocostrizione periferica limita la dispersione di calore a livello cutaneo (la riduzione della quantità di sangue circolante a livello cutaneo provoca un abbassamento della temperatura della superficie corporea con conseguente riduzione del gradiente termico tra cute ed ambiente); la piloerezione incrementa il grado di isolamento del mantello, impedendo che gli strati di aria a contatto con la cute vengano rapidamente sostituiti da strati più freddi; la diminuzione del ritmo respiratorio riduce le perdite di calore per evaporazione. Dal punto di vista comportamentale, si assiste all'ammassamento degli animali allo scopo di ridurre la superficie corporea che scambia calore con l'esterno.

Quando la temperatura ambientale cade al di sotto della temperatura critica inferiore (C) e l'animale ha massimizzato la resistenza alla dispersione del calore, vengono attivati meccanismi di regolazione biochimica allo scopo di incrementare la produzione di calore, contemporaneamente all'aumento dell'assunzione di alimento al fine di accrescere l'introduzione di energia. Tuttavia, con temperature al di sotto del limite omeotermico inferiore (B), il calore prodotto non è sufficiente a compensare le perdite e la temperatura corporea inizia a diminuire, fino alla morte dell'animale.

Ø Con temperature ambientali al di sopra della zona di indifferenza termica (E):

La vasodilatazione periferica favorisce un maggior afflusso di calore dall'interno dell'organismo alla superficie corporea, ma le alte temperature esterne limitano notevolmente l'eliminazione di calore in forma sensibile, per cui l'animale cerca di incrementare la dispersione di calore in forma latente per evaporazione attraverso la pelle (sudorazione) e le vie respiratorie (polipnea). Nello stesso tempo, si riduce l'assunzione di alimento per limitare la produzione calorica, mentre aumenta quella di acqua per coprire le perdite idriche, conseguendo anche un effetto termoregolatorio (dovendo l'animale portare l'acqua ingerita alla temperatura corporea). Per quanto l'animale intensifichi la dispersione di calore latente, se la temperatura ambientale sale oltre il limite omeotermico superiore (G) l'aumento della temperatura corporea è inevitabile, anche in seguito alla produzione di calore derivante dal lavoro muscolare richiesto dall'incremento delle frequenze cardiaca e respiratoria. In casi estremi si ha la morte per caldo.

All'esterno della zona di indifferenza termica, quindi, l'individuo è costretto a consistenti modificazioni funzionali, strutturali e comportamentali per adattarsi alle avverse condizioni ambientali: in questo caso si dice che l'animale è in uno stato di **stress termico**.

Nonostante la temperatura rappresenti il parametro climatico di maggior influenza sul bilancio termico animale, la sua azione può essere rafforzata o, al contrario, indebolita da altri fattori climatici quali umidità relativa e velocità dell'aria ed il carico di calore radiativo.

In generale, gli animali da reddito che vivono alle nostre latitudini sono in grado di adattarsi ad umidità relative dell'aria comprese tra il 50% e l'80%; tuttavia, elevati tassi igrometrici in situazione di caldo estivo sono di ostacolo alla dispersione di calore latente, oltre che favorire la moltiplicazione di batteri, di parassiti e soprattutto di muffe, mentre in inverno riducono la resistenza termica superficiale; una bassa umidità dell'aria, come si riscontra spesso d'inverno nelle stalle riscaldate, favorisce la secchezza delle vie respiratorie, aumenta la predisposizione alle infezioni e favorisce altresì la formazione di polvere nella stalla.

Il movimento dell'aria sulla superficie corporea influisce sulla dispersione di calore, sia in forma sensibile che in forma latente: quando la temperatura dell'aria è inferiore a quella della superficie animale, un incremento della velocità ha il potenziale di aumentare la dispersione di calore sensibile da parte dell'animale, mentre con temperature dell'aria superiori a quella cutanea, esso accresce il carico di calore sensibile sull'animale. L'aumento della velocità dell'aria inoltre incrementa la dispersione di calore in forma latente, anche se l'entità del fenomeno dipende dalla differenza nella pressione di vapore tra cute ed aria. Quindi, il movimento dell'aria, combinato con la temperatura, esercita un influsso decisivo sulla possibilità degli animali di liberare calore in situazioni di caldo eccessivo e di evitare ipotermie in presenza di temperature basse, per cui in estate una maggiore velocità è senz'altro favorevole poiché accelera l'evaporazione cutanea e la dispersione di calore, mentre in situazione invernale sono da preferire velocità dell'aria molto basse per non accrescere la dispersione di calore.

L'ambiente termico non può essere descritto solo in termini di temperatura dell'aria: gli scambi di calore sotto forma di onde elettromagnetiche possono incidere in maniera considerevole sul bilancio termico. Per gli animali allevati all'aperto (fig.5) la voce più importante è rappresentata dalla radiazione solare incidente, sia diretta che diffusa, la cui intensità dipende dal periodo dell'anno e dall'ora del giorno, dall'area della superficie animale esposta, dal colore del mantello, nonché dalla capacità di riflessione del terreno; in questi caso, è importante che l'animale disponga di zone d'ombra per il riparo dalle radiazioni solari nelle ore di maggiore intensità.

Sul bilancio termico di animali allevati al chiuso il carico solare diretto incide ben poco, mentre essi possono assorbire calore radiativo da pareti, copertura e dalle superfici delle strutture del ricovero.

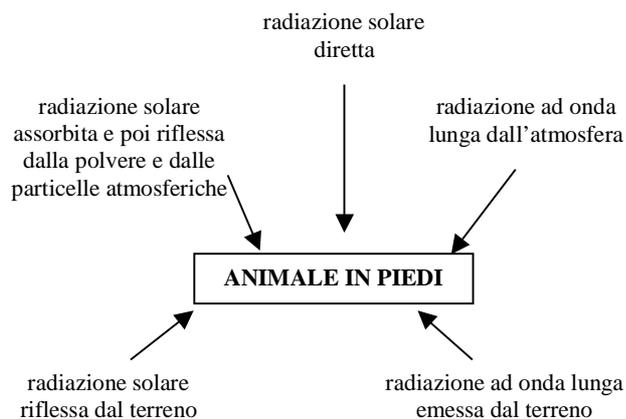


Fig. 5: Fonti di radiazioni che incidono su un animale in piedi all'aperto. (da Robertshaw e Finch, 1976).

3.3. FATTORI CHE INFLUISCONO SULLA CAPACITA' DI ADATTAMENTO ALLA VARIAZIONE DELLA TEMPERATURA AMBIENTALE

La capacità di adattamento degli animali alla variazione della temperatura ambientale è chiaramente esaurita quando i meccanismi fisiologici (ad esempio brividi di freddo, sudorazione) ed etologici (come rizzare il pelo, ansimare, aumentare o diminuire il consumo di alimenti) di termoregolazione non sono più sufficienti per mantenere la temperatura interna corporea, dunque al di fuori della zona di termoneutralità (fig. 3, zona B-G), per cui esistono dei limiti non valicabili senza gravi ripercussioni sulle condizioni fisiologiche e sullo stato di salute dell'animale.

In generale, la resistenza è maggiore per il freddo che per il caldo, giacché il metabolismo può aumentare notevolmente mentre non può scendere al di sotto del minimo costituito dal metabolismo basale. Esistono tuttavia differenze tra gli individui nel modo di percepire i fattori ambientali e di reagire ad essi, per cui non tutti gli animali sono sotto stress in condizioni ambientali simili.

I limiti del range ottimale delle variabili ambientali, in genere specificati in termini di temperatura ed umidità relativa, dipendono da un elevato numero di fattori, suddivisibili in tre gruppi:

1. fattori individuali

La capacità di adattamento alle alte e alle basse temperature varia in primo luogo in funzione della specie. Ad esempio, la specie suina mal si adatta ai climi caldi: lo spesso strato di grasso sottocutaneo ostacola il flusso di calore sensibile dall'interno alla superficie dell'organismo, mentre la scarsa dotazione di ghiandole sudoripare e la limitata capacità respiratoria limitano notevolmente la dispersione del calore in forma latente.

All'interno di una stessa specie, poi, esistono differenze in funzione di razza, età, peso corporeo (variazione della superficie disperdente specifica), sesso, stato fisiologico (lattazione, gestazione), livello produttivo, condizioni fisiche, grado di isolamento termico dell'animale. Ad esempio, nei giovani le due temperature critiche sono più elevate rispetto agli adulti della stessa specie, anche se l'ampiezza della zona di neutralità termica è notevolmente inferiore; gli animali grandi e di elevata produttività hanno maggiori difficoltà con il caldo che con il freddo.

2. fattori ambientali

L'ambiente in cui l'animale vive è estremamente complesso, poiché comprende fattori fisici, chimici e biologici, e ciascuno di essi può modificarsi nello spazio e nel tempo. Oltre ai già citati parametri climatici (temperatura, umidità relativa, velocità dell'aria, carico di calore radiativo), sul comfort termico degli animali influiscono fattori quali le caratteristiche dell'involucro edilizio (pavimentazione, pareti e coperture), il sistema di ventilazione, la tipologia di stabulazione e la densità di allevamento.

Animali tenuti individualmente, ad esempio, hanno un maggiore bisogno di calore rispetto agli animali tenuti in gruppo, poiché vengono a mancare il meccanismo di termoregolazione sociale (il contatto corporeo con gli altri animali) e la possibilità di soggiornare in microclimi protetti (es. nicchie).

3. fattori nutritivi: qualità dell'alimento e livello nutritivo.

Nella tabella 2 sono riportati alcuni dei fattori che influiscono sulla capacità di adattamento degli individui alle condizioni termiche stressanti.

Fattore	Temperatura ambientale	
	Bassa	Alta
Aumento dell'età	+	-
Consumo elevato di alimenti	+	-
Produttività elevata	+	-
Gestazione	+	-
Movimento	+	-
Pelame spesso	+	-
Lettiera abbondante e asciutta	+	-
Tenuta in gruppo	+	-
Tenuta individuale	-	+
Vento	-	+
Irraggiamento solare	+	-
Acclimatazione (al freddo o al caldo)	+	+

Tab. 2: Fattori in funzione dei quali gli animali sopportano meglio (+) o peggio (-) temperature ambiente alte o basse, secondo Bianca (1979).

Pertanto, la definizione dei valori critici di temperatura per le varie categorie di animali risulta un'operazione estremamente complessa, che va studiata caso per caso a seconda delle caratteristiche degli individui considerati e delle condizioni particolari di allevamento.

Da un punto di vista prettamente economico, riveste maggior interesse la temperatura al di sopra della quale gli animali riducono l'assunzione di alimento, con conseguente riduzione delle produzioni. Si è già detto che il massimo utilizzo dell'energia della razione a fini produttivi si ha entro la zona di indifferenza termica (fig. 4, zona D-E), mentre con temperature al di sotto della zona di indifferenza termica (fig. 4, D) l'energia netta destinata a crescita e produzione si riduce poiché è necessaria una maggior quota del calore totale per compensare la cessione di calore all'ambiente; con temperature al di sopra della zona di indifferenza termica (fig. 4, E) gli animali riducono l'assunzione di alimento (perdono appetito) per compensare l'accresciuta difficoltà nel disperdere calore (poiché la temperatura ambientale è più vicina a quella corporea).

Per gli animali riproduttori, questa temperatura può essere quella al di sopra della quale si ha una caduta della capacità riproduttiva, con conseguenti danni economici.

Purtroppo, questa temperatura critica "economica" non è di facile determinazione poiché anch'essa è influenzata da numerosi fattori, non solo di carattere ambientale, ma anche strettamente legati all'animale.

3.4. INDICATORI ETOLOGICI DI CARENZE NELLE CARATTERISTICHE CLIMATICHE DEL RICOVERO

Il comportamento degli animali è caratterizzato da chiare reazioni quando il clima della stalla non corrisponde ai loro bisogni. Si riportano in seguito alcuni esempi relativi alle specie di maggior interesse zootecnico.

Con temperature troppo basse:

- Ø I **suini** non si stendono più sul fianco, ma solo sul ventre al fine di ridurre la quantità di calore corporeo liberato al suolo; se la temperatura diminuisce ulteriormente, gli animali tendono ad ammassarsi gli uni sugli altri, poiché attraverso il contatto con il suolo e con l'aria perdono una quantità eccessiva di calore. Quest'ultimo comportamento può causare una forte agitazione nel box in quanto gli animali che si trovano ai bordi del mucchio tentano continuamente di portarsi al centro. Un ulteriore elemento indicatore di temperature troppo basse per i suini sono i brividi di freddo. Nei box per il parto, temperature troppo basse possono causare un aumento del numero di decessi dei lattonzoli nei primi giorni dopo il parto.
- Ø Nei **bovini**, temperature troppo basse sono segnalate dal pelame rizzato. Anch'essi, come i suini, tendono a stendersi sul ventre per limitare la cessione di calore al suolo. Vanno considerate critiche le situazioni in cui a temperature basse il pelame resta bagnato fino alla radice per periodi lunghi, nonché le situazioni in cui in condizioni climatiche di freddo e di umidità non tutti gli animali dispongono di un riparo.
- Ø Nelle **galline ovaiole**, temperature troppo basse possono causare assideramenti, ad esempio della cresta; a ciò si aggiungono un considerevole aumento dell'assunzione di alimenti e la diminuzione del numero di uova deposte.

Con temperature troppo elevate:

- Ø I suini cercano di liberare calore stendendosi su superfici fresche e preferibilmente umide, con il corpo totalmente disteso, ed evitano il più possibile il contatto con i compagni di box. Addirittura, non si stendono più nel settore del box previsto a tale scopo bensì nel settore riservato alle attività e in quello per la defecazione. Può persino succedere che alcuni animali manipolino i dispositivi per l'abbeveraggio per creare vicino agli abbeveratoi dei punti umidi nei quali sdraiarsi. Un altro indicatore di temperatura troppo elevata è il forte insudiciamento degli animali che tendono a sdraiarsi e a rotolarsi nel fango del defecatoio e del settore riservato alle attività. In presenza di temperature troppo alte, inoltre, i suini ansimano fortemente e mostrano una diminuzione dell'appetito: il contenuto dei trogoli non viene interamente consumato e gli animali si tengono lontani dai trogoli automatici per il foraggiamento a volontà.
- Ø Nei **bovini**, il pelame risulta intriso di sudore. Nella stalla con temperature troppo elevate gli animali evitano di sdraiarsi nel settore di riposo con pavimenti ben isolati (rivestiti di lettiera profonda, materassi di paglia o tappeti morbidi) e spostano il giaciglio su pavimenti duri e non isolati; essi, inoltre, passano più tempo in piedi che coricati. Ulteriori reazioni a temperature elevate sono l'aumento della frequenza del respiro e la perdita

dell'appetito, riscontrabile sulla base della diminuzione del consumo di alimenti e della produzione di latte. Quando gli animali sono al pascolo, problemi legati al calore possono manifestarsi se, in presenza di un irraggiamento solare intenso, di temperature elevate e di un ridotto movimento dell'aria, non sono disponibili sufficienti posti all'ombra.

- Ø Le **galline ovaiole** diminuiscono la deposizione delle uova, insieme ad un notevole aumento del consumo d'acqua. Se la temperatura resta troppo alta per un periodo prolungato, gli animali non si muovono quasi più, restano in piedi con le ali sollevate e il becco aperto, ansimando fortemente. In casi estremi, una temperatura eccessivamente alta può causare il decesso anche di numerose galline di uno stesso effettivo.

4. TEORIE SUGLI SCAMBI TERMICI DEGLI ANIMALI: MODELLI DI SIMULAZIONE DEL BILANCIO TERMICO ANIMALE-AMBIENTE

4.1. INTRODUZIONE

Nel precedente capitolo l'animale è stato definito come un sistema termodinamico che scambia continuamente energia e materia con l'ambiente circostante; si è parlato dei meccanismi termoregolatori attivati dall'individuo omeotermo per il mantenimento dell'equilibrio termico; si sono richiamati i principali parametri ambientali in grado di influire sul bilancio termico animale-ambiente, primo fra tutti la temperatura, e si è parlato della variazione della capacità di adattamento dell'animale in funzione di fattori individuali e nutrizionali. Esistono numerosi modelli che trattano del *bilancio termico animale-ambiente*, tutti basati sul presupposto che condizione necessaria per l'equilibrio termico è che vi sia un bilanciamento tra calore prodotto e/o acquisito dall'individuo e calore disperso dall'organismo; essi si propongono, in generale, di predire gli scambi termici tra gli animali ed il loro ambiente, e le loro risposte fisiologiche in funzione delle condizioni climatiche. Si tratta, spesso, di semplici modelli basati su relazioni empiriche tra attività metabolica e clima. Un esempio è rappresentato dal procedimento teorico standard messo a punto dal gruppo di lavoro della sezione II della CIGR (*Commission International du Génie Rural*) per il calcolo del calore totale e delle quote di calore sensibile e latente prodotti da animali di differenti specie ed in diverse condizioni ambientali: le equazioni proposte permetterebbero di determinare la variazione, rispetto alla temperatura di termoneutralità (assunta, per la maggior parte degli animali adulti, pari a 20°C) della produzione di calore al variare della temperatura ambientale entro il range 0°C-40°C ed in funzione di massa corporea, livello produttivo (latte, carne, uova, feto) e concentrazione energetica della razione alimentare. Dall'applicazione di tali relazioni si rileva, ad esempio, una riduzione della produzione complessiva di calore per incremento unitario della temperatura oltre i 20°C dello 0.4 % nei bovini, dell'1.2% nei suini e del 2% nei polli (fig. 1).

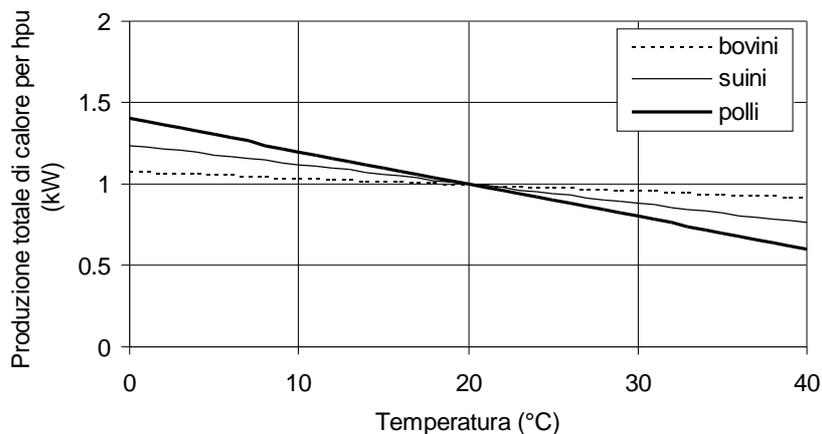


Fig. 1: Produzione totale di calore da parte di bovini, suini e polli, al variare della temperatura ambientale; 1 hpu= 1000 W di calore totale prodotto a 20°C. (da CIGR, 2002).

La fig. 2 mostra una stima approssimativa della produzione totale di calore e della ripartizione tra le quote sensibile e latente, applicabile per specie e condizioni di allevamento delle quali non si dispone di informazioni specifiche.

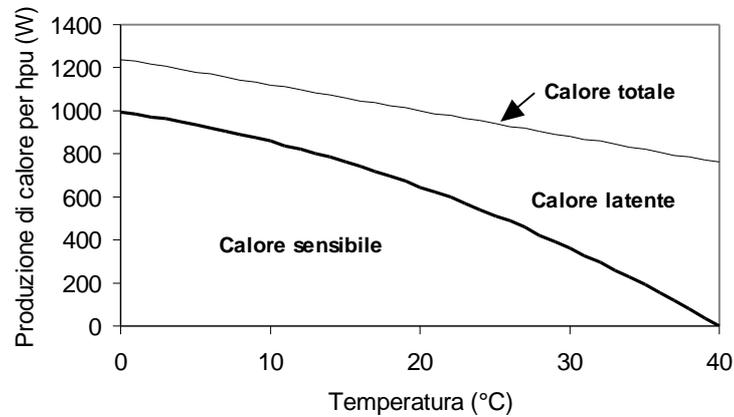


Fig. 2: Diagramma di base per la proporzione tra calore sensibile e latente, in relazione alla temperatura ambientale. 1 hpu= 1000 W di calore totale prodotto a 20°C. (da CIGR, 2002).

Qualora si disponga di maggiori informazioni, le equazioni generali possono essere gradualmente sviluppate (fig. 3).

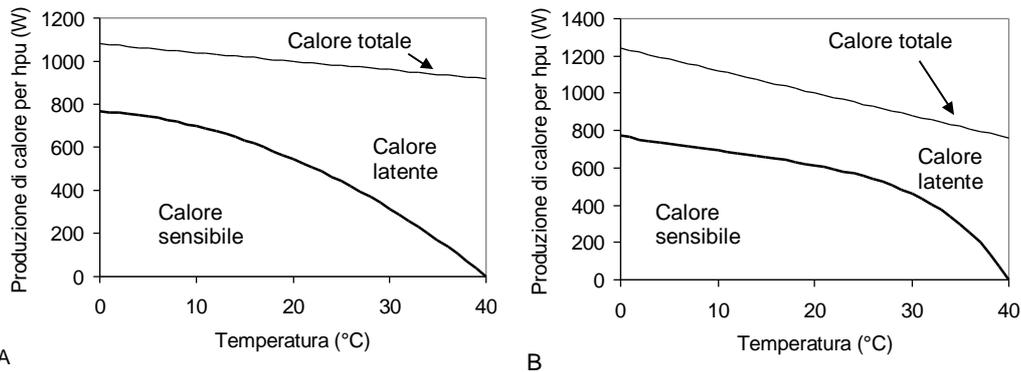


Fig. 3: Produzione di calore totale, sensibile e latente da parte di vacche da latte con produzione 25 kg/giorno, in stabulazione fissa (A) e suini all'ingrasso su pavimento pieno o parzialmente fessurato (B). 1 hpu= 1000 W di calore totale prodotto a 20°C (da CIGR, 2002).

Un altro fattore di cui tener conto è la variazione giornaliera nella produzione di calore legata al ritmo giornaliero negli allevamenti commerciali: la CIGR propone modelli teorici per misurare, in ogni ora nell'arco della giornata, l'attività dell'animale ed effettuare una correzione, su base oraria, della quantità di calore prodotto (totale, sensibile e latente) in funzione dell'attività. I modelli generali sono il modello "a dromedario", per animali che manifestano un unico picco giornaliero di attività (ad esempio, animali alimentati ad libitum) (fig. 4.A), ed il modello "a cammello", per animali che manifestano due picchi massimi giornalieri di attività (fig. 4.B).

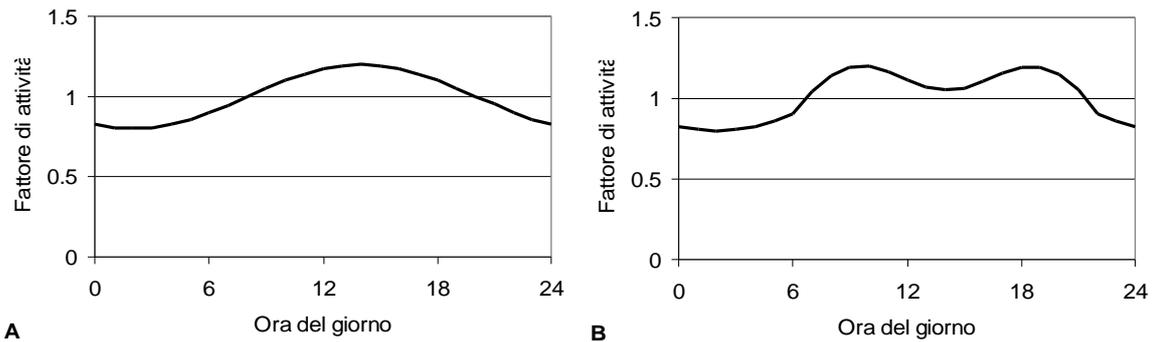


Fig. 4: Correzione standard della produzione di calore da parte dell'animale dovuta alla variazione giornaliera. A: modello a dromedario; B: modello a cammello. (da CIGR, 2002).

Le relazioni ottenute si basano su dati sperimentali raccolti in ricoveri zootecnici siti in diverse regioni nord-europee: essi sono perciò riferiti a sistemi di allevamento, tipologie di produzione e condizioni ambientali tipiche di quelle regioni e, quindi, non perfettamente applicabili, ad esempio, alla realtà mediterranea. Inoltre, i dati in questione derivano da ricerche focalizzate per lo più sul calore totale prodotto dagli animali, per cui le informazioni sulla produzione di calore in forma sensibile e di vapore sono molto limitate ed approssimative. Oltre a ciò, le relazioni proposte non tengono conto del fatto che le risposte termoregatorie da parte dell'animale sono influenzate non solo dalla temperatura dell'aria, ma anche da altri parametri ambientali di carattere climatico e non, oltre che da fattori di carattere animale.

In considerazione della molteplicità dei fattori in grado di influire sulle risposte fisiologiche e produttive da parte dell'individuo, la trattazione alla base del presente capitolo è stata effettuata con l'intento di evidenziare la necessità e la possibilità di ricorrere a strumenti previsionali delle risposte termoregatorie delle specie di interesse zootecnico alla variazione delle condizioni di allevamento non esclusivamente basati su relazioni empiriche tra condizioni ambientali ed attività metabolica, ma che siano in grado di combinare i principi della trasmissione dell'energia con i meccanismi fisiologici di termoregolazione dell'animale.

Questo genere di approccio ha portato alla formulazione, da parte di diversi gruppi di ricercatori nell'ultimo decennio, di modelli di simulazione del bilancio termico animale-ambiente via via più complessi e completi, che cercano di incorporare, nel limite del possibile, tutti i fattori, di carattere climatico e non, in grado di influire sulle risposte termoregatorie. In generale, tali modelli utilizzano dati input di carattere animale ed ambientale, mentre i principali output sono rappresentati dalla dispersione di calore termoregatorio, nelle sue diverse forme, da parte di individui esposti a specifiche condizioni meteorologiche. Nel paragrafo successivo alcuni di tali modelli, scelti tra i più completi ed interessanti, saranno brevemente descritti e messi a confronto, individuandone allo stesso tempo le possibili utilità ed i principali limiti.

4.2. ALCUNI ESEMPI DI MODELLI DI SIMULAZIONE DI BILANCIO TERMICO ANIMALE-AMBIENTE

Turnpenny e collaboratori (2000) hanno sviluppato un *modello matematico unificato* per la previsione della dispersione di calore da parte di un generico animale omeotermo esposto a specifiche condizioni ambientali: esso simula il flusso di calore dall'interno dell'organismo alla superficie cutanea (per conduzione), la dispersione di calore sensibile dalla pelle (per convezione), la dispersione di calore latente cutaneo e respiratorio, la trasmissione di calore radiativo ad onda lunga e l'assorbimento del calore radiativo ad onda corta (radiazione solare); il modello include i meccanismi fisiologici di raffreddamento rappresentati dalla vasodilatazione, dalla sudorazione e della polipnea, attivati sequenzialmente alla crescita del bisogno di raffreddamento; nel momento in cui i meccanismi di raffreddamento non sono più in grado di disperdere sufficiente calore, quello non smaltito viene immagazzinato e si ha l'aumento della temperatura corporea interna.

Il tronco dell'animale è modellato come un cilindro orizzontale costituito da tre strati concentrici che rappresentano i tessuti corporei, il mantello e l'ambiente circostante, attorno ad una fonte interna di calore. Testa ed arti sono rappresentati da cilindri di appropriate dimensioni, coperti da pochi millimetri di pelo. Nel grafico in fig. 5 sono riportate le componenti del flusso di calore e le resistenze termiche considerate nel modello.

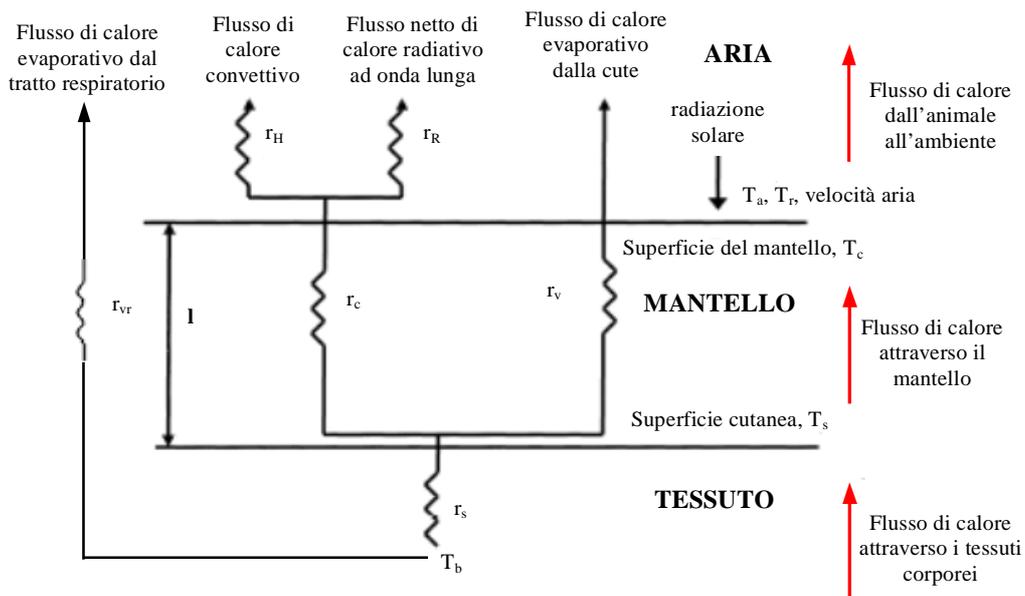


Fig. 5: Componenti del flusso di calore e resistenze nel modello con l = spessore del mantello; T_b = temperatura corporea interna; T_s , T_c = temperatura superficiale rispettivamente di cute e mantello; T_a = temperatura dell'aria; T_r = temperatura radiante dell'ambiente; r_s = resistenza al flusso di calore attraverso i tessuti; r_c , r_v = resistenza al flusso rispettivamente di calore e di vapore attraverso il mantello; r_H , r_R = resistenza al flusso di calore convettivo e radiativo attraverso lo strato di aria attorno all'animale; r_{vr} = resistenza al flusso di vapore dal tratto respiratorio.

Il *flusso di calore conduttivo attraverso i tessuti corporei* è calcolato in funzione della differenza tra temperatura interna (T_b) e temperatura cutanea superficiale

(T_s) e della resistenza termica dei tessuti (r_s): quest'ultima si assume variabile così da simulare il controllo vasomotore e, in condizioni di basse temperatura ambientali, la comparsa di brividi.

Il *flusso di calore attraverso il mantello* è scomposto nelle sue due componenti, sensibile e latente. La quota di calore sensibile è calcolata in funzione del gradiente di temperatura tra superficie cutanea e superficie del mantello ($T_s - T_c$) e della resistenza termica del mantello (r_c); quest'ultima è considerata variabile per simulare la presenza di vento e l'orripilazione attivata in condizioni di freddo (in questo ultimo caso la resistenza termica del mantello può crescere fino ad un valore pari a 1,5 volte quello del pelo non eretto). Alla quota di calore disperso in forma latente a livello cutaneo e che attraversa lo spessore del mantello si attribuisce un valore iniziale minimo, progressivamente incrementato per simulare il meccanismo fisiologico della sudorazione cui l'animale può ricorrere in condizioni di caldo.

Il *flusso di calore dalla superficie del mantello all'aria* tiene conto del flusso di calore convettivo, del flusso netto di calore radiativo ad onda lunga e del flusso di calore latente cutaneo, al netto del carico di calore solare incidente sull'animale all'aperto.

Nel modello si assume che il calore radiativo ad onda corta sia assorbito a livello della superficie del mantello per evitare la complessa analisi della penetrazione attraverso il suo spessore; la radiazione solare assorbita dai quattro arti è considerata pari a circa la metà di quella assorbita dal tronco, approssimazione basata sulla valutazione della porzione di superficie degli arti in grado di intercettare la luce del sole diretta e diffusa dal cielo.

Il *flusso di calore disperso a livello delle vie respiratorie* non tiene conto della componente sensibile convettiva, considerata talmente bassa da poter essere trascurata, mentre la componente latente è determinata in funzione della differenza di pressione di vapore tra aria inspirata ed aria espirata e della resistenza termica alla trasmissione del vapore (r_{vr}); quest'ultima viene ridotta per simulare l'aumento della frequenza respiratoria in condizioni di caldo (polipnea).

Oltre alla presenza di vento ed all'incidenza della radiazione solare sugli animali all'aperto, il modello simula la presenza di pioggia, moltiplicando tutte le resistenze interne (r_H , r_R ed r_C) per un fattore di correzione pari a $(1 - 0.3 * T_w)$, dove T_w è un parametro dimensionale che esprime il grado di bagnatura del mantello.

Il bilancio termico per ciascun cilindro costituente il corpo dell'animale può essere scritto come segue:

$$\begin{aligned} & \text{dispersione di calore} = \text{conduzione attraverso il tessuto} = \\ & \text{trasmissione attraverso il mantello} + \text{evaporazione dalla superficie cutanea} = \\ & \text{convezione} + \text{radiazione termica} + \text{evaporazione totale} - \text{radiazione solare}. \end{aligned}$$

Si assume che non ci sia calore immagazzinato in nessuno degli strati, per cui, in condizioni stazionarie, il flusso totale di energia attraverso ciascuno strato è il medesimo. L'equazione del bilancio energetico è risolta utilizzando un metodo iterativo che permette di calcolare le *temperature all'interfaccia di ogni strato* (superficie cutanea e superficie del mantello), la *resistenza a ciascun processo di trasmissione attraverso ciascuno strato* e, da ciò, la *dispersione totale di calore da parte dell'animale*.

Il modello di base, relativo ad un generico omeotermo, è stato realizzato in modo da poter essere utilizzato per la previsione del bilancio termico di bovini, ovini, suini e polli, effettuando opportune modifiche in funzione della specie

considerata. Il modello per suini e polli risulta, ad esempio, notevolmente semplificato poiché è a due strati: infatti, per il suino si assume una resistenza termica del mantello nulla in seguito allo scarso isolamento fornito dai peli radi, mentre per il pollo una singola resistenza termica rappresenta l'isolamento fornito dai tessuti corporei (virtualmente costante al variare di età e condizioni ambientali) e dalla copertura di penne e piume (la cui variazione con l'età rappresenta il maggior determinante dell'isolamento corporeo). Inoltre, giacché polli e suini sono generalmente allevati al chiuso, si perviene più semplicemente alla determinazione del bilancio termico poiché il carico di radiazione solare incidente sull'animale è considerato nullo.

Il modello sviluppato utilizza dati input di carattere meteorologico e di carattere animale. I *dati di carattere meteorologico*, su base oraria, (in considerazione del breve tempo di risposta alle variazioni climatiche da parte degli animali) derivano dalle variazioni climatiche rilevate in un sito dei Midlands inglesi: essi sono rappresentati dai valori di temperatura di aria, atmosfera e terreno, velocità dell'aria ed umidità, precipitazioni, intensità della radiazione solare diretta e diffusa. I *dati di carattere animale* sono rappresentati da parametri e/o variabili fisiologiche e risposte termoregolatorie da parte delle diverse specie di interesse zootecnico alle condizioni ambientali, derivati dalla letteratura esistente in materia. Ovviamente, le risposte termoregolatorie variano in funzione della specie, soprattutto nel grado di variazione del flusso sanguigno periferico delle diverse parti del corpo e nell'importanza relativa delle perdite di calore evaporativo per aumento della frequenza respiratoria e della sudorazione. In condizioni di caldo, ad esempio:

- l'ovino ricorre prima alla vasodilatazione periferica, principalmente a livello di arti ed orecchie, poi incrementa la frequenza respiratoria per aumentare la dispersione di calore in forma latente;
- il bovino modifica il flusso sanguigno principalmente a livello del tronco, poi incrementa la dispersione di calore attraverso la superficie cutanea (sudorazione), quindi incrementa il ritmo respiratorio (polipnea);
- il suino attua una vasodilatazione principalmente a livello del tronco, ma incontra grandi difficoltà nella dispersione del calore in forma latente, sia attraverso la superficie cutanea sia attraverso le vie respiratorie;
- il pollo attua una vasodilatazione soprattutto a livello di cresta, bargigli e zampe; esso non possiede ghiandole sudoripare, perciò ricorre all'incremento della frequenza respiratoria, mentre la dispersione di calore latente a livello cutaneo è limitata alla diffusione del vapore attraverso i pori.

Per rendere possibile l'applicazione di tale modello, gli autori si sono visti costretti ad effettuare semplificazioni di alcuni complessi processi fisici e fisiologici implicati nell'interazione animale-ambiente. Ad esempio:

- l'assorbimento della radiazione solare e ad onda lunga si assume avvenga a livello della superficie del mantello, mentre nella realtà solo una parte dell'energia radiativa va direttamente a scaldare la cute (la restante parte scalda l'aria immagazzinata tra i peli del mantello);
- le modalità di raffrescamento sono introdotte gradualmente secondo il normale ordine di dissipazione del calore, ma in realtà c'è una leggera sovrapposizione temporale di tali meccanismi (si è rilevato, ad esempio, che la temperatura corporea inizia a crescere prima che l'animale abbia raggiunto il limite massimo del raffrescamento respiratorio);

- si sono omessi alcuni processi non facilmente parametrizzabili, quali le variabili dipendenti dal comportamento e dalle scelte dell'animale (la ricerca dell'ombra, l'accalcamento, l'atto di scavare nella lettiera e quello di sguazzare per i suini, l'apertura della ali per i polli, etc.);
- parti del modello utilizzano indistintamente relazioni specifiche di razza (ad esempio, i dati relativi al ciclo di crescita del mantello nel modello per bovini).

Altre limitazioni derivano dall'insufficienza di dati relativi, ad esempio, alla crescita dello strato adiposo in funzione dell'età nei suini dei moderni sistemi di allevamento (è probabile che nelle razze moderne si abbia una differente ripartizione dell'energia tra dispersione di calore, deposizione di grasso e riproduzione), alle perdite di calore da parte di vacche gravide ed in lattazione (molti dei lavori esistenti riguardano vitelli da carne e giovenche) ed alla perdita di calore da parte delle pecore.

Il modello sviluppato è stato validato simulando animali e condizioni ambientali considerate in precedenti studi (esperimenti eseguiti in calorimetri ed in camere a temperatura controllata) e confrontando successivamente le previsioni del modello con i valori sperimentali misurati delle perdite di calore e delle temperature interne e cutanee. Uno dei problemi nella validazione del modello deriva dalla scarsità di dati sperimentali abbastanza recenti sulla ripartizione della perdita di calore nelle sue forme (sensibile e latente e sulla produzione di calore in condizioni di termoneutralità).

Nello stesso anno (2000) **McGovern e Bruce** hanno sviluppato un *modello di bilancio termico specifico per vacche da latte*: in linea generale, i flussi di calore attraverso tessuti e mantello e dalla superficie del mantello all'aria sono modellati sulla base degli stessi principi ma, pur rimanendo i limiti legati alle necessarie semplificazioni nei processi fisici e fisiologici ed all'impossibilità di modellare comportamenti e scelte animali, una più approfondita trattazione di alcuni meccanismi di scambio termico rendono tale modello, al confronto del precedente, più completo e realistico ed in maggior misura idoneo per la simulazione del bilancio termico del bovino in condizioni di caldo, anche se la mancata considerazione della termogenesi indotta dal freddo non consente un accurata stima del bilancio termico alle basse temperature.

Le principali differenze tra i due modelli riguardano la modellazione di:

1. *flusso di calore disperso a livello delle vie respiratorie*

Nel modello McGovern-Bruce il calore respiratorio, che comprende anche la quota dispersa in forma sensibile per convezione, è calcolato in funzione dei gradienti di temperatura e di pressione di vapore tra aria inspirata ed espirata, del volume tidalico del sistema respiratorio e della frequenza respiratoria. La variazione di questi ultimi due parametri permettono di simulare la variazione dell'attività respiratoria al crescere del carico termico: in una prima fase la frequenza respiratoria aumenta, mentre il volume tidalico si riduce; quando tale meccanismo non è più in grado di dare un raffrescamento adeguato la respirazione diventa più lenta e più profonda. Nel modello si assume una frequenza respiratoria minima pari a 17 atti/min ed il passaggio da un tipo di respirazione all'altro si ha quando essa raggiunge i 177 atti/min. Il calore disperso a livello respiratorio, inoltre, è calcolato al netto dell'incremento di calore metabolico dovuto all'aumento della frequenza respiratoria (che richiede lavoro muscolare aggiuntivo) in condizioni di caldo.

2. *flusso di calore latente attraverso il mantello:*

Nel modello McGovern-Bruce la resistenza termica del mantello si considera costituita da due componenti, quali la resistenza alla trasmissione del vapore per convezione e quella per diffusione, e quest'ultima è considerata in serie con la resistenza alla trasmissione del vapore per convezione dalla superficie del mantello all'aria. Nel modello, il calore minimo perso per evaporazione a livello cutaneo è considerato pari a 17 W/m² con buone condizioni meteorologiche e ridotto a zero quando l'evaporazione sia limitata da condizioni ambientali sfavorevoli.

3. *modellazione dell'effetto dell'aumento della velocità dell'aria:*

Nel modello McGovern-Bruce la riduzione del grado di isolamento del mantello dovuta all'incremento della velocità dell'aria è simulata attraverso una riduzione dello spessore del mantello (l) di una quantità (Δl) definita da McArthur (1987) come segue: $\Delta l = \{b \cdot u / [(b \cdot u / l) + (1 / z \cdot c \cdot l)]\}$ dove u è la velocità dell'aria, b è una costante pari a $19 \cdot 10^{-6}$ e z è la resistenza termica del mantello. La resistenza termica al *flusso di calore sensibile attraverso il mantello* è considerata, invece, pressoché costante.

4. *scambio di calore radiativo ad onda lunga:*

Nel modello di Turnpenny e coll. le radiazioni ad onda lunga si considerano provenire da due fonti soltanto, terreno e cielo, mentre quello di McGovern e Bruce tiene conto anche dell'energia radiante dalle superfici circostanti (oggetti ed animali), assumendo che le radiazioni dall'atmosfera investano la metà superiore dell'animale e quelle ambientali la metà inferiore.

Il modello McGovern-Bruce, come il precedente, determina iterativamente il bilancio termico dell'animale, utilizzando dati input di natura meteorologica ed animale.

Nella tabella 1 sono riportati i risultati di simulazioni del bilancio termico di una vacca da latte del peso di 600 kg e produzione di 20 kg/giorno, effettuate per quattro differenti valori di temperatura dell'aria: alle basse temperature ambientali (es. I) il mantenimento del bilancio termico si ha attraverso la regolazione della resistenza tissutale; quando la temperatura oltrepassa il livello in cui la resistenza tissutale minima controlla la temperatura corporea (es. II), l'animale attua un incremento del grado di sudorazione; un ulteriore incremento della temperatura (es. III) richiede all'animale simulato di incrementare la frequenza respiratoria; quando tutti i meccanismi di controllo sono esausti (es. IV) l'aumento della temperatura corporea è inevitabile.

ESEMPIO	I	II	III	IV
Temperatura aria, °C	-10	15	30	40
Produzione calore, W/m ²	122	122	122	80
Calore respiratorio, W/m ²	47	12	74	73
Calore immagazzinato, W/m ²	0	0	0	83.5
Evaporazione dalla pelle, W/m ²	17	142	116 (max)	181 (max)
Calore convettivo perso, W/m ²	15	59	45	28
Flusso di calore attraverso il mantello, W/m ²	102	11	-24	-75
Frequenza respiratoria, atti/min	12	12	59	86 (max)
Aumento temperatura corporea, °C	0	0	0	12
Resistenza tissutale, m ² K/W	0.23	0.02	0.02	0.02

Tabella 1: Risultati di simulazioni di bilancio termico istantaneo (da McGovern e Bruce, 2000).

In linea generale, il modello suggerisce che una vacca da latte del peso di 600 kg e con una produzione di 20 kg/giorno, allevata nel sud del Regno Unito, sia in grado di mantenere il bilancio termico anche con elevate temperature dell'aria poiché essa riesce a controllare la propria temperatura corporea attraverso l'aumento della frequenza respiratoria; tuttavia, l'assenza di dati relativi a vacche da latte di diversa taglia e razza e a diverse collocazioni geografiche e climi non ha permesso al modello di essere validato. Mentre il modello per bovini di Turnpenny e coll. utilizza indistintamente relazioni specifiche di razza, quello sviluppato da McGovern e Bruce si avvale di dati animali derivati dalla media dei valori specifici di razze diverse e/o derivati dalla letteratura: tali semplificazioni conducono tuttavia ad una non accurata stima del bilancio termico animale.

Per avere una simulazione più realistica del bilancio termico delle vacche di razza Frisona, **Berman** (2005) ha sostituito nel modello McGovern-Bruce sette parametri animali non specifici per tale razza con altrettanti derivanti da studi effettuati con vacche frisone in climi temperati e caldi. La principale modifica consiste nella sostituzione della formula utilizzata per la *stima dell'area della superficie corporea* dell'animale: i risultati di un precedente studio dello stesso Berman (2003) hanno suggerito che fosse preferibile utilizzare l'equazione di Brody ($0.14 \cdot W^{0.57}$), sperimentalmente determinata ricorrendo ad un vasto numero di animali di razza frisona di differenti età e pesi, piuttosto che quella di Mitchell ($0.09 \cdot W^{0.67}$), adottata anche da Turnpenny e coll., poiché quest'ultima, derivata da misure effettuate su pecore tosate, porta ad una sovrastima dell'area della superficie corporea. La differenza tra le stime ottenute ricorrendo alle due diverse equazioni, tanto maggiore quanto più elevata è la massa corporea dell'animale

(fig. 6), influisce sulle risposte previste alle diverse condizioni ambientali: stime più elevate dell'area della superficie corporea portano ad una riduzione della produzione calcolata di calore metabolico per unità di superficie ed ad una

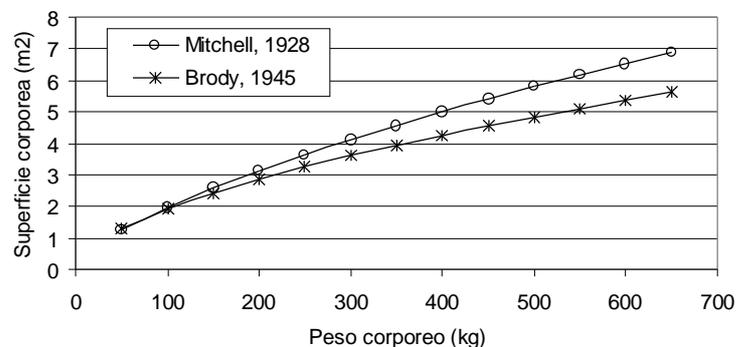


Fig. 6: Relazione tra peso corporeo e area della superficie corporea determinata utilizzando le equazioni: $0.09 \cdot W^{0.67}$ (Mitchell, 1928) e $0.14 \cdot W^{0.57}$ (Brody, 1945).

sovrastima delle perdite di calore cutaneo e respiratorio, poiché la dispersione di calore avviene su superfici di estensione superiore.

Le altre sostituzioni effettuate da Berman riguardano la stima di:

- *diametro corporeo;*
- *produzione di calore metabolico;*
- *grado di isolamento tissutale;*
- *grado di isolamento del mantello;*
- *livello massimo di sudorazione;*
- *volume tidale massimo.*

Le variazioni apportate non vanno ad alterare la struttura e le operazioni del modello: esse modificano semplicemente i livelli di temperatura ambientale ai quali si instaurano le perdite di calore evaporativo cutaneo e respiratorio e quelli che determinano l'incremento della temperatura corporea interna. Il modello modificato è stato poi validato per stabilire se fosse in grado di rappresentare adeguatamente le risposte delle vacche di razza Frisona alle variazioni climatiche. I dati derivati dall'applicazione del modello modificato sono stati utilizzati dall'autore per produrre equazioni per la stima delle condizioni in grado di determinare, nelle vacche da latte di razza Frisona, un livello intermedio di stress, in funzione di temperatura, velocità e umidità dell'aria, per diversi livelli produttivi (35 e 45 kg/giorno) e spessori del mantello (3 e 6 mm): di ciò si tratterà in maniera più approfondita nel cap. 5 (par. 5).

I modelli fin qui citati si limitano a considerare lo scambio delle radiazioni ad onda lunga e l'assorbimento delle radiazioni solari da parte dell'animale sulla superficie esterna del mantello e non tengono conto dell'effetto delle caratteristiche fisiche ed ottiche del mantello sul bilancio energetico in condizioni di esposizione contemporanea alla radiazione solare e ad altri fattori ambientali. Per un animale con un mantello rado, ad esempio il suino, è possibile ottenere delle stime assumendo che la radiazione incidente venga assorbita a livello della superficie cutanea e che il calore sensibile e latente sia disperso a livello cutaneo per diffusione verso l'aria circostante: tale assunzione diventa inadeguata quando una notevole porzione di pelle è coperta da uno strato di pelo che intercetta le radiazioni e oppone una resistenza aggiuntiva alla diffusione.

Di recente, **Jiang e coll** (2005) hanno sviluppato un modello di simulazione del bilancio termico di una vacca all'aperto che incorpora tutti i *fattori ambientali* (temperatura, umidità relativa e velocità dell'aria, radiazioni solari ed ad onda lunga) e le *proprietà fisiche ed ottiche del mantello* (colore e densità dei peli, spessore del mantello).

L'animale è rappresentato come un cilindro con una sorgente interna di calore; lo strato di pelo è costituito da sottili fibre circondate da aria umida, talvolta satura, e goccioline di acqua possono ricoprire i peli (in genere, l'aria occupa circa il 90% del volume, mentre il restante 10% è occupato dalle altre due componenti).

Nell'impostazione del modello, si assume un flusso laminare all'interno dello spessore del mantello e turbolento

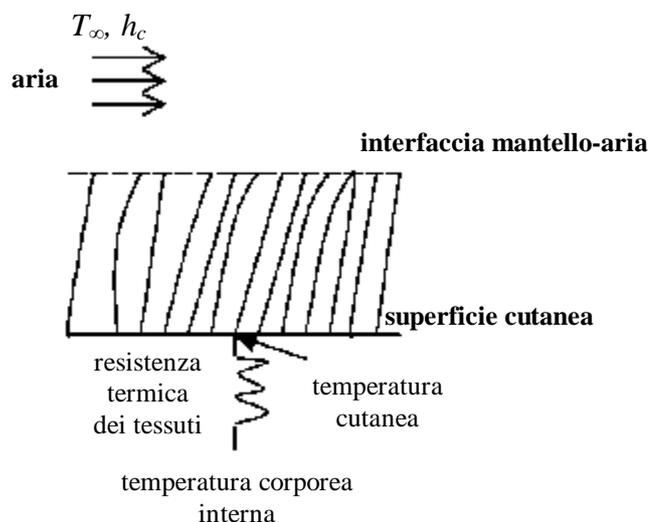


Fig. 7: Rappresentazione del campo di flusso tra l'animale e l'ambiente.

all'interfaccia mantello-aria (fig.7): nello strato laminare si considerano la trasmissione del calore conduttivo, il flusso di vapore per diffusione e per

convezione, l'intercettazione della radiazione solare e la trasmissione del calore radiativo ad onda lunga; nello strato turbolento si considera solo la trasmissione del calore convettivo e della massa.

Nella formulazione del bilancio energetico, la temperatura corporea interna è tenuta costante (39°C), mentre quella *cutanea superficiale* è trattata come una quantità dinamica. Si assume, inoltre, che la dispersione del calore in forma latente sia totalmente a carico della cute: essa è calcolata in funzione della porzione di cute interessata dall'evaporazione (β), difficile da misurare direttamente poiché dipende da fattori ambientali (temperatura, umidità relativa e carico solare) e dalle risposte fisiologiche dell'animale. In tale studio si considerano 3 condizioni:

1. con una temperatura ambientale inferiore o uguale a 20°C ed in assenza di radiazioni solari incidenti, $\beta=0$ poiché alle basse temperature il livello di sudorazione è trascurabile;
2. con una temperatura ambientale inferiore o uguale a 20°C ma in presenza di radiazioni solari incidenti, $\beta=20\%$;
3. con una temperatura ambientale superiore a 20°C , con e senza radiazioni solari incidenti, $\beta=65\%$ (valore ottenuto calibrando la temperatura cutanea prevista con quella misurata su vacche vive esposte a simili condizioni ambientali).

Il modello tratta in maniera approfondita degli effetti delle caratteristiche fisiche ed ottiche del mantello e dell'intercettazione delle radiazioni (ad onda lunga e corta) sulla temperatura cutanea superficiale e sui flussi di calore sensibile e latente a livello cutaneo, fornendo allo stesso tempo il profilo della temperatura nello spessore del mantello.

Di seguito si riportano i risultati di alcune delle applicazioni del modello sviluppato.

Il grafico in fig. 8 rappresenta i profili della temperatura attraverso lo spessore del mantello previsti per flussi di radiazione solare variabili da 250 W/m^2 a 880 W/m^2 : a parità di temperatura, umidità e velocità dell'aria, l'incremento del carico solare incidente sulla superficie del mantello determina un aumento del valore massimo della temperatura all'interno del mantello e del calore sensibile acquisito a livello cutaneo, che si risolve necessariamente in un incremento della temperatura cutanea.

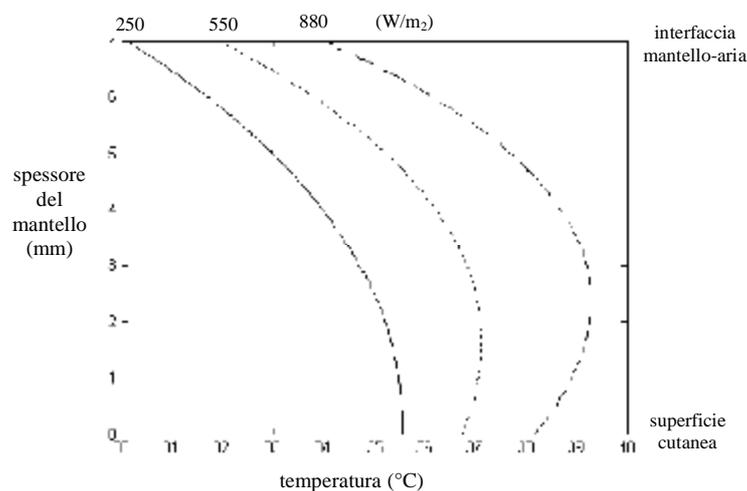


Fig. 8: Profilo di temperatura attraverso lo spessore del mantello, previsto per carichi solari di diversa entità. Parametri costanti: $T_{aria}=20^{\circ}\text{C}$, velocità=1 m/s, UR=25%, spessore del mantello=7 mm, densità di peli=9 peli/mm², colore del mantello=nero e $\beta=20\%$.

Il grafico in fig. 9 rappresenta, invece, il profilo previsto di temperatura attraverso lo strato di pelo per temperature ambientali variabili da 25°C a 35°C, in presenza di un flusso di radiazione solare pari a 550 W/m²:

la temperatura all'interno del mantello risulta sempre superiore a quella cutanea superficiale;

man mano che la temperatura ambientale cresce il mantello diviene un "deposito" di calore ed anche la temperatura all'interfaccia pelo-aria eguaglia e supera quella cutanea. In questo ultimo esempio, la considerazione della dispersione di calore da una superficie cutanea più estesa (il 65% contro il 20% del caso precedente) fa sì che, a parità di carico solare incidente, le temperature cutanee previste risultino al confronto inferiori o, al massimo, uguali, nonostante le temperature dell'aria siano più elevate.

I risultati di simulazioni effettuate considerando due diversi spessori del mantello, 7 e 13 mm (fig.10), suggeriscono che in presenza di carico solare, con un mantello più spesso, in grado di assorbire una maggior quantità di radiazioni, tanto la temperatura cutanea quanto il picco di temperatura all'interno del mantello risultano notevolmente più alte; con carico solare assente, a parità di spessore, il profilo di temperatura è più lineare e la temperatura all'interno del mantello è inferiore a quella cutanea.

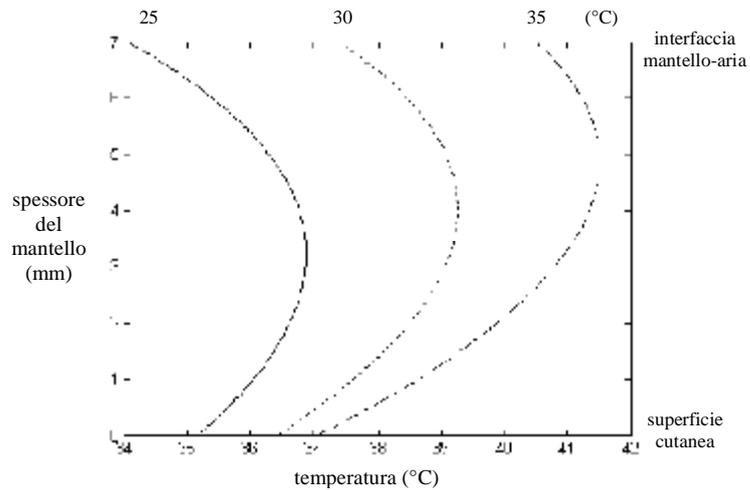


Fig. 9: Profilo di temperatura attraverso lo spessore del mantello previsto per differenti livelli di temperatura dell'aria, con flusso di radiazioni solari pari a 550 W/m². Parametri costanti: velocità aria=1 m/s, UR=25%, spessore del mantello=7 mm, densità di peli=9 peli/mm², colore del mantello=nero e $\beta=65\%$.

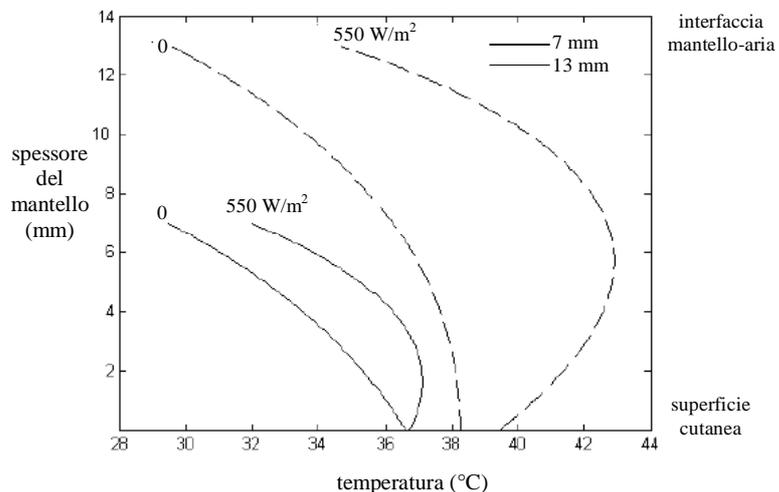


Fig. 10: Profilo di temperatura attraverso lo spessore del mantello previsto per differenti spessori del mantello, con e senza radiazioni solari incidenti. Parametri costanti: T_{aria}=20°C, velocità=1 m/s, UR=25%, densità di peli=9 peli/mm², colore del mantello=nero, $\beta=0$ con carico solare assente e $\beta=20\%$ con carico solare pari a 550 W/m².

Altre caratteristiche in grado di influire sulla temperatura cutanea e sulla dispersione di calore sensibile e latente dalla cute sono la densità ed il colore dei peli. Ad una superiore densità dei peli corrisponde un maggior assorbimento della radiazione solare nella zona vicina all'interfaccia pelo-aria, mentre si riduce la penetrazione della radiazione all'interno del mantello: ciò determina un picco di temperatura interna allo strato di pelo che si discosta sempre più dalla temperatura cutanea (fig. 11).

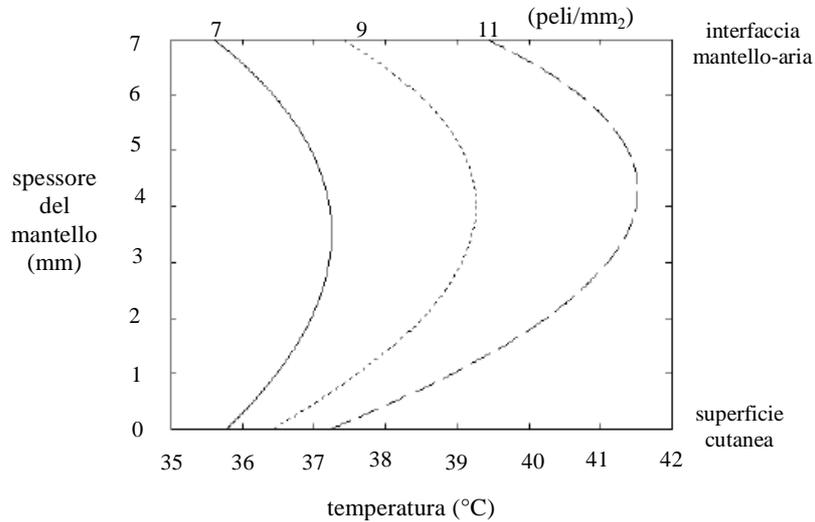


Fig. 11: Profilo di temperatura attraverso lo spessore del mantello previsto per differenti densità, con carico solare incidente pari a 550 W/m^2 . Parametri costanti: $T_{aria}=30^\circ\text{C}$, velocità=1 m/s, UR=25%, spessore del mantello=7 mm, colore del mantello=nero e $\beta=65\%$.

Un mantello di colore nero è in grado di assorbire una maggiore quantità di radiazioni ad onda corta rispetto a quello bianco: il profilo di temperatura, ottenuto con esposizione ad un carico solare pari a 550 W/m^2 , risulta lineare nel mantello bianco, con un picco massimo in corrispondenza della superficie cutanea, e non lineare in quello nero, con un valore massimo in un punto all'interno dello spessore del mantello (fig. 12).

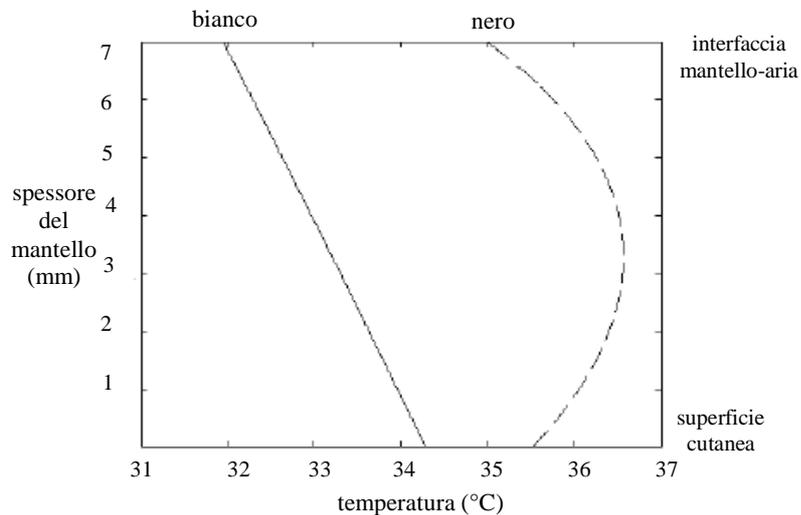


Fig. 12: Profilo di temperatura attraverso lo spessore del mantello previsto per vacche nere e vacche bianche, con carico solare incidente pari a 550 W/m^2 . Parametri costanti: $T_{aria}=30^\circ\text{C}$, velocità=1 m/s, UR=25%, spessore del mantello=7 mm e $\beta=65\%$.

Anche per gli ideatori di questo modello è stato necessario ricorrere a semplificazioni, alcune delle quali dettate dalla difficoltà incontrata nel reperimento di informazioni. Ad esempio, nella generazione dei profili di temperatura in fig. 12 non sono inclusi gli effetti delle radiazioni ad onda lunga per la mancanza di sufficienti informazioni sulle proprietà ottiche (densità di peli, coefficienti di trasmissione e riflessione) del mantello bovino bianco.

Nonostante i limiti riscontrati, il modello sviluppato da Jiang e collaboratori presenta, rispetto ai precedenti, grandi pregi.

Il primo è rappresentato dalla modellazione dei flussi di calore sensibile e latente attraverso lo spessore del mantello e l'intercettazione delle radiazioni solari e dall'ambiente da parte dello stesso in funzione delle sue caratteristiche fisiche ed ottiche; oltre a ciò, la considerazione della variabilità della temperatura cutanea in funzione dei parametri climatici, delle caratteristiche del mantello, oltre che delle risposte termoregolarie dell'animale, consente un'analisi più approfondita dell'acquisizione o della perdita di calore a livello della superficie cutanea.

Le previsioni del modello suggeriscono che la temperatura cutanea aumenti al crescere di temperatura dell'aria, carico solare, densità di peli e spessore del mantello e si riduca all'aumento della velocità dell'aria; essa non risulta influenzata dall'umidità relativa quando la temperatura ambientale è inferiore ai 20°C ed in assenza di carico solare ($\beta=0$), mentre presenta una crescita all'aumento dell'umidità relativa quando la cute sia parzialmente bagnata ($\beta=20\%$ e $\beta=65\%$), in questo ultimo caso, la dispersione di calore evaporativo aumenta con l'incremento di temperatura e velocità dell'aria, carico solare e densità di peli, mentre decresce con l'aumento di umidità relativa e spessore del mantello.

L'assunzione che l'evaporazione sia completamente a carico della cute esclude dal bilancio energetico una componente molto importante per i bovini in condizioni di caldo, cioè la dispersione di calore dalle vie respiratorie, ma, allo stesso tempo, permette una approfondita analisi dell'effetto della variazione della quota di superficie cutanea bagnata, e quindi di analizzare anche i possibili benefici derivati dal ricorso ai sistemi di raffreddamento evaporativo, che prevedono la bagnatura del mantello con contemporaneo flusso di aria su di esso.

4.3. CONCLUSIONI

I moderni modelli di simulazione del bilancio termico animale-ambiente rappresentano degli strumenti previsionali in grado di condurre a stime senz'altro più accurate di quelle ottenute con il ricorso ai modelli tradizionali (si è citato come esempio il sistema CIGR): ciò perché essi non si basano su semplici funzioni che legano parametri climatici e metabolismo, ma tengono conto anche dei meccanismi fisiologici di termoregolazione e dell'influenza sulla risposta da parte dell'animale di fattori di diverso genere, oltre a quelli di carattere puramente climatico.

Nel corso dell'ultimo decennio si sono sviluppati non pochi modelli di simulazione. In questa sede si è scelto di citare alcuni tra quelli più interessanti e completi (Turnpenny et al., 2000; McGovern e Bruce, 2000; Berman, 2005; Jiang et al, 2005): la descrizione comparativa dei meccanismi fisici e fisiologici inclusi ha permesso non solo di mettere in evidenza particolarità e pregi di ciascuno di essi, ma anche di individuarne i limiti e la possibilità di abatterli.

I limiti riscontrati nei modelli citati sono per lo più logica conseguenza delle semplificazioni cui gli autori si sono visti costretti in seguito alla difficoltà nella modellazione di alcuni complessi meccanismi fisici e fisiologici implicati nell'interazione animale-ambiente: tuttavia, dal confronto tra i modelli è emerso che molti di questi limiti possono essere superati, come dimostrato, ad esempio, dalla modellazione, effettuata da Jang e coll. (2005) ed evitata dagli autori precedenti perché troppo complessa, dei flussi di calore attraverso il mantello e dell'intercettazione delle radiazioni ad onda lunga e corta da parte del mantello stesso.

Più arduo sarà oltrepassare i limiti che derivano dall'omissione di variabili legate al comportamento ed alle scelte animali: tali aspetti sono fondamentali poiché influiscono sulla capacità di acclimatamento alle alte ed alle basse temperature, ma sono difficili da parametrizzare.

L'inclusione delle scelte animali è, quindi, uno degli obiettivi da perseguire per lo sviluppo di modelli di bilancio termico più realistici, specie se finalizzati all'identificazione dell'incidenza dello stress termico sulla salute e sulla produzione animale.

Un altro elemento che può portare ad una stima non accurata del bilancio termico è rappresentato da qualità e quantità di dati animali di cui si dispone: Berman (2005) ha dimostrato che il problema può essere risolto se si dispone di:

- dati specifici per la tipologia di animale che si intende simulare;
- dati recenti, o comunque non troppo vecchi, sulla ripartizione dell'energia tra dispersione di calore, produzione e riproduzione in condizioni di termoneutralità, sempre riferito alla tipologia di animale da simulare, in considerazione dell'evoluzione temporale subita dalle specie e dalle razze di interesse zootecnico con il tempo (nel prossimo capitolo, ad esempio, si accennerà agli effetti indotti dalla selezione genetica sulla capacità produttiva e di adattamento alle alte temperature delle razze bovine da latte).

Un'ulteriore limitazione all'applicazione di tali modelli è la seguente: poiché per ogni simulazione si considera un particolare assetto di condizioni iniziali, i risultati di ciascuna di esse sono applicabili solo a quello specifico assetto di dati input. Berman (2005) presume, tuttavia, che questo ostacolo possa essere abbattuto attraverso simulazioni ripetute modificando via via le variabili di partenza: l'analisi dei dati ottenuti potrebbe condurre ad un'approssimazione delle risposte dell'animale entro un determinato range di variabili input, senza dover ripetere la simulazione per ciascuna delle svariate combinazioni di condizioni ambientali.

5. EFFETTI DEI PARAMETRI MICROCLIMATICI SULLA RISPOSTA FISIOLOGICA E PRODUTTIVA DELLE BOVINE DA LATTE IN CONDIZIONI DI CLIMA CALDO

5.1. INTRODUZIONE

Per ragioni di carattere biologico, la temperatura corporea interna degli animali omeotermi, come sono le vacche, non può variare che entro limiti molto ristretti (1-1.5°C al massimo): quando la temperatura ambientale aumenta o si riduce rispetto al livello ottimale, l'animale reagisce con meccanismi fisiologici e comportamentali per evitare che la temperatura corporea si discosti eccessivamente dal valore normale.

I principali meccanismi di termoregolazione delle bovine da latte (sudorazione, aumento del ritmo respiratorio e cambio, tra interno e periferia, della circolazione sanguigna) sono efficaci fino a che la temperatura corporea si equilibra con quella dell'ambiente circostante: in condizioni ambientali che non inducono stress termico, la temperatura corporea viene naturalmente mantenuta pressoché costante attraverso i meccanismi di cui l'animale dispone, come pure nel periodo più freddo dell'anno e nelle stagioni intermedie (purché l'ambiente sia asciutto e non vi siano correnti d'aria). La situazione diventa invece critica d'estate, quando l'aumento della temperatura ambientale impedisce ai soggetti di smaltire completamente la quantità di calore che origina dalle attività metaboliche: con temperature medie ambientali elevate la vacca non riesce a dissipare sufficiente calore per mantenere il bilancio termico, la sua temperatura corporea cresce ed insorge lo stress da caldo. In questo genere di situazione, la strategia dell'organismo consiste, in via prioritaria, nell'aumento della dispersione di calore tramite evaporazione (sudorazione e polipnea), che comunque può essere inadeguata, oltre a essere, essa stessa, causa di produzione di calore aggiuntivo, poiché il maggior lavoro muscolare necessario per l'incremento del ritmo respiratorio porta alla produzione di nuovo calore.

L'animale deve, quindi, limitare la generazione di calore, riducendo i processi metabolici e l'ingestione di alimenti (per ridurre la produzione di calore derivante dall'attività digestiva).

Le principali risposte fisiologiche della vacca da latte allo stress da caldo (fig.1) sono rappresentate da:

- minor ingestione di alimenti;
- maggiore assunzione di acqua;
- modifica del ritmo metabolico e del fabbisogno energetico;
- maggiori perdite di acqua per evaporazione;
- aumento del ritmo respiratorio;
- innalzamento della temperatura corporea;
- modifica delle concentrazioni di ormoni nel sangue;
- aumento della vasodilatazione periferica con riduzione del flusso ematico agli organi riproduttivi e digestivi.

In caso di stress da caldo, inoltre, l'animale è portato a stare in piedi per più tempo nel corso della giornata, in modo da favorire la perdita di calore per convezione ed evaporazione, ma il tono muscolare più elevato comporta una fatica fisica maggiore che pesa negativamente sul bilancio termico dell'animale.

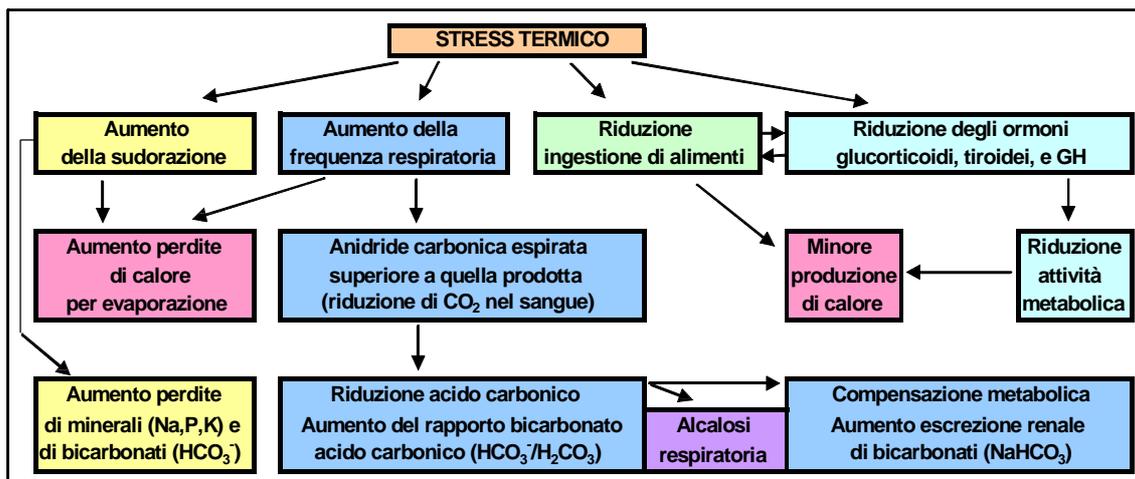


Fig. 1: Meccanismi di difesa dell'organismo dal clima caldo ed effetti sulla fisiologia della vacca (Calamari, 2005).

I principali effetti dello stress da caldo sulla vacca da latte sono rappresentati da:

- depressione del sistema immunitario e aumento dell'incidenza delle malattie, mastiti comprese;
- riduzione della fertilità e conseguente aumento del periodo interparto (a seguito della mortalità embrionale)
- possibile aumento di mortalità embrionale e di parti distocici;
- calo sensibile nella produzione lattea, inizialmente associato alla ridotta assunzione volontaria di alimenti, quindi al deterioramento del bilancio energetico;
- peggioramento qualitativo del latte (calo del tenore in grasso e proteine e aumento delle cellule somatiche e della carica batterica): l'alterazione delle caratteristiche chimico fisiche del latte può essere tale da pregiudicarne la stessa caseificazione, problema particolarmente sentito negli allevamenti che producono latte destinato alla trasformazione in formaggio (ad esempio, nelle aree dove si producono formaggi a pasta dura, come il Grana, lo stress da caldo determina un allungamento dei tempi di coagulazione ed una maggiore difficoltà di spurgo della cagliata).

Al seguito dei meccanismi ormonali conseguenti allo stress da caldo, quindi, il danno che l'allevatore subisce è di gran lunga superiore al semplice calo produttivo. Nei casi più gravi, si arriva a patologie fortemente debilitanti ad alla morte stessa dell'animale per collasso cardiocircolatorio da ipertermia.

All'insorgenza dello stress da caldo contribuiscono anche fattori strettamente legati all'animale, oltre a quelli di carattere ambientale (temperatura, umidità relativa, carico di energia radiativa, etc.).

In particolare, l'effetto del calore sulle bovine è proporzionale al livello di produzione: le bovine a più alta produzione sono più sensibili al caldo perché la zona di TNT (e quindi la temperatura alla quale in genere insorge lo stress termico) si sposta verso valori più bassi di temperatura allorquando la produzione di latte, l'ingestione alimentare e la produzione di calore aumentano.

L'elevata produzione di latte richiede l'assunzione di grandi quantità di alimento: il processo di metabolizzazione dei nutrienti genera una grande quantità di calore che, se da una parte contribuisce a mantenere la temperatura costante in un ambiente freddo, dall'altra accresce la difficoltà nel mantenimento dell'omeotermia in condizioni di alte temperature. Questa complessa interazione tra effetti fisici ed ambientali influenza le funzioni fisiologiche della vacca ed influisce non solo sulla produzione di latte ma anche sull'efficienza e sul profitto dell'allevamento e fa sì che il problema dello stress da caldo risulti particolarmente sentito nelle stalle caratterizzate da un livello produttivo della mandria piuttosto alto.

Si è stimato che una vacca con produzione giornaliera di 35 kg di latte deve disperdere una quantità di calore pari a 1,5 kW; secondo Coppock (1985) per una bovina del peso vivo di 600 kg che produce 40 kg di latte corretto al 4% di grasso, la produzione di calore è pari a circa il 31,1 % dell'energia grezza ingerita e si colloca subito dopo la quantità di energia persa con le feci, che è pari mediamente al 35.3%. Bovine con produzione di latte elevata (31.6 kg/giorno) e medio-bassa (18.5 kg/giorno) generano rispettivamente il 48.5% ed il 27.3% di calore in più in confronto ad una bovina in asciutta (Purwanto et al., 1990). Ciò non significa che le bovine in asciutta non siano sensibili al problema del caldo: anche in questa fase, specie in quella di transizione, occorre adottare opportuni accorgimenti.

Va precisato, inoltre, che le vacche da latte sono più suscettibili allo stress termico oggi che in passato: la selezione genetica ha permesso a tali soggetti di aumentare notevolmente la produzione ma scarsa attenzione è stata prestata al miglioramento della capacità termoregolatoria della vacca all'incremento della capacità produttiva.

I dati forniti dall'USDA (United State States Department of Agriculture) rivelano che dal 1940 al 1995, negli Stati Uniti, la produzione media annuale di latte (corretto al 4% di grasso) per vacca (considerando una lattazione della durata di 300 giorni) ha subito un incremento pari al 338%, passando da 2090 kg a 7460 kg (Kadzere et al., 2002). Ovviamente, rispetto al 1995, la produzione media per vacca è ora più alta ed è destinata a crescere ulteriormente in futuro.

Sulla base degli stessi dati, considerando che le vacche in lattazione utilizzano l'energia metabolizzabile per la produzione di latte con un'efficienza media del 65% e che l'energia lorda contenuta nel latte corretto al 4% di grasso è pari a 3.14 MJ/kg, si è calcolato l'incremento medio del calore prodotto durante la sintesi del latte dal 1940 al 1995 negli Stati Uniti: i risultati indicano che l'aumento dell'energia prodotta con il latte è stato accompagnato da un incremento della quantità di calore prodotta dall'animale e che entrambi i valori sono cresciuti consistentemente nel tempo (fig.2).

In contemporanea alla selezione per una maggiore produzione di latte, il peso corporeo medio delle vacche è aumentato progressivamente: vacche più grandi hanno un tratto gastro-intestinale più sviluppato che permette loro di consumare e digerire più alimento e ciò fornisce un maggior substrato per la sintesi del latte.

Per tale motivo, le vacche più produttive sono anche quelle che hanno un peso corporeo più elevato: se quarant'anni fa le migliori vacche dei nostri allevamenti producevano 15 litri di latte al giorno e pesavano 500 kg, oggi producono 35 litri di latte e pesano 700 kg.

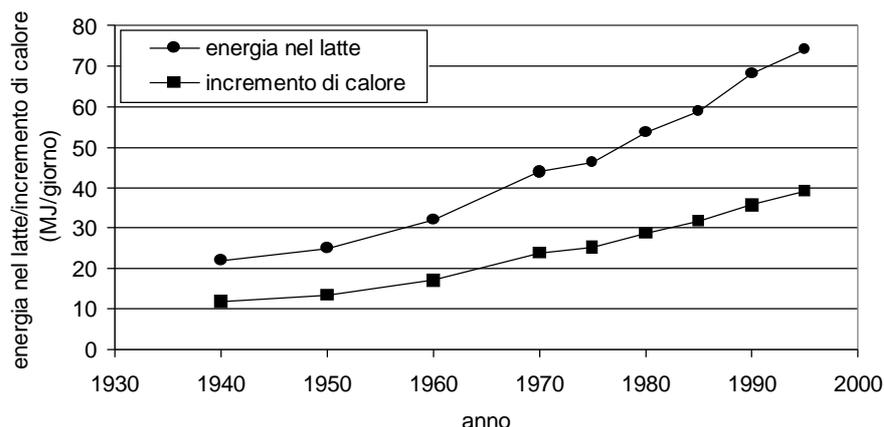


Fig. 2: Energia nel latte ed incremento di calore per le vacche in lattazione negli Stati Uniti dal 1940 al 1995. Per la conversione dell'energia metabolizzabile in energia contenuta nel latte si assume una efficienza media del 65% (Kadzere et al., 2002).

Tuttavia, l'incremento della capacità produttiva è stato più che proporzionale rispetto a quello del peso corporeo e ciò ha creato problemi di termoregolazione, rendendo le vacche più produttive anche quelle maggiormente esposte allo stress da caldo.

Infatti, ai fini dello smaltimento del calore (sia in forma sensibile che in forma latente), la mole dell'animale e, in particolare, la superficie corporea in rapporto al peso vivo assume un'importanza fondamentale: se la produzione di calore aumenta in misura più che proporzionale rispetto alla superficie corporea, si crea un deficit di dispersione termica che, alle alte temperature, pone l'animale in serie difficoltà dal punto di vista del benessere termico. Da qui la maggior capacità di tolleranza al freddo che le vacche da latte hanno maturato in questi ultimi decenni, ma, per contro, anche la maggiore difficoltà di adattamento al caldo.

5.2. SCOPI E METODOLOGIE DELLA RICERCA

Attraverso l'esame delle principali fonti bibliografiche vengono analizzati gli effetti sulle condizioni fisiologiche e sulla produzione di latte delle bovine indotti dai parametri microclimatici di maggiore rilevanza, cioè temperatura, umidità relativa e velocità dell'aria. In particolare vengono illustrate le variazioni di produzione, temperatura rettale e ritmo respiratorio al variare dei suddetti parametri e dei tempi e modi di esposizione.

In considerazione delle perdite produttive che gli allevatori di bovine da latte subiscono, ogni anno, in seguito alle avverse condizioni climatiche estive, la ricerca è finalizzata non solo a stabilire quali condizioni siano in grado di indurre l'insorgenza di uno stato di stress da caldo, ma anche a prevedere quando la produzione inizierà a declinare e quale sarà l'entità delle perdite in funzione del grado di avversità delle condizioni ambientali.

La conoscenza di tali elementi permetterebbe, in primo luogo, di stabilire in quali condizioni microclimatiche sia necessario intervenire per minimizzare gli effetti negativi dello stress da caldo su salute, crescita, lattazione e riproduzione; inoltre la previsione dell'ammontare delle perdite permetterebbe di decidere con quali

mezzi intervenire, sulla base del rapporto costo/beneficio derivante dall'adozione di determinati sistemi di climatizzazione.

Gli studi considerati nel corso della trattazione rappresentano un gruppo eterogeneo per tempi, luoghi e modalità di esecuzione, ma hanno avuto il comune scopo di analizzare gli effetti della variazione delle condizioni climatiche sulle risposte produttive e/o fisiologiche delle vacche da latte di razza Frisona (la razza da latte di gran lunga più diffusa).

Nella tabella 1 sono indicati gli autori e la tipologia degli studi analizzati.

Autore/anno	Tipologia di studio
Yeck e Stewart, 1959	Esperimento in laboratorio climatico
Berry et al., 1964	Esperimento in laboratorio climatico
McDowell et al., 1976	Indagine in un allevamento commerciale
Chiappini, 1983	Indagine in allevamenti
Berman et al., 1985	Indagine in un allevamento commerciale
Baeta et al., 1987	Esperimento in laboratorio climatico
Igono et al., 1992	Indagine in due allevamenti commerciali
Reinemann et al., 1992	Indagine in un allevamento commerciale
Calamari et al., 1994	Esperimento in allevamento
Brouceck et al., 1998	Esperimento in laboratorio climatico
Frazzi et al., 1998	Esperimento in allevamento
Frazzi et al., 2000	Esperimento in allevamento
Bouraoui et al., 2002	Esperimento in allevamento
Frazzi et al., 2003	Esperimento in allevamento
West et al., 2003	Esperimento in allevamento
Spiers et al., 2004	Esperimento in laboratorio climatico
Berman, 2005	Applicazione di un modello di bilancio termico

Tab. 1 Fonti bibliografiche considerate.

Nella maggior parte dei casi, si tratta di studi basati sull'analisi di dati produttivi e fisiologici raccolti in condizioni reali di allevamento messi in relazione con le variazioni naturali delle variabili climatiche; gli altri lavori consistono, invece, in prove di laboratorio nelle quali i dati di singoli individui sono associati a variabili climatiche controllate. Nonostante i dati di laboratorio non siano pienamente confrontabili con quelli rilevati in condizioni reali, nelle quali prevalgono i cicli climatici giornalieri e stagionali, essi sono d'aiuto per una maggior comprensione dei meccanismi animali di termoregolazione in condizioni che inducono stress da caldo.

I dati reali sono stati raccolti quasi esclusivamente in stalle con animali in stabulazione libera e solo in un caso (Calamari et al., 1994) le vacche sono legate; per ciò che riguarda i sistemi di climatizzazione, alcuni ricoveri sono dotati di impianti di ventilazione forzata, altri dispongono di un sistema di ventilazione naturale; in alcuni casi all'interno dello stesso ricovero sono presenti due distinte aree con differenti sistemi di ventilazione (naturale e forzata), appositamente allestite per valutare i benefici fisiologici e produttivi legati al movimento dell'aria e per poter esprimere giudizi sui valori ottimali di velocità dell'aria a livello dell'animale e sui fattori in grado di limitarne l'effetto raffrescante.

5.3. EFFETTO DEI PARAMETRI MICROCLIMATICI SULLA PRODUZIONE DI LATTE

5.3.1. Effetto delle temperatura ambientale sulla produzione di latte

I primi fondamentali studi sono stati condotti da Yeck a Stewart nel 1959, nell'ambito di un progetto di ricerca finalizzato alla determinazione delle ideali condizioni microclimatiche nei ricoveri zootecnici per garantire il benessere degli animali e massimizzarne le produzioni: da dati raccolti nel corso di prove di laboratorio, la soglia critica di temperatura, a fini produttivi, risulta collocabile, per vacche di razza Frisona, attorno ai 21 °C, con perdite realmente significative al di sopra dei 24 °C, mentre la produzione risulta non significativamente influenzata con temperature inferiori a 24°C (pur con una certa variabilità individuale nelle reazioni allo stress ambientale).

I risultati della ricerca hanno dato luogo ad un grafico (fig.3) che costituisce ancora oggi la base di ogni ragionamento sugli scambi di calore tra animale e ambiente. Ad esempio, ad esso l'ASAE fa riferimento nel dare suggerimenti per la progettazione dei sistemi di ventilazione dei ricoveri per bovini da latte (ASAE Standards, 2003).

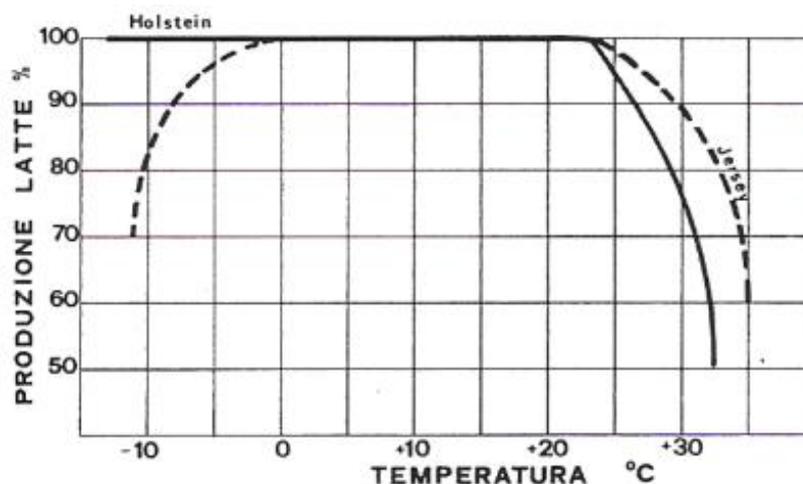


Fig. 3: Effetto della temperatura ambientale sulla produzione di latte di vacche di razza Frisona e di razza Jersey, con umidità relativa nel range 55-70% (Yeck e Stewart, 1959).

Pochi anni più tardi, nel 1964, Berry et al., con prove di laboratorio a temperatura costante, hanno riaffermato quanto trovato da Yeck e Stewart sulla scarsa influenza sulla produzione di temperature comprese tra -12°C e 24°C, individuando, con temperature superiori a 24°C e fino a 30°C un declino dell'ordine del 5% per incremento unitario di temperatura.

Anche Baeta et al. (1987), con prove di laboratorio, con umidità relativa del 50% e velocità minima dell'aria (0.5 m/s), hanno individuato una soglia critica, per la produzione delle vacche di razza Frisona, intorno ai 24°C.

Le ricerche fin qui citate hanno dato risultati senz'altro interessanti, ma più che le prove di laboratorio, dove è possibile simulare un determinato assetto di condizioni climatiche per il periodo desiderato, sono per noi interessanti le indagini basate su prove di campo in ambiente di stalla. McDowell et al. (1976),

dall'analisi di dati raccolti nel corso di un decennio circa (dal 1959 al 1962) in un allevamento di vacche di razza Frisona, hanno determinato un calo produttivo del 1,5% per incremento unitario di temperatura oltre i 20°C e fino a 30°C, mentre la produzione rimane pressoché costante entro il range di temperature -5°C/+20°C. In sostanza, gli autori suggeriscono che, quando una vacca Frisona viene trasferita da un ambiente con $T_a=18^\circ\text{C}$ ad uno con $T_a=30^\circ\text{C}$, la produzione subisca un declino del 15% (accompagnata da una riduzione dell'efficienza dell'utilizzo dell'energia a fini produttivi del 35%). Igono et al. (1992), dall'analisi di dati raccolti in due allevamenti commerciali di vacche da latte, hanno rilevato le più alte produzioni in periodi caratterizzati da temperature inferiori a 21°C nell'arco di tutta la giornata, mentre si assiste ad un progressivo declino produttivo quando si riduce il numero di ore al giorno caratterizzate da temperature inferiori a 21°C. Il grafico in figura 4 mette a confronto quanto rilevato sulla relazione tra variazione della temperatura ambientale e variazione della produzione nel corso degli studi citati.

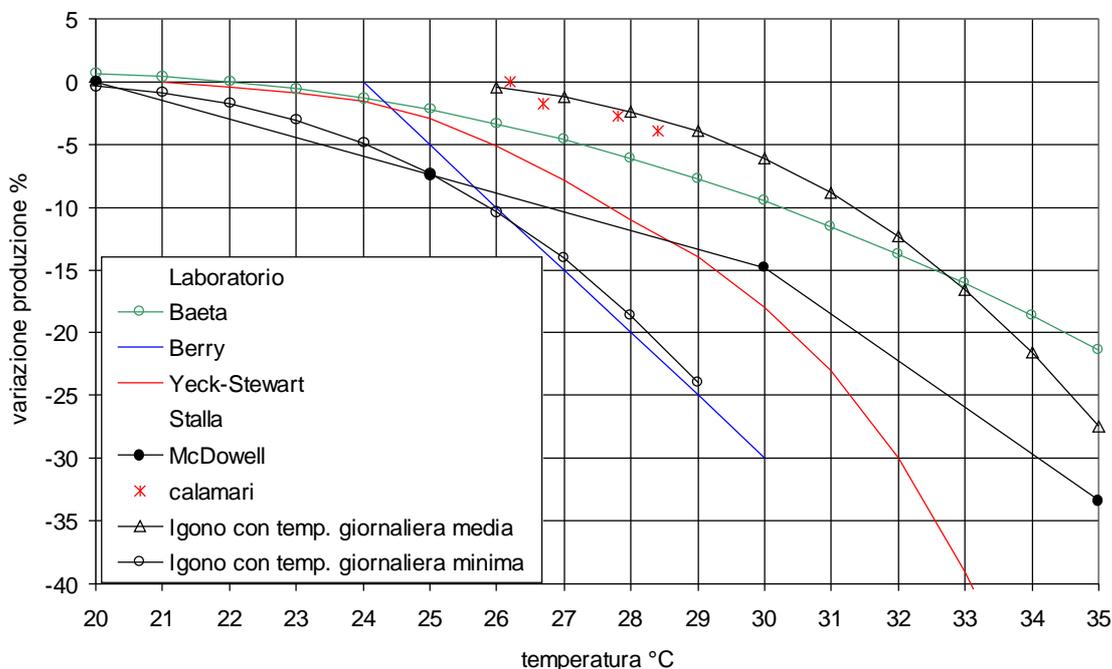


Fig. 4: Effetto della temperatura ambientale sulla produzione di latte.

Una pratica comune, e probabilmente anche più conveniente, consiste nel considerare condizioni climatiche medie su base giornaliera, anche se i dati così ottenuti non forniscono i dettagli necessari per un'adeguata interpretazione e, di conseguenza, per una piena comprensione delle risposte produttive e fisiologiche da parte dell'animale. Nello studio, già citato, di Igono et al. (1992) si è osservato che il declino produttivo diviene significativo allorquando la temperatura giornaliera media supera i 27 °C; dai dati raccolti da Calamari et al. (1994) nel corso di un'esperienza condotta in allevamento si rileva una riduzione di produzione dell'ordine dell'1,7% per incremento unitario di temperatura giornaliera media oltre 26.2°C e fino a 28.4°C, in buon accordo con quanto emerso dalla ricerca di Igono e collaboratori.

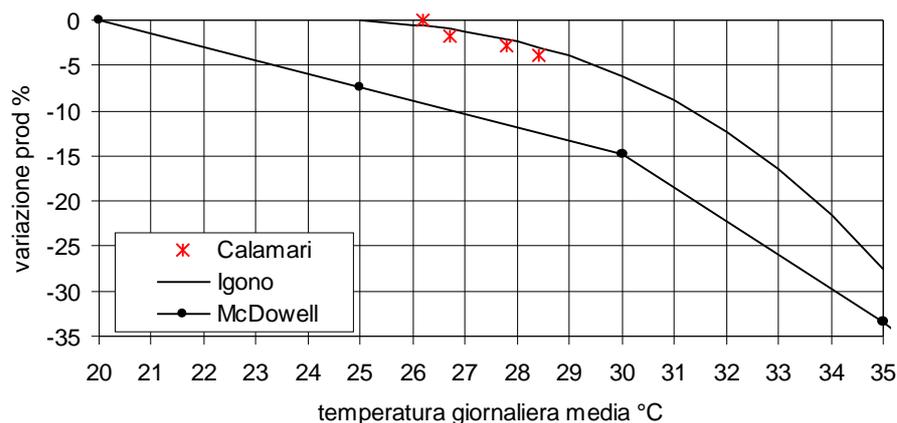


Fig. 5: Variazione della produzione in funzione della temperatura giornaliera media.

Gli autori delle due ricerche sembrano concordare nell'indicare un valore medio giornaliero di 26/27 °C quale temperatura critica oltre la quale le perdite produttive delle vacche di razza Frisona divengono realmente significative (fig. 5). Ciò indica che il raffrescamento notturno influisce non poco sulla limitazione degli effetti delle elevate temperature diurne, dato che negli studi citati queste ultime risultano sempre superiori ai 24°C. McDowell e coll. (1976) hanno rilevato un andamento simile del declino produttivo al variare della temperatura media giornaliera, seppur con una soglia critica inferiore. Ciò è tuttavia attribuibile al fatto che l'analisi si è basata su dati produttivi di vacche alla prima lattazione, notoriamente più sensibili al caldo rispetto alle pluripare.

5.3.2. Importanza della durata dell'esposizione alle alte temperatura e dell'alternanza alte/basse temperature

Nel par. 5.3.1. è stato, in sostanza, espresso il seguente concetto: la produttività giornaliera di una vacca si mantiene costante entro un range di temperature medie e basse; essa inizia a calare oltrepassata una soglia ed il grado di declino cresce all'aumento della temperatura.

Tuttavia, le variazioni nella produzione possono verificarsi con ritardo rispetto alle variazioni dello stato termico dell'animale sottoposto a condizioni stressanti. Infatti, come accennato nel par. 1, la prima risposta dell'animale allo stress da caldo è rappresentata dalla riduzione dell'ingestione volontaria di alimento: tuttavia, prima che gli effetti sulla produzione di latte siano completamente espressi, l'animale necessita di tempo per digerire e metabolizzare i nutrienti.

Ciò spiega come mai Reinemann et al. (1992), da un'indagine in un allevamento commerciale, hanno trovato che la migliore correlazione fra temperatura e produzione di latte si ottiene adottando come variabile climatica la temperatura media sulla base dei 10 giorni precedenti (T_{10}), con un declino dell'1.5% per incremento unitario di T_{10} oltre i 20°C e fino ai 25°C.

Al termine della stagione calda, la produttività non ritorna al suo livello iniziale poiché, specie nelle vacche ad alta produttività, il deficit energetico non riesce ad essere totalmente compensato: la curva di produttività del periodo successivo all'evento stressante rispetto a quella caratteristica dell'assenza di stress è simile a quella illustrata in figura 6.

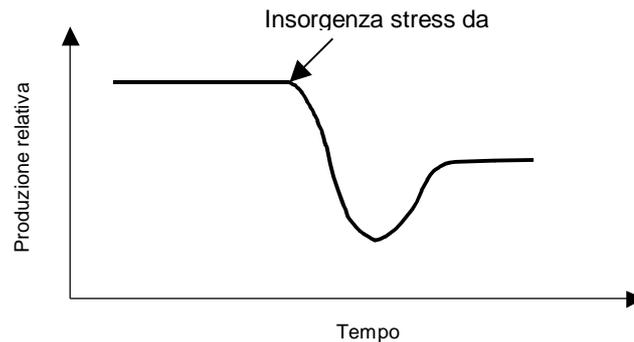


Fig. 6: Curva di produzione di animali esposti a stress da caldo (da Ravagnolo et al., 2000).

La perdita permanente nella lattazione in corso è proporzionale alla durata dello stress. Da ciò si evince l'importanza della durata dell'esposizione alle condizioni stressanti che, se prolungata, può determinare un calo produttivo difficilmente recuperabile nel tempo.

L'effetto della durata dell'esposizione a condizioni stressanti è stato, ad esempio, analizzato da Broucek et al. (1998) i quali, con indagini di laboratorio a temperatura costante di 34 °C, hanno riscontrato un peggioramento delle prestazioni progressivamente crescente durante i 3 giorni di prova: il declino rispetto alla produzione di partenza è stato pari al 5% dopo il primo giorno, all'8% dopo il secondo giorno, fino a raggiungere il 16.5 % alla fine del terzo giorno. Quest'ultimo dato è molto simile a quello ottenuto da Baeta et al. (1987), che hanno rilevato, dopo tre giorni di esposizione costante ad una temperatura di 34°C (con umidità relativa del 50% e velocità dell'aria 0.5 m/s), un declino produttivo dell'ordine del 18.5%. Sempre con test di laboratorio, Spiers et al. (2004) hanno riscontrato un peggioramento progressivo della produzione fino al quarto giorno di esposizione a temperatura costante di 29°C. Nonostante siano esposti ad una temperatura più bassa, la produzione degli animali utilizzati da Spiers et al. risulta in maggior misura penalizzata dall'esposizione prolungata alle condizioni stressanti (fig. 7): ciò

dovrebbe attribuirsi principalmente al fatto che la produzione media giornaliera di partenza dei soggetti in questione è molto più elevata (circa 35 kg) rispetto a quella degli animali utilizzati nelle prove di Baeta et al. (23 kg) e di Broucek et al. (21 kg), a riprova di quanto già detto sulle maggiori difficoltà di adattamento al caldo delle vacche a più alta capacità produttiva (par. 5.1).

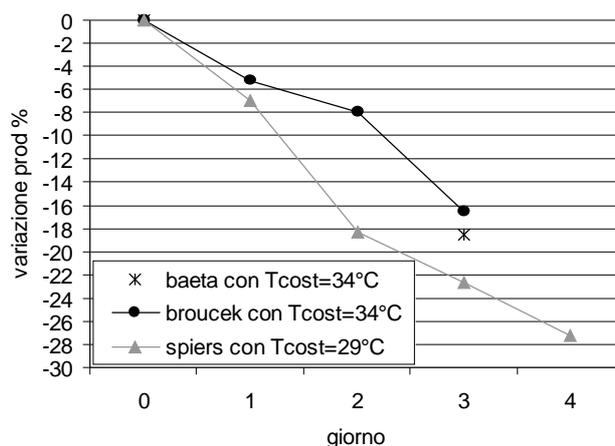


Fig. 7: Effetto dell'esposizione costante alle alte temperature sulla produzione di latte (prove di laboratorio).

I dati ottenuti da prove di laboratorio in condizioni termiche costanti non sono, tuttavia, pienamente confrontabili con quelli rilevati in condizioni reali, nelle quali prevalgono i cicli climatici giornalieri, caratterizzati dall'alternanza giorno-notte, e stagionali. Inoltre, con esposizioni prolungate possono verificarsi fenomeni di adattamento che riducono gli effetti delle condizioni stressanti.

Yeck e Stewart nel 1959, hanno cercato di simulare in laboratorio la variazione giornaliera della temperatura ambientale, allestendo prove in cui la temperatura, da un valore minimo alle 6 del mattino saliva gradualmente fino a raggiungere il valore massimo alle 3 del pomeriggio, per poi tornare a scendere. Gli autori hanno rilevato un effetto del ciclo giornaliero simile a quello dell'esposizione costante ad una temperatura equivalente alla temperatura media del giorno simulato. Ciò significa che, teoricamente, mantenendo costante la temperatura giornaliera massima, una riduzione della temperatura minima determinerebbe una riduzione della temperatura media e, di conseguenza, limiterebbe il declino produttivo.

Tuttavia, gli stessi autori hanno rilevato che, a parità di temperatura media del giorno simulato, un ciclo caratterizzato da un più ampio range di variabilità della temperatura determina un livello di stress superiore (tabella 2).

Quindi, le basse temperature notturne sono in grado di limitare gli effetti negativi delle elevate temperature diurne solo nel caso in cui queste non raggiungano livelli eccessivi.

Tabella 2: Declino produttivo rilevate in vacche di razza Frisona sottoposta a prove di simulazione della variazione giornaliera della temperatura (da Yeck e Stewart, 1959).

	Ciclo 1	Ciclo 2
Temperatura minima	21.1°C	15.5°C
Temperatura massima	37.8°C	43.3°C
Temperatura media	29.4°C	29.4°C
Calo produttivo	5%	>5%

D'altro canto, i già citati Broucek et al. (1998), simulando in laboratorio l'effetto giorno-notte considerando una temperatura massima diurna di 34°C ed una minima notturna di 23 °C (equivalente ad una temperatura media giornaliera di 28°C) non hanno rilevato significativi cali di produzione.

I risultati delle prove di laboratorio in condizioni termiche variabili hanno perciò dimostrato che l'effetto dell'esposizione ad alte temperature può essere, in parte o addirittura totalmente, mitigato dall'abbassamento dei valori che si verifica nel periodo notturno, ma quello che più conta è che l'effetto mitigatore dello stress da caldo prodotto dalla più favorevoli condizioni notturne è stato osservato anche in condizioni reali: Igono et al. (1992) hanno dimostrato che, anche quando la temperatura cresce notevolmente nel corso della giornata, un periodo notturno di 3-6 ore caratterizzato da temperature inferiori a 21°C permette di minimizzare il declino produttivo indotto dalle alte temperature diurne, mentre in un'esperienza condotta in allevamento, Frazzi et al. (2003) hanno rilevato effetti delle temperature diurne (fino a 33 °C) praticamente nulli quando la temperatura notturna scende al di sotto di 18 °C.

5.3.3. Effetto dell'umidità relativa sulla produzione di latte e relazione tra THI e declino produttivo

L'effetto negativo delle alte temperature viene accentuato se agli elevati livelli termici si associano elevati tassi di umidità relativa. Già Yeck e Stewart (1959), con i loro esperimenti in ambiente controllato, avevano rilevato che l'umidità non ha effetti significativi sulla produzione quando le temperature sono inferiori ai 24°C, mentre oltrepassata tale soglia elevati livelli di umidità relativa accentuano l'effetto delle alte temperature sulla produzione di latte. In prove a temperatura costante di 29.5°C, gli autori hanno riscontrato, al passaggio dal 44% al

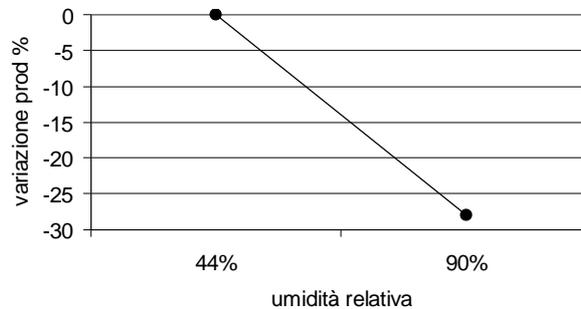


Fig. 8: Variazione della produzione di vacche di razza Frisone associata all'aumento del tasso di umidità relativa, considerando una temperatura dell'aria di 29.5°C (Yeck e Stewart, 1959).

90% di umidità relativa, un calo produttivo del 28% (fig. 8).

Baeta et al. (1987), con prove di laboratorio in condizioni costanti e con velocità dell'aria di 0,5 m/s, hanno rilevato che la produzione inizia a ridursi già con temperature dell'ordine dei 22°C qualora si raggiunga il 60% di umidità relativa, mentre con temperature superiori a 26°C è sufficiente un tasso di umidità del 40% per accentuare gli effetti negativi delle alte temperature, con un declino produttivo dell'ordine del 2% ogni 5 punti percentuali in più di umidità fino a circa 28°C e del 3% fra i 30 e i 34°C (fig. 9).

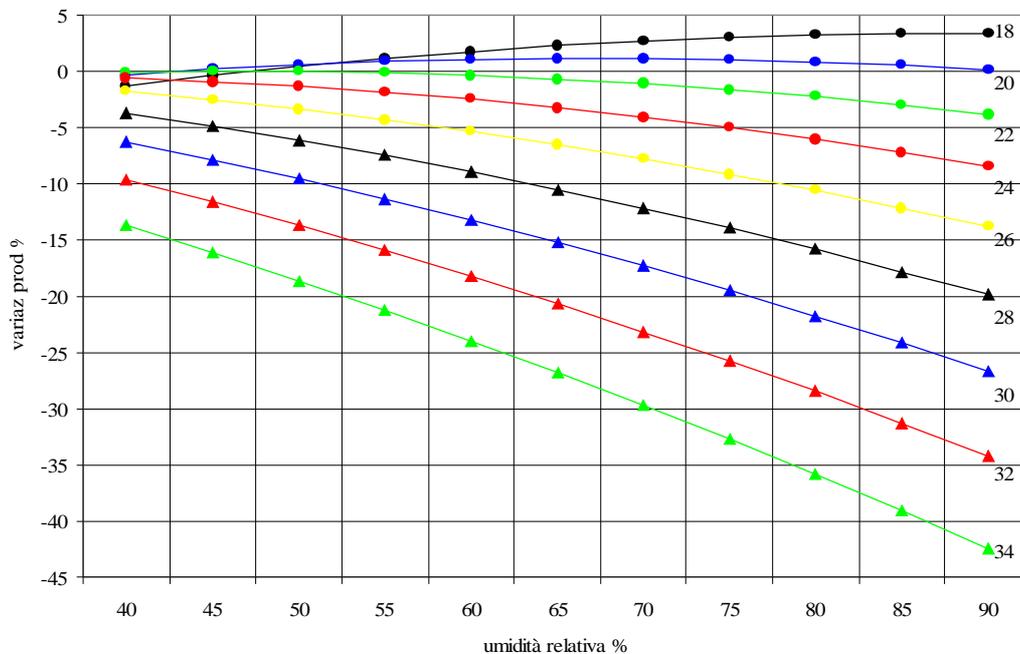


Fig. 9. Variazione della produzione (in %) di umidità relativa e temperatura dell'aria, con velocità dell'aria di 0.5 m/s (Baeta et al., 1987).

Quindi, con basse velocità dell'aria (es. 0.5 m/s), a parità di temperatura, il livello di stress termico aumenta al crescere dell'UR oltre il 40%.

Il calo produttivo rispetto alle condizioni di termoneutralità (T~18°C, UR=65%, vel~0.2 m/s) riscontrato da Yeck e Stewart al passaggio dal 44% al 90% di umidità relativa e con temperatura costante di 29.5°C sono confrontabili con le stime del modello di Baeta e coll. alle stesse condizioni di temperatura ed umidità (fig 10), pur con differenze attribuibili alle diverse condizioni sperimentali ed alle caratteristiche degli animali utilizzati.

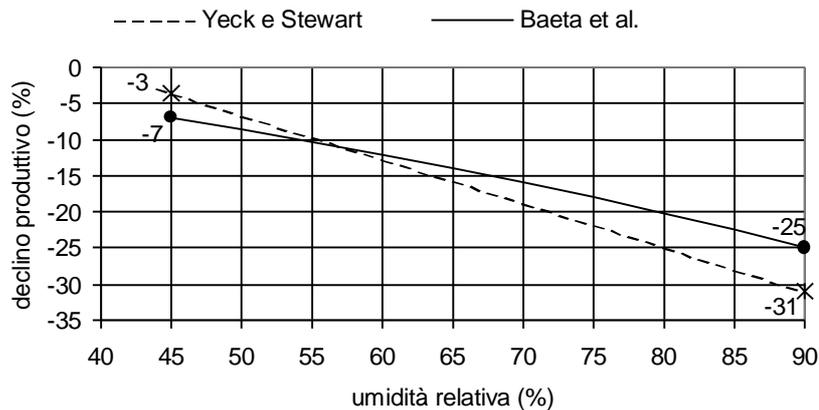


Fig. 10: Entità del declino produttivo rispetto alle condizioni di termoneutralità con umidità crescente dal 44% al 90% e T=29.5°C: confronto tra i dati rilevati da Yeck e Stewart e le previsioni del modello di Beta e coll.

L'azione combinata dei parametri temperatura e umidità relativa può essere analizzata adottando l'indice THI (Temperature Humidity Index), largamente usato nelle aree a clima caldo di tutto il mondo per valutare l'impatto dello stress termico sulle vacche da latte. Il THI si ispira all'indice di Thom (1959), che rappresenta la stima della sensazione di comfort termico percepita dall'uomo a differenti temperature ed umidità e con basse velocità dell'aria.

L'indice di Thom (o Discomfort Index) è calcolato come segue:

$$DI = 0.4 * (T_d + T_w) + 4.8$$

dove T_d e T_w sono le temperature di bulbo asciutto e bagnato rispettivamente, con T_a calcolata in ambiente ombreggiato e protetto dal vento.

Il THI rappresenta all'incirca il valore dell'indice di disagio di Thom ma, a differenza di quest'ultimo, esso giunge direttamente ad una classificazione di carattere oggettivo, piuttosto che soggettivo, a partire da dati valori termoigrometrici.

Per la determinazione del THI sono state proposte varie formule. Quella riportata di seguito è una delle prime: $THI = T_d + 0.36T_w + 41.2$

dove T_d e T_w sono le temperature di bulbo asciutto e bagnato rispettivamente.

Adottando la suddetta formula, l'U.S. National Weather Service (1970) ha proposto una classificazione del livello di stress termico delle specie di interesse zootecnico basata sulla ripartizione dei valori di THI in fasce a diverso grado di pericolosità (fig.11).

Temperature-Humidity Index Values

		Relative Humidity, %																			
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Temperature, °C	20	63	63	63	64	64	64	64	65	65	65	66	66	66	66	67	67	67	67	68	68
	22	64	65	65	66	66	66	67	67	67	68	68	69	69	69	70	70	70	71	71	72
	24	66	67	67	68	68	69	69	70	70	70	71	71	72	72	73	73	74	74	75	75
	26	68	69	69	70	70	71	71	72	73	73	74	74	75	75	76	77	77	78	78	79
	28	70	70	71	72	72	73	74	74	75	76	76	77	78	78	79	80	80	81	82	82
	30	71	72	73	74	74	75	76	77	78	78	79	80	81	81	82	83	84	84	85	86
	32	73	74	75	76	77	77	78	79	80	81	82	83	84	84	85	86	87	88	89	90
	34	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93
	36	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	93	94	95	96	97
	38	78	79	81	82	83	84	85	86	88	89	90	91	92	93	95	96	97	98	99	100
	40	80	81	82	84	85	86	88	89	90	91	93	94	95	96	98	99	100	101	103	104

Fig. 11: Indice di sicurezza climatica per gli animali secondo valori di THI:
 Normale ≤ 74 ; Attenzione: 75-78; Pericolo: 79-83; Emergenza: ≥ 84
 (da USDC-ESSA, 1970).

Attualmente, la formula di più largo utilizzo per la determinazione del THI è quella proposta da Kelly e Bond (1971): $THI = T_a - (0.55 - 0.55UR)(T_a - 58)$ dove T_a è la temperatura a bulbo secco (in °F), e UR è l'umidità relativa (in decimali). Tale formula è senz'altro più pratica poiché permette di escludere dal calcolo la temperatura di bulbo bagnato.

Con riferimento alla formula sopra citata, Wiersma (1990) ha sviluppato una tabella per la stima della gravità dello stress nelle vacche da latte da parte degli allevatori (fig. 12), proponendo la seguente classificazione:

- $72 \leq THI \leq 79$ stress leggero;
- $79 < THI < 90$ stress preoccupante;
- $90 < THI < 99$ stress severo.

In accordo con tale classificazione, lo stress da caldo nella vacca da latte insorge con $THI = 72$, che corrisponde a:
 $T_a = 22^\circ C$ e $UR = 100\%$;
 $T_a = 25^\circ C$ e $UR = 50\%$;
 $T_a = 28^\circ C$ e $UR = 20\%$.

TEMPERATURA

°F (°C)

- 71 (21.7)
- 74 (23.3)
- 77 (25.0)
- 80 (26.7)
- 83 (28.3)
- 86 (30.0)
- 89 (31.7)
- 92 (33.3)
- 95 (35.0)
- 98 (36.7)
- 101 (38.3)
- 104 (40.0)
- 107 (41.7)
- 110 (43.3)
- 113 (45.0)
- 116 (46.7)

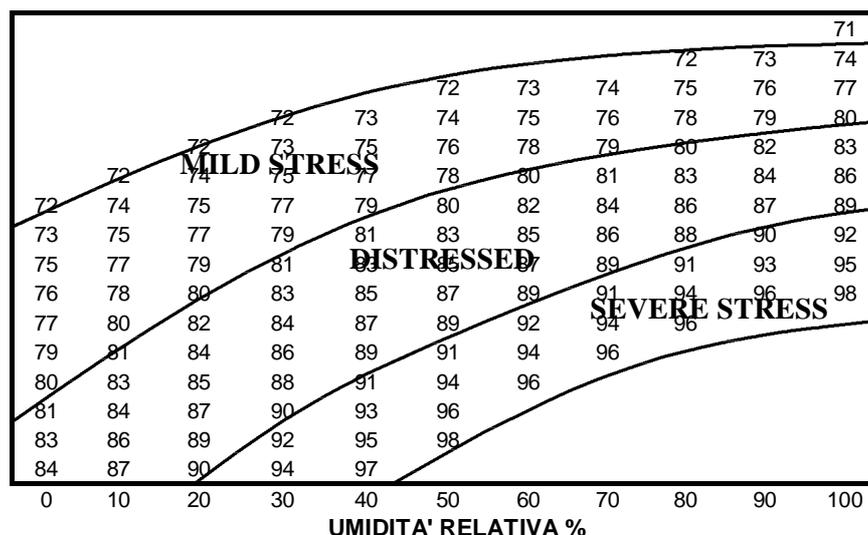


Fig. 12: Tabella dei valori di THI in funzione del livello di stress da caldo della vacche da latte da parte del produttore (da Wiersma, 1990)

In alcuni degli studi considerati nell'ambito della presente trattazione è stato individuato, quale soglia di THI critica per la produzione di latte, lo stesso valore suggerita da Wiersma.

L'analisi di dati produttivi raccolti da Chiappini nel corso dell'estate 1983 in numerose stalle della Pianura Padana, messi in relazione ai valori medi giornalieri di THI rilevati nel periodo considerato, ha rivelato un calo complessivo dell'11% quando il valore medio giornaliero di THI cresce da 72 a 78, con un declino medio dell'1.9% per incremento unitario di THI (fig. 13).

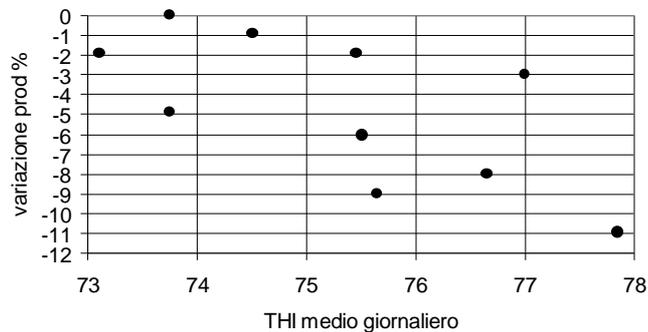


Fig. 13: Variazione complessiva della produzione, rilevata in stalle della Pianura Padana, in funzione del THI giornaliero medio (Chiappini, 1983).

I già citati Igono et al. (1992) hanno riscontrato, in clima desertico, una riduzione progressiva della produzione delle vacche di razza Frisona quando il valore medio giornaliero di THI è superiore a 72. Altri autori, invece, hanno individuato soglie critiche di THI inferiori al valore 72. Ad esempio, Berry et al. (1964), utilizzando i dati ottenuti in prove di laboratorio, hanno determinato un'equazione, adottata successivamente dall'ASAE (2003), per la previsione del declino produttivo in funzione del valore giornaliero medio di THI (calcolato con la formula $T_d + 0.36T_w + 41.2$) e della produzione giornaliera in assenza di stress. Dall'applicazione di tale relazione, risultano maggiormente penalizzati gli animali più produttivi se si ragiona in termini di declino assoluto (fig. 14.A) e quelli con produttività inferiore qualora si consideri il declino relativo (fig. 14.B) ma, in ogni caso, l'inizio del declino si colloca a THI inferiori a 72: per animali con una capacità produttiva compresa tra 20 e 35 kg/giorno, la produzione inizia a declinare quando il THI giornaliero medio supera una soglia compresa tra 68 e 69, con un declino relativo del 2.5% per incremento unitario di THI.

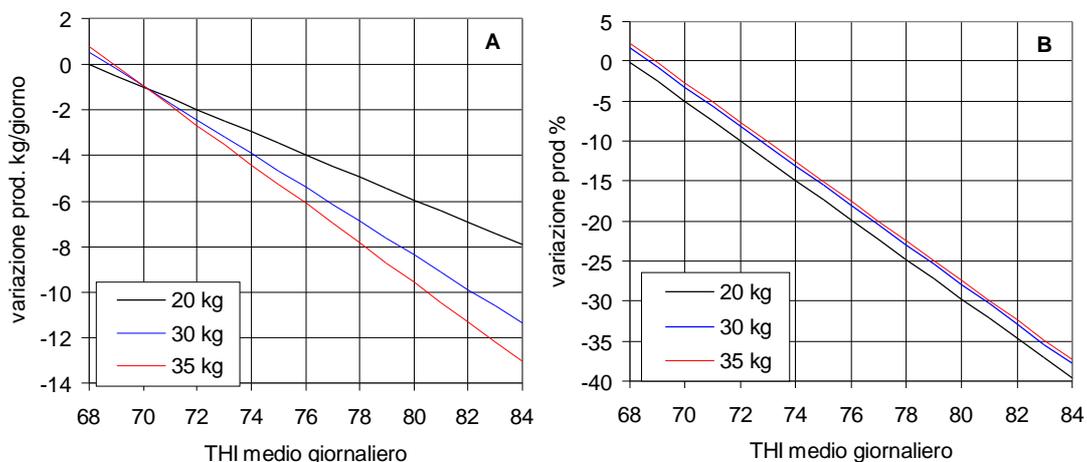


Fig. 14: Variazione della produzione assoluta (A) e relativa (B) in funzione della variazione del THI medio giornaliero e della capacità produttiva dell'individuo (Berry et al., 1964).

Nel corso di un'esperienza in allevamento, Bouraoui et al. (2002), hanno rilevato un declino produttivo del 2.1 % circa per incremento unitario del THI giornaliero medio oltre il valore 69.

Applicando la formula sviluppata da Berry et al. agli animali utilizzati nello studio di Bouraoui et al., che hanno una capacità produttiva media di 20 kg/giorno, si ottiene un andamento molto simile anche se il declino è superiore a parità di THI (fig. 15): ciò non meraviglia se si tiene conto del fatto che l'equazione di Berry deriva dall'analisi di dati ottenuti in test di laboratorio con esposizione costante per un periodo prolungato (fino a 2 settimane) a ciascuna combinazione di condizioni microclimatiche (come già espresso nel paragrafo 3.2, i dati ottenuti in simili condizioni non sono pienamente confrontabili con quelli raccolti in ambienti reali, seppur di grande interesse per una maggiore comprensione delle risposte animali allo stress da caldo).

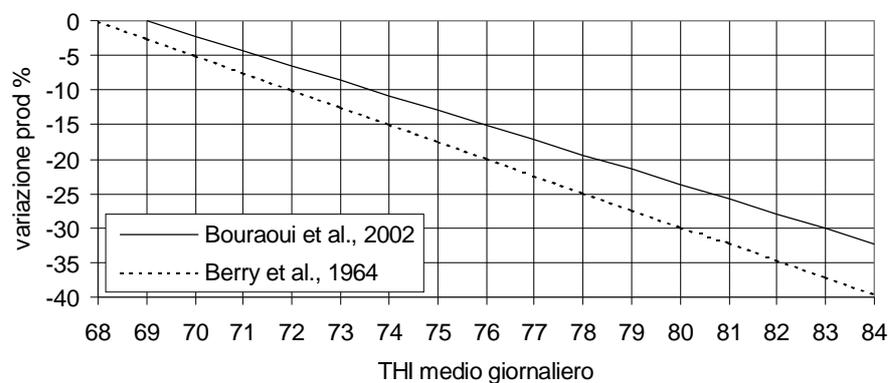


Fig. 15: Variazione della produzione in funzione del THI giornaliero medio: confronto tra la retta di regressione di Bouraoui et al. (2002) ed il declino ottenuto dall'applicazione dell'equazione sviluppata da Berry et al. (1964).

Altri autori hanno invece riscontrato un declino produttivo a partire da valori di THI giornaliero medi più elevati rispetto a quello comunemente considerato quale soglia critica per la produzione di latte. Da dati raccolti in allevamento, Calamari et al. (1994), ad esempio, hanno osservato una riduzione della produzione allorquando il THI medio giornaliero raggiunge e supera il valore 75.

In questo ambito di indagine, si riscontra tra gli Autori citati una certa discordanza riguardo al dato di soglia critica, con valori che vanno da 69 a 75, ma con una netta convergenza attorno al valore medio 72 (Chiappini, Igono et al.), mentre si rileva una buona concordanza per quanto riguarda i cali percentuali di produzione, quantificabili attorno al 2% per ogni punto di incremento oltre la soglia critica (fig. 16). Come per l'effetto della temperatura, anche di questo indicatore è stata analizzata l'influenza al protrarsi dell'esposizione: Bouraoui et al. (2002) e le elaborazioni sui dati raccolti da Chiappini (1983) hanno rilevato che i valori di THI di uno, due e tre giorni prima hanno un maggior effetto sulla produzione rispetto al THI dello stesso giorno, individuando la più alta correlazione con il dato medio del terzo giorno precedente a quello cui il dato produttivo fa riferimento, mentre West et al. (2003), nell'ambito di un'esperienza in allevamento, hanno trovato che la variabile che maggiormente influisce sulla produzione di latte è il valore medio di THI del secondo giorno precedente, con una riduzione nella produzione media giornaliera del 2.8% per incremento unitario oltre il valore soglia 72.

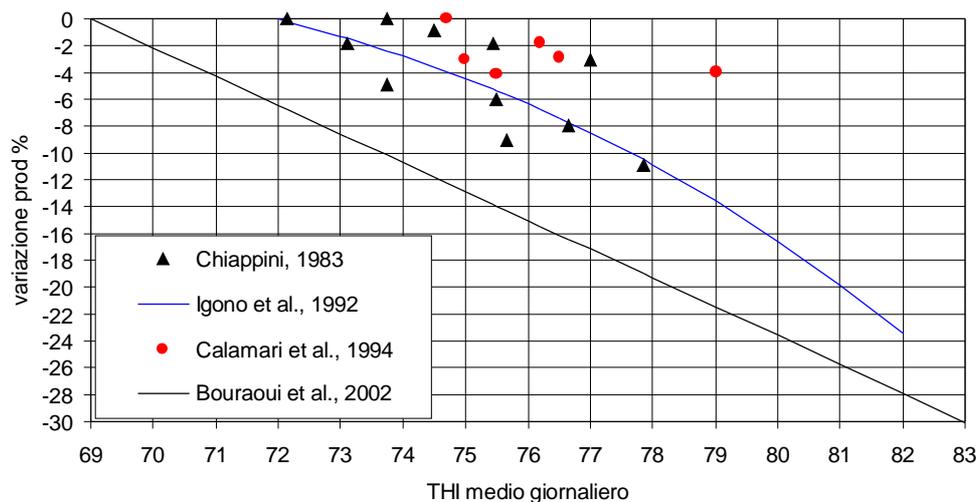


Fig. 16: Variazione della produzione di latte associata alla variazione del THI giornaliero medio: confronto tra i risultati ottenuti da diversi autori nel corso di indagini in allevamenti.

Nella tabella 3 sono riportati i coefficienti di correlazione tra variazione della produzione e THI medio dello stesso giorno e dei giorni precedenti rilevati nel corso degli studi eseguiti da Bouraoui e coll. e da West e coll. e derivati da elaborazioni eseguite sui dati raccolti da Chiappini.

Tab. 3: Correlazione tra variazione della produzione di latte e THI medio dello stesso giorno e dei giorni precedenti.

	Coefficiente di correlazione		
	Bouraoui	West	Chiappini
Variazione prod -THI stesso giorno	-0.75	-0.69	-0.4
Variazione prod -THI 1 giorno prima	-0.83		-0.66
Variazione prod -THI 2 giorni prima	-0.87	-0.88	-0.8
Variazione prod -THI 3 giorni prima	-0.89		-0.9

Sulla base di dati raccolti nel Sud Carolina, Linvill e Pardue (1992) hanno sviluppato un modello previsionale in cui la produzione giornaliera estiva di latte è determinata in funzione dei valori di THI dei giorni precedenti, attraverso la formula $MP \text{ (kg/giorno/vacca)} = 21.48 - 0.5 \times HD74 - 0.0099 \times HA80S$, dove 21.48 rappresenta la produzione media giornaliera di partenza (kg/capo/giorno), HD74 è il numero complessivo di ore con $THI > 74$ nel corso dei quattro giorni precedenti e HA80S equivale al quadrato del numero di ore con $THI > 80$ nel corso del giorno precedente.

Poiché nel calcolo del THI possono considerarsi diverse combinazioni di temperatura ed umidità, tale indice permette di confrontare le risposte di animali al medesimo livello di THI, anche se in località diverse. Tuttavia, il THI non tiene conto degli effetti dell'interazione tra temperatura ed umidità, né della velocità dell'aria a livello dell'animale.

5.3.4. Effetto della velocità dell'aria in combinazione con altri parametri sulla produzione di latte

La ventilazione ha una duplice funzione:

1. aumentare il livello di ricambio dell'aria (permettendo così lo smaltimento del calore sensibile e del vapore acqueo in eccesso, nonché dei gas nocivi e delle polveri accumulate nel ricovero);
2. incrementare la ventosità in corrispondenza degli animali.

L'aumento della velocità dell'aria in prossimità delle vacche, ottenibile, ad esempio, attraverso l'installazione di ventilatori assiali disposti sopra le aree di sosta degli animali, contribuisce ad alleviare lo stress da caldo poiché favorisce la dispersione di calore sensibile e latente da parte dell'animale: ciò permette di migliorare sensibilmente le condizioni di comfort termico delle bovine. Naturalmente è importante che la velocità dell'aria assuma valori significativi, senza tuttavia incidere troppo sui costi e, soprattutto, senza disturbare il comfort degli animali.

Vari studi hanno preso in considerazione l'importante parametro della velocità dell'aria. Le indagini di Baeta et al. (1987) sono, in proposito, tra le più complete: gli autori hanno analizzato gli effetti delle variazioni di temperatura, umidità e velocità dell'aria sul bilancio termico della vacca da latte e sulle funzioni ad esso correlate, attraverso prove di laboratorio con esposizione costante a diverse combinazioni dei suddetti parametri climatici, considerando quale condizione di riferimento per la quantificazione degli effetti indotti da ciascun trattamento quella caratterizzata da una temperatura di 18°C, un tasso di umidità del 50% ed una velocità dell'aria a livello degli animali di 0.5 m/s.

I dati raccolti nel corso delle prove confermano che un incremento della velocità dell'aria a livello dell'animale è in grado di limitare gli effetti negativi di valori crescenti di temperatura ed umidità, ma anche che l'effetto positivo della ventilazione si riduce qualora tali parametri raggiungano livelli eccessivi.

Infatti, quando si superano i 22 °C:

- a) con UR del 40%, l'effetto della velocità dell'aria sulla produzione è trascurabile in un intervallo di temperatura fra 22 e 24 °C, mentre oltre tale soglia e fino a 34 °C, la produzione si può mantenere stabile aumentando la velocità dell'aria fino a 5,5 m/s (fig.17.a);
- b) quando il tasso di umidità sale al 60%, si avvertono cali significativi di produttività già a partire dai 22 °C, che possono essere annullati incrementando la velocità dell'aria al valore sopra indicato, ma solo fino a 26°C (fig.17.b);
- c) a livelli di umidità del 90% occorre mantenersi al di sotto dei 20°C per non avere cali significativi, mentre il beneficio della velocità dell'aria (sempre a 5 m/s) vale solo entro il *range* 22-24 °C (fig.17.c).

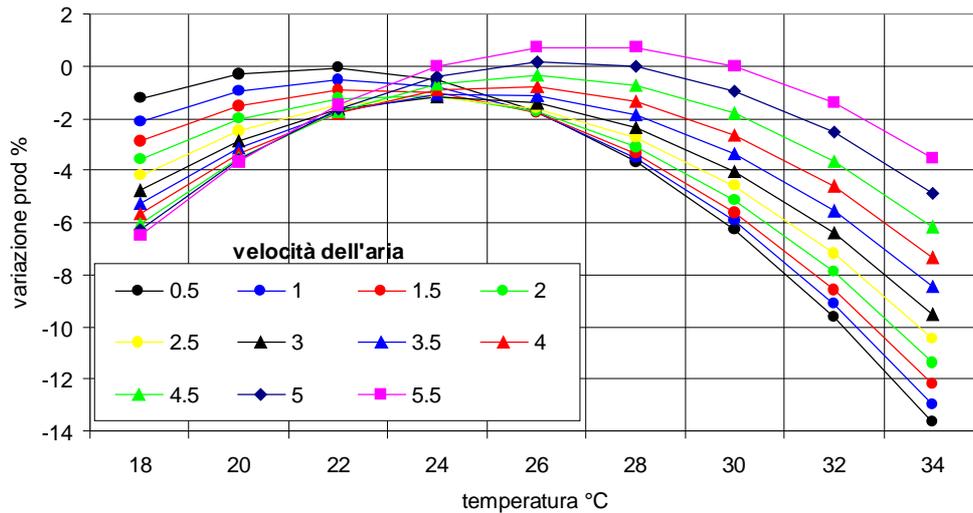


Fig. 17.a: Variazione dalla produzione al variare di temperatura e velocità dell'aria, con UR=40% (Baeta et al., 1987).

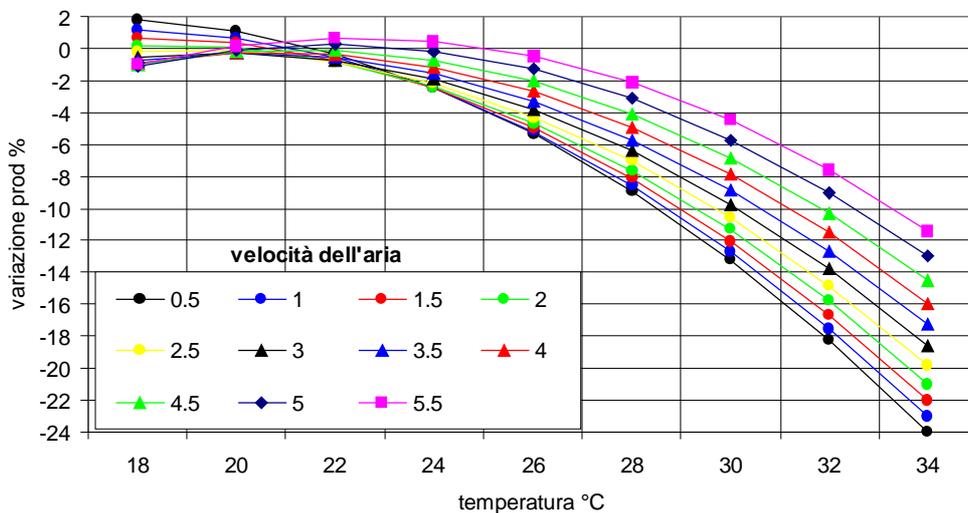


Fig. 17.b: Variazione dalla produzione al variare di temperatura e velocità dell'aria, con UR=60% (Baeta et al., 1987).

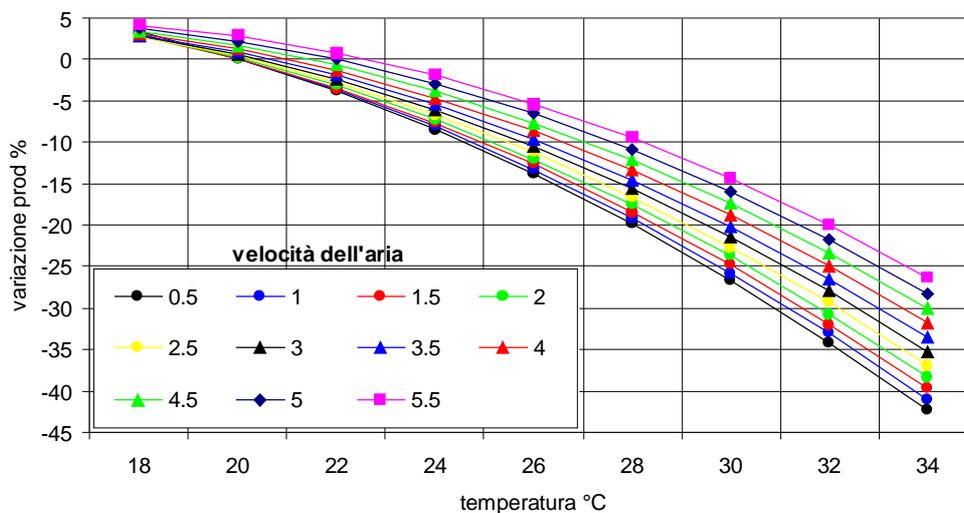


Fig. 17.c: Variazione dalla produzione al variare di temperatura e velocità dell'aria, con UR=90% (Baeta et al., 1987).

Gli stessi autori partono dal presupposto che una velocità base, a livello dell'animale, di 0.5 m/s non sia in grado di dare sollievo all'animale. Dati raccolti in esperienze in allevamento hanno invece evidenziato che la ventilazione artificiale fa sentire i suoi effetti positivi già a velocità di 0.5-1 m/s.

Calamari et al. (1994), ad esempio, lavorando con vacche in stabulazione fissa ed in giorni con temperature minime di 23 °C e massime di 30 °C, hanno rilevato un declino produttivo di appena il 3.2% con una velocità dell'aria di 0,5-0,8 m/s a livello degli animali, contro il 10% ottenuto dal gruppo di controllo, con velocità di 0,1 m/s (tabella. 4).

Tabella 4: Declino produttivo rilevato al termine della fase sperimentale dello studio di Calamari e coll. (1994).

gruppo	Declino produttivo
Ventilazione naturale	10%
Ventilazione forzata	3.2 %

Utilizzando i dati microclimatici medi rilevati da Calamari nell'area con ventilatori, l'applicazione del modello di Baeta e coll. porta ad una stima del calo produttivo dell'8% circa: tale tendenza alla sovrastima è da attribuire ai già indicati limiti insiti in prove condotte in laboratorio in condizioni costanti.

Prove condotte in allevamento da Frazzi et al. (2000), con vacche in stabulazione libera ed in condizioni di temperatura che raggiungevano i 31-32 °C, hanno evidenziato che una ventilazione meccanica capace di assicurare una velocità dell'aria a livello animale di almeno 0,5 m/s determina una minor perdita di latte (attorno a 0,7-0,8 kg/capo/giorno), oltre a positivi effetti sulla qualità.

Rispetto a quanto rilevato da Calamari e coll., i benefici legati alla ventilazione sono stati inferiori, per lo meno dal punto di vista quantitativo, con un declino produttivo nel gruppo ventilato inferiore di appena il 3% rispetto a quello del gruppo di controllo (tabella 5): ciò è da attribuire al minor stress di animali lasciati liberi rispetto ad animali legati, poiché gli animali liberi di muoversi possono mettere in atto meccanismi comportamentali che permette loro di raffrescarsi.

Tabella 5: Declino produttivo rilevato al termine della fase sperimentale dello studio di Frazzi e coll. (2000).

gruppo	Declino produttivo
Ventilazione naturale	15 %
Ventilazione forzata	12.4 %

Nella stessa occasione Frazzi e coll. hanno osservato, ad esempio, la presenza di animali in piedi per più tempo nell'area priva di ventilatori, poiché tale posizione, seppur scomoda, favorisce una miglior dispersione del calore rispetto alla postura coricata.

Seppur con i limiti legati alla tipologia di stabulazione, i risultati delle due esperienze in allevamento suggeriscono che una ventilazione meccanica che generi un flusso di aria intorno all'animale con una velocità di almeno 0.5 m/s è in grado di determinare sensibili benefici in termini produttivi, specie in aree, come quella padana, caratterizzate da un basso livello di ventosità naturale.

Come accennato, la ventilazione induce una maggiore evaporazione a livello cutaneo; tuttavia, l'effetto che la velocità dell'aria può avere sulla dispersione di calore latente è limitato dalla capacità di traspirazione dell'animale: è noto che la

vacca e i bovini in genere hanno una capacità di traspirazione cutanea intermedia rispetto a specie come gli equini, dotati di notevole capacità di sudorazione, e quelle avicole, caratterizzate da una traspirazione cutanea quasi nulla per la presenza di penne e piume. Sicché, con la ventilazione artificiale si può incrementare la dispersione di calore a livello cutaneo, ma sino ad un certo punto, ossia sino al limite rappresentato dalla traspirazione cutanea, piuttosto ridotta (Stowell et al, 2003).

5.3.5. Concetto di temperatura effettiva

Quanto emerso dai precedenti paragrafi suggerisce che il livello di stress termico vada misurato combinando diversi parametri. Infatti, la temperatura che l'animale effettivamente percepisce può discostarsi da quella dell'aria poiché dipende da 5 fattori ambientali:

1. temperatura dell'aria;
2. **umidità relativa;**
3. **movimento dell'aria;**
4. **calore radiativo;**
5. **precipitazioni.**

Lo stress da caldo insorge quando la combinazione dei fattori sopra citati fa sì che la **temperatura effettiva** si collochi al di sopra della zona di comfort termico per l'animale. Dalla presente trattazione sono esclusi gli effetti del carico di calore radiativo e delle precipitazioni, poiché negli studi di cui si tiene conto gli animali dispongono sempre di un riparo dalle radiazioni solari e, anche quando presenti aree all'aperto, non si tiene conto dei dati relativi a periodi caratterizzati da precipitazioni. Si considerano invece l'influenza dell'umidità relativa e del movimento dell'aria, fattori in grado di influire notevolmente, positivamente e negativamente, sul comfort termico animale.

Frazzi et al. (1998), attraverso l'elaborazione di dati microclimatici e fisiologici (temperatura rettale e ritmo respiratorio) raccolti nel corso di un'esperienza in allevamento, hanno sviluppato un modello matematico per la previsione dell'effetto combinato di temperatura, umidità relativa e velocità dell'aria sul comfort termico animale, espresso in termini di temperatura effettiva (fig. 18).

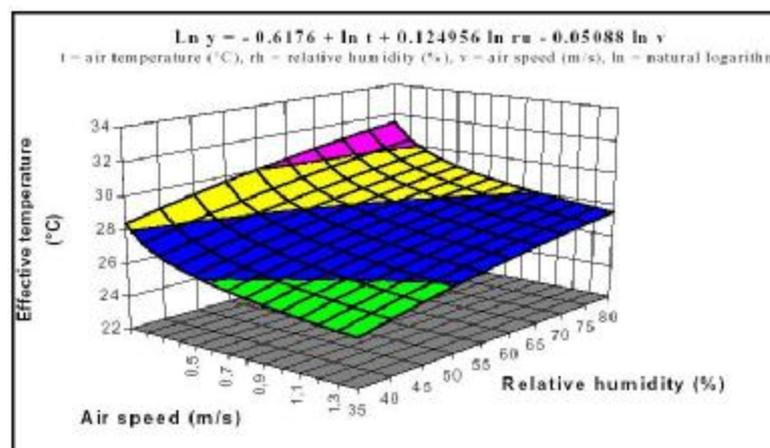


Fig. 18: Influenza della velocità dell'aria e dell'umidità relativa sulla temperatura effettiva percepita dall'animale, calcolata secondo il modello matematico riportato in testa al grafico e ricavato in base ai dati di temperatura rettale e frequenza respiratoria (Frazzi et al., 1998).

Secondo tale modello, ad esempio, con una temperatura di 30°C (fig. 19):

- un incremento dell'umidità relativa dal 40% all'80% indurrebbe, a parità di velocità dell'aria, un aumento medio della temperatura effettiva di 2.5°C (circa 0.5 °C ogni 10 punti percentuali);
- un incremento della velocità dell'aria da 0.1 m/s a 1.4 m/s indurrebbe, a parità di umidità relativa, una riduzione media della temperatura effettiva di 3.8°C.

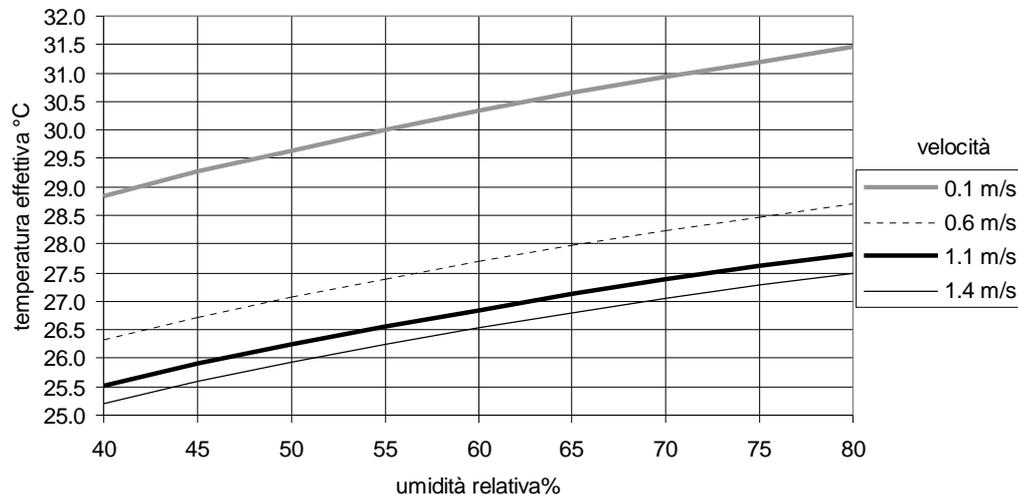


Fig. 19: Effetto dell'umidità relativa e della velocità dell'aria sulla temperatura effettiva (con $T_a = 30^\circ\text{C}$).

La velocità dell'aria sembra influire in maggior misura dell'umidità sul comfort termico degli animali: infatti, come si evince dal grafico in figura 20, se per ridurre la temperatura effettiva di circa 2.5 °C è necessario che l'umidità relativa subisca una riduzione consistente (dal 40% all'80%), basta aumentare la velocità di appena 0.5 m/s (da 0.1 a 0.6 m/s) per ottenere lo stesso risultato.

Un altro aspetto importante emerso dalle prove di Frazzi e coll. è che l'effetto raffrescante si riduce aumentando la velocità oltre un certo limite: nell'esempio in figura 19, la temperatura effettiva subisce una riduzione di circa 0.8°C con l'incremento della velocità da 0.6 m/s a 1.1 m/s e di appena 0.3°C se si passa da 1.1 m/s a 1.4 m/s si riduce di appena 0.3°C. Si tratterà più approfonditamente di tale aspetto nel par.4.

5.4. EFFETTO DEI PARAMETRI MICROCLIMATICI SU ALCUNI INDICATORI FISIologici

Come accennato nel paragrafo introduttivo, i bovini sono animali omeotermi e devono mantenere costante la loro temperatura corporea interna al fine di salvaguardare le funzioni vitali dell'organismo. Nella pratica viene indicata come temperatura media corporea la temperatura rettale, anche se più corretto sarebbe considerare quella aortica, poiché in questo vaso si ha l'integrazione delle temperature del sangue proveniente da tutte le parti del corpo; West et al. (2003), invece, propongono di utilizzare la temperatura del latte rilevata nel momento in cui esso sgorga dal capezzolo, considerando tale parametro, grazie all'alto livello di vascolarizzazione della mammella, più rappresentativo e meno variabile

rispetto alla temperatura rettale, soggetta ad errori legati alla profondità di inserzione del sensore ed alla durata della rilevazione.

Con elevate temperature ambientali la vacca non riesce a dissipare sufficiente calore e la sua temperatura corporea cresce; allo stesso tempo si ha l'incremento del ritmo respiratorio in modo da favorire la dispersione di calore in forma latente. In condizioni di termoneutralità la vacca da latte presenta una temperatura rettale intorno ai **38.5 °C**, con possibili oscillazioni limitate (ad esempio, il lavoro e le variazioni atmosferiche provocano delle differenze di più di un grado ed in tutte le specie la temperatura è almeno un mezzo grado più alta alla sera che al mattino) ed un ritmo respiratorio inferiore ai **60 atti/min**.

Berman et al. (1985), attraverso indagini in allevamento, hanno stabilito che temperature comprese tra 10°C e 24°C non influiscono sulla temperatura rettale, mentre entro il medesimo intervallo questa subisce un incremento di 0,02 °C/kg di latte negli animali con produzione superiore a 24 kg/giorno. Nel corso dello studio, gli autori hanno analizzato gli effetti oltre che delle alte temperature, anche della velocità dell'aria. Con temperature ambientali comprese tra 26°C e 36°C, la temperatura rettale in vacche esposte a ventilazione forzata (1,5 – 3,0 m/s) subisce un incremento dimezzato rispetto a quello di animali sottoposti a ventilazione naturale (0.5 m/s) (fig.20). Inoltre esso è influenzato dal livello produttivo (fig.21).

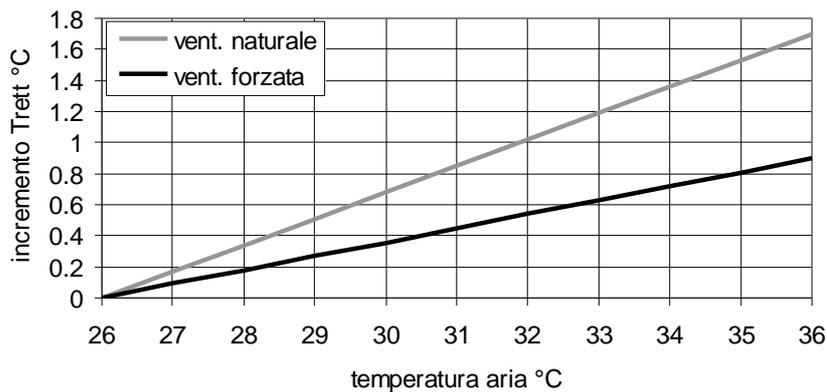


Fig. 20: Incremento della temperatura rettale al variare della temperatura ambientale (considerando vacche con capacità produttiva di 28 kg/giorno).

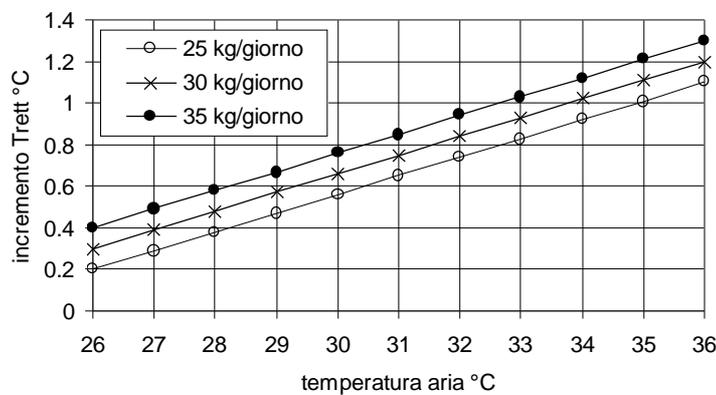


Fig. 21: Incremento della temperatura rettale nel range 26-36°C nelle vacche del gruppo ventilato in funzione della temperatura ambientale e della capacità produttiva.

Anche per il ritmo respiratorio, che cresce con temperature ambientali superiori ai 25°C, si rileva che la ventilazione forzata determina frequenze più basse (fig. 22).

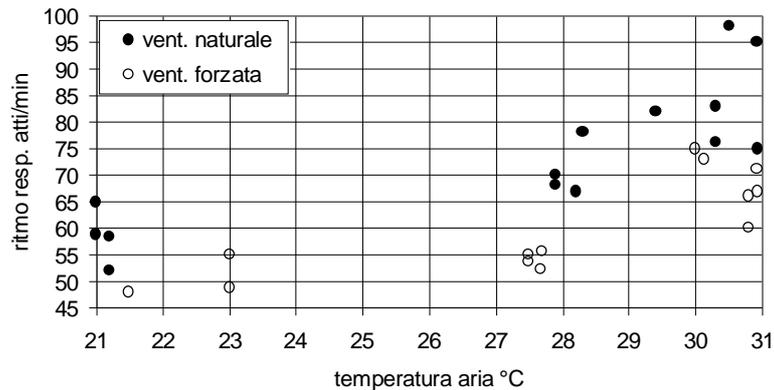


Fig. 22: Distribuzione delle frequenze respiratorie medie, misurate nei due gruppi, alla variazione della temperatura ambientale (Berman, 1985).

Nel corso della già citata esperienza di Calamari e collaboratori (1994), nel gruppo di vacche non ventilate artificialmente si sono rilevati, nei controlli serali, valori di temperatura rettale e di frequenza respiratoria sempre superiori, rispettivamente, a 39°C e a 60 atti/min, e notevolmente influenzati dalla temperatura crescente dell'aria; nel gruppo sottoposto a ventilazione forzata (0.5-0.8 m/s a livello degli animali), invece, i valori rilevati dei due parametri, pur mostrando una leggera crescita all'aumento della temperatura esterna, rimangono entro i limiti di termoneutralità (fig. 23).

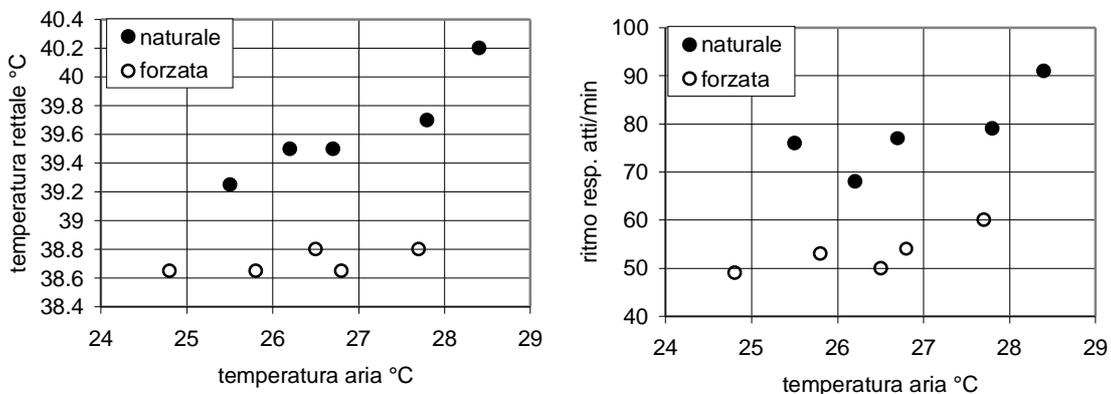


Fig. 23: Variazioni di temperatura rettale e ritmo respiratorio rilevate nel corso dell'esperienza di Calamari e coll. (1994).

I dati rilevati da Calamari e coll. relativi agli incrementi di temperatura rettale al variare della temperatura ambientale sono in buon accordo con le equazioni di regressione elaborate da Berman (fig. 24): quest'ultimo di giustificare le eventuali discrepanze tra i dati stimati attraverso le sue equazioni e dati reali derivanti da altre fonti con il fatto che nel suo studio la velocità dell'aria a livello degli animali non viene considerata.

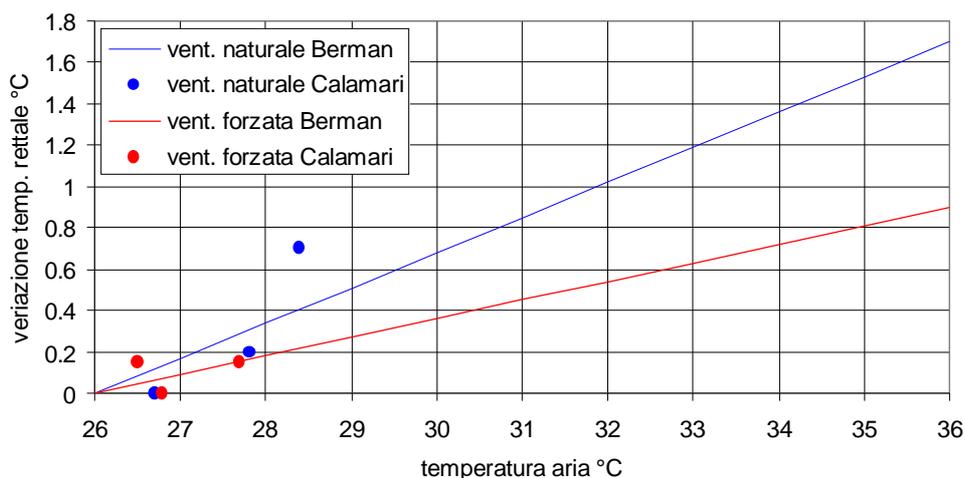


Fig. 24: Incremento della temperatura rettale al variare della temperatura ambientale stimato attraverso le equazioni proposte da Berman (per vacche con capacità produttiva di 28 kg/giorno) e confronto con i dati rilevati da Calamari e coll. (1994).

In figura 25 sono riportate le frequenze respiratorie medie al variazione della temperatura ambientale rilevate nel corso dei due studi citati: le distribuzioni delle frequenze assumono andamenti molto simili.

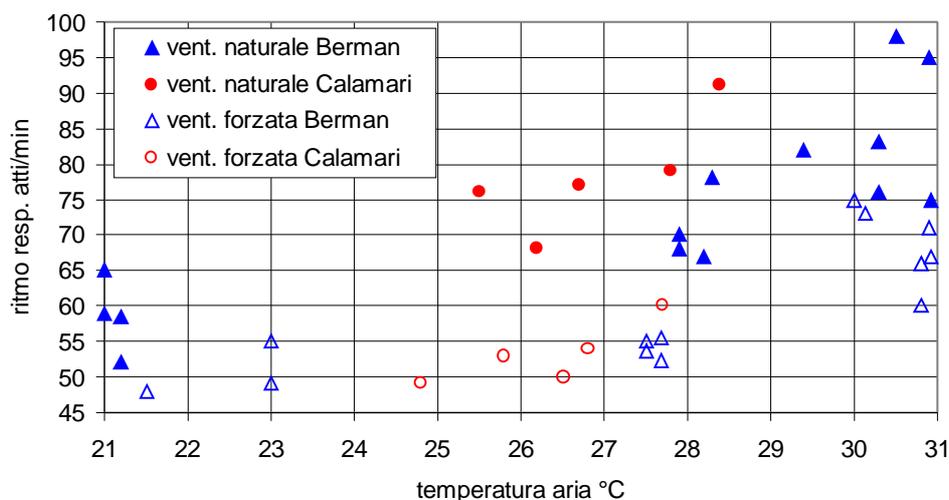


Fig. 25: Distribuzione delle frequenze respiratorie medie alla variazione della temperatura ambientale, rilevate in vacche da latte sottoposte a ventilazione naturale ed a ventilazione forzata (Berman, 1985 e Calamari e coll., 1994).

Il modello matematico sviluppato da Frazzi e coll. (già citato nel par. 3.3) rappresenta un valido strumento per l'analisi dell'effetto della combinazione di temperatura, umidità relative e velocità dell'aria sui valori di temperatura rettale e frequenza respiratoria, quindi sul comfort termico, delle vacche da latte. Dall'applicazione del modello risulta che, a parità di temperatura ed umidità relativa dell'aria, con velocità, a livello animale, crescente da 0.1 m/s a 1.4 m/s la temperatura rettale ed il ritmo respiratorio si riducono, rispettivamente, di 0.6 °C e 7 atti/min circa (fig. 26).

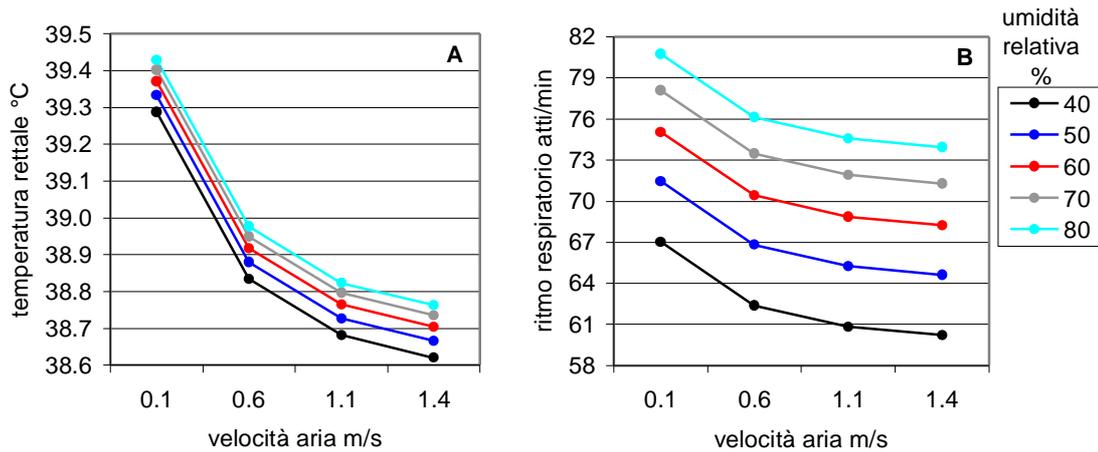


Fig. 26: Effetto della ventilazione su temperatura rettale e ritmo respiratorio (con $T_a=30^\circ\text{C}$ e produzione=28 kg/giorno).

L'effetto raffrescante, tuttavia, si attenua progressivamente oltre il livello di 1.1 m/s (tabella 6): tale aspetto è già emerso nel corso della trattazione dell'effetto della ventilazione sulla temperatura effettivamente percepita dall'animale (par.5.3.3.).

Tab. 6: Variazioni della temperatura rettale e del ritmo respiratorio per incrementi progressivi della velocità dell'aria, secondo il modello di Frazzi e coll.

Incremento della velocità dell'aria	Riduzione della temperatura rettale	Riduzione della frequenza respiratoria
0.1 m/s → 0.6 m/s	↓ 0.45 °C	↓ 4.6 atti/min
0.6 m/s → 1.1 m/s	↓ 0.15 °C	↓ 1.6 atti/min
1.1 m/s → 1.4 m/s	↓ 0.06 °C	↓ 0.6 atti/min

L'umidità relativa sembrerebbe non avere grande influenza sulla temperatura rettale (fig. 26.A), mentre esercita un effetto più consistente sull'attività respiratoria (fig. 26.B): a parità di temperatura e velocità dell'aria, passando dal 40% all'80% di umidità relativa, la temperatura rettale aumenta di appena 0.14 °C, mentre la frequenza respiratoria subisce un incremento di 13 atti/min.

Anche Baeta et al. (1987), nel corso di prove di laboratorio a temperatura costante, hanno preso in esame la variazione della temperatura rettale al variare dei parametri microclimatici ma i risultati ottenuti, messi a confronto con quelli di Frazzi e coll., denotano benefici inferiori per l'aumento della velocità dell'aria a livello degli animali (fig. 27) ed peggiori effetti determinati dagli incrementi di umidità (fig.28).

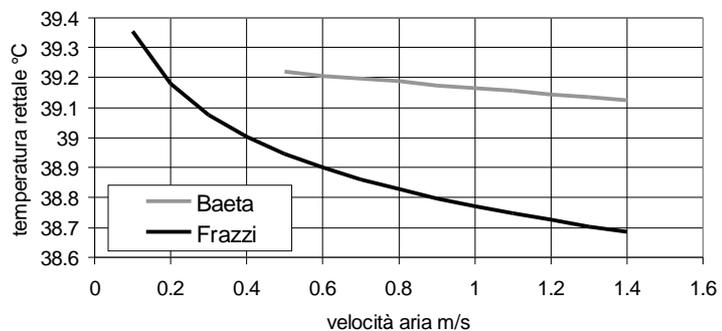


Fig. 27: Influenza della velocità dell'aria sulla temperatura rettale secondo Baeta e coll. (1987) e secondo Frazzi e coll. (1998). con $T_a=30^\circ\text{C}$ e UR=55%.

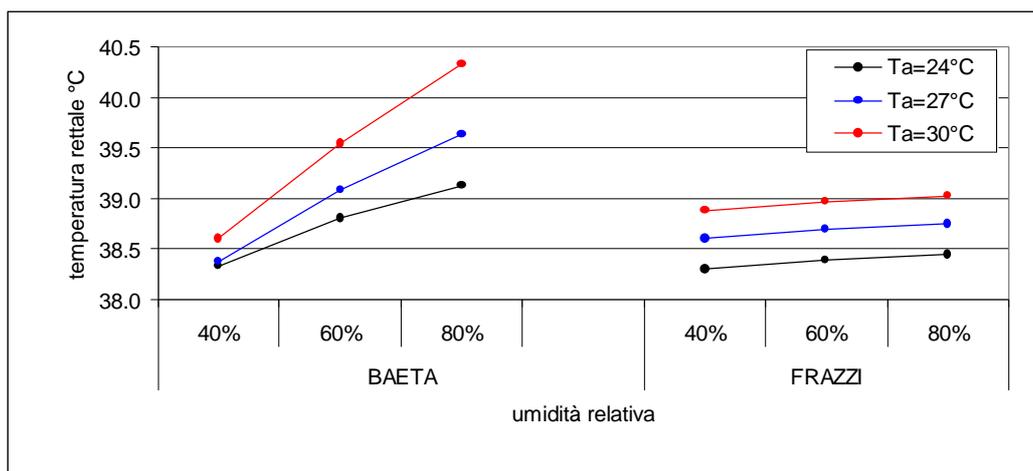


Fig. 28: Influenza dell'umidità relativa dell'aria sulla temperatura rettale secondo Baeta e secondo Frazzi (considerando una velocità di 0.5 m/s).

Queste differenze possono essere spiegate col fatto che Baeta ha condotto le prove in camere climatiche con esposizione perdurante per giorni, mentre il modello di Frazzi deriva da un'esperienza in allevamento, con vacche che hanno beneficiato della variazione giorno-notte e di un più lungo periodo di adattamento.

In buon accordo con le previsioni del modello di Frazzi sono, invece, i dati relativi alla risposta in termini di temperatura rettale e di ritmo respiratorio rilevati nella citata esperienza di Calamari e coll. (tabella 7), tenuto conto delle differenze legate alla tipologia di stabulazione (libera nei primi, fissa nei secondi) e di capacità produttiva degli animali.

Tab. 7: Confronto tra i dati medi raccolti da Calamari e coll. (1994) e le previsioni del modello di Frazzi et al. (1998) alle stesse condizioni microclimatiche ($T = 26,2^{\circ}\text{C}$ e $UR = 70\%$).

Autore	Temperatura rettale	Ritmo respiratorio
Calamari con vel 0.5-0.8 m/s	38.7	50.4
Frazzi con vel 0.5 m/s	38.65	56.9
Frazzi con vel 0.8 m/s	38.53	55.7

5.5. POSSIBILE UTILIZZO DEI PARAMETRI FISIOLGICI QUALI INDICATORI DEL LIVELLO DI STRESS TERMICO E PER LA PREVISIONE DEL DECLINO PRODUTTIVO

I sistemi correnti per la previsione delle prestazioni produttive delle vacche da latte in condizioni di stress da caldo ricorrono ad indici basati solo sui fattori ambientali. Ad esempio, il THI, il più comune indice di stress utilizzato nel settore zootecnico, è calcolato a partire dai valori di temperatura ambientale e di umidità relativa.

Un metodo per valutare e prevedere l'effetto delle condizioni termiche su ingestione alimentare e lattazione dovrebbe, invece, tenere conto della sensibilità dell'animale allo stress da caldo e della risposta ai fattori ambientali. Esiste, infatti, un chiaro legame tra stress ambientale, sforzo termico animale e produzione: una variazione di temperatura dell'aria prima influisce sulla

temperatura corporea ed invoca una risposta respiratoria per mantenere l'equilibrio termico; tali modifiche sono a loro volta collegate alla variazione nell'ingestione alimentare che influisce, in ultima analisi, sulla produzione di latte. Tale relazione dovrebbe essere considerata nella determinazione degli indici per la previsione dell'impatto dello stress termico sulle prestazioni delle vacche da latte: indicatori dello "sforzo termico" basati sull'animale migliorerebbero la previsione della prestazione produttiva poiché tengono conto della sensibilità individuale allo stress ambientale, variabile in funzione di numerosi fattori (età, razza, metabolismo, livello produttivo).

Gli indicatori che mostrano una risposta pronta ai cambiamenti microclimatici sono rappresentati dalla temperatura cutanea, dal ritmo respiratorio e dalla temperatura rettale.

In teoria, la variazione di temperatura cutanea dovrebbe rappresentare il primo stimolo per la risposta fisiologica da parte dell'animale, anche perché la cute è sede di numerosi recettori termici; tuttavia, la temperatura cutanea è soggetta a variazioni in funzione della regione corporea considerata ed è influenzata da altri fattori esterni, oltre alla temperatura, quali la velocità dell'aria e l'esposizione al calore radiativo. La variazione del ritmo respiratorio rappresenta il primo vero segnale di sforzo termico poiché essa si verifica prima che ci sia una variazione della temperatura corporea, per cui potrebbe essere utilizzato quale indicatore dello stato termico dell'animale, anche se la frequenza respiratoria è soggetta a notevoli variazioni individuali.

Nonostante la sua risposta alle variazioni microclimatiche sia più lenta e meno prevedibile, la temperatura rettale risulta essere, al confronto, un migliore indice per la previsione delle prestazioni produttive dell'animale, poiché per modificare la quantità di alimento ingerito e, di conseguenza, la produzione di latte è necessaria una variazione della temperatura interna.

Secondo Bray e Bucklin (1994), le soglie di ritmo respiratorio e temperatura rettale oltrepassate le quali l'allevatore dovrebbe preoccuparsi di intervenire per ridurre al minimo i cali produttivi sono, rispettivamente, 80 atti/minuto e 39.3 °C. Spiers et al. (2004), lavorando con vacche di razza Frisona sottoposte, in laboratorio climatico, a condizioni termiche stressanti ($T_a \sim 29^\circ\text{C}$ e $UR \sim 50\%$) per periodi di lunghezza variabile (dalle 24, alle 48 alle 96 ore), hanno riconosciuto nella variazione della temperatura rettale il miglior indicatore fisiologico per la previsione della produzione di latte e delle sue variazioni in condizioni di stress acuto, non solo sulla base dei più alti coefficienti di correlazione, ma anche sulla semplicità nell'effettuarne le misure. Gli autori hanno scelto di mantenere costante la temperatura dell'aria per eliminare la variabile addizionale della ciclicità, che avrebbe reso le relazioni tra stato termico e produzione più complesse e di più difficile interpretazione.

Dall'analisi dei dati raccolti in allevamento da Calamari et al. (1994) si rileva una correlazione superiore tra variazione di temperatura rettale e variazione di produzione ($r=0.72$) rispetto a quella tra quest'ultima e variazione di temperatura ambientale ($r=0.6$). Nonostante i limiti, più volte richiamati nei paragrafi precedenti, legati alle prove eseguite in condizioni costanti di temperatura ed umidità, quanto emerso dalle elaborazioni statistiche di Spiers e coll. è in buon accordo con quanto rilevato da Calamari e coll. in ambiente reale di stalla (fig. 29) e, nonostante in entrambi gli studi la variazione del ritmo respiratorio sia

strettamente correlata alla variazione di temperatura rettale, quest'ultima risulta essere al confronto un migliore previsore della produzione.

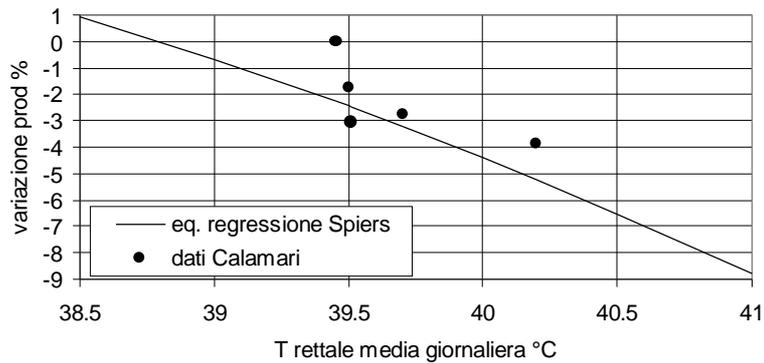


Fig. 29: Variazione della produzione di latte in funzione della temperatura rettale media giornaliera: confronto tra l'equazione di regressione di Spiers et al (2004) ed i dati raccolti da Calamari et al. (1994).

Lo studio di Spiers e coll. ha previsto anche un'analisi di regressione eseguita spostando indietro di un giorno i valori produttivi, considerando che le variazioni sia del consumo di alimento sia della produzione possono verificarsi con ritardo rispetto alle variazioni nello stato termico nell'animale sottoposto a condizioni stressanti: apportando tale modifica, la relazione tra ingestione alimentare e temperatura rettale non ha subito cambiamenti, mentre il coefficiente di correlazione tra variazione della produzione e temperatura rettale media giornaliera è cresciuto da 0.82 a 0.89 (fig. 30).

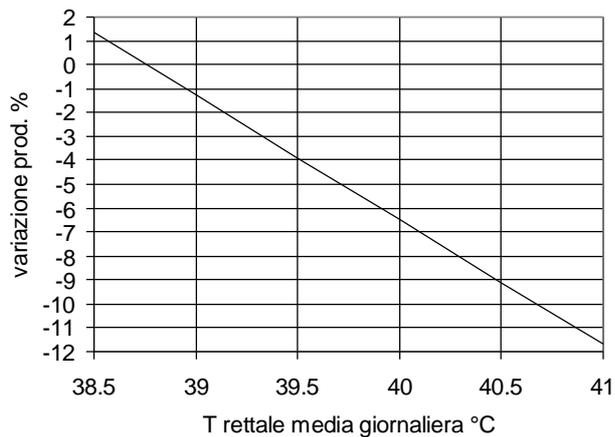


Fig. 30: Variazione della produzione giornaliera di latte in funzione della temperatura rettale media del giorno

La temperatura rettale rappresenta, dunque, un importante indicatore del bilancio termico e potrebbe essere utilizzato per valutare il grado di avversità delle condizioni termiche ambientali e l'impatto dello stress termico su crescita, lattazione e riproduzione delle vacche da latte.

In considerazione del fatto che l'incremento della frequenza respiratoria precede quello della temperatura rettale, Berman (2005) ha proposto di utilizzare la misura della risposta respiratoria, in funzione di temperatura, velocità ed umidità dell'aria e di alcune caratteristiche animali, per l'adozione di misure per alleviare lo stress prima che avvenga un significativo incremento della temperatura corporea. Partendo dal presupposto che il calore disperso a livello delle vie respiratorie varia, mediamente, da 1Mcal/giorno, in condizioni di termoneutralità, a 6 Mcal/giorno in condizioni di stress da caldo, l'autore suggerisce di utilizzare la metà della risposta respiratoria massima, pari a circa 3.25 Mcal/giorno, quale indicatore di un livello intermedio di stress da caldo: attraverso l'applicazione di un modello di bilancio termico proposto da McGovern e Bruce (2000),

opportunamente modificato per vacche di razza Frisona al coperto, l'autore ha determinato delle equazioni per la stima dei valori di temperatura dell'aria ai quali corrisponde una dispersione di calore respiratorio pari alla metà del suo valore massimo, in funzione di umidità e velocità dell'aria e per differenti livelli di produzione di latte (35 e 45 kg/giorno al 3.5% di grasso), spessore del mantello (3 e 6 mm) ed area della superficie corporea esposta (100%, 75% e 50%).

In figura 31 è riportato l'esempio di una vacca da latte del peso di 600 kg, con spessore del mantello di 3 mm e capacità produttiva di 35 kg/giorno, considerando due condizioni limite, una con animali esposti a due velocità dell'aria per l'intera superficie corporea e l'altra, senz'altro più realistica ed applicabile ad animali soggetti a ventilazione artificiale, con esposizione agli stessi flussi di aria solo per il 75% della superficie corporea. In questa ultima condizione si individuano (fig. 31), quali soglie critiche di temperatura dell'aria, 31 °C con il 75% di UR e 0,85 m/s di velocità, e 33 °C con il 65 % di UR e 1,5 m/s di velocità.

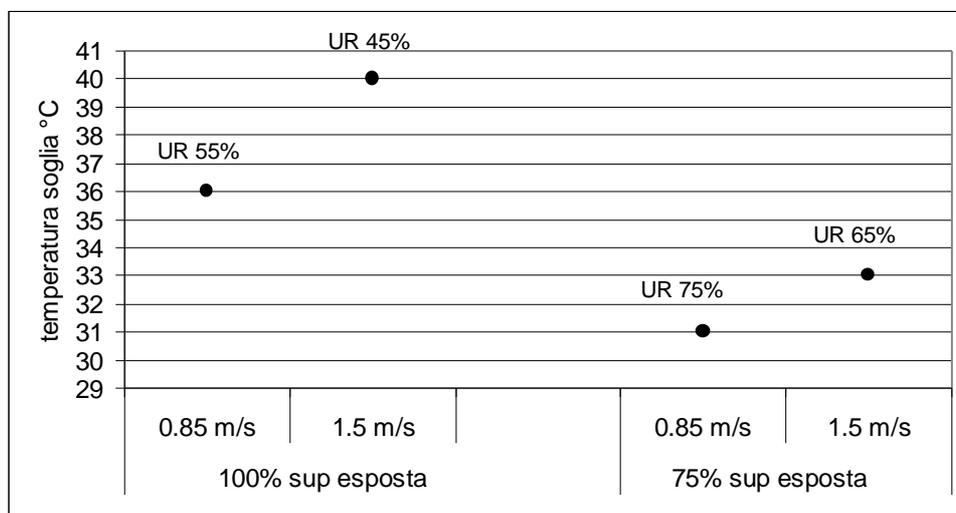


Fig. 31: Temperatura dell'aria alla quale corrisponde la risposta respiratoria media, per una vacca del peso vivo di 600 kg (da Berman, 2005).

È interessante osservare (tabella 8) come tali dati microclimatici, inseriti nel modello revisionale di Frazzi et al. (1998), diano luogo a valori di frequenza respiratoria e di temperatura rettale molto vicini a quelli comunemente ritenuti, in letteratura (Bray e Bucklin, 1993), segnali di livello medio di stress che richiedono un tempestivo intervento per limitare le perdite produttive.

Tab. 8: Valori di ritmo respiratorio e temperatura rettale derivati dall'applicazione del modello di Frazzi et al. (1998) utilizzando dati microclimatici riportati dal modello di Berman (2005)

Modello Berman			Modello Frazzi	
UR %	Velocità aria m/s	Temp. soglia °C	Freq. respiratoria atti/min	Temp. rettale °C
75	0.85	31	78.1	38.96
65	1.5	33	81.6	38.94

Il modello proposto da Berman evidenzia il ruolo svolto dalla ventilazione nel limitare gli effetti negativi di elevati valori di temperatura ed umidità dell'aria sul livello di comfort termico dell'animale: i dati ottenuti suggeriscono che una

velocità di 0.6 m/s già sarebbe sufficiente ad innalzare la soglia di temperatura (per detto incremento di frequenza respiratoria) di 5°C (da 25°C a 30°C) e che la differenza tra i valori di soglia della temperatura (per l'insorgenza del livello medio di stress) con basse e con alte umidità (ad esempio, quelle considerate in fig. 31) si riduce con l'incremento della velocità dell'aria, divenendo praticamente nullo con velocità comprese tra 1.5 m/s e 2 m/s. Per ciò che riguarda il bilancio termico di vacche da latte con differenti capacità produttive, si ricava che, passando da una produzione giornaliera di 35 kg di latte ad una di 45 kg (al 3,5 % di grasso), la soglia di sensibilità al caldo si abbassa di 5°C.

5.6. CONCLUSIONI

Le fonti bibliografiche esaminate suggeriscono che, in linea di massima, una temperatura ambientale dell'ordine di 24-25°C rappresenti la **soglia critica**, cioè quella oltre la quale la vacca di razza Frisona non è più in grado di mantenere costante la propria temperatura corporea e le perdite produttive divengono realmente significative. Non è possibile, tuttavia, formulare una regola generale per la quantificazione dell'entità del declino produttivo al variare della temperatura oltre tale soglia, poiché numerosi sono i fattori in grado di influire sulla risposta dell'animale. Innanzitutto, i danni sono tanto maggiori quanto più a lungo l'animale è esposto alle alte temperature e tanto più è lungo il periodo di esposizione tanto più è difficile per l'animale ritornare, in seguito, al livello produttivo di partenza. Se, però, alle alte temperature giornaliere si alternano basse temperature notturne, le perdite possono essere minimizzate.

Gli effetti negativi delle elevate temperature sul bilancio termico dell'animale e sulle funzioni ed esso correlate, possono essere accentuati o alleviati dall'umidità e dal movimento dell'aria a livello dell'individuo: in generale, elevati tassi di umidità relativa determinano una temperatura effettivamente percepita più alta di quella reale, mentre livelli crescenti di velocità dell'aria inducono una efficace riduzione della temperatura effettiva. Esperienze in allevamenti della Pianura Padana, area caratterizzata da una scarsa ventosità naturale, hanno dimostrato che velocità di 0.8-1.0 m/s, facilmente ottenibili con i normali sistemi di ventilazione artificiale, sono già in grado di determinare una significativa riduzione dello stress termico delle bovine da latte e sensibili benefici in termini produttivi. Tuttavia, l'effetto del moto dell'aria risulta limitato da elevati livelli di umidità relativa e, in ogni caso, l'effetto raffrescante si riduce progressivamente con velocità che raggiungono e superano una determinata soglia, collocabile intorno ad 1 m/s, secondo il modello di Frazzi et al. (1998), anche in funzione della limitata capacità di traspirazione cutanea degli animali considerati.

I fattori microclimatici citati (senza tener conto di quelli non considerati nella presente trattazione, quali il carico di calore radiativo e le precipitazioni) non sono peraltro gli unici in grado di influire, positivamente o negativamente, sul livello di stress da caldo delle bovine da latte, con le ripercussioni (già citate nel par. 5.1) sullo stato di salute e sulle attività produttiva e riproduttiva. Si è parlato, ad esempio, delle maggiori difficoltà che gli animali in stabulazione fissa incontrano in seguito all'impossibilità di mettere in atto meccanismi di tipo comportamentale che permetterebbe loro di meglio termoregolarsi qualora sottoposti a condizioni stressanti (par. 3.4): il tipo di stabulazione in questo caso rappresenta un limite, anche quando sia presente un sistema di ventilazione forzata. Sulla capacità di

termoregolazione e sulle conseguenti prestazioni produttive influiscono, poi, numerosi fattori di carattere animale: la capacità produttiva dell'individuo è sicuramente tra quelli di maggior importanza, poiché le vacche da latte più produttive sono anche le più sensibili al caldo, come dimostrano i dati produttivi nel corso degli ultimi decenni, e confermato dal modello teorico di Berman (par. 5.5). In questo contesto, considerando le maggiori difficoltà che tali animali incontrano nello smaltire la gran quantità di calore prodotto, un altro fattore limitante può essere rappresentato dal livello energetico della razione alimentare. Nell'insorgenza dello stress da caldo (e conseguenti risposte produttive), l'implicazione di fattori non esclusivamente di carattere climatico porta a pensare che i sistemi per la previsione del declino produttivo delle vacche da latte che ricorrano ad indici basati solo su fattori ambientali non siano del tutto adeguati, mentre indici basati sullo sforzo termico animale permetterebbero di considerare la variabilità individuale nella risposta allo stress ambientale, in funzione di razza, età, caratteristiche del mantello, livello produttivo, tipo di stabulazione, etc. La variazione della temperatura rettale al variare delle condizioni microclimatiche potrebbe essere un buon indicatore del livello di stress termico dell'individuo: riuscire a quantificare la relazione tra temperatura rettale e temperatura ambientale, come Berman e coll. (1985) hanno cercato di fare, permetterebbe di valutare i metodi finalizzati ad alleviare gli effetti negativi del clima caldo basati sulla riduzione dell'assorbimento di calore o sull'incremento della dispersione del calore da parte dell'animale; Spiers et al. (2004) hanno inoltre dimostrato che è possibile effettuare una previsione del declino produttivo in funzione della temperatura rettale dello stesso giorno o, meglio ancora, del giorno precedente. Berman (2005) avanza l'ipotesi di basarsi sull'attività respiratoria per riconoscere lo stato intermedio di stress da caldo in modo da poter intervenire con adeguate misure prima che incorra un significativo incremento della temperatura corporea che interferisca con le normali funzioni dell'organismo. Lo studio si basa sull'applicazione di un modello di bilancio termico per bovini da latte già esistente (McGovern e Bruce, 2000), opportunamente modificato per le vacche di razza Frisona, che tiene conto degli effetti del peso corporeo, della superficie corporea esposta, del livello produttivo, delle caratteristiche del mantello e dei meccanismi animali di dispersione del calore, oltre che dei fattori climatici: gli interessanti risultati ottenuti, tra l'altro in buon accordo con quelli rilevati nel corso di esperienze in ricoveri reali, mettono in evidenza la possibile utilità dei modelli di bilancio termico nella previsione del livello di stress termico e delle perdite produttive ad esso associate, per condizioni ambientali e caratteristiche animali differenti.

6. BILANCIO TERMICO DELL'EDIFICIO E SOLUZIONI PER LA DIFESA DAL CALDO

6.1. INTRODUZIONE

L'edificio nel suo complesso può essere pensato come un sistema termodinamico di tipo "aperto" definito dal volume dell'aria interna all'involucro edilizio, interessato da continui scambi di calore e di massa tra l'ambiente esterno e l'ambiente interno.

L'involucro edilizio rappresenta il confine fisico tra esterno ed interno: esso può essere considerato un "filtro" tra la fonte di calore esterna rappresentata dal sole e le fonti interne, rappresentate da

- calore sensibile prodotto dagli animali e da eventuali macchinari ed impianti (motori, luci, impianti di riscaldamento);
- calore latente legato all'attività respiratoria ed alla traspirazione degli animali, nonché all'evaporazione di acqua dalle deiezioni e dal pavimento.

Le caratteristiche geometriche e termofisiche dell'involucro, perciò, influiscono fortemente sull'interazione termica tra ambiente esterno ed interno e sulla realizzazione di condizioni interne confortevoli per gli animali allevati.

In figura 1 sono schematicamente rappresentati i flussi di calore nelle diverse modalità di scambio.

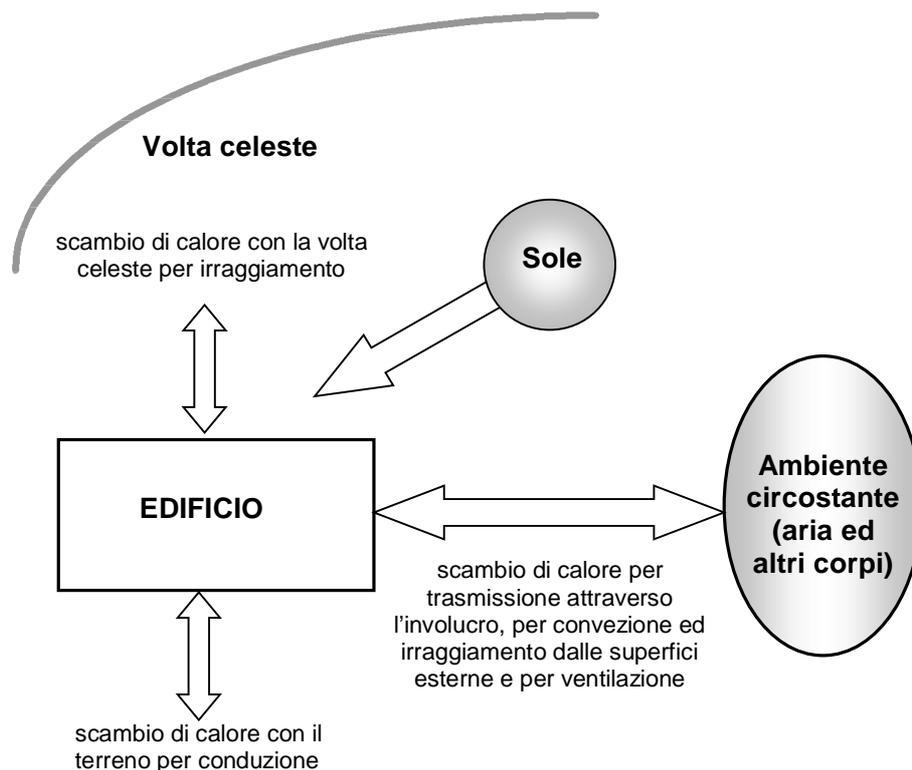


Fig. 1: Schema dei flussi di calore in un ricovero.

Il ricambio di aria per ventilazione determina, oltre ad un flusso di calore in forma sensibile, anche un flusso in forma latente poiché genera uno scambio di vapore acqueo tra ambiente esterno ed ambiente interno; per ciò che riguarda la

trasmissione di vapore per diffusione attraverso gli elementi chiusi del ricovero, essa si considera in genere trascurabile, cosicché l'unico meccanismo di rimozione è rappresentato dalla ventilazione.

Nei paragrafi 6.2 ed 6.3 si analizzeranno le componenti del flusso di calore e di massa attraverso l'involucro edilizio e per ricambio di aria, rimandando al capitolo successivo (cap. 7) la trattazione dell'importanza delle caratteristiche costruttive del ricovero e del sistema di ventilazione adottato per mitigare l'effetto degli elevati carichi termici estivi.

6.2. SCAMBI DI CALORE SENSIBILE ATTRAVERSO GLI ELEMENTI COSTITUTIVI DELL'INVOLUCRO EDILIZIO

6.2.1. Flussi di calore sensibile in regime termico stazionario

Qualora esista una differenza di temperatura tra ambiente interno ed esterno, si genera un flusso di calore sensibile attraverso le superfici chiuse dell'involucro (pareti, pavimento, copertura), variabile nel tempo (in funzione di ora del giorno e stagione): se non c'è intervento alcuno da parte di un impianto, le condizioni climatiche esterne, caratterizzate da una temperatura dell'aria più bassa o più alta di quella interna in funzione del periodo dell'anno, determineranno in istanti successivi dei flussi termici, negativi o positivi, che porteranno ad un abbassamento o, viceversa, ad un innalzamento non desiderato della temperatura interna.

Si consideri, ad esempio, il processo di scambio termico tra due ambienti a diversa temperatura separati da una *parete monostrato* (fig. 2): per i principi di trasmissione già enunciati nel cap. 2, il calore fluisce dall'ambiente più caldo a quello più freddo e, in assenza di una fonte che alimenti con nuovo calore l'ambiente più caldo, con il tempo si perviene ad una condizione di equilibrio per cui i due ambienti raggiungono la stessa temperatura.

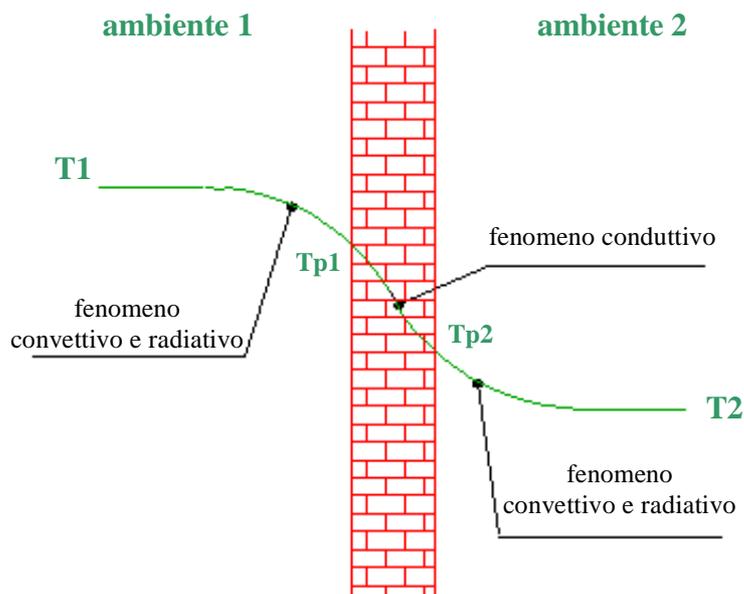


Fig. 2: Trasmissione di calore tra due ambienti attraverso una parete.

Nell'esempio in fig. 2 si assume che T1 sia superiore a T2, per cui il calore fluisce dall'ambiente 1 all'ambiente 2: il calore ceduto per convezione ed irraggiamento dall'ambiente 1, più caldo, alla superficie p1, attraversa la parete per conduzione e si riversa nell'ambiente più freddo attraverso un identico scambio tra la superficie 2 della parete e l'ambiente 2.

Il flusso unitario di calore ceduto dall'ambiente alla superficie della parete, e viceversa, dipende dal gradiente termico ambiente-superficie e dal coefficiente di adduzione (h).

Il **coefficiente di adduzione** si definisce come “la densità del flusso di calore che passa dall'ambiente (in questo caso dall'aria) alla superficie della parete, o viceversa, quando sussiste un gradiente termico di 1 °C”. Esso congloba i coefficienti di convezione (h_c) e di irraggiamento (h_r) e, per tale motivo, è influenzato dalla velocità e dal tipo di moto dell'aria che lambisce la superficie, dalla conformazione superficiale della parete, dal suo potere di assorbimento e di emissività.

Sempre con riferimento all'esempio in fig. 2, si possono presentare 2 casi:

1. se la parete divide due locali interni, i coefficienti di adduzione, h_1 e h_2 , possono considerarsi uguali;
2. se si tratta di una parete perimetrale, il coefficiente di adduzione esterno è superiore a quello interno.

Per pareti verticali, il coefficiente di adduzione interno si considera, in genere, pari a circa 6 W/m²°C, mentre quello esterno si assume compreso tra 16 e 23 W/m²°C, in funzione della velocità dell'aria; a parità delle altre condizioni, i valori del coefficiente di adduzione si possono considerare pressoché costanti al variare del materiale di costruzione utilizzato.

Il calore trasmesso per conduzione attraverso la parete è direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra le due facce della parete ($T_{p1} - T_{p2}$) ed inversamente proporzionale alla resistenza termica interna della stessa.

La **resistenza termica interna**, definita dalla formula s/λ ed espressa in m²°C/W, dipende dalla conducibilità termica (λ) del materiale di cui essa è costituita e dallo spessore (s) della parete stessa.

Il **coefficiente di conducibilità termica** esprime la densità di flusso che attraversa uno strato di materiale di 1 metro di spessore quando sussiste una differenza di temperatura tra le due facce di 1°C. Esso è quindi indice della capacità del mezzo di trasmettere il calore, per cui tanto più è elevato, tanto maggiore è, a parità di gradiente di temperatura, il calore trasmesso.

A seconda della loro conducibilità i corpi possono essere classificati come segue:

isolanti	$\lambda < 0.10$ W/m°C;
semi-refrattari	$0.10 < \lambda < 0.30$ W/m°C;
refrattari leggeri	$0.30 < \lambda < 1$ W/m°C;
refrattari	$1 < \lambda < 3$ W/m°C;
refrattari pesanti	$3 < \lambda < 8$ W/m°C;
semi-conduttori	$8 < \lambda < 20$ W/m°C;
conduttori	$\lambda > 20$ W/m°C.

Il coefficiente di conducibilità non è mai nullo, per cui un isolante può soltanto ridurre lo scambio, ma non annullarlo.

È opportuno comunque precisare che buona parte dei materiali edili in uso sono in realtà dei corpi porosi e nei loro pori ristagna l'aria, per cui la loro conduttività non è del tutto reale, bensì apparente, poiché gli scambi di calore avvengono

anche per irraggiamento e convezione (il calore attraversa per conduzione gli strati solidi e per convezione e irraggiamento gli eventuali spazi occupati dall'aria).

Per quanto riguarda l'importanza dello *spessore della parete*, tanto più esso è elevato, tanto maggiore è la resistenza opposta dalla parete al flusso di calore: per cui, tra due pareti realizzate con lo stesso materiale, quella più spessa ha una resistenza termica interna maggiore. Nella pratica si realizzano spesso pareti "multistrato", cioè composte da strati di materiale differente: la resistenza interna totale sarà uguale alla somma delle resistenze dei vari strati.

Se in uno strato omogeneo la temperatura varia linearmente con l'aumentare dello spessore, assumendo una pendenza direttamente proporzionale alla resistenza termica, nella parete multistrato l'andamento della temperatura risulta rappresentata da una spezzata composta da tanti segmenti rettilinei tanti quanti sono gli strati costituenti (fig.3) e di pendenza diversa in funzione della resistenza termica di ciascuno strato.

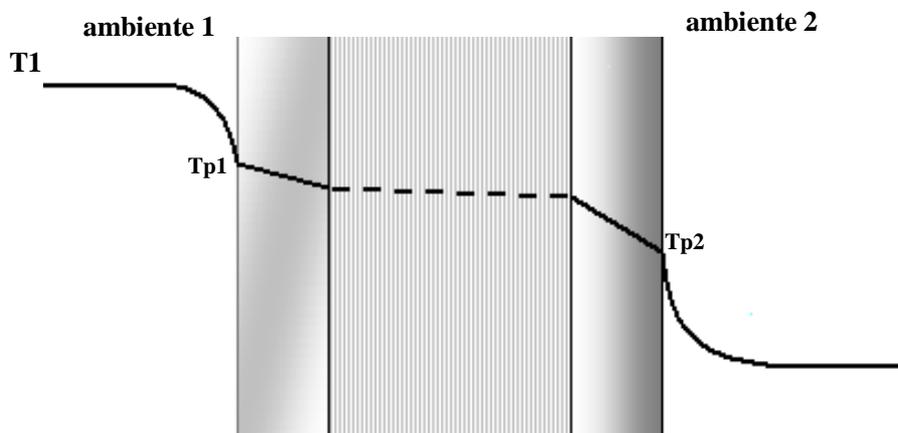


Fig. 3: Trasmissione di calore tra due ambienti attraverso uno strato multiplo.

La **resistenza termica globale** di una parete, cioè l'opposizione che essa offre al passaggio del calore, corrisponde alla somma delle resistenze interne, aumentata delle resistenze termiche superficiali:

$$R = 1/h_1 + \sum s_n/\lambda_n + 1/h_2$$

dove h_1 e h_2 sono i coefficienti di adduzione delle due facce della parete ed n è il numero di strati che compongono la parete stessa.

Tanto R è maggiore, tanto minore è la densità di flusso attraverso la parete.

L'inverso della resistenza termica globale rappresenta il **coefficiente di trasmissione termica** (K) e rappresenta il flusso di calore che nelle condizioni di regime stazionario passa da un fluido ad un altro attraverso una parete per m^2 di superficie e per $^{\circ}C$ di differenza tra le temperature dei due fluidi. Questa grandezza è stata introdotta appositamente per studiare lo scambio termico complesso che si origina quando al fenomeno di conduzione attraverso la struttura fisica della parete si affiancano i fenomeni di convezione e irraggiamento sulle due superfici di confine.

In generale, una parete caratterizzata da un elevato valore di K fornisce scarse prestazioni termiche, mentre l'utilizzo di isolanti termici permette di ridurre il coefficiente di trasmissione calorica poiché essi limitano il trasferimento di calore.

Si rimanda al prossimo capitolo la trattazione delle caratteristiche termiche dei materiali da costruzione più diffusi nell'edilizia zootecnica e dell'importanza dell'impiego di materiali isolanti nella limitazione del flusso di calore attraverso le superfici chiuse del ricovero in condizioni di caldo.

Considerando quanto esposto nel caso del flusso termico attraverso una parete, indicando con S la superficie di un *elemento di chiusura* e con K il suo coefficiente di trasmissione, il flusso di calore che lo attraverserà (Q) sarà

$$Q=S \cdot K \cdot \Delta t.$$

Poiché un ricovero zootecnico è delimitato da elementi di chiusura di diverso tipo, si dovrà ripetere il calcolo ora detto per ogni elemento caratterizzato da un certo valore di K , sommando poi i valori Q ottenuti. Considerando per il calcolo dello scambio attraverso il pavimento il perimetro anziché la superficie, avvenendo i più cospicui scambi termici soltanto nella fascia di pavimento perimetrale (circa un metro lungo i muri esterni).

La quantità complessiva di calore scambiata attraverso l'involucro edilizio nell'unità di tempo sarà la risultante di $Q = Q_1 + Q_2$

dove Q_1 = flusso di calore attraverso gli elementi perimetrali e di copertura;

Q_2 = flusso di calore attraverso il pavimento.

Nella valutazione del carico termico di un edificio bisogna prendere in considerazione quelle situazioni in cui, soprattutto in prossimità di nodi strutturali e tecnologici, il flusso termico non è riconducibile al modello di propagazione monodimensionale del calore. Queste situazioni vengono classificate come "ponti termici", cioè elementi strutturali aventi caratteristiche di conducibilità termica nettamente superiore a quella degli elementi circostanti, derivanti dalla disposizione geometrica disomogenea di strutture uguali (ponti termici di forma), oppure dall'accostamento di strutture diverse (ponti termici di struttura).

I ponti termici più comuni sono:

- angoli verticali tra due pareti esterne;
- giunto tra un muro ed un soffitto;
- zona intorno ai serramenti (soglie, davanzali, etc.);
- elementi strutturali ad elevata conduttanza inseriti in altri a conduttanza inferiore.

I ponti termici, in definitiva, manifestano il duplice danno dell'elevata dispersione di calore e della condensazione del vapore acqueo. Per ridurre gli effetti negativi occorre ricorrere a molta attenzione nell'isolare i punti critici del fabbricato.

Per calcolare il flusso termico trasmesso in queste configurazioni non è possibile ricorrere alla formula proposta in precedenza, poiché il fenomeno esige una trattazione separata e differente del problema a seconda della specificità fisica e geometrica della configurazione edilizia in esame.

6.2.2. Flussi di calore sensibile in regime termico variabile

I fenomeni di trasmissione termica così come descritti in precedenza, si verificano in condizioni di regime di temperatura stazionario: un sistema termodinamico si classifica come "stazionario" se il suo stato non varia nel tempo.

I parametri climatici caratteristici dell'ambiente esterno hanno, invece, un andamento evidentemente variabile nel tempo: si pensi alle tipiche escursioni giornaliere di temperatura dell'aria e radiazione solare. Uno studio rigoroso della trasmissione del calore in regime variabile richiede calcoli complessi poiché entrano in gioco parametri completamente trascurati nel regime termico

stazionario; tuttavia nelle analisi in regime variabile si ricorre di frequente ad un'espressione formalmente identica a quella relativa alla trasmissione del calore in regime stazionario, $Q = K \cdot S \cdot \Delta t_e$, Δt_e è detta *differenza di temperatura equivalente*. Essa è riportata in opportune tabulazioni e varia in funzione dei seguenti parametri:

- latitudine della località considerata;
- ora solare del particolare giorno considerato;
- massa per unità di superficie della struttura considerata;
- orientamento della struttura;
- colore della superficie esterna della struttura;
- temperature esterna ed interna ed escursione termica giornaliera dell'aria esterna.

Nella relazione considerata K è ovviamente la trasmittanza della struttura, ed S l'area della superficie di scambio termico.

Inoltre, è necessario tener conto del fatto che il flusso termico trasmesso all'aria interna non solo ha andamento variabile nel tempo ma anche che, rispetto al flusso termico che attraversa la faccia esterna della struttura, esso risulta attenuato e sfasato, in dipendenza dell'*inerzia termica* della struttura stessa: tale proprietà deriva dall'effetto combinato della resistenza termica, che limita l'ampiezza dell'oscillazione della temperatura interna rispetto all'esterna (smorzamento), e della capacità termica, che ne ritarda gli effetti nel tempo (sfasamento orario nel raggiungimento dei massimi e minimi termici trasmessi all'ambiente interno). Il flusso termico verrà trasmesso con un ritardo più o meno grande e subirà una attenuazione più o meno consistente dovuta al calore assorbito a seconda del tipo di struttura e ciò giustifica la distinzione tra muri pesanti e muri leggeri che abitualmente si fa a questo riguardo.

In generale, si possono distinguere due casi estremi (fig. 4):

1. pareti leggere caratterizzate da sfasamento e smorzamento pressoché nulli e per le quali sono valide, istante per istante, le formule della trasmissione di calore in regime stazionario con temperatura fittizia uguale alla temperatura equivalente;
2. pareti pesanti o inerti con sfasamento superiore alle 15 ore e smorzamento superiore all'80%, per le quali non si risente in pratica dell'effetto del regime variabile e la temperatura fittizia è di fatto uguale alla temperatura equivalente media nell'arco della giornata.

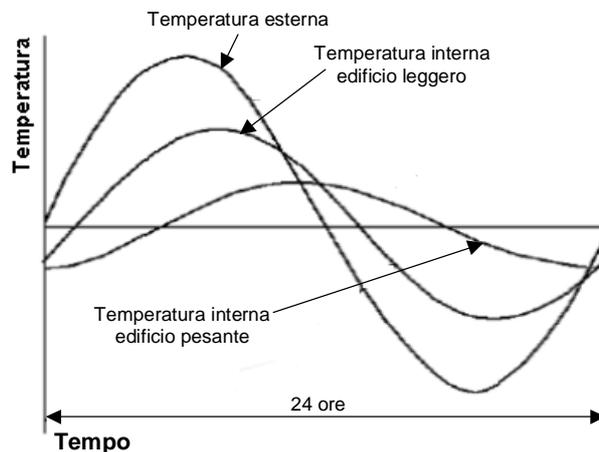


Fig. 4: Andamento giornaliero della temperatura interna per vari tipi di edifici, in relazioni alle fluttuazioni termiche esterne.

Tale azione, detta di "volano termico", è tanto più accentuata quanto maggiore è l'escursione termica giornaliera: se d'inverno non si commettono errori sensibili

nel considerare il regime costante poiché, alle nostre latitudini, la radiazione solare è di entità poco rilevante, le variazioni di temperatura esterna sono in genere lente e le escursioni termiche contenute, per il regime estivo non è possibile prescindere dall'analisi in regime variabile, poiché quella in regime stazionario escluderebbe dall'analisi aspetti fondamentali ai fini della riduzione del carico termico estivo, quali i fenomeni di accumulo del calore delle pareti nel tempo e la sfasatura temporale dell'onda termica tra esterno ed interno.

6.2.3. Cenni sull'incidenza della radiazione solare

L'irraggiamento solare è un flusso di energia irradiato uniformemente dal sole in tutte le direzioni: gli strati esterni dell'atmosfera terrestre sono costantemente raggiunti da una potenza pari a $1,36 \text{ kW/m}^2$, detta "costante solare". Durante l'anno tale valore oscilla di $\pm 3.5\%$ circa poiché l'orbita della terra attorno al sole è leggermente ellittica, con il sole posto in uno dei due fuochi dell'ellisse, per cui tale flusso presenta un massimo di circa 1418 W/m^2 a gennaio, quando la terra è più vicina al sole, e un minimo di circa 1324 W/m^2 a luglio, quando la terra è più lontana dal sole. Penetrando nell'atmosfera terrestre, l'irraggiamento solare viene attenuato per effetto della riflessione, della dispersione e dell'assorbimento da parte di particelle di pulviscolo e molecole di gas.

La *radiazione solare globale* (fig. 5) che raggiunge una superficie qualunque in condizioni di cielo sereno può essere calcolata come somma di tre componenti:

1. *componente diretta*, che giunge direttamente dal sole, riuscendo a penetrare senza ostacoli l'atmosfera e a raggiungere direttamente la superficie terrestre senza subire assorbimenti e riflessioni;
2. *componente diffusa*, che viene riflessa o assorbita dalle particelle di pulviscolo e dalle molecole di gas, raggiungendo la superficie terrestre in modo non diretto;
3. *componente da albedo*, dovuta alla riflessione dal terreno circostante.

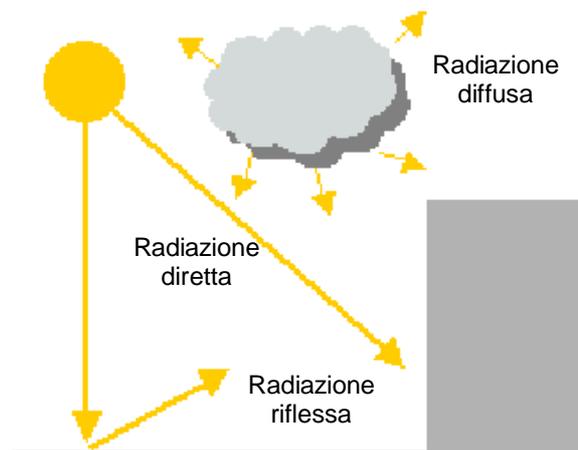


Fig. 5: Radiazione globale.

Il valore della componente diretta, al livello del mare, dipende dal percorso che i raggi devono compiere attraversando l'atmosfera: tale valore è massimo quando il sole si trova allo zenit del luogo considerato ed invece è molto ridotto quando il sole è basso sull'orizzonte.

La somma della radiazione diretta e della radiazione diffusa è chiamata *radiazione globale al suolo*: in condizioni ottimali (cielo chiaro, assenza di nubi, orario intorno a mezzogiorno) l'irraggiamento globale al suolo arriva fino a 1000 W/m^2 . L'irraggiamento solare è un fattore in grado di modificare sensibilmente le condizioni microclimatiche interne dei ricoveri: l'energia che arriva a livello dell'involucro sotto forma di radiazioni elettromagnetiche viene in parte riflessa ed in parte assorbita, attraversando, sotto forma di calore sensibile, lo spessore dell'involucro per conduzione e propagandosi poi nell'ambiente interno per convezione ed irraggiamento (fig. 6).

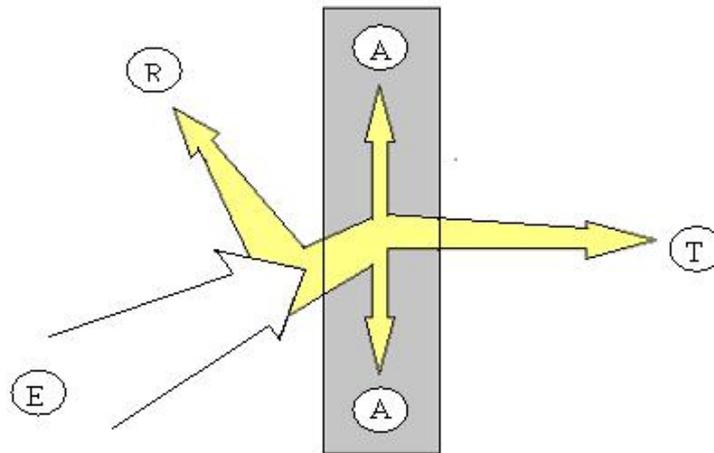


Fig. 6: Irraggiamento su una superficie. E= quantità di energia ricevuta; T= energia trasmessa; R= energia riflessa; A= energia assorbita; $E=T+R+A$.

Tuttavia, la valutazione del calore trasmesso all'ambiente interno per irraggiamento attraverso le componenti dell'involucro edilizio è decisamente complessa e richiede uno studio dettagliato e laborioso, poiché la radiazione solare diretta incidente dipende da ubicazione geografica ed orientamento dell'edificio e dall'inclinazione delle superfici rispetto ai raggi solari e varia in rapporto a latitudine, ora del giorno, stagione, durata del soleggiamento. Le superfici esterne, perciò, ricevono le radiazioni solari in modo differenziato, come illustrato, per le nostre latitudini, in fig. 7:

- i *prospetti ovest ed est* sono quelli maggiormente esposti alla radiazione solare nel periodo estivo, mentre nel periodo invernale sono interessati da un irraggiamento di molto inferiore a quello incidente sul prospetto sud;
- il *prospetto sud* è interessato nel periodo invernale da un irraggiamento doppio rispetto a quello estivo, anche se il carico termico è comunque molto ridotto;
- il *prospetto nord* è quello meno interessato poiché non è mai colpito direttamente dai raggi del sole, in tutte le stagioni;
- la *copertura* riceve nel periodo estivo (con il sole alto all'orizzonte) un irraggiamento nettamente superiore a quello relativo a tutte le altre superfici, con valori di circa il doppio rispetto ai lati maggiormente esposti (est ed ovest); nel periodo invernale essa è interessata da un irraggiamento molto ridotto.

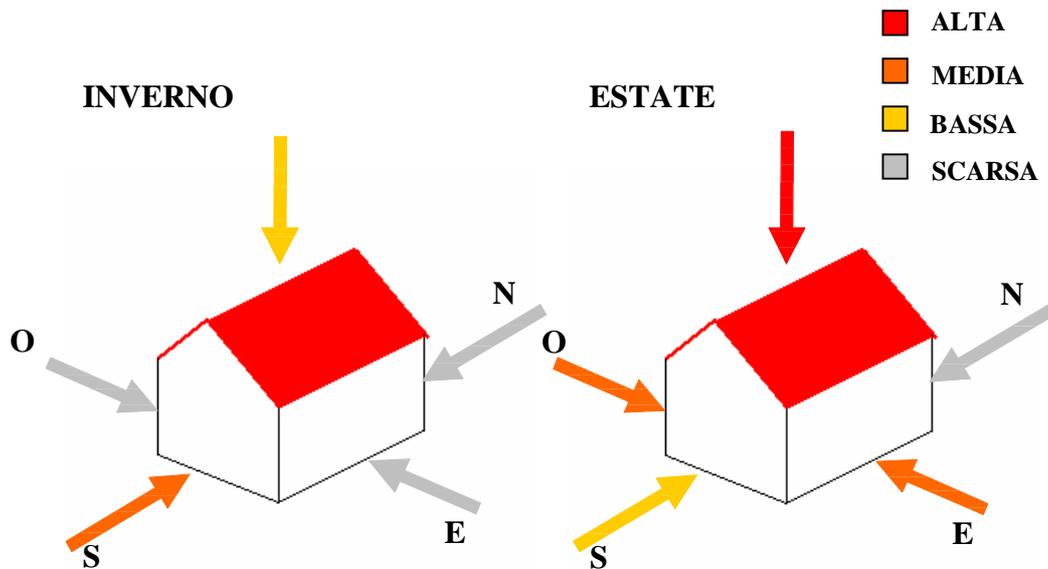


Fig. 7: Incidenza delle radiazioni solari su un edificio in inverno ed in estate, nell'arco delle 24 ore.

La radiazione solare che incide sulle superfici esterne dei diversi componenti edilizi provoca un effetto diverso a seconda delle loro caratteristiche. Ad esempio, è opportuno effettuare una netta distinzione tra superfici opache e superfici trasparenti. Nel caso di *superfici opache* (muri, tetti) la conseguenza del parziale assorbimento della radiazione solare è un incremento della temperatura della superficie, il che provoca un flusso termico di conduzione verso l'interno; nel caso di *superfici vetrate*, tenendo conto che esse sono parzialmente trasparenti alla radiazione solare incidente, la radiazione solare entrante colpisce le superfici interne delle pareti dei locali, provocando il riscaldamento di tali corpi i quali, a loro volta, cedono per convezione all'aria ambiente una quantità di calore pari a buona parte di quello ricevuto. Oltre all'intensità del flusso di radiazione entrante, un importante fattore in grado di influire sul grado di riscaldamento dell'aria interna è rappresentato dalle caratteristiche di inerzia termica della struttura edilizia.

6.3. SCAMBIO DI CALORE SENSIBILE E LATENTE ATTRAVERSO IL RICAMBIO D'ARIA

Il ricambio di aria ottenuto per ventilazione, naturale o artificiale che sia, determina uno scambio di calore in forma sensibile e latente tra ambiente interno ed esterno.

La quota di *calore sensibile* scambiata per ventilazione può essere quantificata come: $Q_{sens} = V_a \cdot c_{s,a} \cdot \Delta t$ [W]

dove: V_a = volume di aria ricambiato nell'unità di tempo [m^3/h];

$c_{s,a}$ = calore specifico volumetrico dell'aria (circa $0.35 \text{ W}/m^3\text{°C}$);

Δt = differenza di temperatura tra interno ed esterno ($^{\circ}\text{C}$).

Il *calore specifico volumetrico dell'aria* è definito come "la quantità di calore necessaria per innalzare di 1°C la temperatura di $1m^3$ di aria".

La temperatura esterna si deve interpretare come:

- la temperatura dell'aria esterna se si calcola il flusso termico scambiato dal sistema per ventilazione naturale;
- la temperatura dell'aria di immissione nel sistema se il locale è dotato di un impianto di ventilazione meccanica (in tal caso la temperatura del flusso d'aria immesso nel locale può essere controllata).

Se la temperatura esterna differisce da quella interna si avrà uno scambio termico per ventilazione in forma di apporto o dispersione proporzionale alla portata volumica dell'aria. Ad esempio, quando la temperatura interna al fabbricato risulta superiore a quella dell'ambiente esterno, il ricambio di aria sottrarrà calore sensibile all'ambiente di allevamento: in questo caso si può dire che Q_{sens} è il calore da fornire all'aria esterna, in entrata, affinché la sua temperatura eguagli quella dell'aria interna, in uscita.

Il calore scambiato in forma latente tra ambiente interno ed esterno attraverso il ricambio di aria è legato alla differenza nel contenuto di vapore acqueo tra aria in entrata ed aria in uscita. Esso può essere quantificato come:

$$Q_{lat} = V_a \cdot c_{ev} \cdot \Delta x \quad [W]$$

dove V_a = volume di aria ricambiato nell'unità di tempo [m^3/h];

c_{ev} = calore specifico di evaporazione (circa 667 W/kg di acqua evaporata);

Δx = differenza di umidità assoluta tra aria interna ed esterna [kg di vapore acqueo/ m^3 di aria secca].

Il *calore specifico di evaporazione* è “la quantità di energia necessaria per evaporare un grammo di acqua alla pressione atmosferica”.

Da quanto esposto emerge che la quota di calore scambiata tra interno ed esterno per effetto della ventilazione è legata alle diverse condizioni di temperatura ed umidità ed alla portata dell'aria entrante nell'ambiente rispetto all'aria uscente.

In figura 8 è illustrato il movimento di $1 m^3$ di aria attraverso un ricovero zootecnico, considerando aria esterna a $10^\circ C$ con il 60% di umidità relativa e aria interna a $20^\circ C$ con il 65% di umidità relativa.

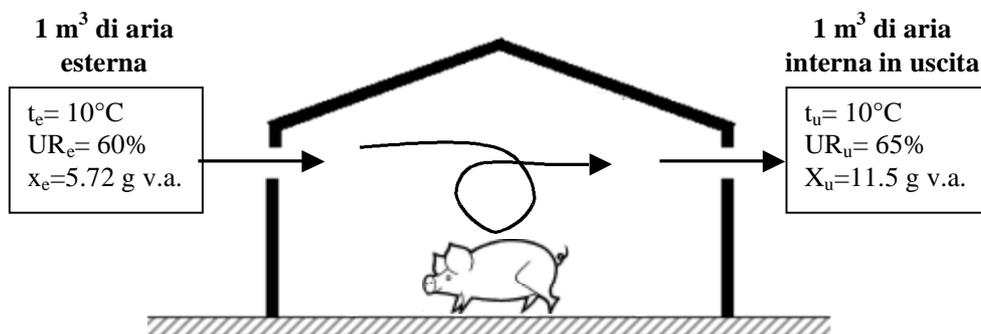


Fig. 8: Scambio per ricambio di aria di calore sensibile e latente tra l'ambiente interno di un ricovero zootecnico e l'esterno.

Lo scambio di calore in forma sensibile può essere determinato come:

$$Q_{sens} = V_a \cdot c_{s,a} \cdot \Delta t = 1 m^3 \cdot 0.35 W/m^3 \cdot (20-10)^\circ C = \mathbf{3,5 W.}$$

Ciò significa che per portare ad una temperatura di $20^\circ C$ un volume di $1 m^3$ di aria esterna a $10^\circ C$ occorre fornire una potenza termica pari a 3,5 W.

Il calore asportato in forma latente, cioè quello associato al differente contenuto di vapore acqueo tra aria in entrata ed aria in uscita, può essere calcolato come:

$$Q_{lat} = V_a \cdot c_{ev} \cdot \Delta x = 1 m^3 \cdot 667 W/kg \cdot (11.5-5.72)g/m^3 = \mathbf{3,85 W.}$$

6.4. SOLUZIONI EDILIZIE ED IMPIANTISTICHE PER LA DIFESA DAL CALDO

Il rapido e continuo sviluppo delle tecnologie di allevamento e gli enormi progressi della genetica hanno messo a disposizione dell'allevatore una enorme potenzialità produttiva, ma allo stesso tempo hanno ridotto la rusticità degli animali, esaltandone le esigenze in termini di controllo dei parametri microclimatici ambientali e delle condizioni igienico sanitarie. Come già esposto, nell'area mediterranea il principale elemento in grado di condizionare il benessere degli animali allevati ed il successo dell'allevamento, qualunque esso sia, è rappresentato dalle avverse condizioni estive, caratterizzate da elevate temperature ambientali, spesso accompagnate da alti tassi di umidità relativa.

I principali orientamenti per ridurre gli effetti dello stress termico sono:

1. il miglioramento genetico delle specie allevate;
2. l'adozione di idonee tecniche di razionamento;
3. il miglioramento delle condizioni ambientali di allevamento.

Ovviamente, i migliori risultati si ottengono sviluppando un approccio di tipo integrato nei confronti dello stress da caldo. In questa sede ci si limiterà alla trattazione della possibilità di mantenere condizioni climatiche interne quanto più stabili e vicine ad un prefissato campo di ottimalità attraverso il *controllo ambientale* del ricovero: esso può essere considerato, in via generale, come la regolazione delle trasformazioni e degli scambi di energia che avvengono all'interno di un involucro edilizio, e tra questo e l'ambiente esterno. Il *controllo ambientale estivo* si attua attraverso l'adozione di soluzioni tecnico-costruttive che consentano, da un lato, di limitare il flusso di energia entrante e, dall'altro, di eliminare l'energia prodotta in eccesso all'interno del ricovero.

Il carico termico estivo è dato dalla somma degli apporti di calore dall'esterno e dei carichi termici dovuti alla produzione di calore interni agli ambienti:

$$Q = Q_i + Q_t + Q_v + Q_c$$

dove Q = carico termico totale dell'ambiente (sensibile e latente);

Q_i = carico termico per irraggiamento diretto;

Q_t = carico termico per trasmissione attraverso l'involucro edilizio;

Q_v = carico termico per ventilazione;

Q_c = carico termico da fonti interne (sensibile+latente).

Non è possibile ipotizzare, come nel caso invernale, un andamento temporale stazionario dei fenomeni termici, poiché le grandezze che rappresentano le sollecitazioni sono molto variabili nel tempo, prima tra tutte la radiazione solare incidente sull'involucro edilizio, che spesso costituisce la frazione più elevata del flusso complessivo di calore sensibile entrante.

Il ricovero, con le relative attrezzature ed impianti, diventa pertanto un vero e proprio fattore di produzione in grado di condizionare i risultati produttivi, sia in termini qualitativi che quantitativi, dal quale non si può prescindere se non si vogliono compromettere i risultati economici dell'allevamento.

Numerose sono le soluzioni possibili, di carattere edilizio ed impiantistico, atte a migliorare le condizioni ambientali di allevamento e a favorire la dispersione di calore da parte degli animali: tali soluzioni, che vanno sotto il nome di "tecniche di difesa dal caldo", si distinguono in *soluzioni tipo passivo* e *soluzioni di tipo attivo*.

6.4.1. Tecniche di difesa di tipo passivo

Si considerano di tipo passivo quegli interventi, relativi ai materiali costruttivi ed alla conformazione e disposizione dell'involucro edilizio, finalizzati alla riduzione dell'effetto delle variazioni delle condizioni climatiche esterne su quelle interne. A questo riguardo assumono grande importanza l'isolamento termico dell'involucro edilizio, la ventilazione naturale e quegli accorgimenti costruttivi atti a ridurre l'azione solare (orientamento del fabbricato, ombreggiamento della struttura, etc)

Ø *Isolamento termico*

Per *isolamento termico* si intende la capacità che hanno gli elementi di tamponamento e la copertura del ricovero di limitare gli scambi di calore tra l'interno e l'esterno; per tale motivo esso occupa una posizione di primo piano nella riduzione dell'effetto delle variazioni della temperatura esterna e della radiazione solare sulla temperatura interna.

Un aspetto correlato all'isolamento, o meglio con la dinamica degli scambi di calore tra interno ed esterno, è l'*inerzia termica*, vale a dire la capacità degli elementi costitutivi dell'involucro edilizio di immagazzinare calore ad una certa temperatura e di cederlo a temperature più basse. Tale caratteristica dipende soprattutto dal *peso* della costruzione: in presenza di pareti e di coperture pesanti sarà più facile mantenere costanti le temperature interne, anche con condizioni esterne notevolmente variabili. Tale azione è tanto più accentuata quanto maggiore è l'escursione termica giornaliera, perciò, nelle nostre zone, soprattutto nel periodo estivo: un involucro di elevato peso superficiale può agire positivamente nella difesa dal caldo poiché esso durante il giorno tenderà ad assorbire calore evitando che si trasmetta all'interno, mentre lo cederà di notte, quando le temperature sono più basse.

Con il progredire delle tecniche costruttive c'è stata la diffusione dell'impiego di *materiali isolanti* per la coibentazione di pareti e copertura: se la funzione svolta dalle pareti di tipo tradizionale era principalmente quella di sostegno dei solai e della travi (pareti portanti), nelle costruzioni odierne, ad ossatura portante in acciaio o calcestruzzo armato, il compito delle pareti è divenuto essenzialmente quello di contenimento e di protezione dell'ambiente interno dalle avverse condizioni atmosferiche (pareti di tamponamento). A tale scopo esse devono essere insieme leggere, per non gravare troppo sulla struttura portante, ma offrire buoni requisiti di isolamento termico: si sono così realizzate strutture più esili che hanno privato gli edifici della tradizionale protezione offerta dai rilevanti spessori, ma in grado di garantire, grazie all'impiego dei materiali isolanti, la difesa dall'irraggiamento solare estivo e la riduzione, nel limite del possibile, del tasso di incremento della temperatura interna e delle escursioni termiche giornaliere.

Si definiscono, convenzionalmente, *isolanti* quei materiali il cui coefficiente di conducibilità termica (λ) è inferiore a $0.1 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, dotati quindi di una resistenza particolarmente elevata al passaggio del calore, proprietà conferita dalla struttura porosa: l'aria in quiete che riempie le porosità ha un bassissimo valore di λ ($0.027 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) e rende questi materiali estremamente resistenti al passaggio del calore, oltre che molto leggeri. L'impiego di isolanti termici consente, perciò, di limitare la trasmissione del calore attraverso pareti e copertura, riducendo le dispersioni termiche nel periodo invernale e contenendo il surriscaldamento dei locali nel periodo estivo.

Si consideri, ad esempio, la parete rappresentata in fig. 9, costituita da tre strati di materiali differenti, di cui uno isolante ($\lambda=0.04$ W/m°C): ipotizzando l'esistenza di una differenza di temperatura di 10 °C tra le superfici estreme ($t_1=30^\circ\text{C}$ e $t_4=20^\circ\text{C}$), la trasmissione termica attraverso ogni strato avverrà con una intensità diversa a seconda del tipo di materiale: il grafico evidenzia che la massima variazione di temperatura si verifica attraverso lo strato termicamente isolante, dello spessore di 4 mm.

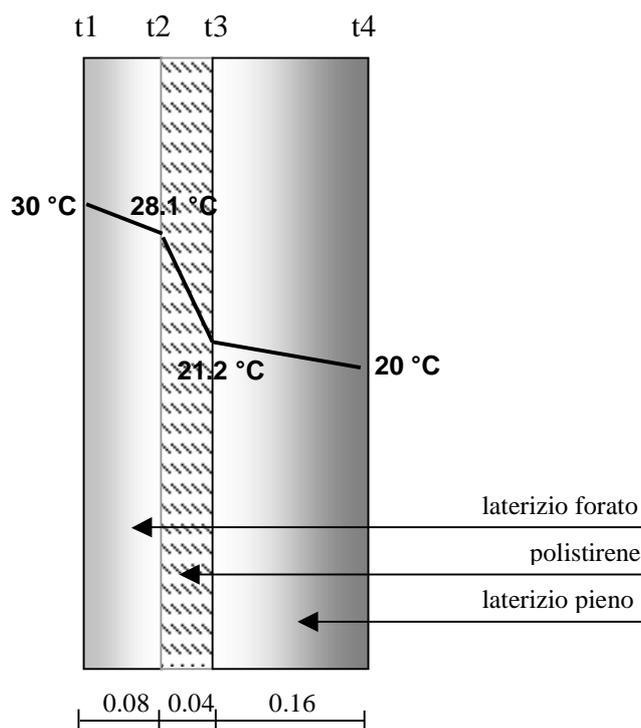


Fig. 9: Trasmissione del calore ed andamento della temperatura attraverso una parete multistrato.

In tabella 1 sono riportate le denominazioni e le caratteristiche dei principali materiali isolanti; in generale, quelli cui si ricorre più spesso nell'edilizia zootecnica sono il polistirolo espanso, la lana di vetro e di roccia, la vermiculite ed il sughero.

MATERIALI		Conducibilità termica (W/m°C)
Cellulari espansi da resine	poliuretano espanso	0.019-0.026
	polistirolo espanso mediante vapore	0.031-0.038
	polistirolo espanso per estrusione	0.030-0.034
	resine poliviniliche espanse	0.034-0.037
	resine fenoliche espanse	0.034-0.035
Cellulari espansi da minerali	vetro cellulare	0.056
	vermiculite sciolta	0.041-0.047
	vermiculite conglomerata	0.085-0.11
	perlite sciolta	0.039-0.062
	perlite conglomerata	0.052-0.076
	pomice conglomerata	0.1-0.45
	cementi cellulari	0.056-0.35
Fibrosi minerali	lana di roccia	0.035-0.03939
	fibre di vetro	0.027-0.034
Fibrosi vegetali	agglomerati lignei (fibrolegno)	0.058-0.064
Cellulari vegetali	sugheri	0.038-0.056

Tabella 1: Conducibilità termica a 20°C dei materiali isolanti.

Poiché l'aria in quiete possiede buone proprietà isolanti, anche la presenza di una semplice intercapedine d'aria all'interno di una parete (o della copertura) può determinare un aumento della resistenza termica globale della struttura. E' opportuno, però, non oltrepassare uno spessore di 3 cm poiché, oltre tale soglia, si possono innescare moti convettivi che annullerebbero il potere isolante dell'intercapedine d'aria. In ogni caso, si ottengono risultati migliori riempiendo l'intercapedine di materiale isolante. La conducibilità dei materiali isolanti può, tuttavia, variare sensibilmente in relazione a fattori intrinseci (densità, spessore) ed estrinseci, cioè legati alle condizioni di impiego (temperatura, umidità, modalità di posa). È perciò opportuno, in fase di installazione degli isolanti termici, utilizzare determinati accorgimenti, come quello di evitare accuratamente la creazione di *ponti termici*, cioè di piccole interruzioni nell'isolante che, però, determinano un passaggio di calore molto più consistente di quello che si avrebbe tenendo conto della effettiva superficie.

Un'altro fattore in grado di influenzare le proprietà coibenti degli isolanti è rappresentato dall'umidità poiché il vapore acqueo, che tende a trasmigrare spontaneamente dall'interno all'esterno del ricovero per effetto della differenza di pressione e della porosità dei materiali, incontrando temperature via via più basse all'interno della massa, può giungere al punto di saturazione e condensare. Ciò accade più facilmente negli strati isolanti, dove il salto termico è elevato, determinandone un forte aumento di conducibilità poiché, qualora nei pori venga a condensarsi del vapore, la resistenza termica del materiale precipita a valori bassissimi. Per prevenire questo tipo di danno è necessario proteggere il materiale coibente con una "*barriera al vapore*", cioè uno strato impermeabile al vapore (materiali plastici o bituminosi, anche semplici fogli di polietilene) che, posto sulla faccia dello strato coibente rivolta verso l'interno dell'edificio, sia in grado di assicurare il mantenimento, nel tempo, delle caratteristiche di isolamento dei materiali. Tale intervento è indispensabile, ad esempio, nella copertura, in prossimità della quale si ha normalmente la stratificazione dell'aria più calda, e quindi anche più umida.

Per assicurare un adeguato grado di coibenza è opportuno, inoltre, che gli strati isolanti siano collocati il più possibile all'esterno, rispetto all'involucro, per aumentare l'effetto volano della massa, sia d'inverno che d'estate, e per restituire all'aria esterna una quota più alta possibile dell'energia raggianti di insolazione.

È opportuno precisare che l'efficacia dello strato isolante non è proporzionale alla spessore, ma tende a crescere sempre più lentamente diventando assai modesto oltre i 10 cm: ne consegue che esiste un limite economico oltre il quale il risparmio ottenuto grazie alla diminuzione delle dispersioni diviene inferiore al maggior costo dell'isolante stesso. Nel caso degli edifici zootecnici, gli spessori economici superano raramente il valore di 5 cm (in climi particolarmente freddi anche 8-10 cm). Il livello di isolamento da perseguire non è, quindi, quello massimo possibile, ma semplicemente quello più economico e dovrà essere determinato in base a considerazioni sulle necessità fisiologiche degli animali, sul costo dei materiali costruttivi e degli isolanti, sul comportamento termico dell'edificio e sui danni economici che si avrebbero se non fossero assicurate condizioni climatiche accettabili.

Ø Ventilazione naturale

La ventilazione rappresenta sicuramente il più importante intervento finalizzato alla creazione ed al mantenimento di un ambiente idoneo alla vita ed al benessere degli animali, nonché alla durata dei materiali edili, delle attrezzature e degli impianti tecnologici presenti nel ricovero. Mentre nel periodo invernale il ricambio dell'aria deve essere mantenuto sui valori più bassi possibili per non raffreddare eccessivamente il ricovero, compatibilmente con l'esigenza di garantire l'allontanamento dai gas prodotti dall'animale con il metabolismo, nel periodo estivo il ricambio deve soddisfare essenzialmente il benessere termico dell'animale, allontanando dal ricovero il calore prodotto dagli animali e quello apportato principalmente ad opera della radiazione solare.

La ventilazione naturale è una tecnica semplice ed economica nella quale si sfruttano:

- a. la forza ascensionale termica dell'aria, il cosiddetto *effetto camino* (fig. 10.a);
- b. movimenti dell'aria causati da vento e brezza, il cosiddetto *effetto vento* (fig. 10.b).

L'*effetto camino* è determinato dalla differenza di densità tra l'aria in entrata, più fresca, e quella in uscita, più calda: si genera una circolazione dell'aria la cui entità risulta direttamente proporzionale alla differenza di temperatura tra l'interno e l'esterno, alla differenza di altezza tra le bocche di entrata e quelle di uscita dell'aria ed all'altezza del camino. Ciò fa sì che l'*effetto camino* sia particolarmente evidente in situazione invernale, quando il gradiente termico tra interno ed esterno è maggiore, e qualora ci sia un notevole dislivello tra l'ingresso e l'uscita dell'aria. Per tale motivo, è bene collocare le aperture di uscita nei punti più alti possibile (al colmo del tetto) e quelle di entrata piuttosto in basso sulle pareti (di regola queste coincidono con le finestre): ne consegue che la ventilazione naturale con "effetto camino" darà risultati migliori in edifici con tetto a notevole pendenza (25-30%) rispetto a quelli con tetto piano o poco inclinato.

L'*effetto vento* si produce semplicemente attraverso finestre contrapposte, sfruttando la forza del vento che si incanala attraverso le aperture di aerazione ricavate nel perimetro della struttura: tale fenomeno ha una notevole importanza, sia per l'azione diretta (aria che penetra nel fabbricato) sia che per quella indiretta (aspirazione dell'aria dall'esterno per la depressione creata in prossimità delle finestrate di colmo).

Un effetto simile a quello del vento (ma di assai minore entità) si verifica anche quando una delle pareti longitudinali dell'edificio è rivolta a sud ed è quindi riscaldata dall'irraggiamento solare, mentre l'altra rimane in ombra: la massa d'aria più calda prospiciente la parete sud tende a salire richiamando aria più fresca e pesante dalla zona attigua alla parete nord. Il risultato è un movimento orizzontale dell'aria da nord a sud che simula l'effetto vento.

Purtroppo, il vento è un fattore su cui non si può contare stabilmente, data la sua variabilità sia in termini di velocità che in termini di direzione. In presenza di venti dominanti sufficientemente forti e costanti durante la stagione estiva è opportuno orientare il ricovero con l'asse longitudinale perpendicolare alla direzione del vento più favorevole.

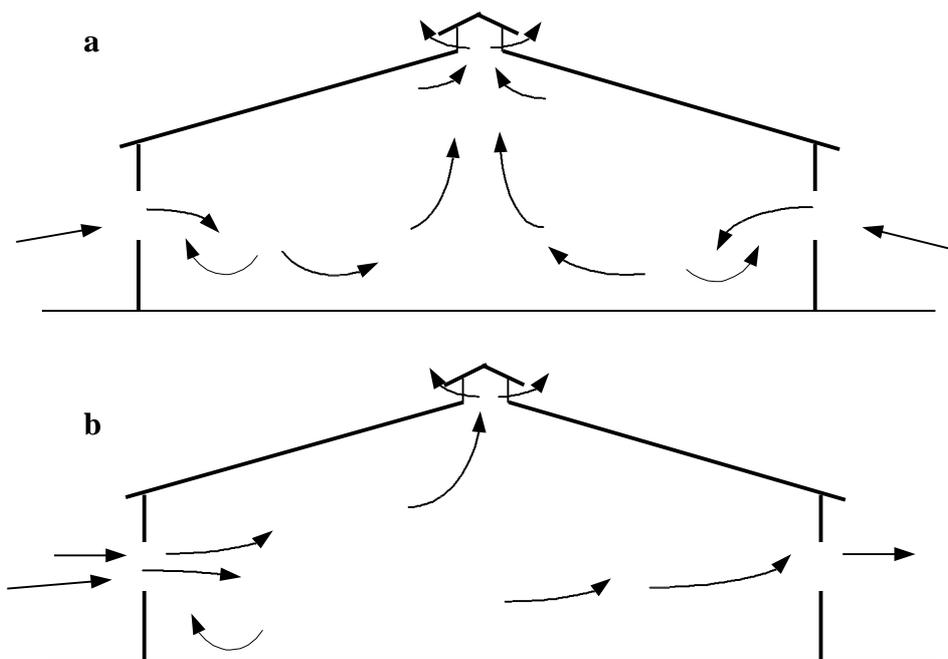


Fig. 10: Ventilazione naturale in un ricovero zootecnico per effetto camino (a) e per effetto vento (b).

La *portata effettiva di ventilazione* risulta dalla combinazione dei due effetti "vento" e "camino". Ovviamente è importante che l'orientamento e la localizzazione del ricovero ed il controllo delle aperture consentano di sfruttare in modo sinergico le due forze naturali; inoltre, le aperture di ventilazione devono essere correttamente dimensionate e collocate su entrambe le pareti lunghe del ricovero in modo da garantire una sufficiente ventilazione anche con una velocità del vento molto ridotta e per favorire l'effetto camino nei momenti di totale assenza di vento.

La ventilazione naturale è in ogni caso poco controllabile e soggetta, nell'arco della giornata, a notevoli variazioni dovute al mutare dei venti ed al variare della temperatura esterna. Poiché è molto economica, non richiedendo costi di macchine e di energia, essa viene ugualmente preferita ovunque possibile, cioè in climi moderati o in ricoveri per animali poco sensibili ad eventuali sbalzi termici, mentre si preferisce ricorrere al sistema artificiale in ricoveri nei quali si pretende un accurato controllo della ventilazione (ad esempio suini, bovini nei primi giorni di vita ed avicoli).

Ø *Altre soluzioni passive per la difesa dal caldo*

In situazione estiva hanno particolare importanza quegli accorgimenti costruttivi atti a ridurre l'azione solare, quali:

- Scelta di pianta ed orientamento del fabbricato

L'orientamento riveste un ruolo molto importante nel determinare le condizioni microclimatiche presenti all'interno del ricovero e deve essere valutato caso per caso. Per decidere il più opportuno orientamento della stalla è necessario privilegiare il periodo più delicato per l'animale, cioè l'estate, considerando le superfici disponibili, i fabbricati esistenti e la loro collocazione, l'irraggiamento solare e la direzione dei venti dominanti e delle brezze.

Nelle situazioni climatiche tipiche della Pianura Padana, in mancanza di venti

dominanti, la migliore soluzione prevede una pianta rettangolare piuttosto allungata ed orientamento E-O del fabbricato: tale dislocazione permette di limitare l'esposizione alla radiazione solare degli elementi di chiusura (tamponamenti, serramenti, copertura) e, quindi, il surriscaldamento del ricovero e di favorire la ventilazione naturale interna, indotta dalla differenza di temperatura tra le due pareti lunghe. In presenza di venti dominanti, è invece opportuno disporre l'edificio con l'asse longitudinale perpendicolare alla loro direzione per sfruttarne al meglio l'effetto: in tal modo si crea una pressione su una delle pareti lunghe ed una depressione in corrispondenza della parete opposta, oltre che sull'eventuale cupolino.

- Creazione di ombreggiature

L'esposizione alla radiazione solare degli elementi di chiusura dell'edificio può essere limitata dalla predisposizione di opportuni ombreggiamenti: con orientamento E-O del fabbricato, la parete esposta a nord rimane sempre in ombra, mentre la parete sud, quella di maggior estensione superficiale, riceve i raggi del sole molto inclinati e può essere facilmente ombreggiata con sporti di gronda adeguatamente dimensionati (fig. 11); le pareti Est ed Ovest (di minor superficie) ricevono i raggi del sole soltanto per un ridotto numero di ore e possono essere facilmente ombreggiate con vegetazione ed altre superfici opache. Per i lati est ed ovest, sui quali lo sporto di gronda è inefficace, si possono realizzare schermature verticali utilizzando, ad esempio, alberi ad alto fusto, oppure ricorrendo a soluzioni specifiche, quali materiali riflettenti e coibenti.

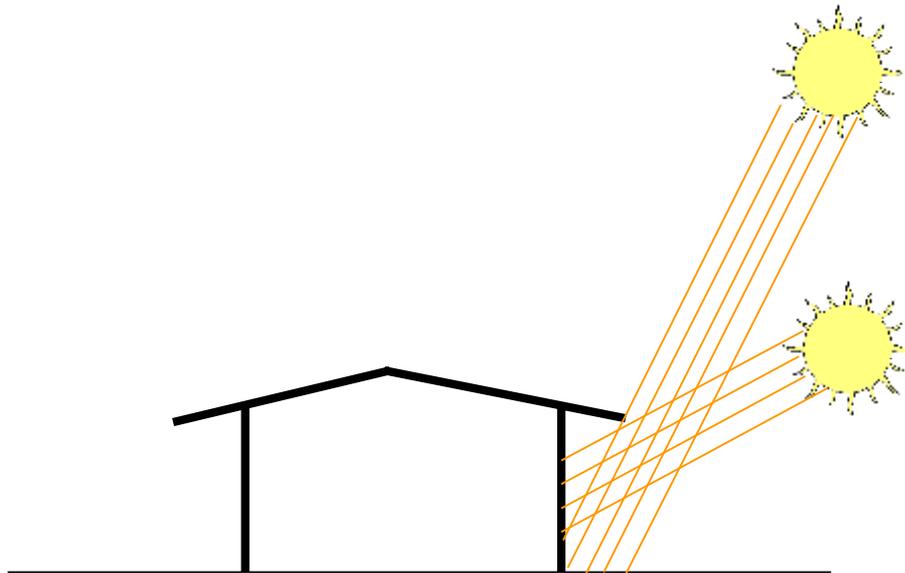


Fig. 11: Un adeguato sporto di gronda è in grado di limitare il surriscaldamento della parete rivolta a sud.

- Fra gli accorgimenti atti a ridurre l'effetto dell'irraggiamento solare possono trovare applicazione per la costruzione delle parti esterne dell'edificio, in particolare per il manto di copertura, i *materiali dotati di alto potere riflettente delle radiazioni*, quali lamiera zincate, lamiera d'alluminio, oppure ricorrere a tinteggiature di colore chiaro, non dimenticando, però, che le tinte chiare tendono a perdere rapidamente il loro potere riflettente.

- Un importante aspetto da considerare relativo alla ventilazione naturale estiva per effetto vento è la *collocazione degli altri edifici* del centro aziendale; la presenza di ostacoli rilevanti tra la stalla e la direzione da cui il vento dominante proviene può determinare un effetto frangivento non desiderato, con rallentamento del vento stesso e conseguente riduzione della portata di ventilazione nell'ambiente d'allevamento.

6.4.2. Tecniche di difesa di tipo attivo

Il ricorso a sistemi di difesa di tipo passivo, pur essendo la base indispensabile per la realizzazione di ricoveri termicamente confortevoli, non sempre consente di ottenere un ambiente microclimatico accettabile, per cui è spesso necessario il ricorso ad *interventi di tipo attivo*: essi prevedono l'utilizzo di attrezzature e impianti, più o meno complessi, in grado di modificare alcuni parametri microclimatici correlati al comfort termico dell'animale, come la velocità dell'aria, l'umidità relativa e la temperatura, così da favorire la dispersione del calore da parte degli animali.

Rientrano nelle tecniche attive di condizionamento:

1. la ventilazione artificiale;
2. il raffrescamento evaporativo dell'aria (cooling by air)
3. il raffrescamento diretto dei soggetti (cooling by surface);
4. condizionamento vero e proprio, con raffreddamento e deumidificazione dell'aria.

Quest'ultima tecnica, per quanto molto diffusa in campo civile ed industriale, trova grosse limitazioni in campo zootecnico per i costi proibitivi che comporta.

Ø Ventilazione artificiale

Come accennato nel paragrafo 6.4.1., il sistema di ventilazione naturale evidenzia limiti relativi allo scarso gradiente di temperatura fra interno ed esterno, alle basse velocità dell'aria in zone a ridotta ventosità ed alla non regolare distribuzione dell'aria di rinnovo all'interno del ricovero: come tale è un sistema che può trovare valida applicazione nei ricoveri ove la concentrazione degli animali non sia eccessiva e, preferibilmente, per animali adulti, meno sensibili alle variazioni climatiche ambientali.

La ventilazione artificiale è invece la soluzione da privilegiare tutte le volte in cui il mantenimento di condizioni microclimatiche ben definite e, soprattutto, la eliminazione di sbalzi termici, sono essenziali per garantire il positivo risultato dell'allevamento: il principale vantaggio è rappresentato dalla possibilità di regolare le portate di ricambio dell'aria in relazione alle esigenze specifiche degli animali ospitati nel ricovero in modo del tutto indipendente dalle condizioni climatiche esterne. Inoltre, l'incremento della velocità dell'aria a livello dell'animale favorisce la dispersione di calore da parte dell'animale stesso. Per contro, si ha un consumo di energia elettrica. La convenienza legata all'adozione di questo sistema deve risultare quindi dalla maggior produttività degli animali in relazione alle migliori condizioni ambientali ottenibili nei ricoveri e dalla riduzione di mano d'opera, non più necessaria per la regolazione manuale delle finestre.

Il ricambio dell'aria può essere ottenuto *in depressione* (in estrazione) o *in pressione*, a seconda che l'aria di rinnovo entri da aperture predisposte richiamata in ambiente dalla depressione creata da ventilatori aspiranti o che sia immessa

direttamente da ventilatori prementi. Numero, dimensioni, caratteristiche costruttive, sistemi di regolazione e potenza dei motori dei ventilatori sono commisurati alle portate minime e massime calcolate in sede di progetto. La ventilazione in depressione è la soluzione tradizionalmente più diffusa e risulta particolarmente utile nelle porcilaie su pavimento fessurato o grigliato, poiché è possibile porre le bocche di entrata dell'aria in alto e le uscite a livello del pavimento o sotto di esso, garantendo così il rapido allontanamento dei gas nocivi provenienti dalle fosse (originati dalla fermentazione delle deiezioni) prima che rendano tossica l'aria del ricovero (fig. 12). Poiché l'ingresso dell'aria è distribuito di solito su più aperture, il sistema in depressione non consente il riciclo dell'aria ambiente e ne rende difficile il trattamento; per contro, l'impianto risulta particolarmente semplice ed affidabile.

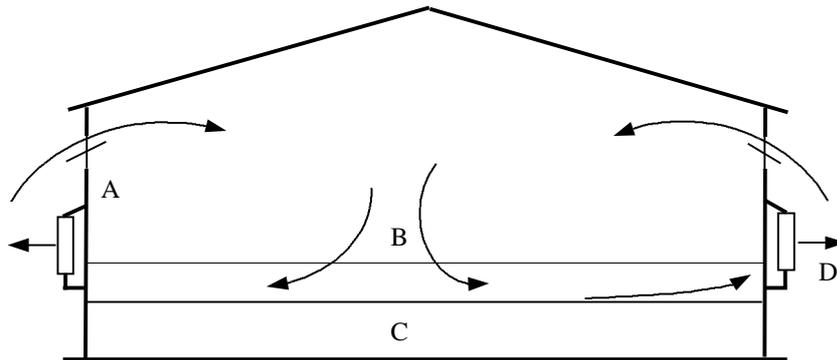


Fig. 12: Esempio di ventilazione in depressione con aspirazione da sotto la pavimentazione fessurata: A - finestrate ingresso aria; B - pavimentazione fessurata; C - vasca di stoccaggio; D - ventilatori estrattori.

Il sistema di ventilazione in pressione (fig. 13), invece, concentrando in pochi punti l'ingresso dell'aria, rende facile ogni eventuale trattamento dell'aria, come la filtrazione, la disinfezione, il riscaldamento ed il raffreddamento. A fronte di questi aspetti positivi, si ha una maggior complessità d'impianto e, quindi, necessità di una gestione più accurata.

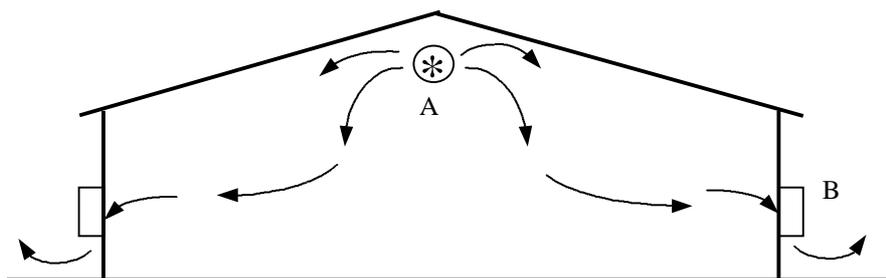


Fig. 13: Esempio di ventilazione in pressione: A - ventilatore operante in compressione; B - bocche di uscita dell'aria.

Per il controllo ambientale dei ricoveri zootecnici possono essere validamente utilizzati entrambi i sistemi. Tuttavia, col sistema in depressione è più facile evitare correnti d'aria sugli animali e favorire la dispersione uniforme dell'aria esterna. La scelta deve quindi essere effettuata caso per caso, in considerazione delle specifiche condizioni ed esigenze di allevamento. Ad esempio, in stalle per bovini raramente si adottano sistemi di ventilazione artificiale, se non per creare

correnti d'aria attorno agli animali in modo da favorire lo scambio convettivo e di calore latente.

I due sistemi possono anche essere impiegati contemporaneamente nello stesso impianto (fig. 14): la *soluzione combinata* è quella che consente di ottenere i migliori risultati, ma richiede un maggior investimento iniziale ed una messa a punto particolarmente accurata.

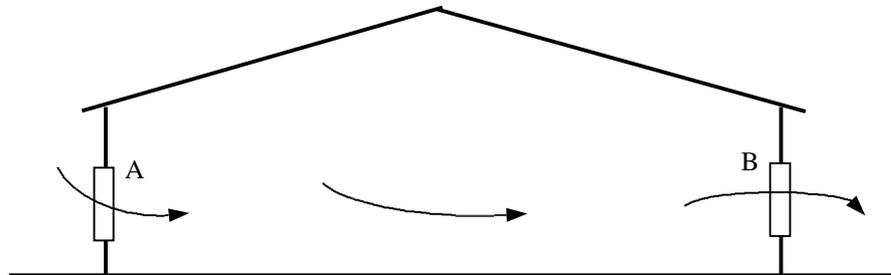


Fig. 14: Ventilazione combinata: A – ventilatore operante in compressione; B – ventilatore in depressione.

Ø Sistemi di raffrescamento

La semplice ventilazione artificiale permette di migliorare sensibilmente le condizioni di comfort termico degli animali; tuttavia, quando la temperatura dell'aria si fa prossima a quella corporea l'effetto si riduce sensibilmente, sino a diventare addirittura negativo nel caso di temperature molto elevate. In questi casi può essere utile abbinare alla ventilazione artificiale un sistema di raffrescamento evaporativo dell'aria (*cooling by air*) o direttamente dell'animale (*cooling by surface*). Sostanzialmente, il principio fisico alla base dei due sistemi di raffrescamento è lo stesso, cioè quello della trasformazione di calore sensibile in calore latente; la differenza sostanziale è rappresentata dal fatto che, mentre il *cooling by air* determina l'abbassamento della temperatura ambiente, con conseguente aumento della dispersione di calore in forma sensibile da parte dell'animale, il *cooling by surface* favorisce la traspirazione da parte dell'animale, con perdita di grandi quantitativi di calore in forma latente.

- Cooling by air

Vi sono animali, come i volatili e i suini che, per la loro conformazione fisica (presenza di piume nei volatili e dello strato di grasso nei suini), sono dotati di scarsa capacità di traspirazione a livello cutaneo e, per quanto in grado di evaporare acqua attraverso le vie respiratorie, si trovano in maggior difficoltà quando la temperatura è molto alta. In questi casi il controllo delle alte temperature estive si può ottenere facendo evaporare dell'acqua nell'aria di rinnovo, in modo che questa, fornendo il calore sensibile necessario all'evaporazione, riduca la sua temperatura: si tratta di un fenomeno che avviene senza flussi di energia, con sostituzione di una quota di calore sensibile con una di calore latente, per cui l'aria che va a contatto con gli animali è più fresca di quella esterna, anche se più umida. È evidente che la diminuzione di temperatura sarà tanto maggiore quanto minore è l'umidità dell'aria trattata, per cui anche in zone, come la pianura padana, in cui le alte temperature estive sono spesso accompagnate da elevata umidità relativa, tale sistema può essere convenientemente utilizzato nelle ore più calde della giornata, nelle quali

L'umidità relativa si abbassa sensibilmente, con valori attorno al 50%.

Gli impianti preposti all'attuazione del cooling by air sono piuttosto semplici: nel caso di ventilazione in estrazione si utilizzano in genere "filtri umidi" (pannelli di materiale poroso tenuti costantemente umidi da una corrente d'acqua in ricircolo) applicati alla bocca di entrata dell'aria (fig. 15.a); se l'impianto è in pressione, si può far passare l'aria in entrata attraverso "camere di nebulizzazione", nelle quali si polverizza acqua da appositi ugelli per facilitarne l'evaporazione (fig. 15.b).



Fig. 15: Particolari di impianti di raffreddamento evaporativo dell'aria: a) pannello evaporativo da disporre nelle aperture di ingresso dell'aria; b) umidificazione dell'aria di rinnovo in cassone adiabatico e sua diffusione nell'ambiente. (fonte Rota Guido)

Tali trattamenti, molto diffusi, ad esempio, nel settore avicolo (fig. 16), permettono di ridurre la temperatura interna anche di 3-4°C, consentendo agli animali di smaltire una maggior quota di calore sensibile, senza modificare in maniera significativa la dispersione di calore latente.



Fig. 16: Sistema di raffreddamento dell'aria attraverso nebulizzazione in un allevamento di tacchini, per mezzo di ugelli posizionati nel capannone e per tutta la sua lunghezza: l'acqua, per mezzo di una pompa, viene irrorata dagli ugelli sotto forma di vapore acqueo (fonte Rota Guido).

- Cooling by surface

Gli animali dotati di una buona capacità di traspirazione a livello cutaneo non ottengono dal trattamento appena citato lo stesso vantaggio: l'incremento di umidità relativa determinato dal raffrescamento evaporativo dell'aria, infatti, limita la dispersione di calore latente cutaneo. In questi casi, è più opportuno adottare la tecnica del "raffrescamento diretto" dell'animale, condizione che si ottiene bagnando direttamente l'animale con acqua per poi sottoporlo a ventilazione artificiale al fine di esaltarne le perdite di calore in forma latente.

Tale soluzione non è adatta, ad esempio, per i volatili, poiché il calore necessario per l'evaporazione dell'acqua non può essere assorbito dal corpo dell'animale ma sarà sottratto all'ambiente, mentre è particolarmente indicata per quei soggetti, come le vacche da latte, dotati di grande capacità produttiva e, quindi, nella condizione di dover smaltire grandi quantitativi di calore. Secondo Frazzi (2001) la quantità di calore che una vacca da latte riesce a disperdere attraverso la bagnatura sarebbe di dieci volte superiore a quella consentita dal cooling by air. Tale tesi è confortata da una serie di prove sperimentali, che hanno permesso di affermare che i sistemi di climatizzazione basati sull'aspersione diretta degli animali sono, nel caso delle vacche da latte, quelli più efficaci: gli ugelli sono in genere posti in linea in corrispondenza della rastrelliera della mangiatoia, provvedendo all'aspersione di acqua sulle bovine e sull'intera superficie della zona di alimentazione, cosicché l'evaporazione dell'acqua provoca un abbassamento di temperatura della cute dell'animale e della pavimentazione (fig. 17).



Fig. 17: Impianto di raffrescamento evaporativo con aspersione di acqua a bassa pressione delle bovine nella zona di alimentazione (fonte Rota Guido).

Tra l'altro, in ambienti completamente aperti, come sono oggi le stalle di vacche da latte nei paesi a clima temperato-caldo, come l'Italia, l'acqua che evapora dalla superficie corporea dell'animale viene rapidamente allontanata e, di conseguenza, l'umidità all'interno della stalla si mantiene bassa.

Nonostante i limiti legati alla fisiologia animale, i sistemi di raffrescamento per aspersione diretta dell'animale stanno trovando applicazione anche nel settore suinicolo, specialmente nei reparti fecondazione, gestazione e maternità, visto il

drastico peggioramento che lo stress termico può indurre nelle prestazioni riproduttive delle scrofe. Tra questi, il sistema denominato “drip cooling”, ideato negli Stati Uniti e già in uso in Italia, rappresenta una soluzione interessante per la difesa dal caldo in sala parto-allattamento: esso assicura un raffrescamento delle scrofe per mezzo di una lenta, ma costante cessione di gocce d’acqua sul collo dell’animale, con migliori risultati se accompagnata dall’invio di un getto di aria direttamente sul grugno della scrofa (snout cooling) (Barbari et al, 2006).

7. ANALISI DEI FATTORI CHE INFLUENZANO L'AMBIENTE INTERNO DELLE PORCILAIE IN CLIMA CALDO

7.1. INCIDENZA DELLE ELEVATE TEMPERATURE SULLE PRESTAZIONI ZOOTECNICHE DEI SUINI

Il suino, come il bovino, è un animale omeotermo, cioè è in grado di mantenere costante la temperatura corporea interna malgrado le variazioni della temperatura ambientale. Tale capacità è legata alle funzioni termoregolatorie che permettono di equilibrare gli scambi di calore con l'ambiente grazie ai numerosi effettori coordinati dal sistema nervoso centrale (fig. 1). Quando la temperatura ambientale cresce, l'omeotermia è mantenuta attraverso un aumento della termolisi ed una diminuzione della termogenesi, mentre l'incremento del ritmo respiratorio e la vasodilatazione periferica permettono di accrescere la dispersione di calore per evaporazione e per convezione; allo stesso tempo si assiste alla riduzione dell'attività locomotoria, alla modifica della postura ed ad una diminuzione del consumo di alimento.

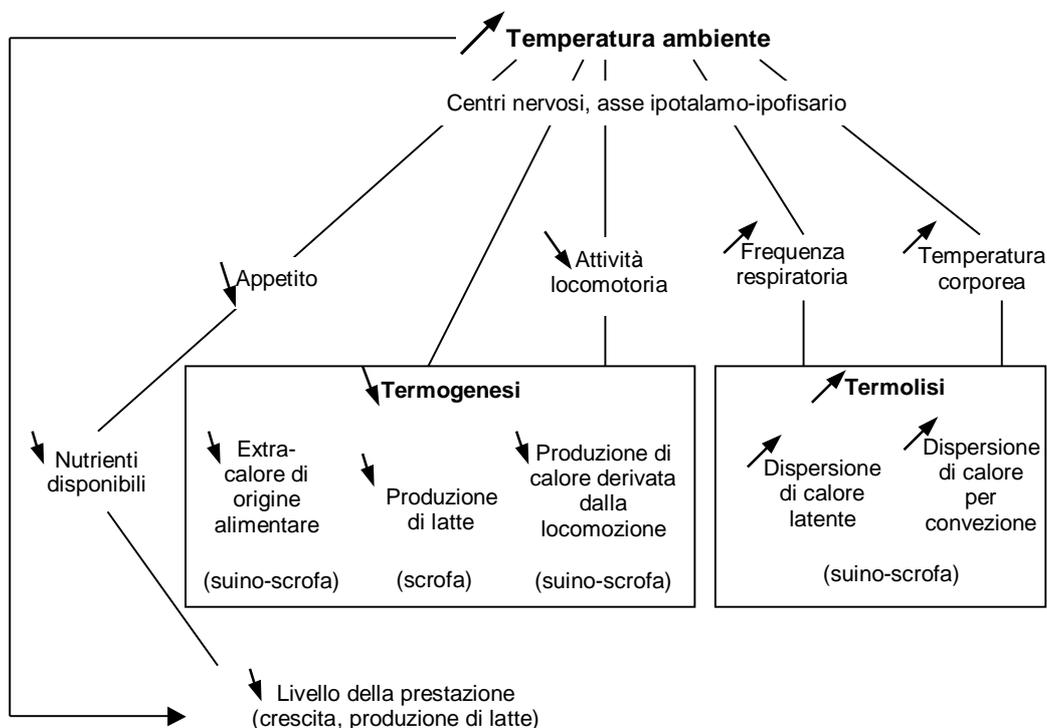


Fig. 1: Conseguenze dell'aumento della temperatura ambientale sui principali meccanismi implicati nella termoregolazione delle scrofe in lattazione e dei suini all'ingrasso (da Quiniou et al., 2000)

Come si evince dallo schema in figura 1, la temperatura è uno dei principali fattori ambientali in grado di influenzare le prestazioni produttive e riproduttive dei suini: i suoi effetti dipendono dallo stadio fisiologico dell'animale, dall'umidità dell'ambiente e dalla velocità dell'aria e, più in generale, dalla conduzione dell'allevamento. La temperatura critica inferiore (già definita nel cap. 3), può essere considerata un indicatore della sensibilità dell'individuo: più il suo valore è basso, più l'animale sarà sensibile all'aumento della temperatura ambientale (tabella 1).

Tabella 1: Variazione della temperatura critica inferiore (Tci) in funzione dello stadio fisiologico, del sistema di stabulazione e del livello alimentare (rapportato al fabbisogno di mantenimento in energia metabolizzabile) (da Renaudeau et al., 2004).

Stadio fisiologico	Sistema di stabulazione	Livello alimentare	Tci (°C)	Riferimento
Scrofa in gestazione	Individuale	1,1	23-24	Kemp et al., 1987
	Individuale	1,3	19-20	
	Individuale	1,0	25	Holmes et Close, 1977
	Individuale	2,0	15	
	Collettivo	1,0	14	Verstegen et Curtis, 1988
	Individuale	1,0	20	Geuyen et al., 1984
Collettivo	1,0	14		
Scrofa in lattazione	Individuale	2/3	12	Black et al., 1993
	Individuale	2/3	<18	Quiniou et Noblet, 1999
Suino all'ingrasso	Individuale	2	20,5	Verstegen et al., 1978
	Individuale	3	15,5	
	Collettivo	2	17	Holmes et Close, 1977
	Collettivo	3	23-24	Quiniou et al., 2000a
Verro	Individuale	1,5	20	Kemp et al., 1989

In generale, l'esposizione alle elevate temperature ambientali ha effetto *diretto* sulle funzioni riproduttive di verri e scrofe ed *indiretto*, in seguito alla riduzione del consumo volontario di alimento (fig. 2), sulla produzione di latte e sulla crescita.

La *scrofa in lattazione* è particolarmente sensibile alle elevate temperature ambientali, molto più che negli altri stadi fisiologici, in seguito al basso valore della temperatura critica inferiore (tabella 1). Oltre che sul consumo di alimento, la temperatura ambientale influisce direttamente sul metabolismo della ghiandola mammaria per effetto della redistribuzione del flusso sanguigno verso la pelle, a scapito della mammella (Black et al., 1993); al di sopra dei 25°C la mobilitazione delle riserve corporee non è più sufficiente a compensare lo scarso appetito e la produzione di latte, cosicché anche il ritmo di crescita dei suinetti diminuisce.

L'esposizione al calore ha scarso effetto sul metabolismo della *scrofa in gestazione*, visto il basso livello alimentare caratteristico di tale stadio fisiologico, mentre si riscontra un marcato effetto sulle funzioni riproduttive, ad esempio sull'intervallo svezzamento-estro, sul tasso di concepimento, sulla mortalità embrionale. L'allungamento dell'intervallo svezzamento-estro dipende principalmente dall'entità della mobilitazione delle riserve e, dunque, dal bilanciamento tra i livelli di ingestione ed i fabbisogni nutrizionali per la produzione di latte; la riduzione della fecondità e l'aumento del tasso di mortalità embrionale nella stagione estiva sembra essere conseguenza diretta non solo dell'esposizione della scrofa alle elevate temperature nel mese successivo al concepimento, ma anche degli effetti del clima sulle prestazioni del verro.

Come per la scrofa in gestazione, il calore ha effetto trascurabile sul metabolismo del *verro*, tenuto conto della temperatura critica inferiore elevata (circa 20°C, secondo Kemp et al., 1989), mentre esso influisce considerevolmente sulle

funzioni riproduttive, con effetto diretto sulla spermatogenesi in seguito alla modifica della sintesi del testosterone (Wettmann e Bazer, 1985), che determina a sua volta una riduzione della motilità ed un aumento delle anomalie morfologiche degli spermatozoi. Inoltre, come accennato, la riduzione del tasso di concepimento nelle scrofe è da attribuire in parte alla diminuzione di fertilità dei verri esposti ad alte temperature.

Gli effetti delle elevate temperature sui *suini all'ingrasso* sono documentati da una vasta bibliografia. Una delle principali conseguenze dell'aumento della temperatura ambientale è rappresentata dalla riduzione dell'appetito, tanto più accentuata quanto maggiore è il peso vivo dell'animale (fig. 2): Nienaber et al. (1997) hanno attribuito la diminuzione del ritmo di crescita osservata in condizioni di caldo alla riduzione della quantità di nutrienti disponibili per la crescita, rilevando allo stesso tempo un aumento della percentuale di carne magra al crescere della temperatura. Brown-Brandl et al. (2000) hanno misurato, con temperature crescenti ed a parità di livello di ingestione alimentare, una riduzione del tasso di crescita e della deposizione di proteine ed un aumento della deposizione di lipidi rispetto alle condizioni di termoneutralità. Tali risultati, confermati da Le Bellago et al. (2002), suggeriscono che la temperatura ambientale abbia un effetto diretto sulla crescita e sulla ripartizione dell'energia ingerita tra deposito di proteine e deposito di lipidi.

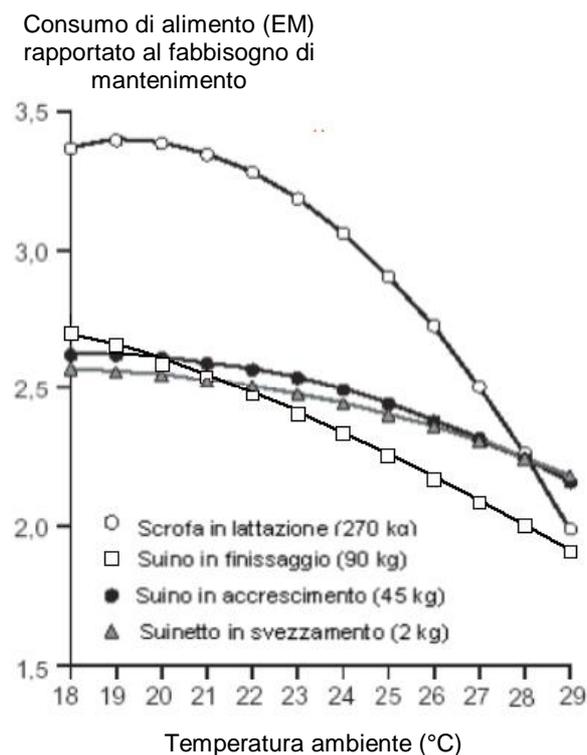


Fig. 2: Evoluzione del consumo di alimento in funzione della temperatura ambientale e dello stadio fisiologico, a partire dalle equazioni proposte da Quiniou et Noblet (1999) per la scrofa in lattazione, da Quiniou et al. (2000a) per i suini in accrescimento e finissaggio e da Collin et al. (2001) per i suinetti in fase di svezzamento. Il consumo alimentare è espresso come multiplo del fabbisogno di mantenimento (EM), stimato pari a $1 \text{ MJ/kg}^{0.60}$ al giorno per il suino (Noblet et al., 1999) ed a $0.44 \text{ MJ/kg}^{0.75}$ al giorno per la scrofa. Adattato da Quiniou et al., 2000b.

7.2. SCOPI DELLA RICERCA, MATERIALI E METODI

Nella realtà italiana, uno dei problemi più rilevanti nella gestione degli allevamenti suinicoli è sicuramente quello della difesa dal caldo, dato che le temperature estive superano abbondantemente i livelli di massima produttività. Per attenuare gli effetti del caldo sulle prestazioni dei suini, la soluzione più immediata è rappresentata dalla modificazione dell'ambiente intorno all'animale.

Oltre ai tradizionali sistemi di difesa dal caldo, esistono soluzioni che permettono di raffrescare gli animali o l'ambiente interno ai ricoveri. Si è già accennato nel precedente capitolo (par. 6.4.2), alla possibilità di aumentare la dispersione di calore in forma latente da parte dell'animale ricorrendo all'aspersione del capo o delle spalle dell'animale stesso. Un'altra possibilità è rappresentata dal raffrescamento evaporativo dell'aria interna al ricovero (pad cooling): da uno studio di Sartor et al. (1999) in Brasile è emerso che un sistema di pad cooling può consentire di aumentare del 25% l'ingestione alimentare da parte di scrofe in lattazione nel periodo estivo. L'efficacia di tali impianti è, tuttavia, ridotta quando i livelli di umidità relativa sono alti, per cui i vantaggi sono limitati con condizioni climatiche caldo-umide, quali quelle che spesso caratterizzano alcune ore delle giornate estive nella pianura padana.

Da qualche tempo si assiste anche nel nostro paese ad una lenta ma progressiva diffusione dei sistemi di raffrescamento evaporativo nei reparti di fecondazione, gestazione e maternità, vista l'estrema sensibilità delle scrofe al caldo; nel settore ingrasso, invece, i ridotti margini economici ancora non giustificano l'adozione di impianti così costosi. In questo ultimo caso, il mantenimento delle condizioni termo-igrometriche di benessere all'interno degli edifici nei periodi caldi rappresenta un aspetto critico della progettazione, poiché è praticamente impossibile, affidandosi solo ai sistemi passivi di difesa ed alla semplice ventilazione artificiale, ottenere condizioni ottimali per il benessere igrotermico degli animali e temperature interne inferiori a quelle esterne. È tuttavia possibile, attraverso un affinamento delle tecniche progettuali e di gestione, conseguire risultati di non trascurabile rilevanza sul piano produttivo se si considera che, in situazioni di stress acuto, anche modesti abbassamenti dei livelli energetici interni, se ottenuti per periodi abbastanza prolungati, possono risultare significativi in termini di produzione. Pertanto, la sola reale possibilità di contenere lo stress da caldo rimane affidata ad una *corretta progettazione dell'involucro edilizio* e ad una *efficace gestione della ventilazione*.

Proprio in questa ottica si pone lo studio di cui a breve saranno descritte le modalità di svolgimento ed analizzati i risultati: esso si è basato sull'esame di rilievi sperimentali effettuati in porcilaie ed è stato eseguito allo scopo di individuare eventuali problematiche e evidenziare in quali direzioni sia possibile agire per migliorare le prestazioni ambientali degli edifici in condizioni di alte temperature. In diversi periodi estivi, sono state condotte indagini sperimentali su due edifici per allevamento di suini da ingrasso, uno con ventilazione naturale ed uno con ventilazione meccanica, situati nella Pianura Padana: i parametri climatici rilevati, interni ed esterni, sono stati utilizzati per la valutazione delle prestazioni igrotermiche dei due edifici e per determinare l'incidenza dei diversi componenti il bilancio energetico dei ricoveri (involucro, sistema di ventilazione ed animali) sul bilancio termico globale.

Porcilaia A (fig 1)

Il ricovero alloggiava, al momento delle rilevazioni, 300 suini da ingrasso in box collettivi su di una fila, con pavimento fessurato e sottostanti canalette di ricircolo dei liquami. L'alimento degli animali è liquido e distribuito mediante tubazioni nei truogoli posti lungo le pareti divisorie dei box. L'edificio, lungo 49 m e largo 8 m, ha l'asse maggiore orientato N-S e dispone di una corsia di servizio sul lato ovest; il ricambio di aria avviene per ventilazione naturale, assicurata dalla presenza di due file di finestre realizzate lungo le pareti est (42 finestre alte di dimensioni 1,05 x 0,3 m) ed ovest (19 finestre basse di dimensioni 1,3 x 0,6 m) e due porte di servizio lungo le stesse pareti, mantenute aperte nel periodo estivo. In prossimità dell'edificio sono collocati due fabbricati: uno identico a questo, posto ad est a distanza di 5 m, con falda inclinata verso ovest, e quindi ombreggiante solo nelle prime ore del mattino; il secondo, posto ad ovest a 25 m di distanza, capace di ombreggiare la parete ovest nelle prime ore del mattino.

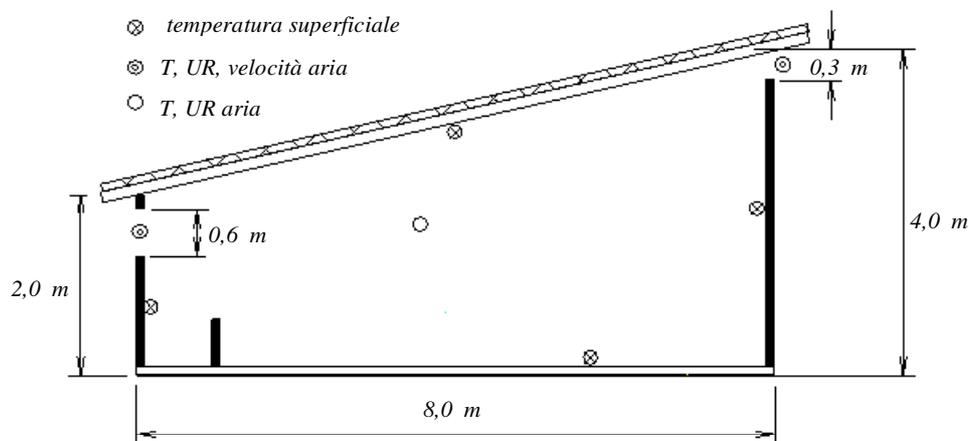


Fig. 1: Sezione trasversale dell'edificio A e posizionamento dei sensori.

Nell'edificio sono stati rilevati in continuo i seguenti parametri (fig. 1):

- temperatura ed umidità relativa dell'aria al centro del ricovero;
- temperature superficiali interne di tutte le pareti, della copertura e del pavimento;
- temperatura, umidità relativa e velocità dell'aria in corrispondenza delle opposte aperture laterali.

Sono stati misurati, inoltre, i valori di temperatura ed umidità dell'aria esterna e di velocità e direzione del vento.

Porcilaia B (fig 2)

Il ricovero alloggia, al momento delle rilevazioni, 480 suini in box collettivi disposti su due file, con pavimento fessurato e sottostanti fosse di raccolta dei liquami, con corsia centrale di servizio. L'alimento degli animali è liquido, distribuito 4 volte/giorno mediante tubazioni nei truogoli posti lungo le pareti divisorie dei box. L'edificio, lungo 50 m e largo 10 m, ha orientazione N-S e ventilazione artificiale realizzata per mezzo di quattro ventilatori estrattori uguali del diametro di 1,25 m (due sulla parete est e due sulla parete ovest) e cupolino per l'entrata dell'aria al colmo del tetto (largo 1,5 m e lungo 30 m); sui fronti sono

presenti due porte tenute costantemente chiuse (eccetto che nei periodi di movimentazione degli animali). Ad est dell'edificio, a circa 5 m di distanza, è collocato un ricovero identico, in grado di ombreggiare la parete est nelle prime ore del mattino.

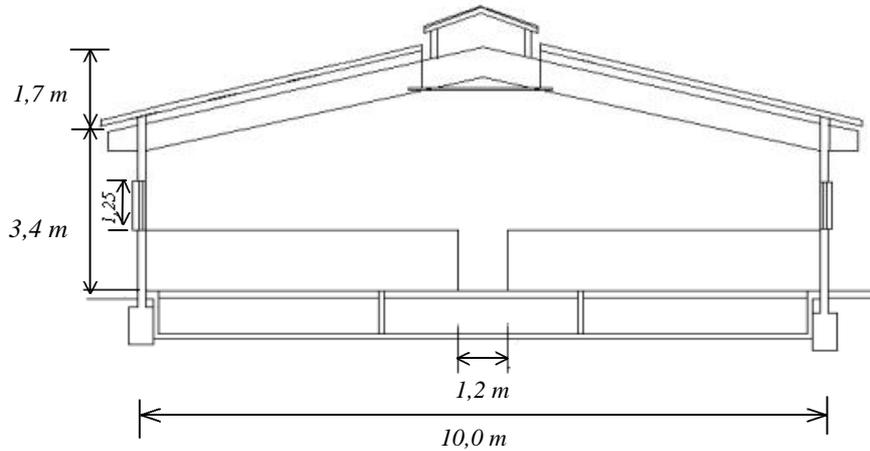


Fig. 2: Sezione trasversale dell'edificio B.

Nell'edificio sono stati rilevati in continuo i seguenti parametri (fig. 3):

- temperatura ed umidità relativa dell'aria in tre punti del ricovero, di cui uno centrale;
- temperature superficiali interne di tutte le pareti, della copertura e del pavimento;
- velocità dell'aria in uscita in corrispondenza di uno dei ventilatori.

Sono stati misurati, inoltre, i valori di temperatura, umidità relativa e velocità dell'aria esterna.

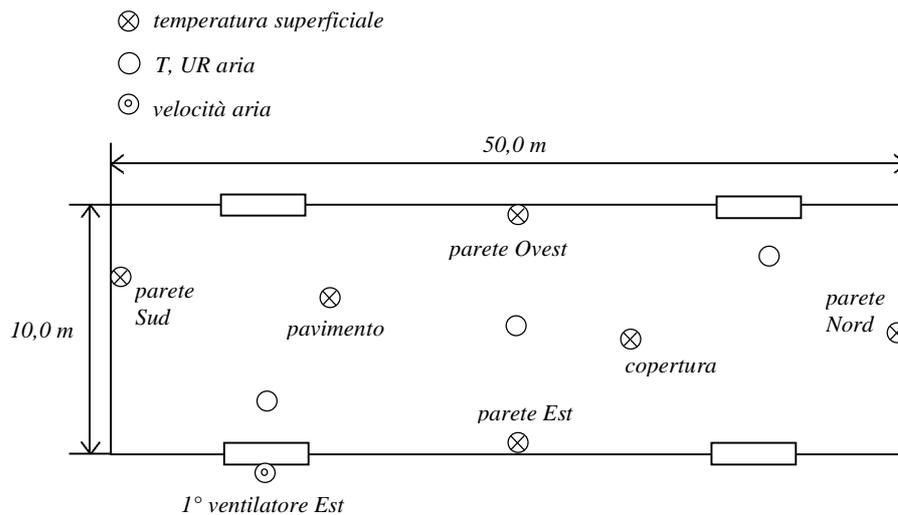


Fig. 3: Posizionamento dei sensori nell'edificio B.

Utilizzando i dati climatici interni ed esterni rilevati si sono determinati, per entrambi gli edifici:

1. gli scambi termici attraverso tutti i componenti l'involucro edilizio (pareti, copertura e pavimento);
2. gli scambi termici per ventilazione;
3. il bilancio termico globale degli edifici considerando anche gli apporti degli animali.

Ciò al fine di analizzare i comportamenti termici dei due edifici e trarre delle indicazioni per un più corretto approccio teorico e per un più efficace controllo ambientale.

Gli **scambi di calore sensibile attraverso i componenti dell'involucro** (Φ_{inv}) sono stati calcolati per adduzione interna, in funzione della superficie di scambio, oltre che del gradiente termico tra superfici ed aria che le lambisce, mediante la formula

$$\Phi_{inv} = \sum S_i \cdot \alpha_i \cdot \Delta T_i \quad [W] \quad (1)$$

dove α_i = coefficiente di adduzione interna ($W m^{-2} K^{-1}$);

S_i = superficie (m^2);

ΔT_i = differenza di temperatura fra superficie interna e aria interna (K).

I valori dei coefficienti di adduzione sono stati assunti pari a:

- $8 W m^{-2} K^{-1}$ per le pareti;
- $6 W m^{-2} K^{-1}$ per il pavimento e per la copertura con flusso diretto verso il basso;
- $9 W m^{-2} K^{-1}$ per copertura e pavimento con flusso diretto verso l'alto.

Per determinare le altre due componenti dello scambio energetico, quella per ventilazione e quella per apporto da parte degli animali, sia globalmente che separatamente, nelle forme di calore sensibile e latente, si è considerato un regime termico stazionario, avendo verificato che tale condizione è valida nell'intervallo di tempo di 30 minuti, assunto come unità di riferimento.

Per quanto riguarda lo *scambio per ventilazione*, il calcolo della portata di ventilazione (V) è stato realizzato in due modi:

- per il ricovero A, con sistema di ventilazione naturale, è stata utilizzata la formula

$$V = A \cdot v \cdot e \quad [m^3 s^{-1}] \quad (2)$$

con A = superficie complessiva delle aperture di entrata (m^2);

v = velocità dell'aria ($m s^{-1}$) misurata in corrispondenza dell'apertura di entrata;

e = coefficiente di efficienza delle aperture (posto uguale a 0,6).

- per il ricovero B, con sistema di ventilazione artificiale, la portata di ventilazione è stata determinata moltiplicando la velocità dell'aria in uscita dal ventilatore per l'area relativa attraverso una sommatoria per corone circolari omogenee aventi uguale velocità misurata.

Dopodiché, il **flusso di calore scambiato per ventilazione**, nelle due componenti sensibile (Φ_{sv}) e latente (Φ_{lv}), è stato ottenuto mediante le formule

$$\Phi_{sv} = c \cdot V \cdot \Delta T \quad (3) \quad \text{e} \quad \Phi_{lv} = r \cdot V \cdot \Delta x \quad (4)$$

dove V = portata di ventilazione ($m^3 s^{-1}$);

c = calore specifico dell'aria ($J m^{-3} K^{-1}$);

ΔT = differenza di temperatura fra aria interna ed esterna (K);

r = calore di evaporazione dell'aria ($J g^{-1}$);

Δx = differenza di umidità assoluta fra aria interna ed esterna ($g m^{-3}$).

L' **apporto di energia da parte degli animali** è stata calcolato mediante le formule proposte dalla CIGR (2002) e già citate nel cap. 4 (par. 7.1), come di seguito

indicato:

- la produzione totale di calore (Φ_{tot}), per capo, a +20°C è stata determinata come
$$\Phi_{tot} = 5,09 \cdot m^{0,75} + [1 - (0,47 + 0,003m)] [(n-1) \cdot 5,09 \cdot m^{0,75}] \quad (5)$$
 dove m = massa corporea (kg);
 n = rapporto fra energia assunta con la razione ed energia di mantenimento (2 in questo caso).
- è stata effettuata la correzione della produzione totale di calore per temperature diverse da +20°C attraverso la formula
$$\Phi_{tot} = hpu + 12 \cdot (20 - t) \quad (6)$$
 dove hpu = 1000 W di calore totale prodotto a +20°C ;
 t = temperatura ambientale (°C).
- la quota di calore sensibile ($\Phi_{s, hpu}$), riferita ad 1 uhp, è stata determinata con la formula
$$\Phi_{s, hpu} = 0,62 \cdot \Phi_{tot} - 1,15 \cdot 10^{-7} \cdot t^6 \quad (7)$$
- la quota di calore dispersa in forma latente ($\Phi_{l, hpu}$) è stata ottenuta per differenza tra il calore totale e quello sensibile determinati con le formule (5), (6), (7).

Da ultimo è stato calcolato il **bilancio termico globale**, come *calore totale*, sommando tutte le componenti ottenute con le suddette formule, e distintamente, come calore sensibile e calore latente, come segue:

- *bilancio di calore totale* $\Phi_{inv} + \Phi_{sv} + \Phi_{san} + \Phi_{lv} + \Phi_{lan} = 0 \quad (8);$
- *bilancio di calore sensibile* $\Phi_{inv} + \Phi_{sv} + \Phi_{san} = 0 \quad (9);$
- *bilancio di calore latente* $\Phi_{lv} + \Phi_{lan} = 0 \quad (10).$

In questo modo si è verificata la coerenza fra le formule teoriche e i dati sperimentali, messo in luce il ruolo svolto dalle singole componenti (trasmissione, ventilazione, animali), delineate alcune indicazioni migliorative a livello progettuale e gestionale.

L'ultima verifica ha riguardato la validità di un fattore di correzione del calore prodotto dagli animali, proposto dalla stessa CIGR per tenere conto del variare dell'attività degli stessi fra giorno e notte, ottenibile mediante la formula

$$A = 1 - a \cdot \text{sen}[(2 \cdot \pi/24) \cdot (h + 6 - h_{min})] \quad (11)$$

con $a = 0,43$ e $h_{min} = 1,3$.

Tale correzione è dettata dall'esigenza di pervenire ad un modello previsionale della produzione di calore da parte dell'animale maggiormente rispondente alla realtà. Infatti, è ragionevole pensare che, assumendo costante su base giornaliera la produzione di calore, si pervenga ad una stima errata di quest'ultima, tanto notturna quanto diurna, con una conseguente stima del volume di ricambio di aria eccessiva per la notte e troppo bassa per mantenere una accettabile temperatura interna nelle ore più calde della giornata.

7.3. RISULTATI E DISCUSSIONE

Nelle figure 4 e 5 sono riportati i valori di temperatura registrati all'interno ed all'esterno dei due ricoveri in una giornata tipo. È possibile osservare che, in entrambi i casi, la temperatura dell'aria interna si mantiene quasi sempre al di sopra di quella esterna. Ma mentre la differenza è modesta nelle ore diurne (con la significativa eccezione della porcilaia A ove per alcune ore il gradiente risulta addirittura negativo), essa appare veramente notevole nelle ore notturne.

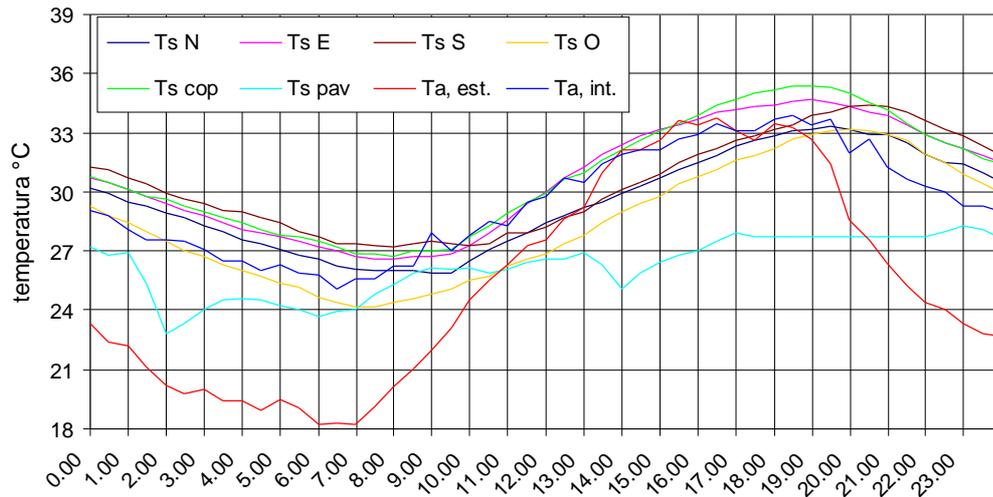


Fig. 4: Porcilaia A: andamenti delle temperature misurate in un giorno tipo.

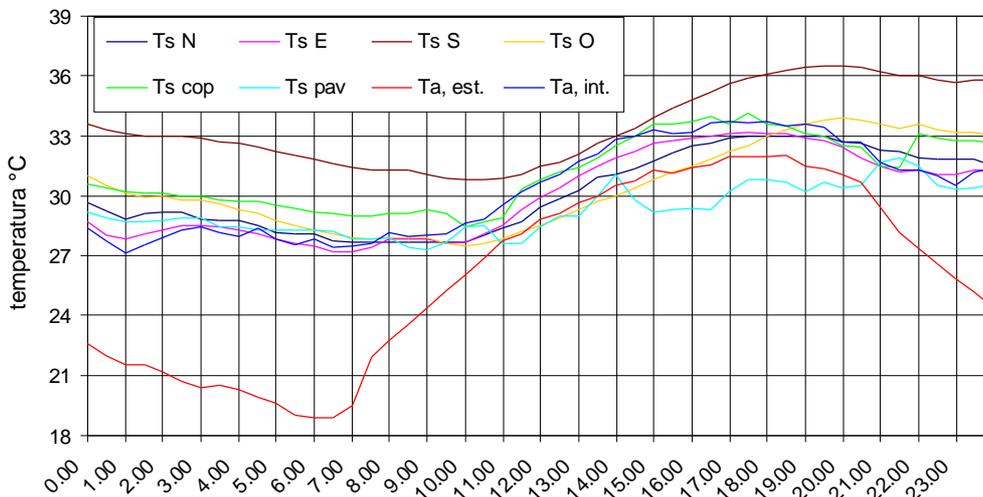


Fig. 5: Porcilaia B: andamenti delle temperature misurate in un giorno tipo.

Da ciò si desume, per entrambi i casi, l'esistenza di una insufficiente ventilazione notturna in quanto in queste ore si sarebbe potuto beneficiare in misura molto maggiore dell'abbassamento della temperatura esterna. Mentre per la porcilaia A tale condizione è di fatto inevitabile, poiché dipende dalla scarsa superficie finestrata e dalla modesta ventosità notturna (peraltro tipica della zona), nella porcilaia B questa differenza appare sorprendente in quanto dovuta ad una riduzione della velocità dei ventilatori, il cui regime viene tenuto basso nelle ore notturne per il timore (infondato) di provocare danni da raffreddamento. Di un certo interesse è anche il fenomeno che si verifica nella porcilaia A per cui si registra un gradiente negativo di temperatura fra interno ed esterno nelle ore più calde. A tale fenomeno, riscontrato da vari autori anche in stalle per bovini, si cercherà di dare spiegazione più avanti. In entrambi gli edifici, si osserva un effetto sfavorevole della copertura, la cui temperatura superficiale si mantiene sempre superiore alla temperatura dell'aria interna, quindi producendo un flusso d'energia in entrata; viceversa, si rivela molto favorevole il ruolo del pavimento, il quale risulta quasi sempre più freddo dell'aria e quindi in grado di asportare

calore, con particolare efficacia nella porcilaia A, ove il gradiente arriva a quasi 7 °C, a fronte di uno massimo di 3 °C circa nella B.

La modesta entità degli sfasamenti delle temperature superficiali rispetto alla temperatura dell'aria (con i valori massimi per le pareti a sud e a ovest), indica che, in entrambi gli edifici, il gioco dell'inerzia termica risulta poco influente.

La determinazione dei flussi di energia attraverso l'equazione (1) ha permesso di valutare il peso effettivo dei singoli componenti l'involucro edilizio nel bilancio energetico dell'edificio (figg. 6, 7): in entrambi gli edifici, i soli contributi significativi sono quelli forniti dalla copertura e dal pavimento, ovviamente di segno opposto nel periodo diurno, mentre risultano veramente modesti quelli delle pareti laterali. In entrambi i casi il calore entrante dalla copertura risulta minimo nelle ore diurne e massimo nel periodo notturno, grazie al calo per ventilazione della temperatura interna; opposto invece il ruolo del pavimento.

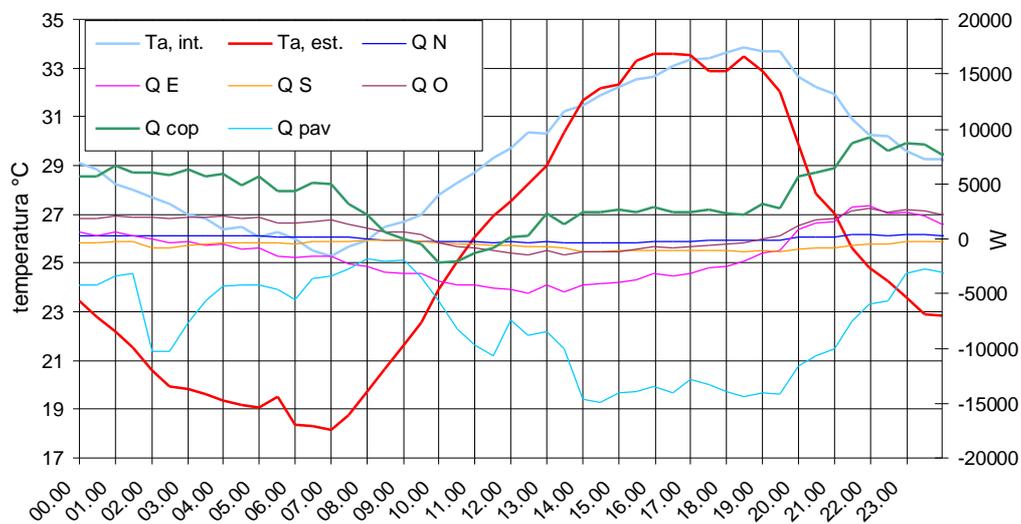


Fig. 6: Porcilaia A: flussi di calore attraverso i componenti l'involucro edilizio.

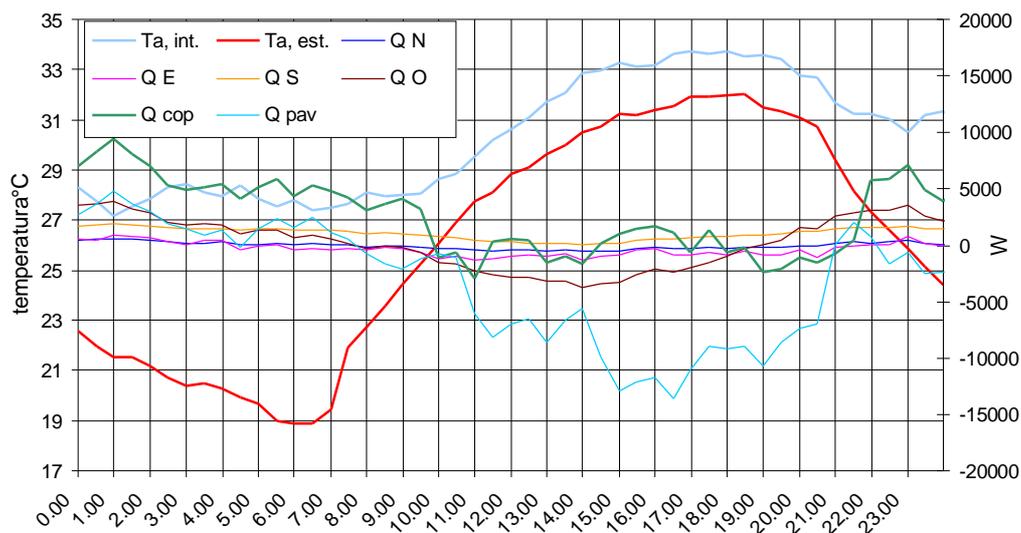


Fig. 7: Porcilaia B: flussi di calore attraverso i componenti l'involucro edilizio.

Per ciò che riguarda i valori di umidità dell'aria (figg. 8 e 9) si evidenzia una significativa diversità fra le due porcilaie per una diversa entità dei gradienti di umidità relativa e assoluta fra interno ed esterno. Infatti, nell'edificio A si riscontra, nelle ore calde, un notevole incremento dell'umidità assoluta interna che porta ad una differenza di quasi 10 gm^{-3} rispetto all'aria esterna, mentre nell'edificio B, nelle stesse ore, i tassi di umidità risultano pressoché identici.

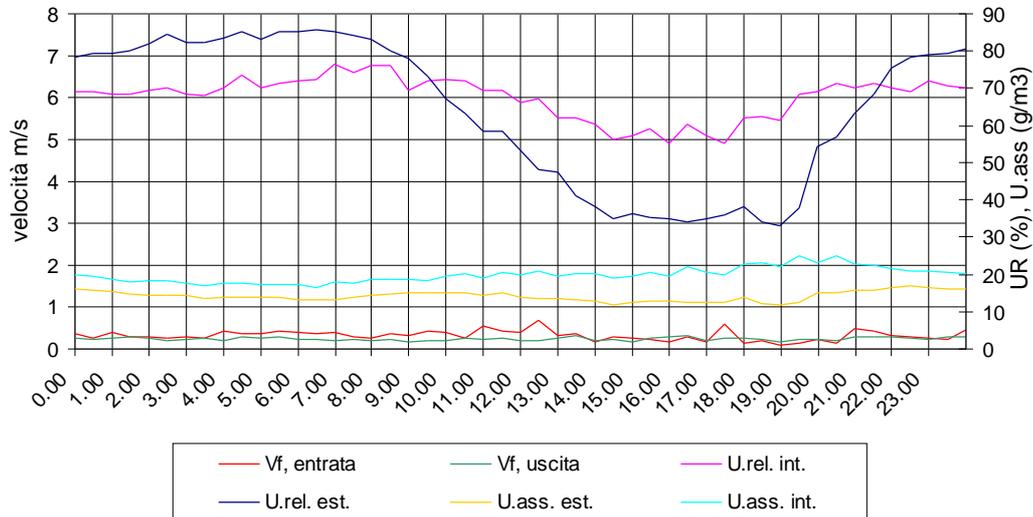


Fig. 8: Porcilaia A: andamenti delle umidità relative e assolute e delle velocità dell'aria in corrispondenza delle finestre in un giorno tipo.

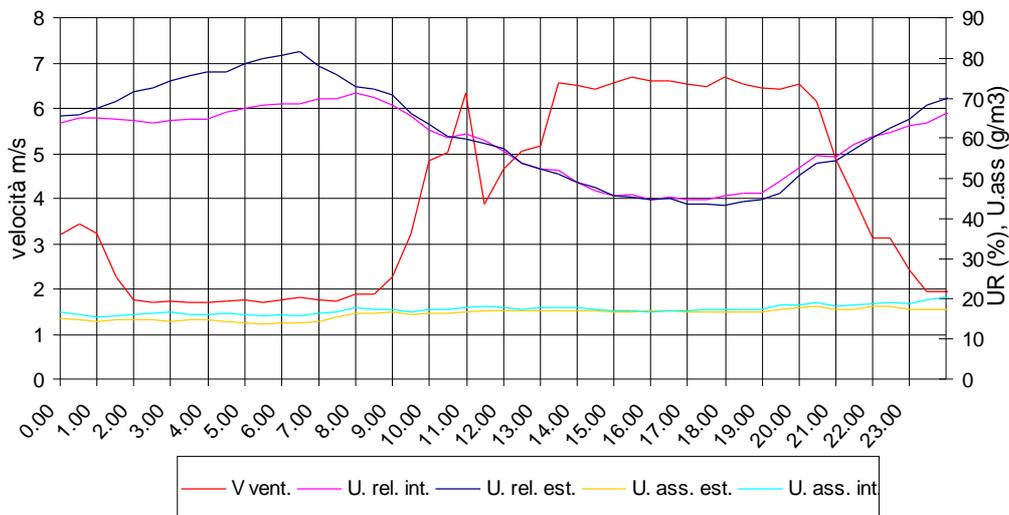


Fig. 9: Porcilaia B: andamenti delle umidità relative e assolute e delle velocità dell'aria in corrispondenza dei ventilatori in un giorno tipo.

L'analisi del bilancio termico complessivo permette di spiegare questa diversità, legata evidentemente alla diversa portata della ventilazione. Il bilancio globale relativo ai due edifici consente, infatti, di apprezzare il ruolo svolto in ognuno di essi dai diversi meccanismi di scambio, vale a dire:

- calore trasmesso attraverso l'involucro, visto poc'anzi (figg. 6, 7);
- calore scambiato per ventilazione, calcolabile secondo le formule (3) e (4);
- calore prodotto dagli animali, desumibile dalle formule (5) e (7).

Delle due ultime componenti conviene esaminare anche separatamente gli apporti di calore nella forma sensibile e nella forma latente.

Dall'analisi del bilancio nella forma sensibile (figg. 10, 11) emerge una diversa incidenza nei due edifici del ruolo dell'involucro edilizio: esso risulta piuttosto rilevante e favorevole nelle ore diurne nell'edificio A, grazie al notevole asporto di energia dal pavimento, molto più modesto nell'edificio B. In entrambi i casi, il calore prodotto dagli animali rappresenta la voce più consistente del bilancio globale, con un'incidenza ragionevolmente superiore nel caso B per la maggiore densità di peso vivo.

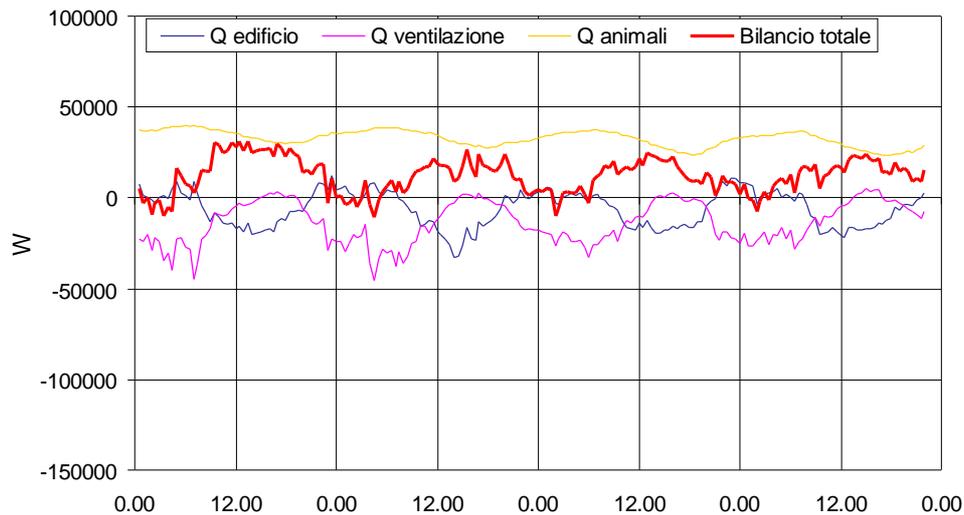


Fig. 10: Porcilaia A: andamento orario dei vari componenti il bilancio di calore sensibile e calore totale.

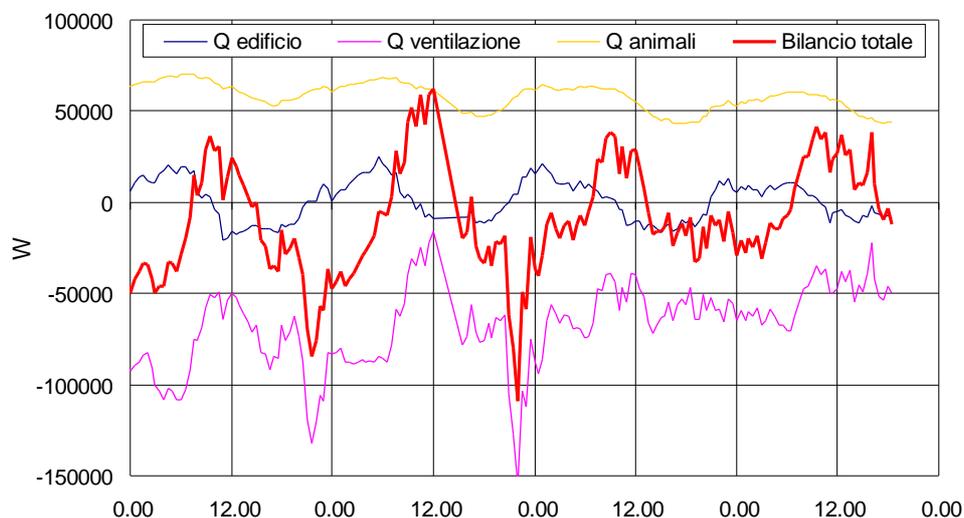


Fig. 11: Porcilaia B: andamento orario dei vari componenti il bilancio di calore sensibile e calore totale.

Un aspetto che merita particolare considerazione è rappresentato dal consistente attivo del bilancio totale di calore sensibile rilevato nella porcilaia A, in contrasto con la teoria che vorrebbe un pareggio, mentre nella porcilaia B il pareggio teorico viene sostanzialmente raggiunto (quantomeno nell'arco delle 24 ore).

Questo fenomeno può essere spiegato analizzando il bilancio di calore nella forma latente ed è da mettere in relazione con il fenomeno che si verifica nella porcilaia A per cui si registra un gradiente negativo di temperatura fra interno ed esterno nelle ore più calde (fig. 4). Dal confronto degli andamenti dei flussi di calore latente nei due edifici (figg. 12, 13), è possibile constatare che nell'edificio A, all'attivo del bilancio di calore sensibile corrisponde un analogo passivo del bilancio di calore latente, a significare che lo scambio con l'esterno avviene soprattutto in questa seconda modalità, mentre nell'edificio B il bilancio di calore latente appare più equilibrato (tenuto anche conto della maggiore quantità di animali) e quasi di segno contrario.

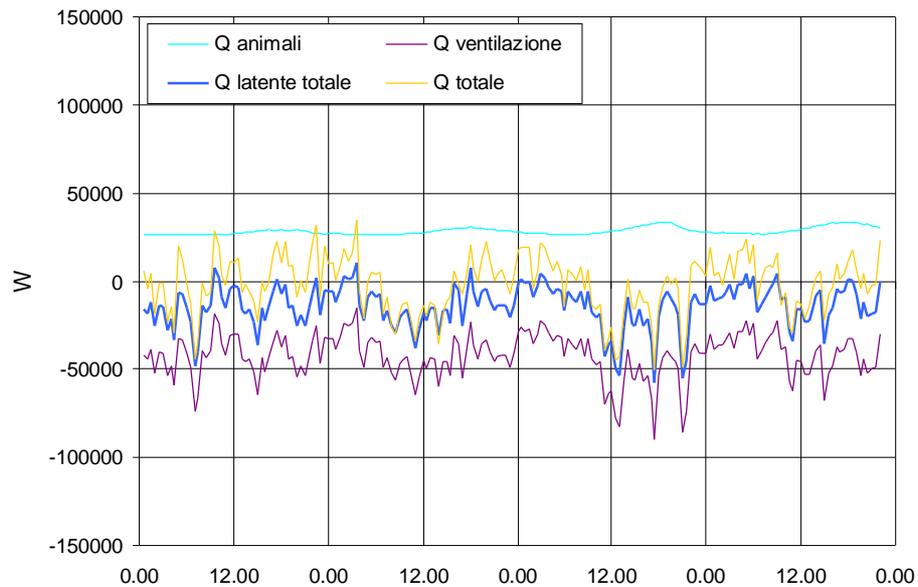


Fig. 12: Porcilaia A: andamento orario dei vari componenti il bilancio di calore latente e calore totale.

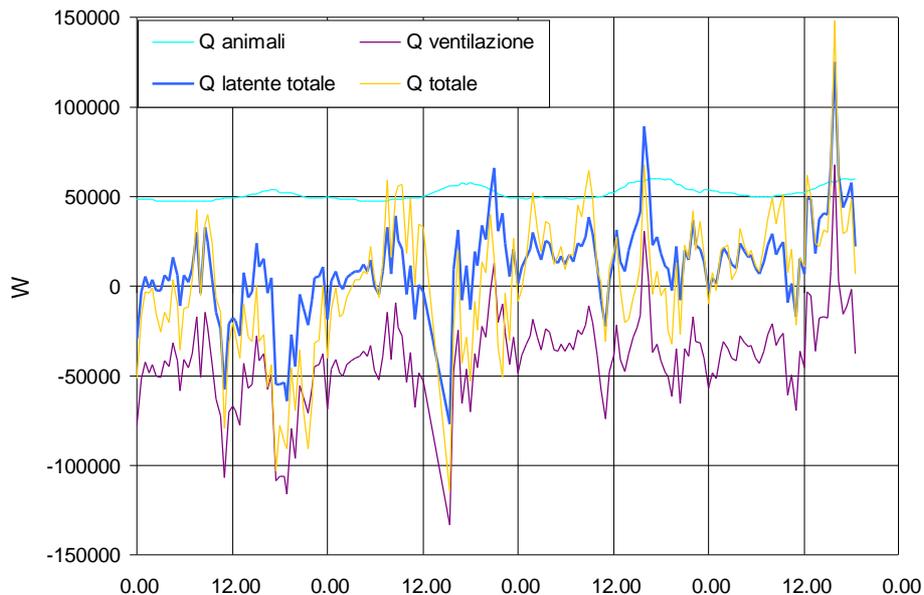


Fig. 13: Porcilaia B: andamento orario dei vari componenti il bilancio di calore latente e calore totale.

Le tre “anomalie” riscontrate nella porcilaia A nelle ore più calde, ossia il surplus di calore sensibile, il deficit corrispondente di calore latente e l’abbassamento della temperatura interna, possono trovare una giustificazione nell’esistenza di un processo di *raffrescamento evaporativo interno*, a carico delle zone bagnate del pavimento, capace di abbassare la temperatura dell’aria (e quella del pavimento) per conversione di parte del calore prodotto in forma sensibile nella forma latente. Tale ipotesi, peraltro sostenuta in vari lavori scientifici, trova conferma innanzitutto nella sostanziale equivalenza fra il deficit di calore latente e il surplus di calore sensibile, come si nota osservando il bilancio di calore totale (fig. 12).

Questa tesi è suffragata da altri due elementi, perfettamente coerenti con essa:

1. la maggiore differenza di umidità assoluta fra aria interna ed esterna che si riscontra nell’edificio A rispetto a B (figg. 8, 9);
2. la minore temperatura del pavimento (a spese del cui calore avverrebbe l’evaporazione), evidenziata nell’edificio A (figg. 4, 5).

Inoltre, eventuali diverse spiegazioni non risulterebbero convincenti: l’attivo nel bilancio di calore sensibile registrato nell’edificio A non può essere attribuito né ad una sovrastima del calore sensibile animale insita nella formula fornita dalla CIGR poichè, se così fosse, dovrebbe ritrovarsi identicamente anche nell’edificio B, né tantomeno ad un ingresso di calore per effetto dell’inerzia termica, avendo rilevato che tale fattore è modesto e che il contributo dell’edificio, nelle ore calde, è addirittura negativo.

A questo punto è lecito chiedersi perché lo stesso fenomeno di raffrescamento evaporativo interno non sia riconoscibile anche nell’edificio B. È ragionevole supporre che ciò dipenda da due fattori:

1. diverso grado di bagnatura del pavimento: pur trattandosi, in entrambi i casi, di pavimento fessurato, quello dell’edificio A si presentava molto più bagnato sia per il particolare sistema di pulizia (realizzato con un ricircolo di liquame chiarificato entro sottostanti canalette permanentemente sature di deiezioni), che per la minore capacità di scarico dovuta ad una maggiore percentuale di superficie piena (20% contro 10%);
2. variazione di velocità dei ventilatori nell’edificio B: la portata massima di ventilazione risulta talmente alta da provocare una quasi completa coincidenza tra i valori di umidità assoluta interna ed esterna.

Questa seconda spiegazione ci pare confermata dal fatto che l’estrazione di calore latente si manifesta con un certo anticipo rispetto a quella del calore sensibile (fig. 13), ed in coincidenza con l’avvio della massima velocità dei ventilatori, lasciando intendere che il processo evaporativo abbia avuto inizio con l’aumento di temperatura delle prime ore diurne e abbia perso poi evidenza per l’intenso ricambio d’aria.

Un altro aspetto degno di nota emerso dalle osservazioni effettuate è rappresentato dalla

variazione ciclica del bilancio termico globale, caratterizzato, in entrambi gli edifici, da un deficit (rispetto a quanto necessario per raggiungere la parità teorica) nelle ore diurne ed un surplus nelle ore notturne. La spiegazione di questo fenomeno deve essere necessariamente ricercata in una diversa modalità di produzione del calore animale rispetto a quanto previsto dalla formula (5), non essendo addebitabile ad alcuno degli altri fattori in gioco.

Tale aspetto suggerisce l’opportunità di adeguare la suddetta formula, non tanto per il risultato quantitativo complessivamente previsto nell’arco della giornata (in

quanto il bilancio in questo periodo torna sostanzialmente in parità), bensì per la sua ripartizione fra giorno e notte. Ciò richiede l'adozione di un fattore di correzione che porti ad una maggiore oscillazione del calore animale nell'arco delle 24 ore: a tal fine, la stessa CIGR ha proposto, come risultato di indagini puntuali svolte al riguardo, l'introduzione di un fattore correttivo, espresso dalla formula (11), il quale tiene conto della naturale variazione dell'attività degli animali fra periodo diurno e notturno.

Nell'ambito delle indagini eseguite sui due edifici, si è inteso verificare la validità di tale fattore anche nelle nostre condizioni climatiche e, per tale motivo, il calore prodotto dagli animali così corretto è stato messo a confronto con il medesimo calore animale che occorrerebbe avere per ottenere un bilancio termico dell'edificio in pareggio istante per istante. Quest'ultima voce (Φ_{t_x}) si è ottenuta dalla formula (8), isolando le componenti animali dalle altre voci del bilancio termico totale, per cui si ottiene:

$$\Phi_{t_x} = +\Phi_{S_{an}} + \Phi_{I_{an}} = \Phi_{inv} + \Phi_{S_v} + \Phi_{I_v}$$

Questo raffronto (figg. 14, 15) porta a due considerazioni:

- 1) nel caso della porcilaia A la validità del fattore di correzione viene confermata con una precisione quasi sorprendente;
- 2) nella porcilaia B constatiamo ancora una buona approssimazione, quanto a valori assoluti, però con un anticipo di qualche ora del valore dato dalla formula teorica rispetto al fabbisogno stimato.

Lo scostamento rilevato nell'edificio B non dipende necessariamente da una inadeguatezza del fattore correttivo: esso può essere semplicemente spiegato, ancora una volta, con l'azione dei ventilatori, assumendo cioè che il calore prodotto dagli animali nelle prime ore diurne venga accumulato finché la velocità dei ventilatori è minima e venga poi estratto (ossia compaia nel bilancio) quando i ventilatori lavorano alla massima velocità. Si tratta comunque di una semplice supposizione che richiederebbe ulteriori conferme sperimentali potendo disporre di variazioni più graduali della portata d'aria.

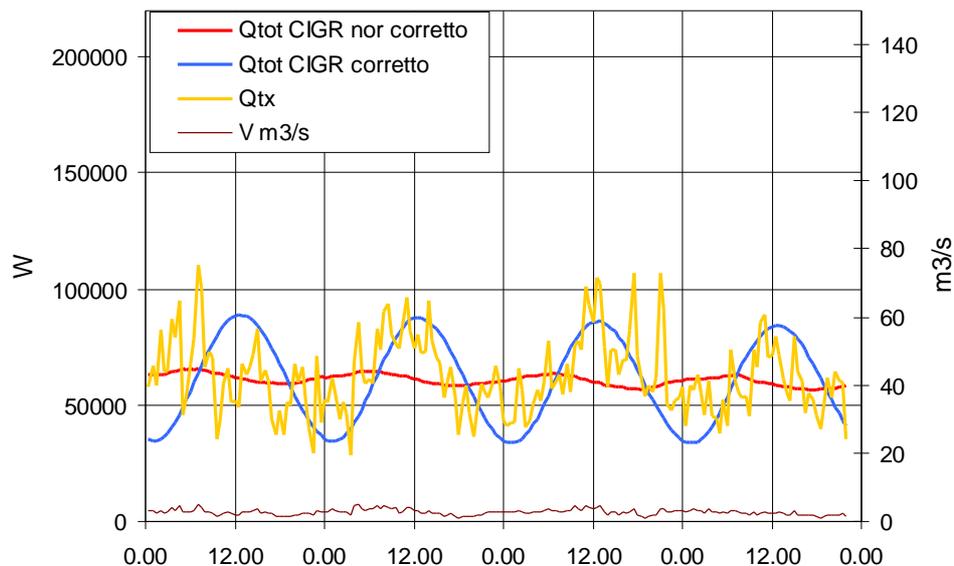


Fig. 14: Porcilaia A: andamento orario della ventilazione e del flusso animale calcolato secondo le formule CIGR, senza e con fattore di correzione, e ottenuto per azzeramento del bilancio termico.

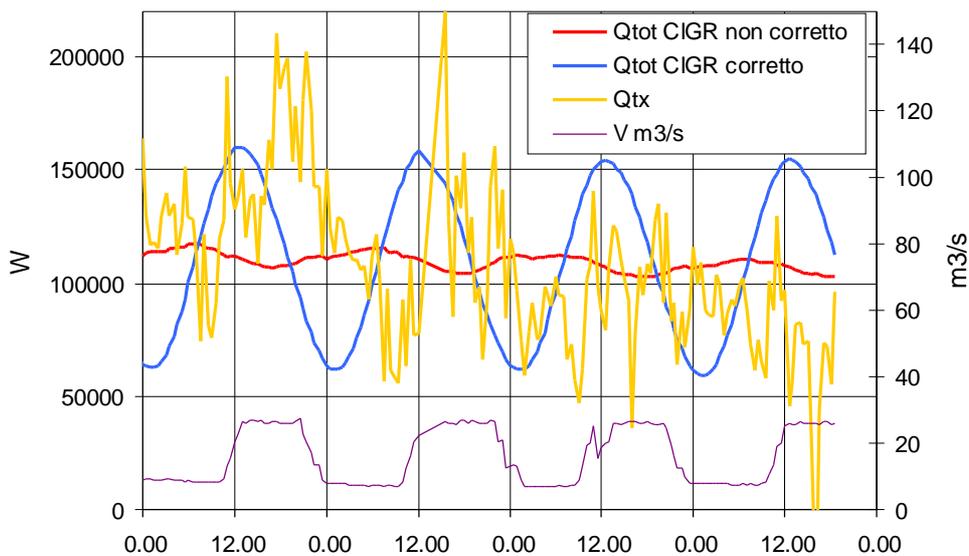


Fig. 15: Porcilaia B: andamento orario della ventilazione e del flusso animale calcolato secondo le formule CIGR, senza e con fattore di correzione, e ottenuto per azzeramento del bilancio termico.

7.4. CONCLUSIONI

Le indagini svolte confermano l'importanza, nel periodo estivo, della ventilazione quale fattore pressochè esclusivo di regolazione del clima interno ai ricoveri per suini, visto il contributo marginale della trasmissione attraverso l'involucro edilizio, eccetto che nel caso del pavimento.

Quest'ultimo, infatti, grazie alla temperatura più bassa di quella dell'aria nelle ore calde, svolge un importante ruolo ai fini del benessere animale attraverso una duplice azione:

1. assorbimento di calore per conduzione direttamente dal corpo degli animali, i quali, coricandosi lateralmente massimizzano la superficie di contatto;
2. raffrescamento dell'aria, per adduzione e, soprattutto, per evaporazione d'acqua.

Questo tipo di scambio, che non si è peraltro in grado di quantificare, dovrebbe essere piuttosto consistente e potrebbe risultare di grande utilità, soprattutto quando la ventilazione è scarsa e i box sono affollati. Per questo sarebbe di un certo interesse approfondire il tema e studiare soluzioni costruttive atte a sfruttare al meglio tale possibilità (ad esempio il ricircolo di acqua freddo sotto il pavimento).

Tra le superfici del ricovero, la copertura è quella che dà il maggiore contributo al calore interno, con contributi, nelle ore più calde, di segno opposto a quelli del pavimento, a conferma della necessità di isolamento del tetto per il contenimento degli elevati apporti energetici derivanti dall'esposizione alla radiazione solare. Sarebbe, comunque, opportuno ricercare soluzioni in grado di favorire anche una certa dispersione del calore verso l'esterno nel periodo notturno, aspetto che sarà trattato in maniera più approfondita nel prossimo capitolo.

Gli apporti di energia delle pareti laterali risultano, invece, trascurabili.

Le ricerche effettuate hanno evidenziato un'insufficiente ventilazione notturna, quando, invece, la riduzione della temperatura esterna dovrebbe garantire un sollievo agli animali stressati. L'analisi critica delle situazioni riscontrate nella presente ricerca induce perciò a proporre metodologie di progettazione dell'impianto di ventilazione idonee ad ottenere il massimo beneficio da un adeguato ricambio d'aria, sfruttando quanto più possibile il raffrescamento notturno. Al riguardo, gli aspetti più importanti di cui tener conto in fase di progettazione di un ricovero con ventilazione naturale sono la dimensione e la collocazione delle finestre e, soprattutto, la loro esposizione rispetto ai venti dominanti. Quest'ultimo fattore ha grande importanza, poiché è in grado di influenzare al tempo stesso sia lo scambio per ventilazione naturale che l'assorbimento di energia solare. Sarebbe comunque utile, con una ventilazione naturale, disporre di un sistema di regolazione graduale delle aperture capace di adeguare la superficie di scambio all'evolversi delle condizioni esterne: tale esigenza potrebbe essere ben soddisfatta, ad esempio, con un azionamento motorizzato dei serramenti gestito da una centralina (cosiddetta ventilazione naturale controllata automaticamente). Tale sistema, ancora poco diffuso nella nostra realtà, è già da tempo disponibile in commercio e, se ben progettato e gestito, potrebbe offrire notevoli vantaggi. Sempre con riferimento ai ricoveri con ventilazione naturale, un'altra soluzione per avere un adeguato sfruttamento della riduzione della temperatura durante la notte (quando praticamente non c'è vento), potrebbe essere rappresentato dall'adozione di "ventilatori integrativi".

Per ciò che riguarda, invece, la progettazione di un ricovero con ventilazione forzata, il principale fattore di cui tener conto è la regolazione della velocità dei ventilatori, in modo da renderla capace di seguire l'evoluzione delle condizioni esterne, in modo più graduale di quanto osservato nel nostro caso di studio.

La considerazione del bilancio del calore latente ha dato conferma di quanto già riscontrato nel corso di precedenti studi, sia in Italia che all'estero, cioè dell'esistenza di un rilevante fenomeno di evaporazione di acqua dalle superfici bagnate, capace di convertire parte del calore sensibile in calore latente e di indurre, quindi, un sensibile abbassamento della temperatura dell'aria rispetto a quanto atteso, addirittura al di sotto di quella esterna nelle ore più calde della giornata. L'entità del fenomeno dipende non solo dal grado di bagnatura del pavimento, ma anche dall'intensità della ventilazione, infatti risulta più evidente nel ricovero con ventilazione naturale.

Infine, il modello proposto dalla CIGR (2002) per il calcolo del calore prodotto dagli animali, corretto mediante il fattore che tiene conto del livello di attività, appare sufficientemente valido anche nelle nostre condizioni climatiche, specialmente con ventilazione meccanica. Si può affermare, quindi, che per il calcolo del controllo ambientale, sia estivo che invernale, sarebbe opportuno prendere in considerazione la variazione dell'attività degli animali nell'arco delle 24 ore, piuttosto che considerare, come da tradizione, la produzione di calore costante su base giornaliera: ciò consentirebbe di pervenire a stime dei fabbisogni di ventilazione differenziate per il giorno e per la notte e senz'altro più adeguate alle reali esigenze degli animali.

8. COPERTURE FESSURATE COME POSSIBILE MEZZO PER RIDURRE LO STRESS DA CALDO NEGLI ALLEVAMENTI INTENSIVI: PROVE SPERIMENTALI E SIMULAZIONI TEORICHE

8.1. RUOLO DELLE COPERTURE NEL BILANCIO TERMICO ESTIVO

Nella progettazione dei ricoveri zootecnici nei climi caldi, uno degli obiettivi da perseguire è quello della riduzione della temperatura interna, alla luce delle notevoli ripercussioni che lo stress da caldo può avere sulla produzione. Tale problema è difficile da risolvere, specie in ricoveri chiusi e con elevate densità di animali: il modo più efficace è quello di massimizzare la ventilazione ed il massimo risultato ottenibile senza dispendio di energia è quello di mantenere la temperatura interna il più possibile vicina a quella esterna.

Tuttavia, il calore scambiato attraverso i componenti del ricovero può essere importante, poiché in condizioni stressanti anche una minima riduzione della temperatura interna può essere d'aiuto. L'involucro edilizio svolge, infatti, un'importante funzione di "filtro energetico", tanto in estate quanto in inverno: esso deve isolare l'ambiente interno dalle alte temperature esterne nel periodo estivo, mentre in quello invernale deve evitare il più possibile la dispersione del calore prodotto all'interno del ricovero.

Tra gli elementi che costituiscono l'involucro edilizio, il tetto è quello che maggiormente condiziona gli scambi termici, sia in inverno che in estate:

- nel periodo invernale la copertura deve limitare la dispersione dall'interno verso l'esterno per evitare una eccessiva riduzione della temperatura interna ed un calo produttivo legato al maggior utilizzo di energia per produrre calore da parte del bestiame allevato;
- nel periodo estivo la copertura deve ostacolare l'ingresso del calore durante il giorno e lasciar uscire quello presente all'interno del ricovero durante la notte; in tale modo la riduzione della temperatura interna nelle ore notturne darebbe sollievo agli animali, già stressati per le condizioni termiche diurne, evitando ulteriori cali di produzione (abbiamo visto che in taluni casi è, addirittura, possibile annullare l'effetto dei picchi diurni sulla produzione).

In considerazione del ruolo della copertura nell'arco dell'intero anno, diversi studi sono orientati alla ricerca di soluzioni per le coperture che permettano di minimizzare il più possibile il carico termico in estate, ma anche la perdita di calore verso l'esterno in inverno.

Per ciò che riguarda la realtà italiana, il periodo più critico è senz'altro quello estivo, quando la quantità di calore trasmessa attraverso il tetto rappresenta il principale carico termico interessante l'intero edificio: infatti, in estate, con il sole alto all'orizzonte, la copertura riceve un irraggiamento di molto superiore a tutte le altre superfici dell'edificio, con valori di circa il doppio rispetto ai lati maggiormente esposti (est ed ovest). L'energia termica assorbita dalla copertura si trasmette all'interno di questa sotto forma di flusso di calore e, dopo aver attraversato tutto il suo spessore per conduzione, si propaga verso l'ambiente interno per radiazione e convezione: la quota di energia assorbita dipende essenzialmente dalla capacità di riflessione della superficie e dal coefficiente di assorbimento radiativo dei materiali, mentre la quota di calore trasmessa

all'interno dipende dalle caratteristiche strutturali della copertura, ossia dalla massa termica (densità per calore specifico), dalla conduttività dei materiali impiegati, dal potere di emissione della faccia interna della copertura, nonché dalla temperatura dell'aria circostante.

Quindi, per ridurre l'impatto del carico solare è importante che la copertura sia costituita da materiali adeguati, ben strutturata e che abbia una elevata resistenza termica. Il processo di trasmissione del calore attraverso la copertura può svilupparsi in tempi più o meno lunghi: un tetto adeguatamente strutturato dovrebbe favorire un ritardo nell'ingresso del calore in modo che, con il cessare dell'irraggiamento solare (o con la riduzione della sua intensità) e la conseguente riduzione della temperatura esterna, l'energia termica assorbita e che non ha ancora raggiunto l'intradosso cessi di penetrare verso l'interno e, seguendo un percorso inverso, cominci a disperdersi dall'intradosso verso l'esterno. Tempi molto lunghi si hanno, ad esempio, con un buon isolamento e/o con un notevole spessore: tuttavia, l'orientamento attuale è volto alla costruzione di tetti leggeri che, adottando particolari accorgimenti nella loro realizzazione, possono offrire prestazioni termiche anche migliori rispetto a quelle delle coperture pesanti.

Una pratica comune è rappresentata dall'utilizzo di strati interni isolanti (polistirolo, lana di roccia, polistirene, poliuretano espanso), in genere posizionati tra la base e la parte esterna del tetto: tali materiali, oltre ad avere bassissimi coefficienti di trasmissione termica, sono anche molto leggeri, consentendo la realizzazione di coperture poco pesanti. Le coperture coibentate, tuttavia, se da una parte offrono una buona protezione dall'irraggiamento solare, dall'altra ostacolano la dispersione del calore prodotto internamente quando la temperatura esterna è più bassa di quella interna, come accade nei ricoveri chiusi e con elevate densità di animali, specialmente di notte. Bisognerebbe, perciò, trovare dei materiali in grado di ostacolare il passaggio del calore solo in entrata, in modo che nelle ore notturne la temperatura interna possa diminuire il più possibile. A tale scopo si sono studiate soluzioni che prevedono la disposizione, sulla superficie esterna della copertura, di materiali che hanno la capacità di riflettere le radiazioni solari e di favorire la dispersione del calore di notte. Ad esempio, Biscarini (2000) ha effettuato una sperimentazione finalizzata alla verifica dell'effetto raffrescante di una copertura radiante selettiva realizzata trattando la faccia esterna del tetto di un ricovero per suinetti con una vernice contenente biossido di titanio: lo strato di vernice determinerebbe una riduzione della temperatura interna soddisfacente nelle ore di sole, anche se al di sotto delle aspettative nelle ore notturne. Tale soluzione, pur essendo di un certo interesse nel periodo estivo, non sarebbe adatta in situazione invernale perché poco coibente. Nel caso in cui si utilizzino materiali con minor potere riflettente e scarsa coibenza termica, come il fibrocemento, è consigliabile utilizzare una doppia lastra con interposto materiale isolante, optando per lastre di colore chiaro. Da quanto esposto emerge l'importanza della capacità riflettente del manto di copertura che, tuttavia, può diminuire con il tempo in seguito alla formazione di patine superficiali. E' in ogni caso da evitare l'utilizzo di materiale scadente che non solo può diminuire le prestazioni della copertura, ma può anche determinarne una durata inferiore nel tempo. Tenendo conto dell'azione contrastante dell'isolamento nei confronti della dispersione del calore dall'interno, la soluzione ideale di copertura dovrebbe quindi combinare una buona resistenza alla radiazione solare con una buona trasmittanza del calore interno, un risultato difficile da ottenere con i comuni materiali da costruzione.

8.2. INDAGINI PRELIMINARI SULLE POSSIBILITA' DI MIGLIORAMENTO DELLE PRESTAZIONI TERMICHE ESTIVE DELLE COPERTURE

Una delle possibili soluzioni per ottenere un miglior compromesso tra le opposte esigenze diurne e notturne è quella di favorire la sottrazione del calore assorbito dalla copertura attraverso la ventilazione. Ciò si può ottenere in due modi:

1. attraverso la creazione di una camera ventilata sotto la copertura;
2. attraverso la realizzazione di fessure sulla superficie della copertura stessa.

Quella che prevede la creazione di un'intercapedine tra la struttura portante ed il manto di copertura è una soluzione adottata quasi esclusivamente nelle abitazioni civili, specie se dotate di mansarde abitabili, per accrescere l'isolamento termico ed ottenere prestazioni più soddisfacenti. A seconda che l'intercapedine sia aperta e comunicante con l'esterno o no, si può parlare di "camera ventilata" o di "camera non ventilata": all'interno della camera ventilata si instaura una corrente di aria in grado di determinare una minor entrata di calore durante il giorno ed una maggior dispersione di notte; nella camera non ventilata, invece, non si instaurano correnti, perciò le sue prestazioni estive sono inferiori rispetto alla tipologia precedente (soprattutto di notte), mentre essa è in grado di limitare maggiormente la dispersione di calore durante l'inverno (Liberati e Zappavigna, 2001).

Nel corso degli ultimi anni diversi studi si sono eseguiti al fine di valutare la possibilità di utilizzare tali tipologie di coperture anche nel settore zootecnico. Risultati interessanti si sono ottenuti da una serie di prove effettuate nel corso dell'estate 2003, appositamente allestite per la verifica delle reali prestazioni termiche di alcune tipologie di tetti dotati di camera ventilata (Zappavigna e Liberati, 2004): le coperture in questione, quattro per la precisione, differivano per lo spessore dell'intercapedine (3.5 e 7 cm) e per la presenza/assenza dello strato di materiale isolante. Per l'impostazione delle prove sperimentali si erano realizzate due strutture (fig. 1), rappresentanti una porzione di ricovero, uguali in tutto tranne che per i tetti.

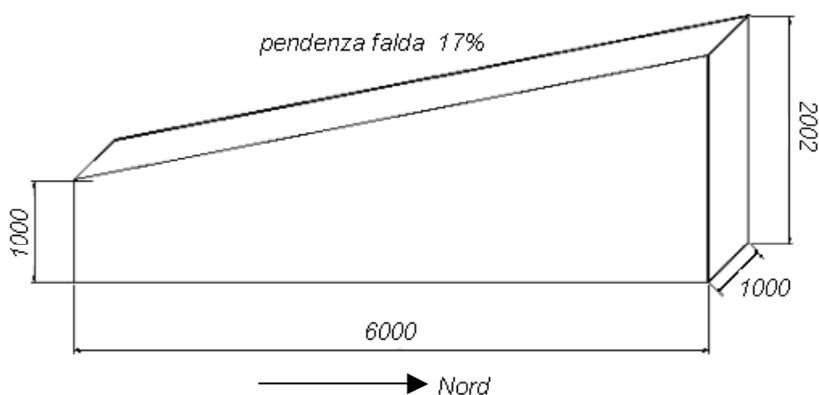


Fig. 1: Schema delle strutture.

Le coperture oggetto di studio erano state realizzate ponendo una lastra di fibrocemento ondulato, sorretta da listelli di legno, al di sopra di una lastra di fibrocemento piano, in modo da ottenere un'intercapedine ventilata: le differenti tipologie si erano ottenute variando lo spessore della camera e ponendo uno strato di materiale isolante dello spessore di 4 cm al di sotto dell'ondulato (fig.2).

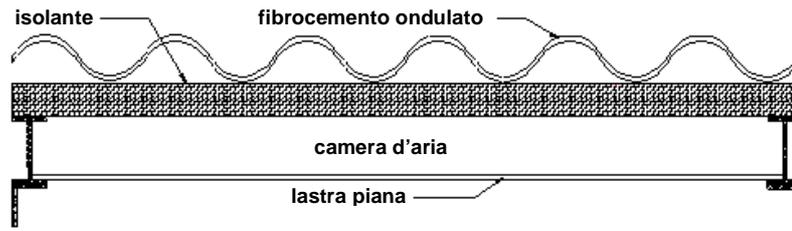


Fig. 2: Sezione trasversale delle coperture con camera d'aria ed isolante.

Le prove eseguite hanno messo in evidenza l'azione dominante della pressione del vento sulle forze convettive che influiscono sul moto dell'aria all'interno del condotto ed una modesta rilevanza dello spessore dell'intercapedine, anche se, al confronto, si è osservata una leggera superiorità della copertura con camera di spessore 7 cm di giorno ed una prestazione leggermente inferiore di notte; la differenza più rilevante nelle prestazioni emerge, invece, dal confronto tra copertura con isolante e copertura senza isolante: considerando l'intera giornata, le prestazioni delle coperture con isolante sono al confronto migliori.

In una successiva fase la prestazione della copertura con camera di spessore 7 cm e priva di isolante era stata messa a confronto con quella di una copertura coibentata dotata di una fessura longitudinale (creata sull'ondulato e sull'isolante) della larghezza di 2 cm (fig.3). In tale caso le coperture erano state testate in presenza di aperture, in modo da realizzare delle condizioni più vicine a quelle dei reali ricoveri zootecnici.

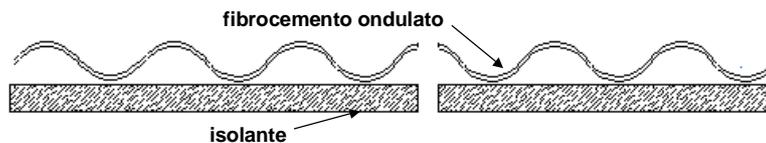


Fig. 3: Sezione trasversale della copertura coibentata fessurata.

La copertura fessurata dotata di isolante si è dimostrata il miglior compromesso tra le opposte esigenze notturne e diurne, determinando, al confronto, temperature interne inferiori tanto di giorno quanto di notte (fig.4).

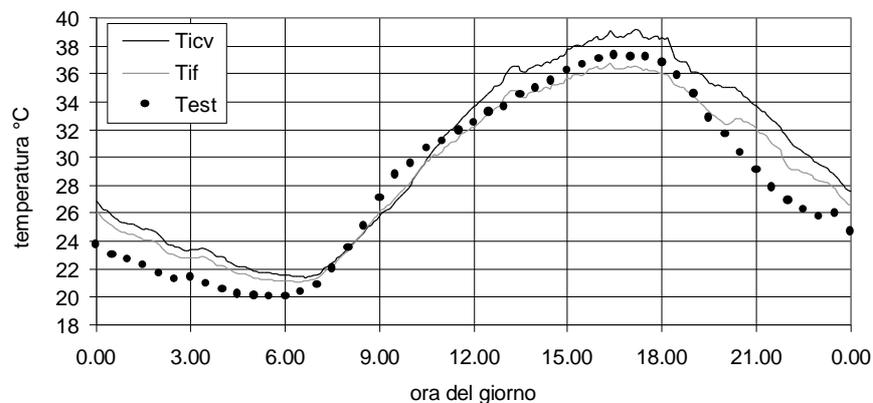


Fig. 4: Andamento giornaliero delle temperature dell'aria all'interno della struttura con copertura non coibentata dotata di camera ventilata (Ticv) e di quella con copertura coibentata fessurata (Tif).

I risultati ottenuti hanno fatto supporre che, rispetto alla soluzione con camera ventilata, la creazione di fessure sulle coperture permetterebbe di ottenere una ventilazione più diretta della copertura stessa, migliorando lo scambio di calore di notte, pur non riuscendo ad annullare il bisogno di uno strato isolante, fondamentale per limitare il carico di calore diurno.

Sulla base di questi primi promettenti risultati, si è deciso di allestire una serie di prove con coperture fessurate allo scopo di determinare parametri di progetto delle fessure (dimensioni, forma ed orientazione) che permettano di ottenere le più alte prestazioni estive della copertura stessa e di stabilire se questa soluzione possa avere una reale applicazione nel settore zootecnico, e, in tal caso, in quali condizioni possa essere di maggior utilità. Nella seconda fase dello studio, un'analisi più completa ed analitica dell'incidenza della fessura sui moti dell'aria all'interno delle strutture oggetto di studio è stata effettuata attraverso analisi di tipo termo-fluidodinamico eseguite ricorrendo ad un codice CFD.

8.3. PROVE SPERIMENTALI

8.3.1. Impostazione e metodologia delle prove

Per l'impostazione delle prove sperimentali si sono realizzate due strutture, rappresentanti una porzione di ricovero, uguali in tutto tranne che per i tetti. Le due strutture (fig. 5), poste ad una distanza di circa 4 m l'una dall'altra, hanno dimensioni planimetriche di 6 m x 1 m, con un'altezza variabile da 1 m (lato sud) a 2 m (lato nord), in modo da avere una pendenza della falda del 17%; le strutture sono disposte con orientazione N-S dell'asse maggiore, così che le coperture, rivolte verso sud, siano abbondantemente colpite dalle radiazioni solari. Pavimenti e pareti sono realizzati con pannelli "sandwich" costituiti da uno strato interno di poliuretano espanso, dello spessore di 10 cm, rivestito esternamente da lamiera metallica, agganciati ad un telaio portante in ferro; sulle pareti sud e nord si sono create delle aperture, inizialmente delle dimensioni ciascuna di 1 m x 0.33 m, mentre all'interno di ogni struttura si sono posizionate delle lampade ad incandescenza per simulare il calore sensibile prodotto dagli animali. Dimensioni delle aperture e potenza complessiva delle lampade si sono modificate nel corso delle prove per rendere le condizioni sperimentali via via più vicine a quelle che caratterizzano i reali ricoveri zootecnici.

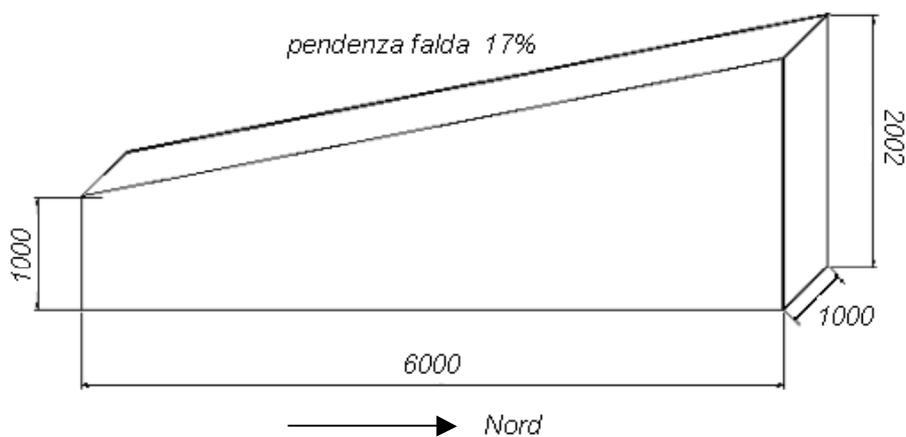


Fig. 5: Schema delle strutture.

Si sono quindi testati, in più riprese, diversi tipi di coperture, confrontando per ciascuna fase sperimentale le prestazioni di due soluzioni differenti: nel complesso si sono esaminate quattro soluzioni di coperture fessurate, delle quali una priva di isolante (con fessura di 2 cm) e tre coibentate (con fessure di 2, 4 e 6 cm); nelle ultime due prove si è considerata anche una coperture coibentata senza fessura.

Ciascuna copertura fessurata è costituita da una lastra di fibrocemento ondulato dello spessore di 0.6 cm, sorretta da listelli di legno di sezione 4 cm x 4 cm; nelle soluzioni coibentate uno strato di materiale isolante dello spessore di 4 cm è posto al di sotto dell'ondulato, tra i listelli (fig. 6).

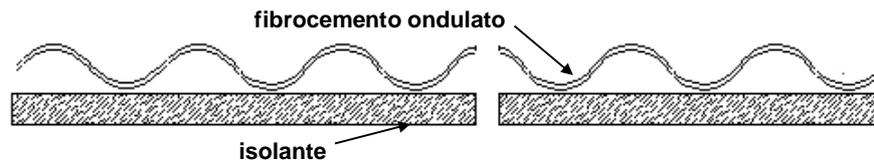


Fig. 6: Sezione trasversale della copertura con fessura ed isolante.

La copertura senza fessura è costituita da una lastra di fibrocemento ondulato, sorretta da listelli di legno, posta al di sopra di uno strato di materiale isolante dello spessore di 4 cm (fig. 7).

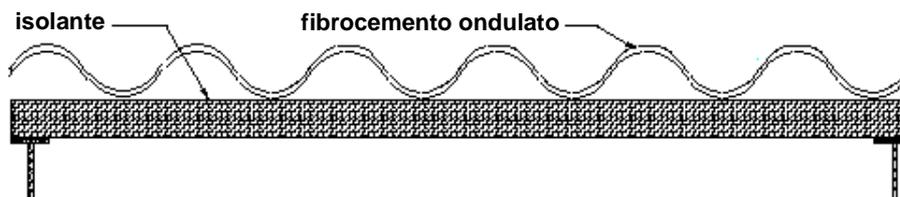


Fig. 7: Sezione trasversale della copertura senza fessura.

Le prove sono state eseguite nel corso di due estati consecutive (2004, 2005) e sono state organizzate in 6 differenti fasi sperimentali, come illustrato nella tabella 1.

Tab. 1: Condizioni delle strutture sperimentali nelle diverse prove.

fase	Tipo di coperture	Potenza lampade	Dimensione finestre
A	fessura 2 cm con isolante fessura 2 cm senza isolante	160 W	1 m x 0.33 m
B	fessura 2 cm con isolante fessura 4 cm con isolante fessura 6 cm con isolante	160 W	1 m x 0.33 m
C	fessura 2 cm con isolante fessura 4 cm con isolante	260 W	1 m x 0.33 m
D	fessura 2 cm con isolante fessura 4 cm con isolante	260 W	1 m x 0.23 m
E	fessura 4 cm con isolante senza fessura	260 W giorno/460 W notte	1 m x 0.23 m
F	fessura 4 cm con isolante senza fessura	460 W	finestre chiuse

8.3.2. Descrizione e posizionamento dei sensori

In ciascuna struttura si sono rilevati i seguenti parametri:

- temperature superficiali di tutti i materiali costituenti il tetto, tramite sonde di contatto di tipo PT100;
- temperatura dell'aria interna, tramite sonde di tipo PT100.

Si sono, inoltre, acquisiti dati relativi a:

- temperatura dell'aria esterna, tramite sonda di tipo PT100;
- intensità della radiazione solare, tramite solarimetro (collocato sulla copertura di una delle due strutture);
- direzione e velocità del vento, tramite anemometro a palette (con banderuola orientata in modo da far coincidere il nord con 0°).

I sensori di rilevamento sopra citati sono stati collegati ad una centralina di monitoraggio posizionata all'interno di una delle due strutture; i dati raccolti, scaricati su un PC, sono stati poi elaborati ed analizzati.

Le figure 8 e 9 mostrano la collocazione dei sensori di rilevamento di temperatura all'interno di ciascuna struttura.

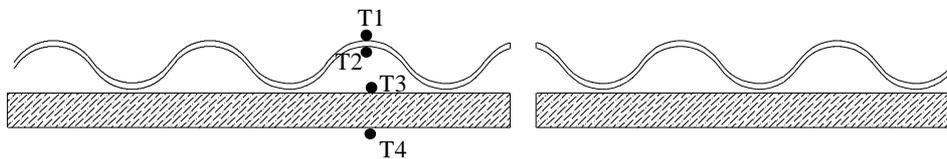


Fig. 8: Disposizione dei sensori di rilevamento di temperatura degli strati costituenti il tetto nella copertura coibentata fessurata.

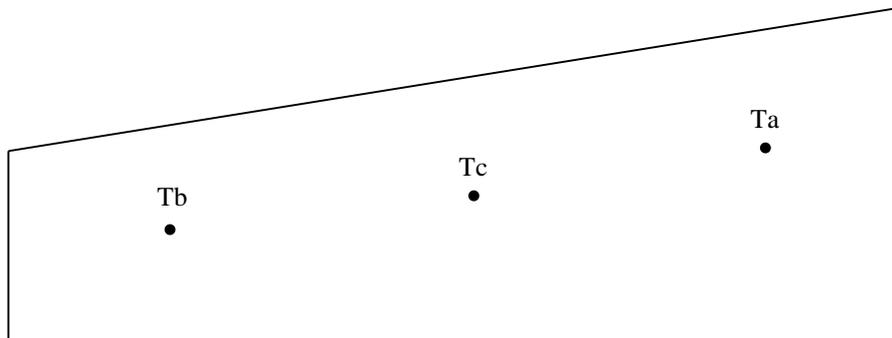


Fig. 9: Disposizione dei sensori di rilevamento della temperatura dell'aria interna.

- **T1**: temperatura superficiale della faccia esterna delle lastra in fibrocemento ondulato (°C);
- **T2**: temperatura superficiale della faccia interna delle lastra in fibrocemento ondulato (°C);
- **T3**: temperatura superficiale della faccia superiore del materiale isolante (°C);
- **T4**: temperatura superficiale della faccia inferiore del materiale isolante (°C);
- **Tc-Ta-Tb**: temperatura dell'aria interna (nella fase A e B1, solo Tc) (°C);
- **Test**: temperatura dell'aria esterna (°C);
- **Vel V**: velocità dell'aria esterna (m/s);
- **Dir V**: direzione del vento, con valori compresi tra -1 e +1 (-1 corrisponde al nord, 0 ad est ed ovest, +1 al sud);
- **Pyr**: intensità della radiazione solare (W/m^2).

8.3.3. Risultati

8.3.3.1. Fase A

Si mettono a confronto le prestazioni di

- copertura con isolante e fessura longitudinale di 2 cm di larghezza
- copertura senza isolante e fessura longitudinale di 2 cm di larghezza

In ogni struttura sono installate 2 lampade per simulare il calore prodotto dagli animali, per una potenza complessiva di 160 W (26.7 W/m² di pavimento), mentre le aperture sulle pareti nord e sud hanno dimensioni di 1m x 0.33m (0.11 m²/m² di pavimento).

La copertura coibentata, messa a confronto con una dotata di camera d'aria e priva di isolante, si era rivelata capace di conciliare le opposte esigenze notturne e diurne; dal confronto con la copertura fessurata non coibentata si cerca una ulteriore conferma del fatto che la ventilazione delle coperture può migliorare la prestazione termica estiva delle coperture ma non può annullare la necessità dello strato isolante per contenere il flusso diurno di calore entrante. Le condizioni meteorologiche del periodo di prova hanno caratteri tipicamente estivi, con temperature esterne in grado di raggiungere di giorno i 38°C, mentre di notte non vanno al di sotto dei 22°C.

La copertura fessurata con isolante ha permesso di ottenere temperature interne più contenute di giorno, con un gradiente di quasi 3°C in corrispondenza del picco massimo di temperatura esterna, e temperature notturne di poco superiori (0.5 °C in media) rispetto a quelle rilevate all'interno della struttura con manto fessurato non coibentato (fig. 10): si può quindi ipotizzare che la presenza della fessura, unitamente a quello delle aperture, sia in grado di migliorare le prestazioni notturne dei tetti isolati. Nelle ore più calde della giornata, inoltre, all'interno della struttura con copertura fessurata si rilevano livelli di temperatura inferiori a quelli esterni.

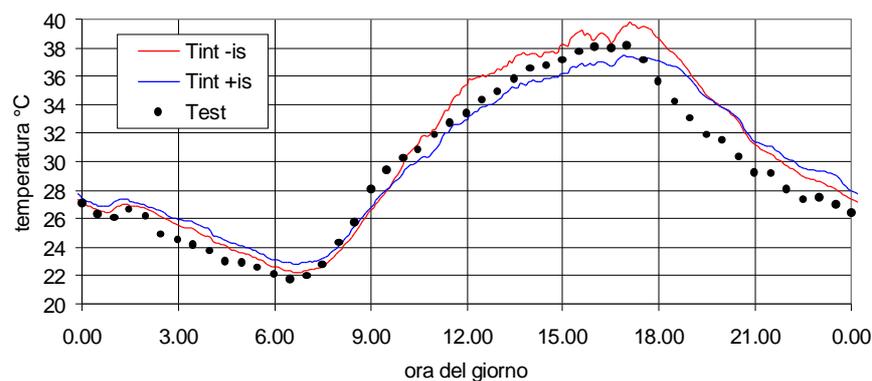


Fig. 10: Andamento giornaliero delle temperature interne e della temperatura esterna.

8.3.3.2. Fase B

Si mettono a confronto le prestazioni termiche di tre tipi di tetti fessurati, tutti dotati di isolante ma con differenti dimensioni della fessura (2, 4 e 6 cm): lo scopo è quello di individuare la dimensione ottimale della fessura, cioè quella che favorisca una maggior dispersione del calore interno di notte, ma che, allo stesso tempo, non determini una eccessiva entrata di calore dall'esterno di giorno.

La sperimentazione è articolata in tre fasi successive, ciascuna delle quali vede il confronto diretto tra le prestazioni di due coperture differenti:

- B1) larghezza delle fessure di 2 cm e 6 cm;
- B2) larghezza delle fessure di 4 cm e 6 cm;
- B3) larghezza delle fessure di 2 cm e 4 cm.

Come nella precedente fase sperimentale, la fonte interna di calore è rappresentata da lampade ad incandescenza con una potenza complessiva pari a 160 W, e le aperture sulle pareti nord e sud hanno dimensioni di 1mx0.33m.

Le condizioni meteorologiche nel corso delle tre prove sono tipicamente estive e confrontabili tra loro, anche se il primo periodo di sperimentazione (B1) è caratterizzato da temperature esterne più elevate, tanto di giorno quanto di notte.

Nella **fase B1** si mettono a confronto le prestazioni della copertura con fessura di larghezza 2 cm e quelle della copertura con fessura di larghezza 6 cm (fig. 11).

La copertura con fessura di larghezza superiore (6 cm) rappresenta la soluzione peggiore di giorno, ma quella migliore di notte. Tuttavia, i gradienti tra le temperature rilevate all'interno delle due strutture nel periodo notturno sono talmente modesti, se rapportati alla differenza tra le dimensioni delle due fessure considerate, da suggerire l'esistenza di una "larghezza limite" oltre la quale non si hanno ulteriori miglioramenti nelle prestazioni.

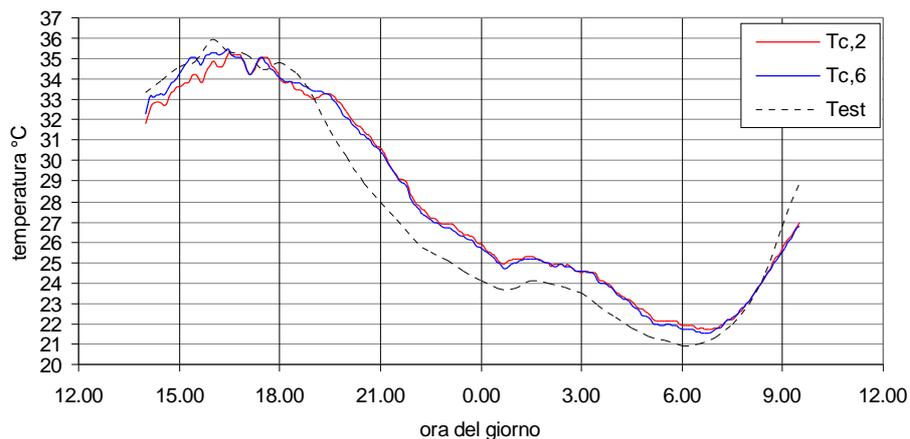


Fig. 11: Andamento giornaliero delle temperature interne e della temperatura esterna.

Nella **fase B2** le prestazioni della copertura con fessura di larghezza 6 cm sono messe a confronto con quelle della copertura con fessura di larghezza 4 cm.

In questa prova ed in quelle successive si dispone anche di dati di temperatura interna rilevati in posizione intermedia tra il centro e le estremità nord e sud di ciascuna struttura, poiché si sono introdotti altri due sensori di rilevamento oltre a quello già collocato nella zona centrale (figg. 12.a., b, c). Analogamente a quanto rilevato nella fase B1, di giorno la copertura con fessura di larghezza 6 cm si rivela, seppur di poco, la peggiore soluzione poiché favorisce l'entrata di una maggior quantità di calore, mentre di notte le prestazioni sono pressoché identiche.

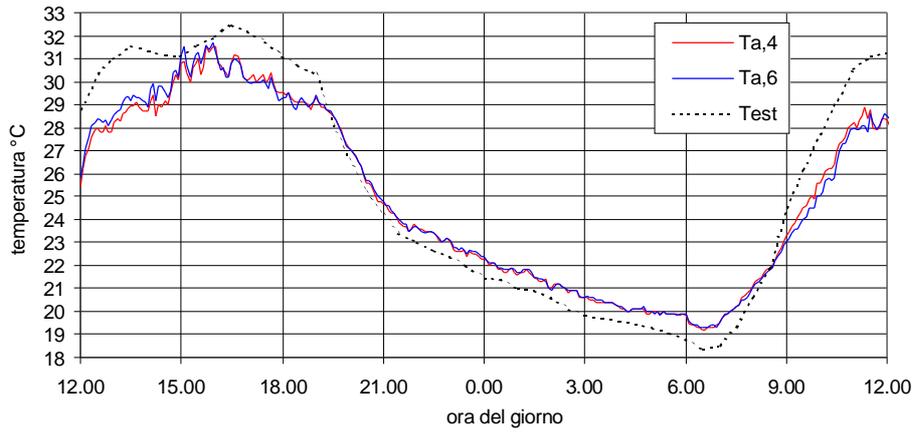


Fig. 12.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

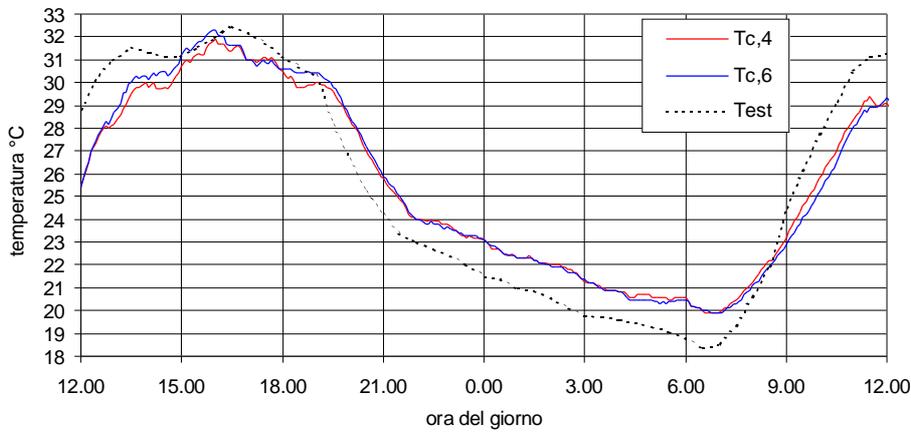


Fig. 12.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

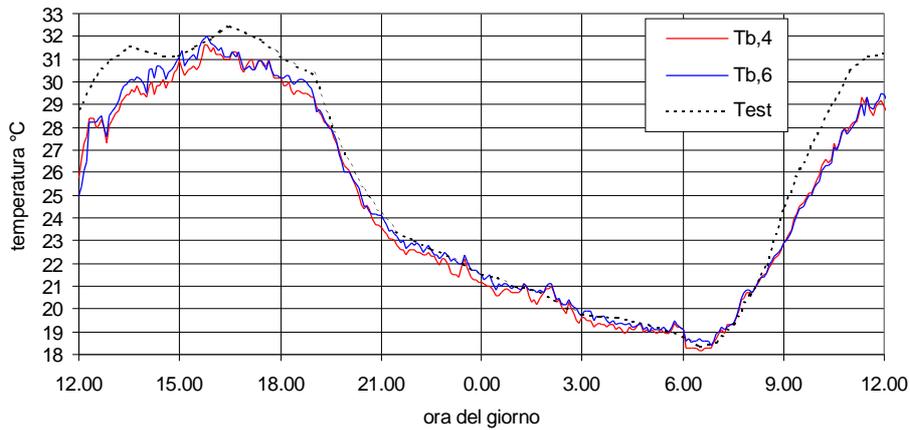


Fig. 12.c: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona bassa di ciascuna struttura e temperatura esterna.

La **fase B3** vede il confronto tra le prestazioni delle coperture con fessura di 2 e 4 cm di larghezza. La copertura con fessura di larghezza 4 cm rappresenta la migliore soluzione per il periodo notturno, mentre di giorno determina delle temperature interne superiori, seppur di poco (figg. 13.a, b, c).

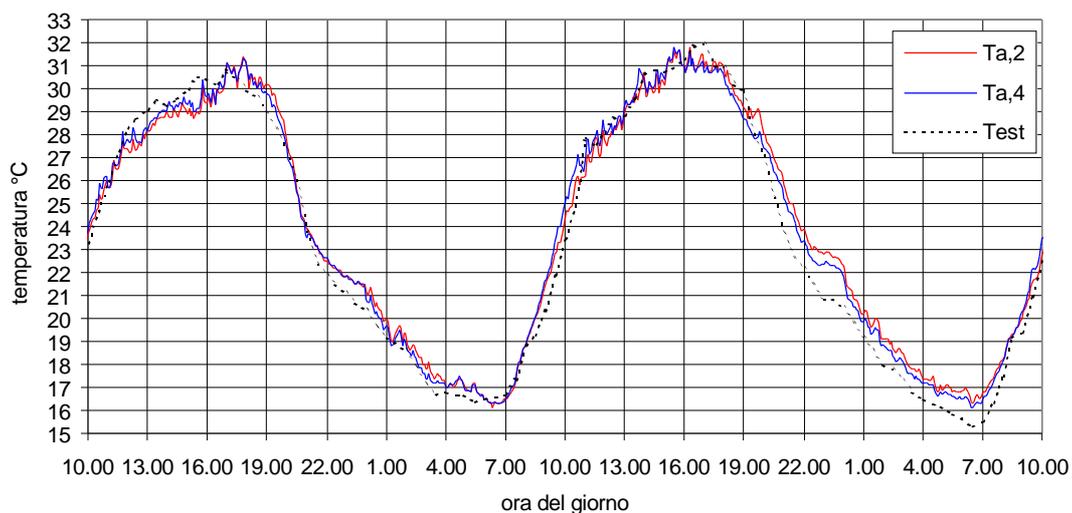


Fig. 13.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

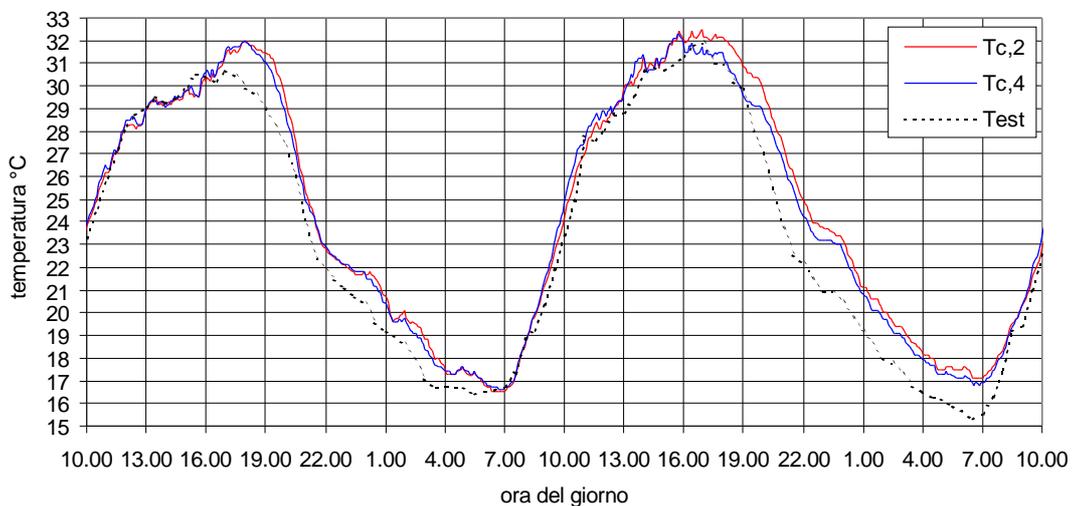


Fig. 13.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

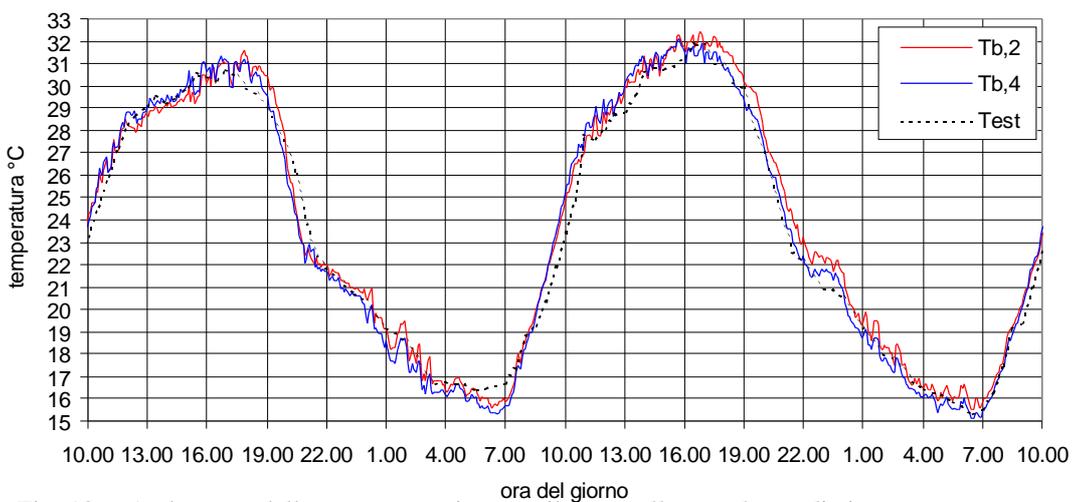


Fig. 13.c: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona bassa di ciascuna struttura e temperatura esterna.

Non è ancora possibile, tuttavia, esprimere un giudizio su quale sia, tra le due considerate, la dimensione ottimale, anche perché non si è riusciti a realizzare le condizioni di temperatura interna inizialmente auspicate, ossia nettamente superiori, nelle ore notturne, a quelle esterne, come in realtà avviene in molti allevamenti intensivi: ciò non permette di determinare l'effettivo contributo della fessura in reali situazioni di esercizio non poteva essere determinato e rende le prove fin qui effettuate non esaustive per i nostri obiettivi. Inoltre, si osserva una forte, forse eccessiva, influenza delle aperture sulle condizioni interne, dimostrata dal fatto che, durante le ore più calde della giornata e di notte, nella parte centrale di ciascuna struttura si rilevano temperature più alte rispetto a quelle registrate nelle zone più vicine alle estremità (fig. 14).

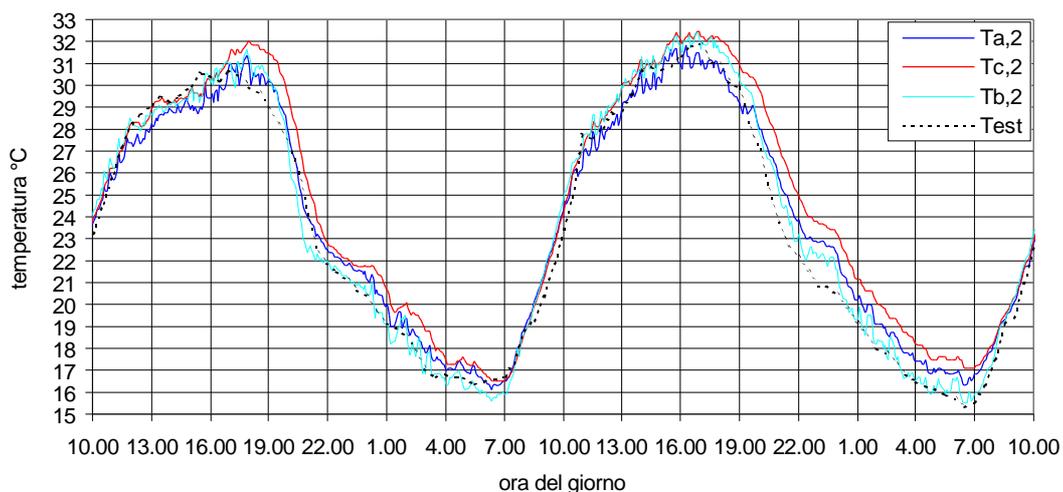


Fig. 14: Andamento della temperatura esterna e delle temperature rilevate all'interno della struttura con copertura dotata di fessura della larghezza di 2 cm.

L'influenza del vento si evidenzia principalmente di notte: in presenza di vento proveniente da nord (in alcuni periodi della prima notte) le prestazioni delle due coperture tendono ad eguagliarsi, mentre in assenza di vento (seconda notte) la copertura con fessura di dimensioni superiori (4 cm) risulta più efficiente nel contenimento delle temperature interne.

8.3.3.3. Fase C

In questa fase sperimentale si mettono a confronto le stesse coperture considerate nella fase B3, con fessura di 2 cm e 4 cm, ma la potenza complessiva delle lampade interne corrisponde ora a 260 W (mediante introduzione di una lampada da 100 W di potenza in ciascuna struttura): tale modifica si è resa necessaria poiché, come accennato, nella fase precedente si sono rilevate temperature interne più basse rispetto a quanto atteso e, soprattutto, inferiori a quanto normalmente verificato nei ricoveri zootecnici.

La superficie delle aperture non è stata modificata (1mx0.33m).

Il periodo di prova è caratterizzato da buone condizioni meteorologiche anche se, in confronto alle precedenti prove, le temperature notturne si mantengono più basse, con valori minimi di 12°C; le notti sono caratterizzate da assenza di vento (eccetto che per alcuni brevissimi periodi), mentre di giorno la ventosità è abbastanza consistente (caratteristica della regione), specie nel secondo giorno, in cui il vento, proveniente prevalentemente da sud, assume una velocità media di circa 2 m/s (fig. 15).

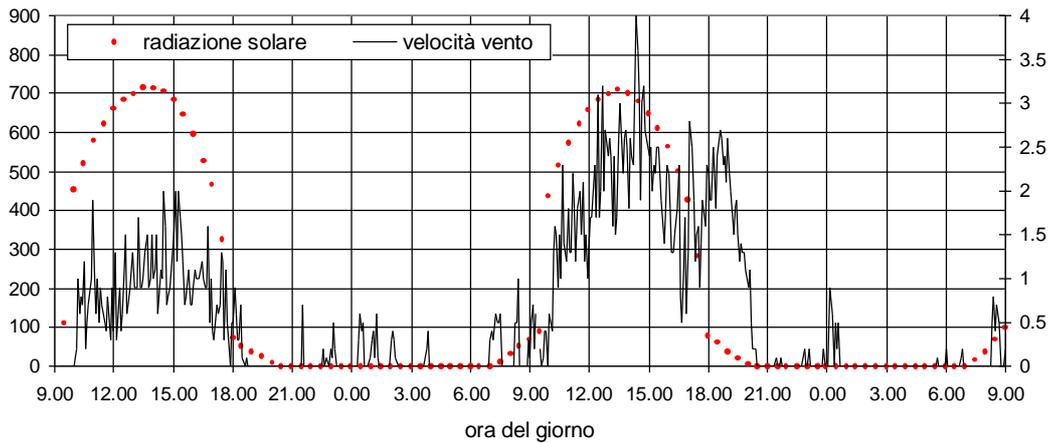


Fig. 15: Condizioni meteorologiche del periodo di prova.

Rispetto alla precedente fase sperimentale, si nota innanzitutto un maggior distacco tra le temperature interne di entrambi gli edifici e quella esterna, specie nelle ore più calde della giornata, per effetto dell'aumentato apporto di calore interno (figg. 16.a, b, c).

La copertura dotata di fessura della larghezza di 4 cm rappresenta la soluzione migliore nel periodo notturno; per ciò che riguarda, invece, le prestazioni diurne, la fessura di larghezza inferiore sembra essere più efficiente nel primo giorno (vento con velocità media di circa 1 m/s e direzione molto variabile), mentre nel secondo giorno, molto più ventoso, le temperature risultano più contenute all'interno della struttura dotata di copertura con fessura di larghezza 4 cm. Anche in questo caso, quindi, il vento è in grado di influenzare le prestazioni delle coperture, ma l'aumento della produzione interna di calore ha contribuito a rendere più interessante la soluzione con fessura di larghezza 4 cm.

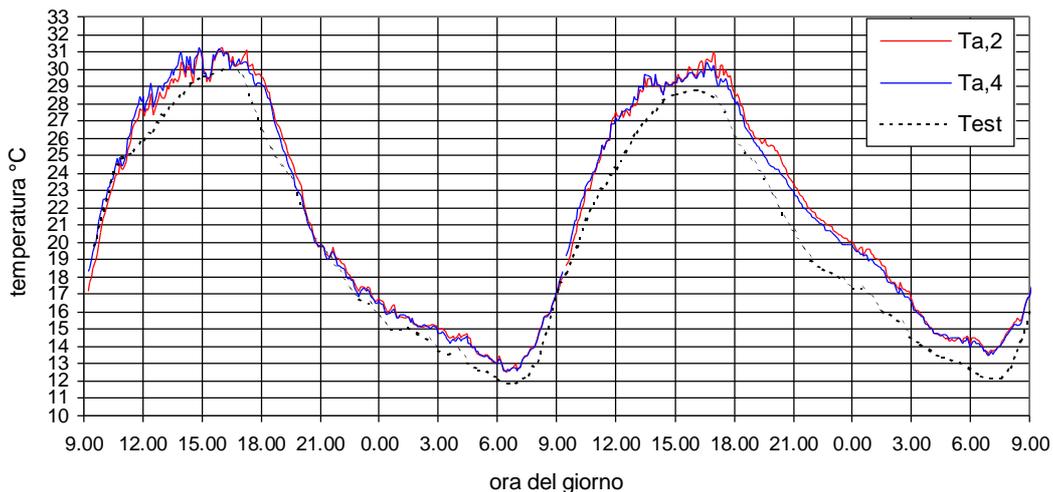


Fig. 16.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

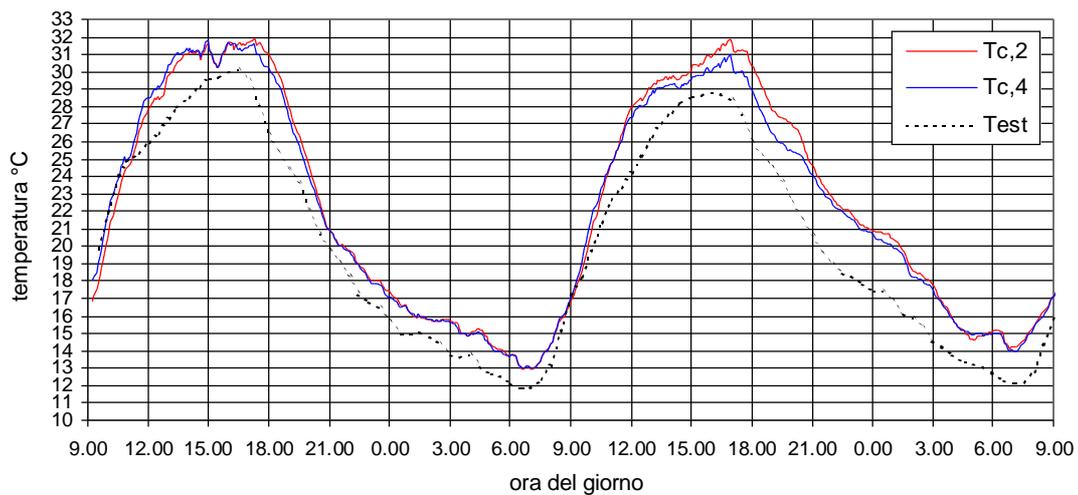


Fig. 16.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

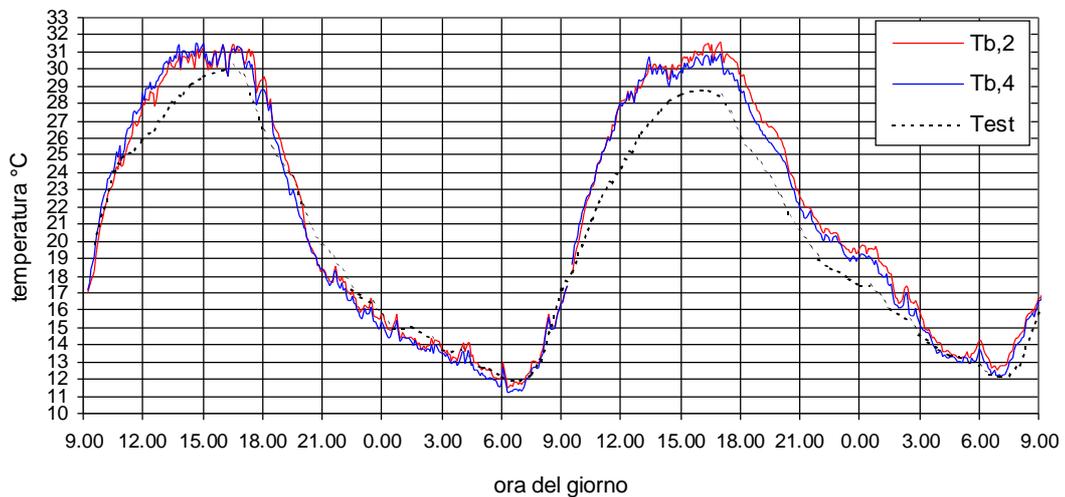


Fig. 16.c: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona bassa di ciascuna struttura e temperatura esterna.

8.3.3.4. Fase D

In questa fase si analizzano e confrontano le prestazioni delle coperture con fessura di 2 cm e 4 cm, dopo aver ridotto l'altezza delle finestre di un 30%, portandola a 0,23 m. Tale modifica ha avuto lo scopo di accentuare ulteriormente le differenze fra le prestazioni delle diverse coperture e avvicinarci maggiormente alle condizioni climatiche di allevamento, specie di notte: si è passati così da una superficie aperta di $0,11 \text{ m}^2$ ad una, più corrispondente al reale, di circa $0,08 \text{ m}^2$ per m^2 di pavimento; la potenza complessiva delle lampade interne è rimasta, invece, invariata (260 W).

Le condizioni meteorologiche del periodo di prova sono buone (fig. 17): al confronto con la fase precedente, si rilevano una scarsa ventosità (velocità massima di 0.4 m/s) e temperature leggermente più basse di giorno. La prima notte è scarsamente ventilata, mentre la seconda è caratterizzata dalla presenza di vento proveniente da nord.

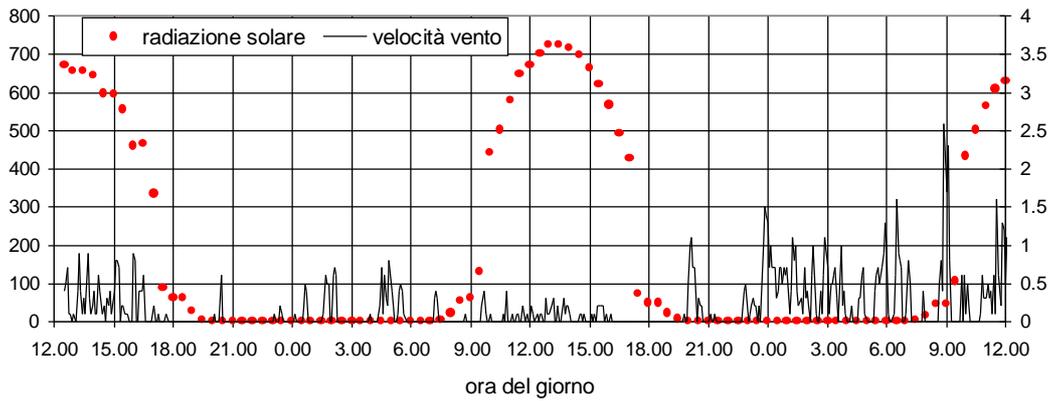


fig. 17: Condizioni meteorologiche del periodo di prova.

La prima conseguenza della riduzione della superficie aperta sembra essere quella di incrementare, nelle ore più calde della giornata, il distacco tra le temperature interne e quella esterna (figg. 18.a, b, c).

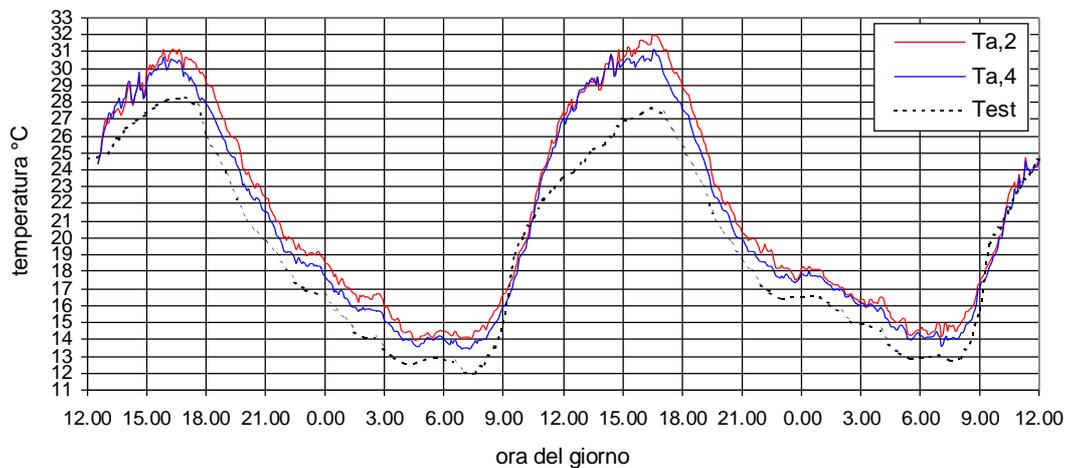


Fig. 18.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

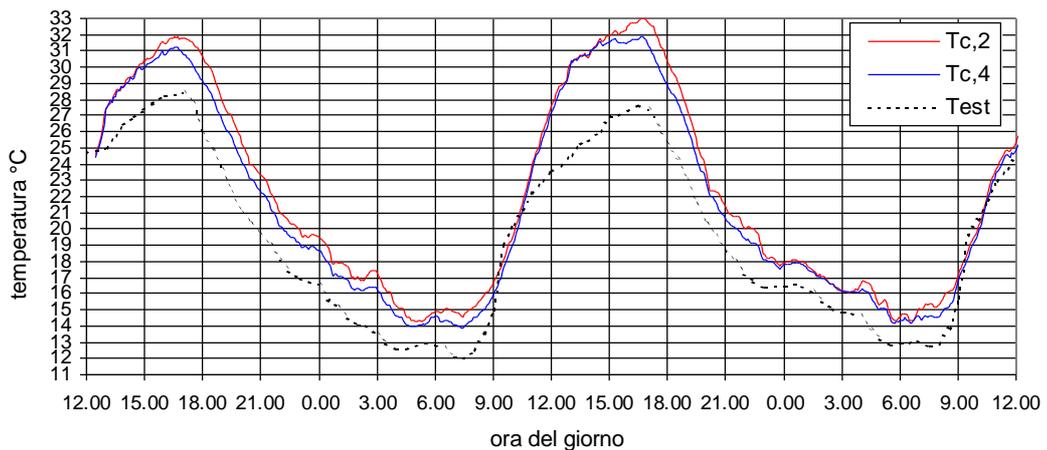


Fig. 18.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

fessura determina, in assenza di vento, temperature interne notevolmente più basse (di circa 2°C) in corrispondenza delle estremità (figg. 19a, c), mentre nella zona centrale i valori restano molto simili scontando un deficit di ventilazione nella parte più interna della struttura (fig. 19b).

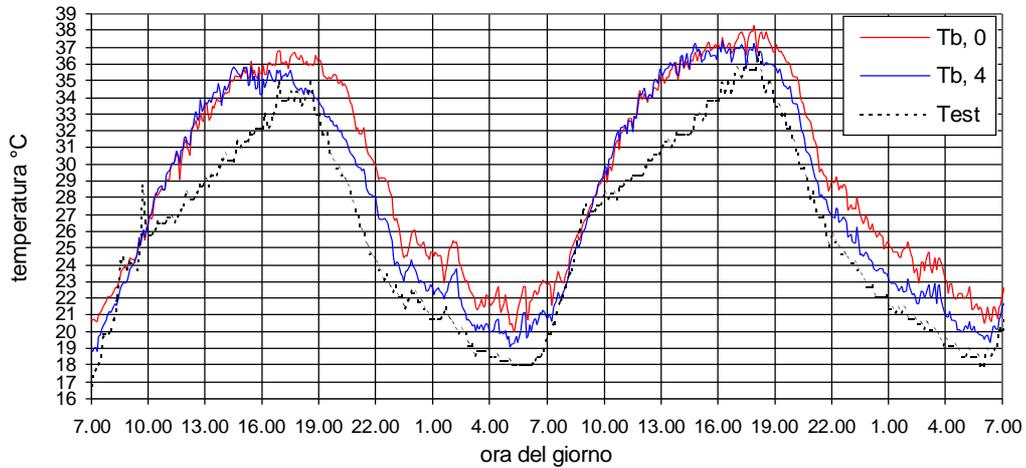


Fig. 19.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona bassa di ciascuna struttura e temperatura esterna.

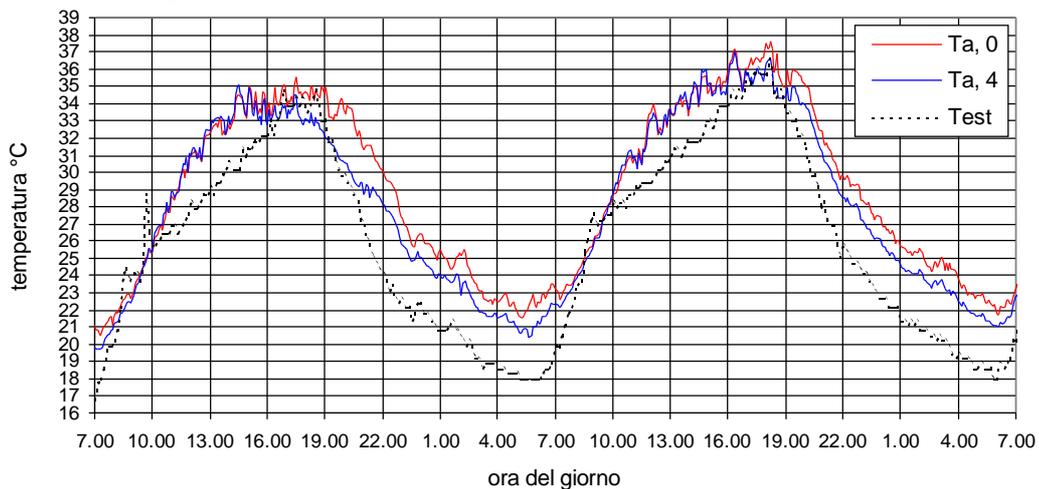


Fig. 19.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

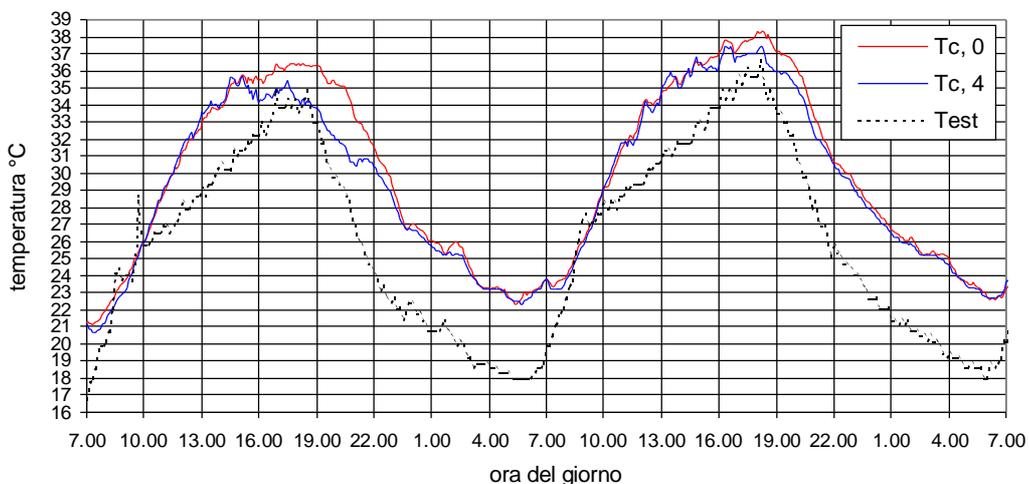


Fig. 19.c: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

8.3.3.6. Fase F

Le coperture considerate nella fase precedente (quella con fessura della larghezza di 4 cm e quella priva di fessura) sono ora valutate in assenza di superfici aperte, infatti le finestre che erano state create sulle pareti nord e sud di ciascuna struttura sono ora completamente chiuse. La potenza complessiva delle lampade risulta, tanto di giorno quanto di notte, pari a 460 W.

Nel periodo di prova, le condizioni meteorologiche sono tipicamente estive, con temperature esterne che raggiungono e superano i 36 °C nelle ore più calde e di notte non risultano mai inferiori ai 18°C (fig. 20).

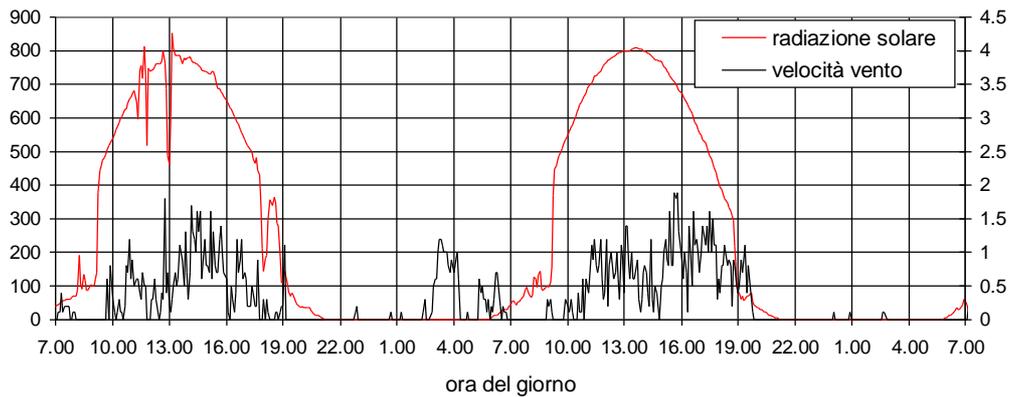


Fig. 20: Condizioni meteorologiche del periodo di prova.

Con la chiusura delle aperture alle due estremità di ciascuna struttura, la superiorità della copertura fessurata diviene più che evidente ed emerge una efficienza della fessura tanto di giorno quanto di notte, come dimostra il distacco notevole tra le temperature rilevate all'interno delle due strutture nell'arco delle 24 ore (figg. 21.a, b, c). In questo caso si osserva una consistente differenza anche tra le temperature rilevate nella zona centrale all'interno delle due strutture: la fessura sembra essere più efficiente quando non ci siano altre superfici aperte.

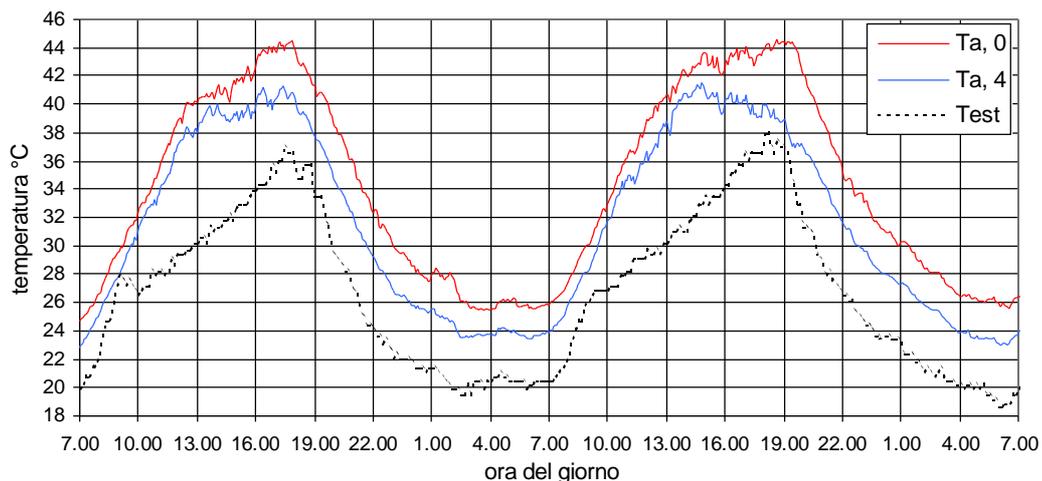


Fig. 21.a: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona alta di ciascuna struttura e temperatura esterna.

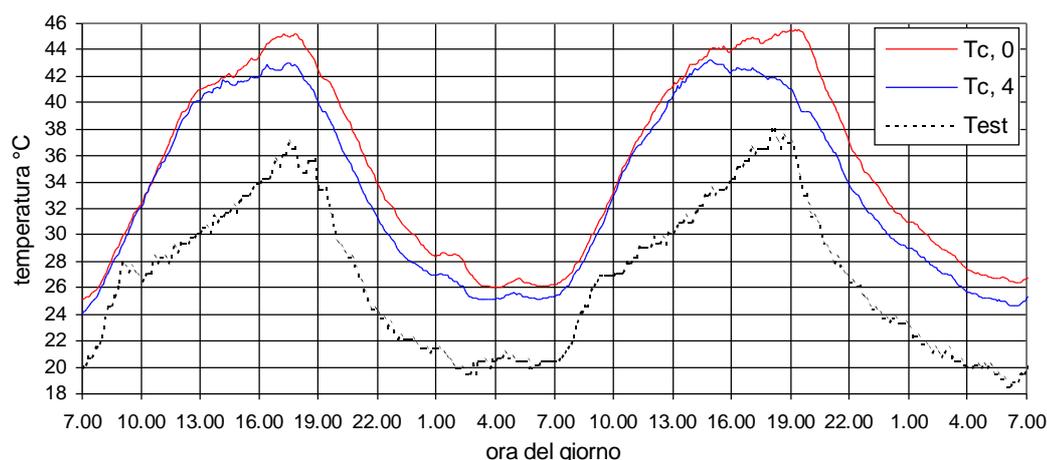


Fig. 21.b: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona centrale di ciascuna struttura e temperatura esterna.

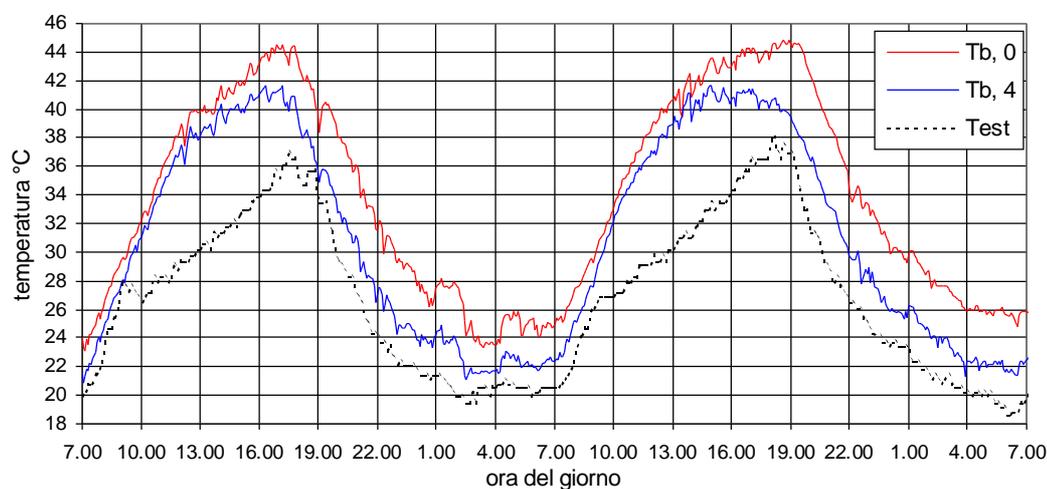


Fig. 21.c: Andamento delle temperature interne rilevate nella zona bassa di ciascuna struttura e temperatura esterna.

Ovviamente, nella realtà è impossibile trovare condizioni termiche analoghe a quelle rilevate nel corso di questa fase di sperimentazione poiché, specie in caso di ricoveri chiusi e con elevate densità di allevamento, la ventilazione è di gran lunga il mezzo più efficace per il controllo ambientale estivo; tuttavia i risultati di questa fase dimostrano che, in condizioni stressanti, la realizzazione di una fessura sulla superficie della copertura può influire positivamente sugli scambi termici interno-esterno, soprattutto di notte, e favorire una miglior diffusione dell'aria fresca all'interno. Tale soluzione potrebbe essere utile, perciò, in edifici con ventilazione naturale, tetti piuttosto bassi, ridotte aperture ed elevate densità di animali (ricoveri per suini ed avicoli).

8.4. ANALISI TERMO-FLUIDODINAMICA

8.4.1. Introduzione alla fluidodinamica computazionale

8.4.1.1. Definizione di fluidodinamica computazionale e campi di applicazione dei codici di calcolo CFD

Per fluidodinamica computazionale (CFD) si intende l'analisi numerica di sistemi che coinvolgono il moto di fluidi e lo scambio termico connessi a particolari fenomeni, come le reazioni chimiche. Il comportamento fluidodinamico di un sistema è regolato dai principi di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia, espressi da un punto di vista matematico con un sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali relativamente ad un volume infinitesimo del fluido (cosiddette equazioni di Navier-Stokes). Poiché tali equazioni non sono di tipo lineare, il ricorso ai classici metodi matematici non consente di pervenire alla loro soluzione, a meno di estreme semplificazioni che porterebbero però a risultati non reali e di limitato uso pratico. La CFD permette di risolvere, con l'ausilio di codici di calcolo, le equazioni di Navier-Stokes in un dominio di interesse, per il quale siano state definite le condizioni al contorno ed iniziali: la soluzione del problema non è rappresentata da una funzione continua nello spazio e nel tempo, ma da un insieme di valori numerici dei parametri fluidodinamici (velocità, pressione, temperatura, etc.) in un numero finito di punti ed istanti temporali.

La caratteristica saliente di un programma CFD risiede nella possibilità di descrivere un qualunque campo di moto, sia esso bidimensionale o tridimensionale, fornendo dei risultati che di rado sono messi a disposizione dai modelli analitici noti. Infatti, gli studi fluidodinamici richiedono, normalmente, la costruzione di modelli in scala del sistema da studiare e misurazioni sperimentali utili a formulare una descrizione adimensionalizzata dei fenomeni. Tali modelli consentono agevoli valutazioni quantitative, ma non fanno comprendere ciò che avviene all'interno del sistema, oltre a richiedere molto tempo e cospicui investimenti in strumentazioni di misura. I codici di calcolo CFD permettono, invece, la simulazione del campo di moto e di temperatura all'interno di un oggetto di qualunque forma, con un tempo di calcolo dipendente solo dalle capacità dell'elaboratore e, quindi, mai eccessivamente lungo, se si sfruttano le notevoli capacità di calcolo delle postazioni più recenti.

A fronte di un investimento limitato in rapporto ai vantaggi ottenuti, quindi, tali programmi offrono la possibilità di analizzare problemi fluidodinamici non risolti in passato per via dei problemi di investimento e di tempi di realizzazione annessi alle sperimentazioni. La continua ricerca scientifica e tecnologica nell'ambito della termofluidodinamica numerica ha consentito di realizzare nel tempo codici di calcolo sempre più veloci e affidabili ed ha trovato a supporto l'esponenziale aumento della potenza di calcolo dei moderni calcolatori a dispetto di un costo relativo sempre più basso.

La fluidodinamica computazionale è potenzialmente applicabile allo studio di tutti i fenomeni fisici e chimico-fisici che caratterizzano il moto di fluidi. Allo stato attuale, i CFD vengono utilizzati in molti campi, da quello industriale a quello della ricerca, con esempi applicativi:

- nell'aerodinamica per la progettazione dei veicoli;

- nell'analisi di motori a combustione interna;
- nello studio di camere di combustione di impianti di produzione
- nel campo dell'elettronica, per quanto riguarda lo studio di sistemi di raffreddamento di componenti di circuiti elettrici;
- nello studio di processi di miscelamento e di separazione dell'industria di processo;
- nel campo dell'idrologia ed oceanografia;
- nel campo della progettazione civile,
- nel campo medico, per lo studio del flusso di sangue nelle arterie e nelle vene;
- nel campo meteorologico; etc.

L'esigenza sempre crescente di diminuire l'impatto ambientale di alcune realtà produttive ha portato, negli ultimi anni, ad un notevole sviluppo dell'applicazione dei CFD anche ai problemi di carattere ambientale, poiché questa tecnica di simulazione consente di studiare la possibile formazione di specie inquinanti e la loro dispersione in mezzi gassosi o liquidi (in atmosfera, in fiumi, laghi, mare, etc.), in modo da progettare sistemi di abbattimento o modificare i processi per ridurre la produzione ed emissione delle specie inquinanti e quindi diminuirne l'impatto ambientale.

8.4.1.2. Struttura e funzionamento dei codici di calcolo CFD

La struttura dei codici di calcolo CFD prevede, di solito, un programma di modellazione bidimensionale e tridimensionale, per effettuare la fase di *preprocessing*, ed un solutore a cui può essere associato un codice per la fase di *postprocessing*.

La **fase di preprocessing** consiste nell'immissione di un problema di flusso in un programma CFD attraverso un'interfaccia e nella seguente trasformazione di tale input in una forma adatta all'uso da parte del processore.

In questa fase l'attività dell'utente consiste in:

Ø *scelta del modello matematico*: il modello matematico è l'insieme delle equazioni differenziali (trasporto, di quantità di moto, di materia e di energia) e dei modelli che rappresentano il sistema fisico considerato. Non esiste un modello universale che possa essere utilizzato per ogni tipo di simulazione, ma esistono più modelli semplificati che variano in base al problema analizzato. Ad esempio, all'interno di un codice sono in genere presenti più modelli per la rappresentazione della turbolenza e della chimica di un sistema e diverse rappresentazioni analitiche delle caratteristiche fisiche, come densità e viscosità.

L'applicazione di un modello matematico porta inevitabilmente a delle approssimazioni in quanto non vengono considerati tutti i possibili fenomeni fisici, ma solamente quelli che, per l'esperienza accumulata, si ritengono maggiormente influenti sulla dinamica del sistema.

Ø *definizione della geometria della regione di interesse (dominio di calcolo) e discretizzazione del dominio (creazione della griglia o mesh)*: la discretizzazione del dominio consiste nella suddivisione del dominio in un numero arbitrario di *celle*, non sovrapposte le une alle altre, ciascuna caratterizzata da un punto, detto *nodo*, nel quale durante il processo di soluzione saranno valutate ad ogni iterazione le grandezze incognite.

Esistono diversi metodi di discretizzazione. Quelli maggiormente utilizzati sono:

- metodo delle differenze finite;
- metodo degli elementi finiti;
- metodo dei volumi finiti.

Le tre procedure risultano equivalenti per un'elevata discretizzazione del dominio di calcolo, ovvero per griglie molto fini; tuttavia al variare del problema fisico considerato alcuni metodi risultano migliori di altri da un punto di vista di velocità e convergenza di calcolo.

I codici di calcolo commerciali maggiormente diffusi adottano il metodo di discretizzazione ai *volumi finiti*, che ricava le differenti equazioni algebriche applicando le leggi di conservazione (massa, energia, quantità di moto) direttamente su un piccolo volume, denominato di controllo.

Una corretta definizione del dominio di calcolo e la sua discretizzazione sono di fondamentale importanza per la buona riuscita di una simulazione: una griglia troppo larga può portare ad approssimazioni troppo grandi con gradienti elevati, mentre una griglia troppo fine può portare, al contrario, a problemi numerici di convergenza. È necessario, quindi, trovare un buon compromesso per sfruttare efficacemente le risorse computazionali.

- Ø *selezione dei fenomeni fisici e chimici che necessitano di essere modellati;*
- Ø *definizione delle proprietà del fluido;*
- Ø *definizione di appropriate condizioni al contorno per le celle che confinano o che toccano i limiti del dominio:* per condizioni al contorno si intendono quei parametri del problema termofluidodinamico relativi al confine del sistema considerato, in grado di condizionare le variabili termodinamiche all'interno di un dominio. Esse possono essere di due tipi:
 1. condizioni legate al flusso di materia: ad esempio, aspetti riguardanti la dinamica del fluido entrante in un dominio (es. quantità di materia immessa e localizzazione dei suoi punti di entrata e di uscita);
 2. condizioni legate al flusso di calore: temperatura di entrata e di uscita del fluido, temperatura dei muri perimetrali, dei muri interni etc.

Il **processo di soluzione** comprende due stadi, schematicamente mostrati in figura 22.

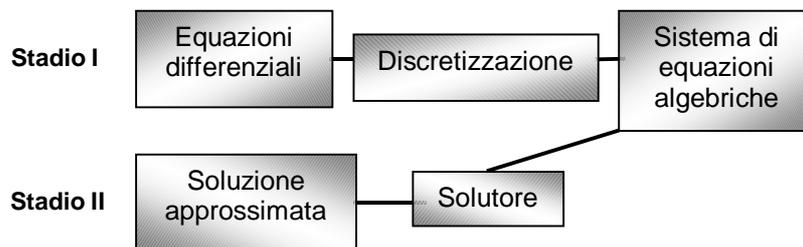


Fig. 22: Stadi del processo di soluzione.

Nel primo stadio le equazioni differenziali alle derivate parziali continue e le condizioni limite (iniziali ed al contorno) vengono convertite in un sistema discretizzato di equazioni algebriche, che collegano assieme i valori delle variabili dipendenti nei punti nodali adiacenti.

La sostituzione dei termini nelle equazioni differenziali con espressioni algebriche connettenti valori nodali su una griglia finita (generata nella fase di preprocessing) introduce un errore, quindi è fondamentale la scelta di equazioni algebriche che producano piccoli errori.

Il secondo stadio richiede un “risolutore di equazioni” che provveda alla soluzione numerica *per via iterativa* del sistema di equazioni algebriche. Anche questo passaggio può introdurre un errore che però è generalmente trascurabile, se comparato con quello introdotto nello stadio precedente. Il processo iterativo è spesso equivalente ad un avanzamento della soluzione per piccoli passi: il numero delle iterazioni o dei passi può variare da poche centinaia a molte migliaia, in funzione del processo di discretizzazione adottato; inoltre tale processo introduce un errore che può essere ridotto rifinando la griglia in maniera che rappresenti il più fedelmente possibile la situazione geometrica reale.

La garanzia che la soluzione numerica sia il più vicino possibile a quella esatta è un'importante questione. Poiché l'algoritmo di risoluzione numerica, vale a dire lo schema iterativo seguito dal codice per giungere alla soluzione del problema a partire dalle condizioni iniziali, è un processo iterativo, è necessario definire dei *criteri* che ne possano stabilire la validità e la possibilità di raggiungimento di una soluzione plausibile.

I criteri più significativi sono:

- ⇒ coerenza: il sistema delle equazioni algebriche generate dal processo di discretizzazione è definito “coerente” con le equazioni parziali differenziali originarie se, per la dimensione della cella tendente a zero ($\Delta x \rightarrow 0$), il sistema di equazioni algebriche è equivalente a quelle parziali in ogni punto della griglia;
- ⇒ stabilità: un metodo di risoluzione è detto stabile se non amplifica l'errore numerico ad ogni iterazione;
- ⇒ convergenza: capacità di un metodo numerico di produrre una soluzione esatta al tendere a zero della grandezza del volume o dell'elemento di controllo.

Se durante il calcolo vengono soddisfatti i suddetti criteri di validità, è possibile raggiungere una soluzione coerente dal punto di vista numerico, anche se non necessariamente valida anche da un punto di vista fisico. La soluzione approssimata convergerà verso l'esatta soluzione per intervalli di griglia tendenti a zero ed una griglia raffinata sarà utilizzata nelle parti del dominio in cui è richiesta una soluzione il più possibile esatta.

L'ultima fase, detta di *postprocessing*, consiste nell'analisi e visualizzazione dei risultati. I pacchetti CFD incorporano strumenti che consentono, ad esempio, la visualizzazione della geometria del dominio e della griglia, la creazione di diagrammi bi e tri-dimensionali, le manipolazioni visive (traslazioni, rotazioni, etc.) e la movimentazione delle particelle.

8.4.1.3. Vantaggi e limitazioni dell'uso dei codici CFD

La fluidodinamica computazionale è un valido mezzo di studio da affiancare alla tradizionale pratica sperimentale in quanto strumento versatile che può fornire risultati per una casistica di studio molto ampia in tempi molto minori e con costi inferiori rispetto alla sperimentazione tradizionale.

I maggiori vantaggi provenienti dall'utilizzo di CFD sono:

- sostanziale riduzione dei tempi e dei costi di progettazione per la possibilità di studiare un'ampia gamma di possibili scenari a costi ed in tempi molto inferiori alla pratica sperimentale;
- possibilità di studiare sistemi per i quali sia impossibile o difficoltosa la sperimentazione;
- possibilità di studiare sistemi in condizioni operative limite dal punto di vista della sicurezza o di simulare condizioni accidentali.

Per tali ragioni, negli ultimi anni l'importanza della CFD è aumentata notevolmente, di pari passo con il miglioramento delle prestazioni dei computer.

I risultati ottenuti con tecniche CFD, tuttavia, non sono fedeli riproduzioni di fenomeni fisici, in quanto:

- i modelli utilizzati e le equazioni differenziali per la rappresentazione del sistema fisico contengono semplificazioni ed approssimazioni;
- nelle operazioni di discretizzazione delle equazioni differenziali ad equazioni algebriche vengono introdotte ulteriori approssimazioni;
- nella risoluzione delle equazioni discretizzate viene utilizzato un metodo iterativo che, in quanto tale, non porta mai ad un'esatta soluzione del problema.

Ne consegue che i codici CFD, come per tutti i metodi di simulazione numerica, non possono essere utilizzati in sostituzione della sperimentazione, in quanto basati su modelli e rappresentazioni semplificate di realtà fisiche, che, in quanto tali, non garantiscono la validità assoluta del risultato.

8.4.2. Impostazione del modello ai volumi finiti

Nell'ambito dello studio intrapreso sulle coperture fessurate, sono state eseguite analisi termo-fluidodinamiche allo scopo di valutarne, in modo più completo ed analitico, l'incidenza sui parametri microclimatici e sui moti dell'aria all'interno delle strutture oggetto di studio. A tal fine è stato utilizzato il software *Fluent 6*, un codice CFD commerciale basato sul metodo ai volumi finiti, di largo utilizzo in molti settori dell'industria e del mondo accademico ed attualmente tra i software leader mondiali del mercato per la fluidodinamica computazionale.

La prima fase dello sviluppo del modello ha riguardato la realizzazione di strutture tridimensionali analoghe a quelle utilizzate nelle prove, nelle due versioni, con e senza tetto fessurato, e considerando due diverse altezze delle finestre (0,23 e 0,33 m), come nelle prove sperimentali descritte. Si è cercato, nel limite del possibile, di rispettare la geometria e le dimensioni reali. Nell'ambito degli studi di questa tesi, il programma usato per effettuare la fase di *preprocessing* è *Gambit*, strettamente integrato con *Fluent*.

Una sessione con *Gambit* consta delle seguenti fasi:

- 1) definizione di una geometria che faccia da contorno al modello;
- 2) definizione di una *mesh* interna a questa geometria;
- 3) definizione del solutore con cui analizzare la *mesh*, delle condizioni al contorno e dell'esportazione della *mesh*.

In figura 23 è riportata la struttura con fessura di larghezza 4 cm e finestre di altezza 23 cm, così come modellata attraverso *Gambit*.

Ciascuna delle strutture così configurate è stata quindi inserita all'interno di un dominio di controllo più ampio, lungo 24 m, largo 5 m ed alto 5 m (fig. 24): tali dimensioni sono state fissate dopo aver verificato che la distanza tra le pareti che ne delimitano il contorno e la struttura sia sufficiente a garantire che i campi di

moto, di pressione e di temperatura all'interno della struttura siano dipendenti solo dalla geometria della stessa.

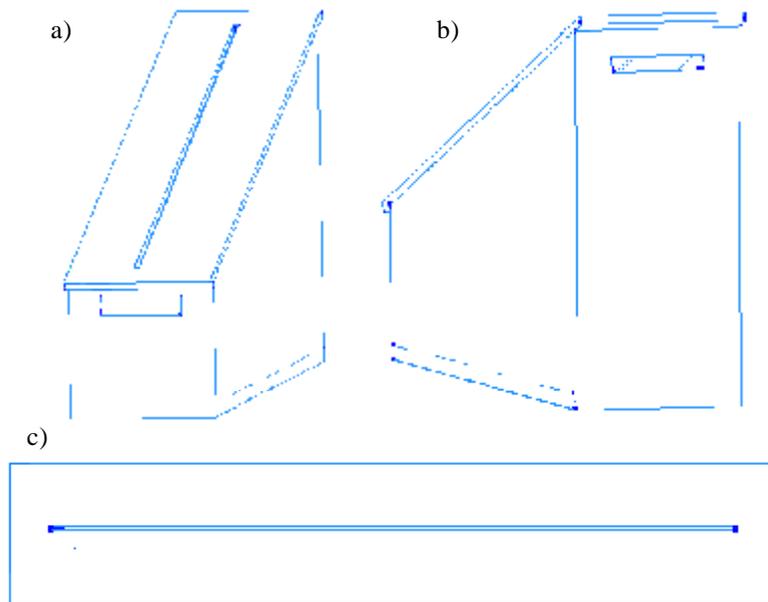


Fig. 23: Geometria della struttura sperimentale implementata nel modello ai volumi finiti nella versione con fessura di spessore 4 cm e finestre alte 23 cm: a) visione anteriore; b) visione posteriore; c) copertura.

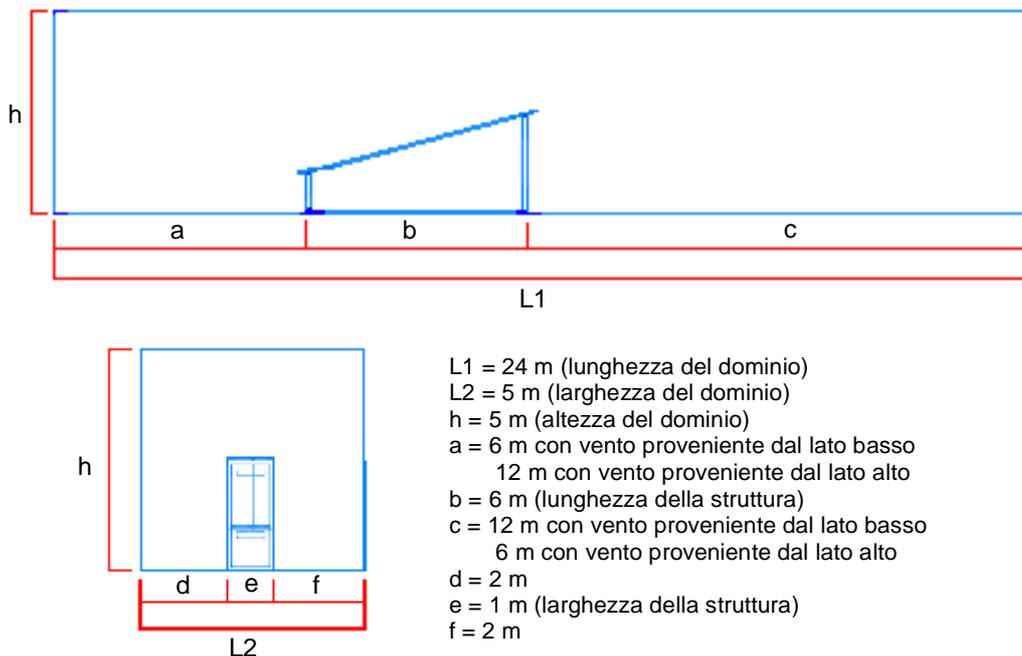


Fig. 24: Dimensioni del dominio di calcolo e posizione della struttura al suo interno.

Per ciò che riguarda la **creazione della griglia di calcolo**, si è adottata una mesh con elementi triangolari e tetraedrici, più fitta in corrispondenza della struttura ed al suo interno, con distanza minima tra i nodi pari a 3 mm a livello della fessura, e progressivamente più lasca via via che si procede verso i limiti del dominio, sulle cui pareti i nodi adiacenti distano 0.9 m. Nelle figg. 25 e 26 è riportata la mesh utilizzata.

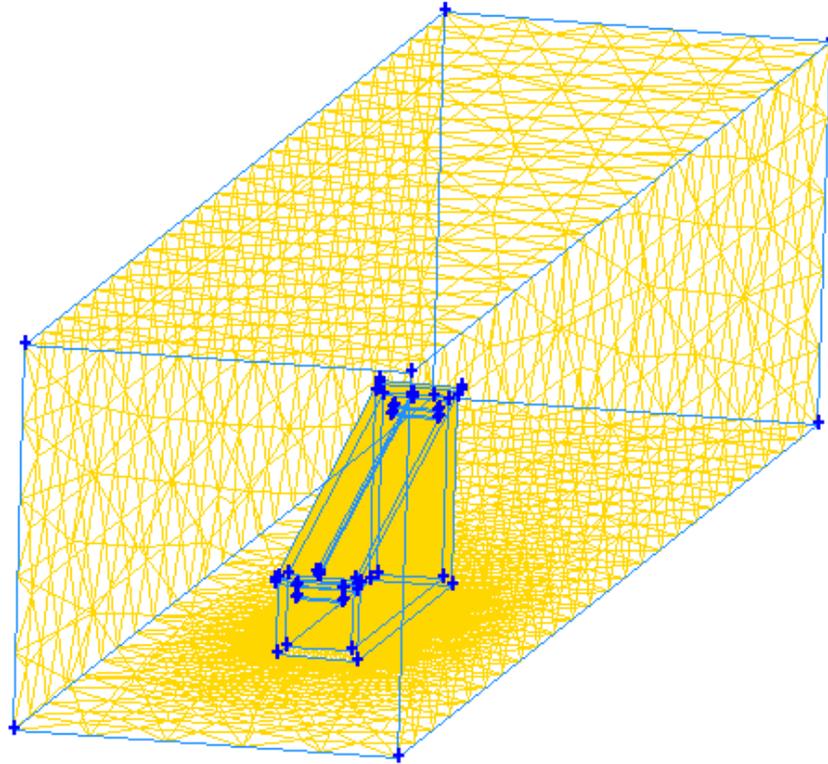


Fig. 25: Dominio computazionale e mesh utilizzata.

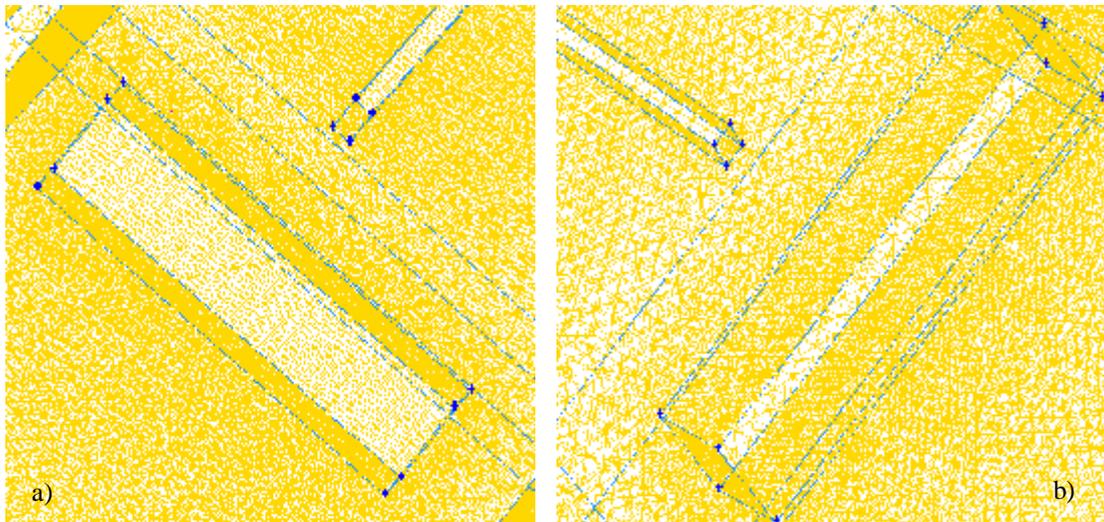


Fig. 26: Particolari della mesh della struttura: a) finestra bassa; b) finestra alta.

La scelta delle condizioni al contorno da imporre è stata effettuata sulla base delle casistiche che si è inteso studiare, vale a dire il funzionamento nel periodo diurno e in quello notturno, con venti di diversa direzione e di diversa intensità:

- *temperatura dell'aria*: 35 °C per il giorno e 18 °C per la notte;
- *velocità del vento*: 1.0 m/s per il giorno, 0.5 m/s per la notte;
- *direzione del vento*: da nord e da sud.

I valori di temperatura assegnati all'interno del dominio corrispondono alla massima esterna diurna (35 °C) ed alla minima esterna notturna (18 °C) rilevate nel corso della fase E della campagna di raccolta dati (par. 8.3.3.5); le condizioni relative alla velocità ed alla direzione del vento corrispondono a quelle medie rilevate di giorno e di notte nello stesso periodo; l'apporto del calore animale è stato simulato imponendo sulla superficie interna del pavimento una condizione al contorno con *flusso termico* equivalente a quello sperimentale, pari a 43 W/m² per il giorno e 77 W/m² per la notte (valori riscontrabili nelle reali superfici di allevamento).

8.4.3. Risultati

Di seguito saranno illustrati i risultati più significativi ottenuti dalle analisi termofluidodinamiche effettuate.

Il dato che appare più interessante per i nostri scopi è la conferma del benefico effetto della fessura nel periodo notturno, soprattutto con vento debole (0,5 m/s), tanto nel caso in cui esso provenga da sud (figg. 27a e 27b) quanto nel caso in cui provenga da nord (figg. 28a e 28b).

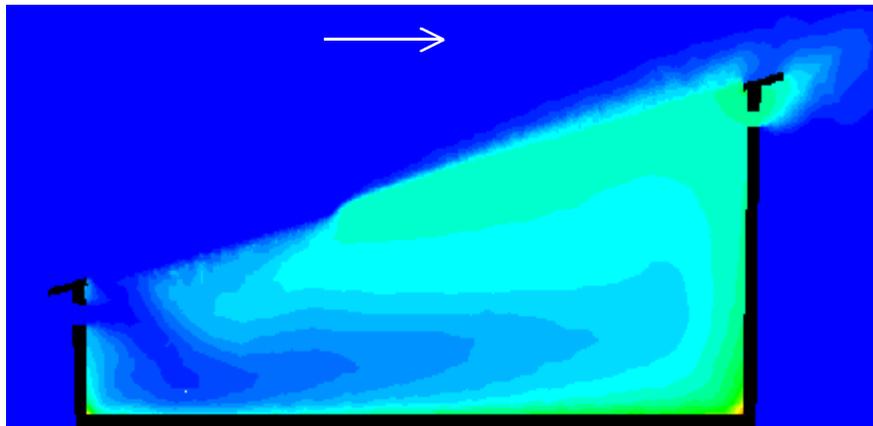


Fig. 27.a: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, con fessura, direzione sud (→), velocità 0.5 m/s.

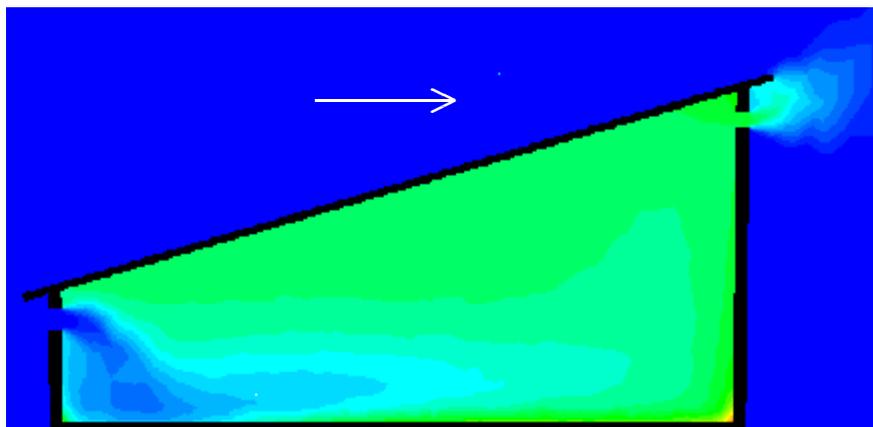


Fig. 27.b: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, senza fessura, direzione sud (→), velocità 0.5 m/s.

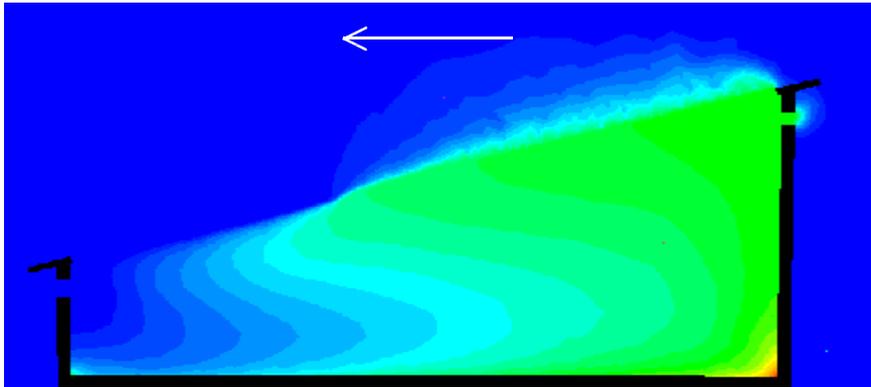


Fig. 28.a: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, con fessura, direzione nord (←), velocità 0.5 m/s.

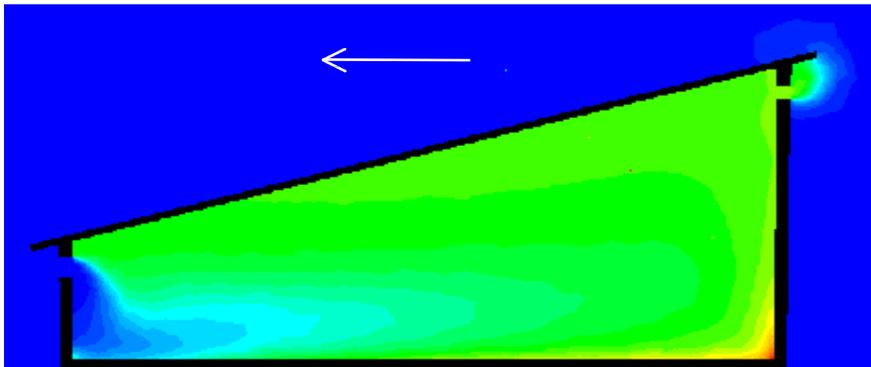


Fig. 28.b: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, senza fessura, direzione nord (←), velocità 0.5 m/s.

Conformemente ai risultati sperimentali, con superficie finestrata più ridotta si rileva una maggior efficacia della fessura, mentre con le aperture più grandi prevale l'effetto delle finestre (figg. 29a e 29b). Mentre di notte il maggior gradiente termico tra interno ed esterno si risolve in un maggior moto interno dell'aria ed in una maggiore dispersione di calore verso l'esterno attraverso la fessura e le finestre, di giorno la scarsa differenza di temperatura tra interno ed esterno fa sì che, anche con vento più forte (1 m/s), non ci sia una sostanziale differenza tra le prestazioni delle due tipologie di copertura considerate (con e senza fessura).

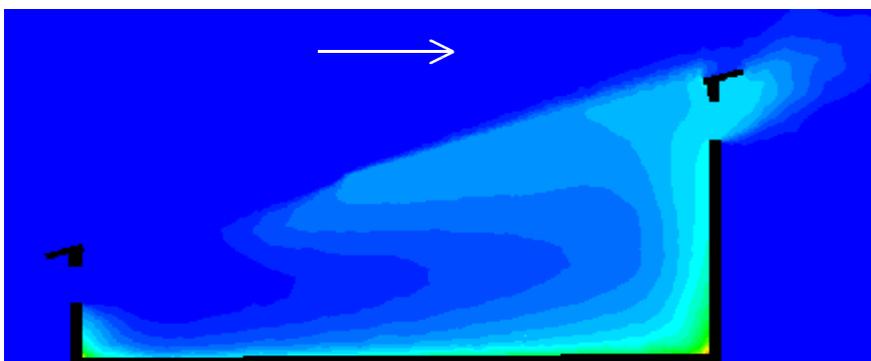


Fig. 29.a: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, con fessura, direzione sud (→), velocità 0.5 m/s (superficie finestrata maggiorata).

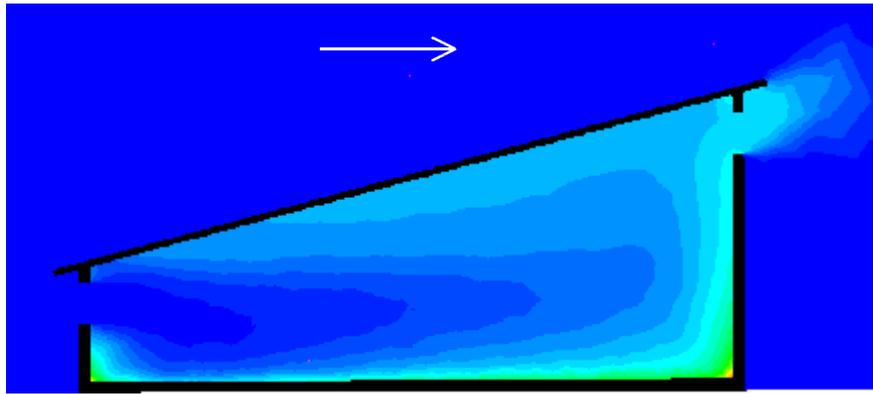


Fig. 29.b: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione notturna, senza fessura, direzione sud (\rightarrow), velocità 0.5 m/s (superficie finestrata maggiorata).

I risultati evidenziano, comunque, una leggera superiorità della copertura fessurata nell'ipotesi che il vento provenga da sud e con ridotta superficie finestrata (figg. 30a): la finestra all'estremità sud e la metà inferiore della fessura fanno da bocche di entrata dell'aria, mentre la finestra a nord e la parte alta della fessura fungono da bocche di uscita. Aumentando la superficie finestrata, tale leggero beneficio dovuto alla fessura si annulla (fig. 31).

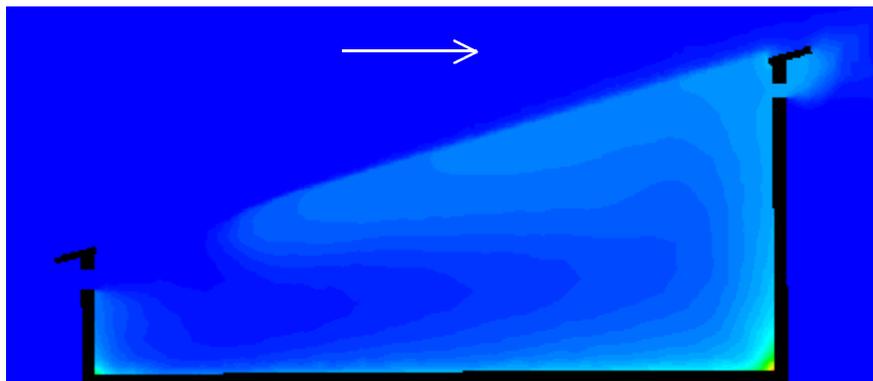


Fig. 30.a: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, con fessura, direzione sud (\rightarrow), velocità 1.0 m/s.

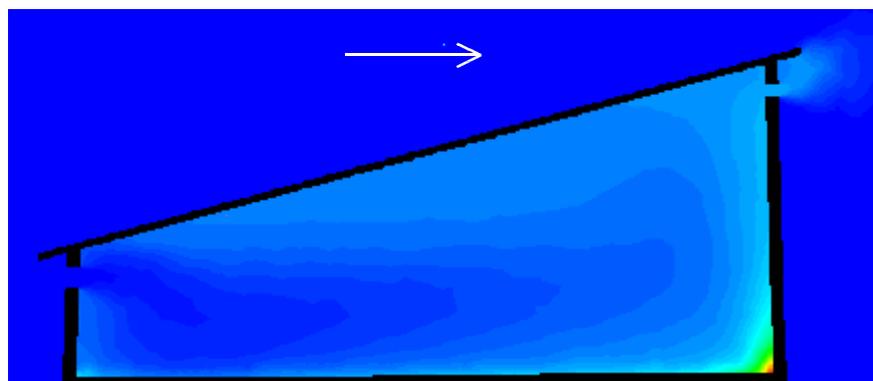


Fig. 30.b: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, senza fessura, direzione sud (\rightarrow), velocità 1.0 m/s.

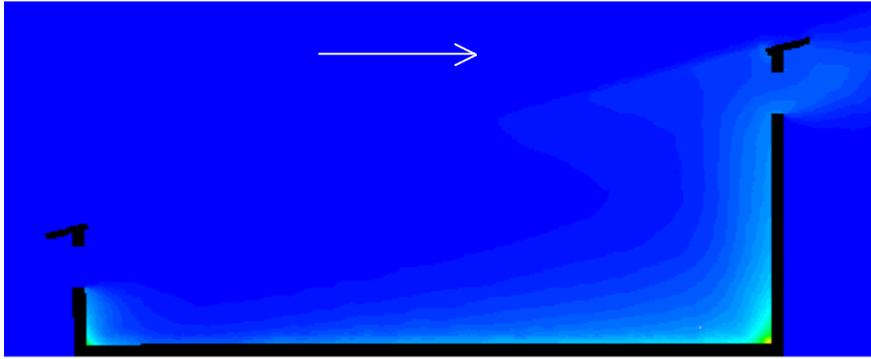


Fig. 31: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, con fessura, direzione sud (\rightarrow), velocità 1.0 m/s (superficie finestrata maggiorata).

Con vento da nord, invece, la presenza della fessura ha un effetto pressoché nullo con la finestra più ampia (fig. 32), e addirittura negativo quando la finestra è ridotta (fig. 33 a), per il verificarsi di un cortocircuito tra la finestra sopravento e il tetto, per cui l'aria esterna esce direttamente dalla fessura, lasciando la parte di edificio sottovento meno ventilata e più calda.

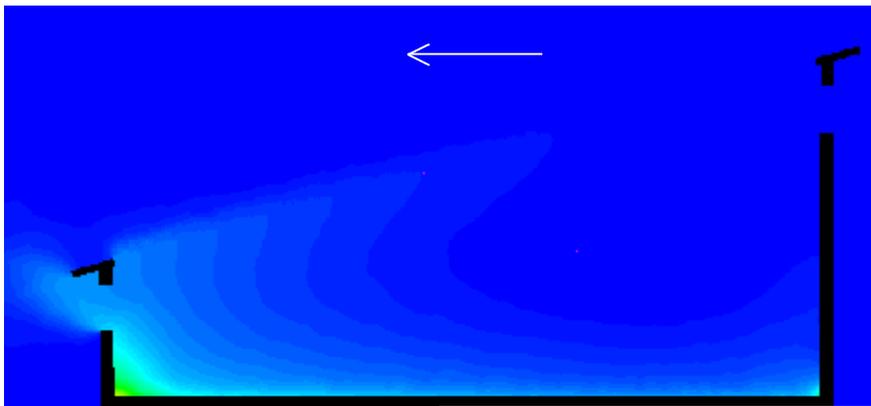


Fig. 32: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, con fessura, direzione nord (\leftarrow), velocità 1.0 m/s (superficie finestrata maggiorata).

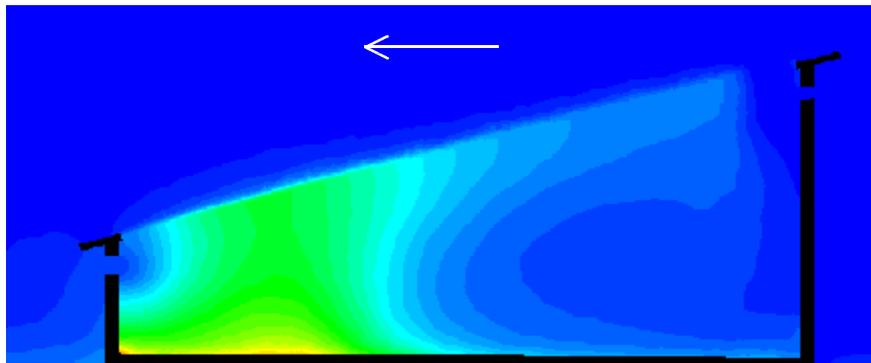


Fig. 33.a: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, con fessura, direzione nord (\leftarrow), velocità 1.0 m/s.

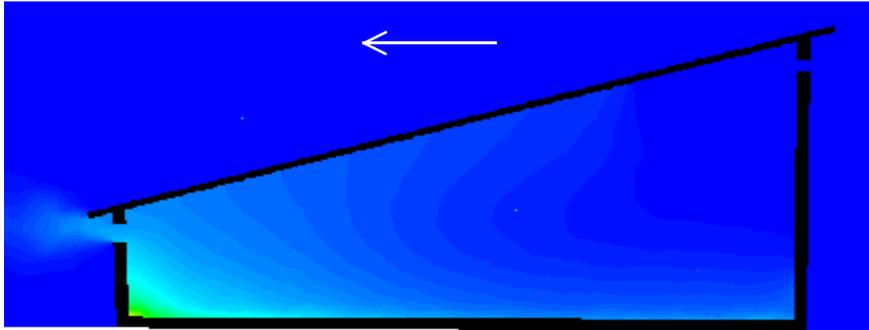


Fig. 33.b: Simulazione termofluidodinamica (isoterme): situazione diurna, senza fessura, direzione nord (\leftarrow), velocità 1.0 m/s.

Ciò suggerisce che un accorgimento in grado di accentuare l'effetto favorevole della fessura, da adottare non solo in questo specifico caso, ma quale criterio generale, potrebbe essere quello di collocare le finestre ad una quota piuttosto bassa, in modo evitare il possibile formarsi di cortocircuiti nei flussi d'aria e da riuscire a trarre un beneficio anche di giorno, seppur minimo.

8.5. *DISCUSSIONE E CONCLUSIONI*

Le prove svolte e le simulazioni effettuate sembrano confermare la possibilità che, in clima caldo, la presenza di una fessura nella copertura fornisca un apporto migliorativo della prestazione termica in edifici con modesta superficie finestrata e con elevata densità di peso vivo animale.

I risultati della prima fase sperimentale (A) dimostrano che, se da un lato la semplice creazione di fessure non riesce ad annullare il bisogno di uno strato isolante che limiti il flusso diurno di calore in entrata, dall'altro un simile accorgimento può migliorare la prestazione termica notturna del tetto coibentato rendendolo maggiormente dissipativo, con effetto benefico sulla temperatura dell'aria interna. Nonostante il beneficio sia di modesta entità in unità di temperatura, il risultato è non privo di interesse sul piano produttivo, poiché in condizioni di stress termico il sollievo notturno può favorire una miglior tolleranza del carico diurno. A ciò si aggiunge il possibile effetto positivo di una più ampia diffusione della zona "fresca" all'interno dell'edificio, come risulta evidenziato da alcune simulazioni termo-fluidodinamiche.

L'attività sperimentale ha anche cercato di mettere in luce quale, fra le possibili dimensioni di ampiezza della fessura, potrebbe avere l'effetto più favorevole.

La copertura con fessura della larghezza di 6 cm, messa a confronto prima con quella con fessura di larghezza 2 cm (fase B1), poi con quella dotata di fessura di larghezza 4 cm (fase B2), costituisce la soluzione peggiore nel periodo diurno poiché non riesce a contenere il flusso di calore in entrata, mentre il beneficio da essa derivato nel periodo notturno risulta di minime proporzioni nella fase B1 e in pratica nullo nella fase B2. Le prove inducono, perciò, a supporre l'esistenza di una "larghezza limite" della fessura oltre la quale i benefici notturni non sono più in grado di compensare gli effetti negativi diurni. Sulla base dei dati raccolti, sembrerebbe di poter individuare un valore ottimale attorno ai 4 cm, dimensione che riesce a realizzare i maggiori benefici di questo sistema minimizzando il rischio di inconvenienti che potrebbero determinarsi, ad esempio, per una

consistente penetrazione di acqua piovana (risultata peraltro di scarsa entità nelle nostre esperienze).

È stato possibile esprimere un giudizio sulla dimensione più conveniente della fessura solo dopo aver apportato modifiche in grado di rendere le condizioni sperimentali meno distanti da quelle reali. Infatti, nelle prime fasi sperimentali (A e B) la generazione interna di calore si è rivelata troppo bassa e la superficie delle aperture troppo elevata rispetto a quanto si riscontra nella maggior parte dei ricoveri zootecnici. L'introduzione, per ciascuna struttura, di una ulteriore fonte di calore (fase C) e la successiva riduzione dell'altezza delle finestre (fase D) hanno determinato un incremento del gradiente di temperatura tra interno ed esterno, condizione in cui è emersa la superiorità della copertura con la fessura di larghezza 4 cm, non solo di notte, ma anche nelle ore più calde della giornata. La maggior incidenza della fessura con superficie finestrata ridotta è confermata anche dai risultati di alcune delle analisi termo-fluidodinamiche effettuate.

La copertura fessurata migliore è stata, in ultimo, messa a confronto con una soluzione classicamente adottata nell'edilizia zootecnica, cioè con il tradizionale tetto coibentato, la cui azione è tanto benefica di giorno quanto problematica di notte: nella fase sperimentale E, con l'incremento della potenza complessiva delle lampade nel periodo notturno (da 260 W a 460 W) senza modifica delle dimensioni delle aperture, la prestazione della copertura fessurata si rivela superiore nel periodo notturno ed in alcune ore del giorno; nella successiva fase F, con la completa chiusura delle finestre, la fessura agisce sempre positivamente, sia di notte che di giorno, anche se quest'ultima situazione costituisce un caso limite che non ha rispondenza nella pratica.

Quindi, l'influenza della fessura sulle condizioni termiche interne diviene via via più rilevante con la progressiva riduzione delle superfici aperte ed il contemporaneo incremento del gradiente di temperatura tra ambiente interno ed esterno: ciò fa supporre che tale soluzione di copertura possa essere convenientemente sfruttata nei ricoveri zootecnici chiusi e con elevata densità di animali (ad esempio, nei ricoveri per suini o avicoli) e nelle stagioni caratterizzate da forti escursioni termiche tra il giorno e la notte. Certamente non è stato possibile, con queste semplici prove, stabilire quale potrebbe essere l'entità del beneficio ottenibile in una reale situazione di allevamento a causa della pluralità dei fattori in gioco. In primo luogo, le condizioni sperimentali realizzate sono ancora lontane da quelle rilevabili nei ricoveri reali, se si considera che il calore sensibile prodotto in estate nelle normali porcilaie da ingrasso è, in media, pari a 65-80 W/m², mentre quello generato dalle lampade nelle fasi C, D ed E (solo di giorno in quest'ultima fase) è di 43.3 W/m² di pavimento.

Oltre a fattori di carattere geometrico, in particolare la larghezza della fessura, la dimensione delle aperture, la larghezza dell'edificio e l'inclinazione della falda (o delle due falde contrapposte, caso da noi non esaminato), risulta determinante per l'efficienza della fessura l'azione del vento: dai risultati sperimentali e dalle analisi termo-fluidodinamiche si rileva una maggior efficienza della fessura quando essa è direttamente esposta ai moti d'aria (nelle nostre prove quando il vento proviene da sud), per cui l'orientazione del fabbricato dovrebbe tener conto dell'esposizione locale ai venti dominanti, specie di quelli notturni, in modo da sfruttarne l'azione per aumentare la dispersione del calore attraverso la fessura.

Bisogna, infine, considerare che le strutture utilizzate in tali prove hanno un coefficiente di trasmissione globale del calore più elevato rispetto a quello della

sezione virtuale di un edificio reale che si intende simulare, poichè in questo secondo caso lo scambio di calore con le superfici laterali risulta praticamente nullo. Anche per tale motivo, nonostante le condizioni sperimentali siano state via via modificate, queste sono da considerarsi ancora lontane da quelle reali.

I risultati delle prove effettuate rappresentano, in ogni caso, presupposti incoraggianti per l'avvio di test decisivi su edifici di dimensioni reali, al fine di quantificare l'effettiva utilità delle coperture fessurate e di studiare soluzioni per una gestione ottimale integrata di tutto il sistema di ventilazione, costituito congiuntamente da finestre e da fessure attraverso, ad esempio, l'adozione di sistemi motorizzati di azionamento delle finestre, regolati da centraline munite di sensori termici e anemometrici (già di uso comune in molti edifici zootecnici). L'allestimento di prove in edifici reali dovrebbe avere anche la finalità di verificare il rischio di raffreddamento dell'ambiente interno nel periodo invernale ed, all'occorrenza, approntare soluzioni per evitare quest'inconveniente (agendo, ad esempio, con un attento controllo sulle aperture laterali, fino, al limite, alla loro completa chiusura, riducendo la superficie ventilante alle sole fessure).

In attesa di realizzare le condizioni per una verifica delle prestazioni delle coperture fessurate in un ricovero reale, una prima analisi potrebbe essere effettuata utilizzando un codice CFD, realizzando un modello tridimensionale che ricalchi quello di un ricovero reale ed imponendo idonee condizioni al contorno, considerando anche l'incidenza della radiazione solare di giorno. È opportuno, tuttavia, ricordare che le simulazioni virtuali non possono sostituire la sperimentazione, dalla quale in nessun caso si può prescindere.

9. CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE

Nell'ambito del programma di ricerca eseguito, sono stati considerati aspetti relativi alla risposta fisiologica e produttiva delle specie di interesse zootecnico in condizioni di clima caldo ed alle possibilità di far sì che, nel periodo estivo, le condizioni microclimatiche interne ai ricoveri non si discostino troppo da quelle ottimali.

Il fattore climatico che maggiormente influisce sulla salute e sulle prestazioni produttive e riproduttive degli animali è certamente la *temperatura* dell'aria e dei corpi circostanti, per cui il controllo ambientale estivo deve mirare innanzitutto alla realizzazione di un ambiente termicamente confortevole, fondamentale per salvaguardare il benessere dell'animale e metterlo in condizione di estrinsecare le proprie potenzialità produttive, siano esse carne, latte, uova o altro.

In questo è opportuno considerare che il range di temperatura entro il quale la termoneutralità può essere facilmente mantenuta dipende da altri parametri microclimatici possono divenire importanti. Ad esempio, è ampiamente documentato che alti tassi di umidità relativa contribuiscono ad aumentare il livello di stress indotto dalle elevate temperature, mentre un incremento della velocità dell'aria a livello degli animali può limitarne gli effetti negativi. Ciò è quanto emerso anche dallo studio eseguito sulle risposte fisiologiche e produttive delle bovine da latte in condizioni di clima caldo (cap. 5).

Ai fini del controllo ambientale è importante, quindi, conoscere le esigenze dell'animale e le relazioni tra fattori ambientali e risposte fisiologiche e produttive, in modo da determinare le condizioni microclimatiche desiderabili e quelle in grado di indurre stress.

Solo fissando tali elementi, sarà possibile procedere alla progettazione delle migliori soluzioni costruttive ed impiantistiche del ricovero, tenendo conto delle caratteristiche climatiche della zona, nel periodo estivo ed in quello invernale, delle finalità dell'allevamento, nonché dei possibili vincoli di carattere tecnico, economico, normativo ed etico.

I risultati del lavoro hanno evidenziato nella tradizionale impostazione teorica del calcolo del controllo ambientale dei ricoveri zootecnici in condizione estiva alcune lacune che la rendono inadeguata qualora applicata nei periodi più caldi della giornata e nelle condizioni climatiche tipiche dell'area mediterranea.

Tali lacune sono relative ai seguenti aspetti:

Ø *Determinazione della produzione oraria di calore sensibile e latente per unità animale.*

Tali dati dipendono, ovviamente, dal tipo di animale e dal numero di capi da alloggiare nell'edificio, caratteristiche da fissare a priori.

Per la loro determinazione si fa di norma riferimento a relazioni proposte dalla CIGR (cap. 4) che permetterebbero di determinare la variazione della produzione di calore (totale, sensibile e latente) al variare della temperatura ambientale, entro il range 0°C-40°C, in funzione di specie, di massa corporea, livello produttivo (latte, carne, uova, feto) e concentrazione energetica della razione alimentare.

Tali relazioni non sono, tuttavia, applicabili alla realtà italiana poiché si basano su dati sperimentali raccolti in ricoveri zootecnici siti in diverse regioni nord-europee, riferiti perciò a sistemi di allevamento, tipologie di produzione e

condizioni ambientali completamente diverse dalle nostre. Oltre a ciò, le relazioni proposte non tengono conto della molteplicità dei fattori in grado di influire sulle risposte fisiologiche e produttive dell'individuo.

Si necessita perciò di strumenti previsionali delle risposte termoregolatorie non esclusivamente basati su semplici relazioni empiriche tra condizioni ambientali ed attività metabolica, ma che tengano conto anche dei meccanismi fisiologici di termoregolazione e dell'influenza sulla risposta da parte dell'animale di fattori di diverso genere, oltre a quelli di carattere puramente climatico.

Alcuni dei modelli di simulazione del bilancio termico animale-ambiente sviluppati di recente, ad esempio, potrebbero condurre a stime senz'altro più accurate di quelle ottenute attraverso il ricorso ai modelli tradizionali, seppur anch'essi presentino alcuni limiti che, per il momento, ne restringono il campo di applicazione.

Ø *Impostazione del bilancio termico dell'edificio basato solo sul calore sensibile di origine animale*

Il calcolo del controllo ambientale dei ricoveri zootecnici in condizione estiva viene comunemente impostato affidando alla ventilazione il compito di eliminare tutto il calore sensibile di origine animale, nell'ipotesi che la temperatura interna superi quella esterna di almeno 2-3 °C.

Tale impostazione esclude alcune voci che, invece, potrebbero diventare significative.

La prima è rappresentata dall'apporto dell'*irraggiamento solare*, che nelle ore più calde delle giornate estive, alle nostre latitudini, determina un flusso di calore sensibile verso l'interno, per lo più attraverso la copertura, di proporzioni non trascurabili.

La seconda voce è rappresentata dal *calore scambiato in forma latente*, in genere esclusa dal bilancio poiché si ipotizza trascurabile rispetto alla quota di calore scambiato in forma sensibile, o comunque esaurita dall'asportazione del vapore prodotto dall'animale. Nelle corso delle indagini condotte nei due ricoveri per suini (cap. 7) e come già rilevato da altri in precedenti esperienze, si è invece riscontrata l'esistenza di un fenomeno di raffrescamento evaporativo, vale a dire di uno scambio termico in forma latente, in grado non solo di annullare il differenziale di temperatura tra interno ed esterno, ma di renderlo addirittura negativo nelle ore più calde della giornata.

Per tale motivo, la formulazione comunemente adottata per il controllo ambientale in situazione estiva andrebbe rivista e fondata non già sul calore sensibile, ma sul calore totale, impostando il bilancio termico in termini di *entalpia*.

Ø *Esclusione del termine relativo alla trasmissione attraverso l'involucro dal bilancio termico estivo del ricovero*

Nell'impostazione del bilancio termico estivo viene solitamente trascurato il termine relativo alla *trasmissione attraverso l'involucro*. Si considera, infatti, che la dispersione attraverso le pareti sia trascurabile e che la quota dispersa attraverso il pavimento sia ampiamente compensata da quella penetrata all'interno dell'edificio per effetto dell'irraggiamento solare. Si affida, invece, alla ventilazione il compito di eliminare tutto il calore sensibile prodotto dagli animali. Tale impostazione è da considerarsi valida solo fino ad un certo punto. Infatti, i risultati delle indagini da noi condotte nelle porcilaie danno sì conferma del

contributo trascurabile da parte delle pareti alla dispersione del calore, ma allo stesso tempo suggeriscono che il *pavimento* sia in grado di svolgere un ruolo non di secondo piano, soprattutto nelle ore più calde della giornata, attraverso una duplice azione, di assorbimento di calore per conduzione direttamente dal corpo degli animali e di raffrescamento dell'aria per adduzione e, soprattutto, per evaporazione d'acqua.

Per ciò che riguarda l'isolamento della coperture, è noto che esso svolge un ruolo ambivalente poiché gioca favorevolmente nelle ore diurne e sfavorevolmente nelle ore notturne. Se da un lato non è possibile ipotizzare una rinuncia all'isolamento termico, visti gli elevati apporti energetici derivanti dall'esposizione alla radiazione solare, dall'altro esiste la possibilità di migliorare le prestazioni termiche notturne del tetto coibentato, come suggerito dai i risultati dello studio sulle coperture fessurate (cap. 8).

Gli aspetti fin qui considerati richiedono ulteriori approfondimenti e verifiche sperimentali, ma sono già sufficienti per formulare alcune prime indicazioni utili al fine di rendere l'impostazione teorica del calcolo del controllo ambientale estivo più adeguata alla realtà zootecnica italiana, in riferimento sia alle condizioni ambientali, che ai sistemi di allevamento ed alle tipologie di produzione tipiche del nostro paese.

Le ricerche effettuate hanno permesso di individuare possibili accorgimenti e soluzioni costruttive ed impiantistiche in grado di migliorare le prestazioni termiche estive degli edifici ad uso zootecnico.

Si è già parlato dei soddisfacenti risultati ottenuti dalla verifica sperimentale delle prestazioni termiche estive delle coperture fessurate, che inducono a ritenere che queste possano essere convenientemente utilizzate nei ricoveri zootecnici, specie se con tetti bassi, modesta superficie finestrata ed elevata densità di peso vivo animale.

L'analisi delle situazioni riscontrate nel corso delle indagini nelle porcilaie, invece, ha permesso di proporre soluzioni progettuali degli impianti di ventilazione, naturale ed artificiale, idonee per ottenere un adeguato ricambio d'aria, specialmente di notte.

Più volte nel corso della trattazione si è accennato all'importanza del *raffrescamento notturno* poiché, come ampiamente documentato ed emerso anche dallo studio relativo alle risposte fisiologiche e produttive delle bovine da latte, laddove non sia possibile limitare il carico termico gravante sugli animali nelle ore più calde della giornata, riduzioni delle temperature notturne, anche minime, possono dare sollievo all'animale e limitare gli effetti negativi delle elevate temperature diurne.

In considerazione di quanto appena affermato, qualora i margini di guadagno dell'attività non giustifichino l'adozione di costose soluzioni di tipo attivo per il controllo ambientale estivo, è prioritaria l'attuazione di interventi di tipo passivo finalizzati a sfruttare al meglio la ciclicità giorno-notte. In questo caso, le coperture fessurate potrebbero rappresentare una soluzione interessante, anche perché di semplice ed economica realizzazione, mentre un adeguato dimensionamento ed una corretta collocazione delle aperture di ventilazione, eventualmente integrate con sistemi automatici di regolazione graduale delle finestre capace di adeguare la superficie di scambio all'evolversi delle condizioni

esterne, potrebbero garantire un buon ricambio d'aria, almeno di notte.

In generale, tanto le prove sulle coperture quanto quelle sulle porcilaie hanno evidenziato l'importanza dell'orientazione del ricovero poiché in grado di influenzare, al tempo stesso, sia lo scambio per ventilazione naturale che l'assorbimento di energia solare.

La scelta relativa all'adozione di determinati sistemi per il controllo ambientale, tanto per il periodo estivo quanto per quello invernale, è effettuata quindi in base a criteri non legati esclusivamente al comfort termico degli animali. Spesso infatti le problematiche di ordine economico si pongono come fattore limitante delle scelte, per cui il conseguimento delle caratteristiche ambientali ottimali dovrà avvenire con la massima economia dei costi, sia di installazione che di gestione e, quindi, andranno decisamente preferite, ove possibile, soluzioni di tipo passivo, relative cioè ai materiali ed alla conformazione dell'involucro edilizio, piuttosto che di tipo attivo, quali impianti di riscaldamento o di raffrescamento.

Progettare un ricovero zootecnico, perciò, non significa solo effettuare la scelta della tipologia più adatta all'animale, ma ricercare la soluzione più razionale, sia sotto l'aspetto tecnico che economico, per l'azienda nella quale il ricovero deve essere collocato.

In ogni caso, è opportuno precisare che la funzionalità del ricovero non dovrebbe mai essere sacrificata. Se nel tentativo di contenere le spese questa viene intaccata, il conseguente aggravio dei costi per l'aumento della manodopera e/o il peggioramento delle prestazioni produttive degli animali, non solo annulla questo piccolo vantaggio, ma l'effetto finale può diventare addirittura negativo. Tale eventualità trasformerebbe un ipotetico vantaggio per la gestione in un danno di entità crescente con il passare degli anni.

10. BIBLIOGRAFIA

- Addeo A., Nicolais L., Romeo G., Bartoli B., Coluzzi B., Silvestrini V. (1980). *Light selective structures for large scale natural air conditioning*. Solar Energy 24, 93-98.
- Albright L.D. (1990). *Environmental control for animals and plants*, ASAE, St. Joseph, Michigan, USA.
- ASAE Standards (2003). 48th Edition. *Design of ventilation systems for poultry and livestock shelters*, ASAE, 2950 Niles Road, St. Joseph, MI 49085-9659.
- Baeta F.C., Meador N.F., Shanklin M.D., Johnson H.D. (1987). *Equivalent Temperature Index above the thermoneutral for lactating dairy cows*, ASAE, Paper 87-4015, Proc. Am. Soc. Agric. Eng., St. Joseph, Mich.: ASAE.
- Barbari M., Bianchi M., Conti L., Sorbetti Guerri F. (2006). *Tecniche di raffrescamento delle scrofe in sala parto*, In: PRIN 2003 - Soluzioni edilizie, impianti e attrezzature per il miglioramento del benessere degli animali negli allevamenti intensivi, 155-167.
- Barrington S., Zemanick N., Choiniere Y. (1994). *Orienting livestock shelters to optimize natural summer ventilation*, Transactions of the ASAE 37 (1), 251-255.
- Beech, J.C., Uberoi S. (1988). *Ventilation requirements for cold-deck flat roofs*. Roof and Roofing: 162-176.
- Berman A. (2003). *Effects of body surface area estimates on predicted energy requirements and heat stress*, J. Dairy Sci. 86, 3605-3610.
- Berman A. (2005). *Estimates of heat stress relief needs for Holstein dairy cows*, J. Anim. Sci. 83, 1377-1384.
- Berman A., Folman Y., Kalm M., Mamen M., Herz Z., Wolfenson D., Ariell A., Graber Y. (1985). *Upper critical temperatures and forced ventilation effects for high-yielding dairy cows in a subtropical environment*, J. Dairy Sci. 68, 1488-1495.
- Berry I.L., Shanklin M.D., Johnson H.D. (1964). *Dairy shelter design based on milk production decline as affected by temperature and humidity*, Transactions of the ASAE, 7(3), 329-331.
- Bianca W. (1976). *The significance of meteorology in animal production*, International Journal of Biometeorology 20, 139-156.
- Bianca W. (1979). *Nutztier und Klima*, Der Tierzüchter 31, 188-192.
- Bickert W.G. (1988), *Full wall ventilation to improve warm weather environments in naturally-ventilated livestock buildings*, Proceedings of the 3rd International Livestock Environment Symposium, ASAE, 1-7.
- Biscarini, M., Colonnelli D.F. (1998). *Radiative Cooling of Livestock Buildings: Simulation with a Numerical Model*. Transactions of the ASAE 40, 1431-1434.

- Biscarini M., Colonnelli D.F., Grandi A. (2000). *Raffrescamento di edifici zootecnici mediante radiazione naturale*, Rivista di Suinicoltura 41(3), 67-69.
- Black J.L., Mullan B.P., Lorsch M.L., Giles L.R. (1993). *Lactation in the sow during heat stress*, Livest. Prod. Sci. 35, 153-170.
- Bouraoui R., Lahmar M., Majdoub A., Djemali M., Belyea R. (2002). *The relationship of temperature-humidity index with milk production of dairy cows in a Mediterranean climate*, Anim. Res. 51, 479-491.
- Brody S. (1945). In *Bioenergetics and Growth with Special Reference to the Energetic Efficiency Complex in Domestic Animals*, 354-403. Reynhold Publ., New York.
- Broucek J., Uhrincat' M., Kovalciková M., Arave C.W. (1998). *Effects of heat environment on performance, behavior and physiological responses of dairy cows*, Proceedings of the 4th International Dairy Housing Conference, ASAE, 217-223.
- Bucklin R.A., Bottcher R.W., Van Wicklen G.L. , Czarick M. (1993). *Reflective Roof Coatings for Heat Stress Relief in Livestock and Poultry Housing*. Applied Engineering in Agriculture 9(1), 123-129.
- Calamari L., Maianti M.G., Cappa V., Frazzi E. (1994). *The influence of the air speed on yield and milk characteristics in dairy cows during summer*, Proceedings International Conference on Agricultural Engineering, Milano, 29 Agosto - 1 Settembre, 1, 101-108.
- Chiumenti R. (1996). *Costruzioni rurali*, Edagricole, Bologna.
- CIGR (1984). *Report of Working Group on Climatization of animal houses*, Scottish Farm Buildings Investigation Unit, Aberdeen, Scotland.
- CIGR (1992). *2nd Report of Working Group on Climatization of Animal Houses*. State University of Ghent, Belgium.
- CIGR (2002). *4th Report of the Working Group on "Climatization of Animal Houses - Heat and Moisture Production on Animal and House Level"*, Published by the Danish Institute of Agricultural Science, Bygholm, Denmark.
- CIGR (2006). *Animal Housing in Hot Climates: A Multidisciplinary Review*, Published by Research Centre Bygholm, Danish Institute of Agricultural Sciences, Schüttesvej, Denmark.
- Collin A., Van Milgen J., Le Dividich J. (2001). *Modelling the effect of high, constant temperature on food intake in young growing pigs*, Anim. Sci. 72, 519-527.
- Coppock C.E. (1985). *Energy nutrition and metabolism of the lactating dairy cows*, J. Dairy Sci. 68, 3403-3410.
- C.R.P.A. (2002). *Strutture, attrezzature e impianti per vacche da latte*, Edizioni L'Informatore Agrario, Verona.
- Curtis S.E. (1981). *Environmental Management in Animal Agriculture*, Animal Environmental Services, Mahomet, Illinois.

- Davis H.P., Hathaway I.L. (1956). *Comparative measurements of Holsteins, Ayrshire, Guernsey, and Jersey females from birth to 7 years*, Nebraska Agric. Exp. Stat. Res. Bull. No. 179.
- Delgado C., Rosegrant M., Steinfeld H., Ehui S., Courbois C. (1999). *Livestock to 2020: The next food revolution*, 2020 Discussion Papers on Food, Agriculture, and the Environment, 28, p.99. Edition IFPRI (International Food Policy Research Institute), Washington DC (www.ifpri.org).
- Esmay M.L., Dixon J.E. (1986). *Environmental control for agricultural buildings*, The AVI Publishing Company, Westport, Connecticut, USA.
- Fluent Inc. (2001). *Fluent© 6.0.20 User's Guide*, Centerra Resource Park, Lebanon, NH, USA.
- Frazzi E., Calamari L., Calegari F. (2003). *Assessment of a thermal comfort index to estimate the reduction of milk production caused by heat stress in dairy cow herds*, Proceedings of the 5th Dairy Housing Conference, ASAE 1, 269-276.
- Frazzi E. (2006). *Tecnologie attive di condizionamento contro lo stress da caldo per le vacche da latte negli ambienti temperato-caldi (stato dell'arte)*, In: PRIN 2003 - Soluzioni edilizie, impianti e attrezzature per il miglioramento del benessere degli animali negli allevamenti intensivi, 120-131.
- Frazzi E., Calamari L., Calegari F. (1998). *Dairy cows heat stress index including air speed parameter*, Rivista di Ingegneria Agraria 29(2), 91-96.
- Frazzi E., Calamari L., Calegari F., Stefanini L. (2000). *Behavior of dairy cows in response to different barn cooling systems*, Transactions of the ASAE 43(2), 387-394.
- Gastaldo A. (2002). *Il controllo ambientale negli allevamenti*, L'Informatore Agrario 10, 36-40.
- Geuyen T.P.A., Verhagen J.M.F. (1984). *Effect of housing and temperature on metabolic rate of pregnant sows*, Anim. Prod. 38, 477-485.
- Halliday D., Resnick R. (1982). *Fisica 1*, Casa Editrice Ambrosiana, Milano.
- Heinrichs A.J., Hargrove G.L. (1987). *Standards of weight and height for Holstein heifers*, J. Dairy Sci. 70, 653-660.
- Hellickson M.A., Walker J.N. (1983). *Ventilation of agricultural structures*, ASAE, St. Joseph, Michigan, 103-118.
- Holmes C.W., Close W.H. (1977). *The influence of climatic variables on energy metabolism and associated aspects of productivity in the pig*. In: Haresign W., Swan H., Lewis D (eds), Nutrition and the climatic environment 4, 51-73. Butterworths, Studies in the agricultural and food sciences, London.
- Igono, M.O., G. Bjotvedt, and H.T. Sanford-Crane. 1992. *Environmental profile and critical temperature effects on milk production of Holstein cows in desert climate*. Int. J. Biometeorol. 36,77-87.

- Jeppsson K.H. (2002). *Diurnal Variation in Ammonia, Carbon Dioxide and Water Vapour Emission from an Uninsulated, Deep Litter Building for Growing/Finishing Pigs*, Biosystems Engineering 81(2), 213-223.
- Jiang M., Gebremedhin K.G., Albright L.D. (2005). *Simulation of skin temperature and sensible and latent heat losses through fur layers*. Transactions of the ASAE 48(2), 767-775.
- Johnson T.E. (1975). *Radiation cooling of structures with infrared transparent wind screens*. Solar Energy 17, 173-178.
- Kadzere C.T., Murphy M.R., Silanikove N., Maltz E. (2002). *Heat stress in lactating dairy cows: a review*. Liv. Pro. Sci. 77, 59-91.
- Kelly C.F., Bond T.E. (1971). *Bioclimatic factors and their measurements*, In: A guide to environmental research in animals. National Academy of Sciences, Washington, D.C., p.77.
- Kemp B., Verstegen M.W.A., Verhagen J.M.F., van der Hel W. (1987). *The effect of environmental temperature and feeding level on energy and protein retention of individual housed pregnant sows*, Br. J. Nutr. 44, 275-283.
- Kemp B., Verstegen M.W.A., den Hartog L.A., Grooten H.J.G. (1989). *The effect of environmental temperature on metabolic rate and partitioning of energy intake in breeding boars*, Livest. Prod. Sci. 23, 329-340.
- Kibler H.H. (1964). *Environmental physiology and shelter engineering. LXVII. Thermal effects of various temperature-humidity combinations on Holstein cattle as measured by eight physiological responses*, Re. Bull. Missouri Agric. Exp. Station, p. 862.
- Le Bellego L., Van Milgen J., Noblet J. (2002). *Effects of high temperature on protein and lipid deposition and energy utilization in growing pigs*, Anim. Sci. 75, 85-96.
- Liberati P., Zappavigna P. (2001). *Ventilated Roofs as a Tool for Improving the Internal Environment of Animal Houses in Hot Summer Climates*, Proc. Livestock Environment VI, Louisville, Kentucky, May 21-23, 490-498.
- Liberati P., Zappavigna P. (2004). *Il comportamento termico degli edifici in clima caldo estivo: contributi sperimentali al modello teorico*, Rivista di Ingegneria Agraria 1, 33-42.
- Linville D.E., Pardue F.E. (1992). *Heat stress and milk production in the South Carolina Coastal Plains*, J. Dairy Sci., 75, 2598-2604.
- McDowell R.E., Hooven N.W., Camoens J.K. (1976). *Effects of climate on performance of Holsteins in first lactation*, J. Dairy Sci. 59, 965-973.
- McArthur A.J. (1987). *Thermal interaction between animal and microclimate: a comprehensive model*, Journal of Theoretical Biology 126, 203-238.
- McGovern R.E., Bruce J.M. (2000). *A model of the thermal balance for cattle in hot conditions*, J. Agric. Eng. Res. 77(1), 81-92.

Merle M.L., Dixon J.E. (1986). *Environmental control for agricultural buildings*, In: Ventilation of agricultural structures. The AVI Publishing Company, Inc. Westport, Connecticut.

Mitchell H.H. (1928). *Check Formulas for Surface Area of Sheep*, In: A Year's Progress in Solving Farm Problems in Illinois, Annu. Rep. Illinois Agric. Exp. Stn., Champaign, IL, 155-158.

Mount L.E. (1974). In *Heat Loss from Animals and Man*, 425-439. Ed. By J.L. Monteith and L.E. Mount. Butterworths, London.

Navarotto P., Heinzl E., Rossi P., Repetti S. (1991). *Andamenti dei parametri microclimatici, dei consumi idrici ed energetici e dell'accrescimento degli animali in tre diverse porcilaie da ingrasso*, L'informatore Agrario 28, 39-46.

Nienaber J.A., Hanh G.L., Eigenberg R.A., Korthals R.L., Yen J.T., Harris D.L. (1997). *Genetic and heat stress interaction effects on finishing swine*, In: Bottcher R.W. and Hoff S.J. (eds), *Livestock Environment*, 2, 1017-1023. American society of Agricultural Engineers, Bloomington, Minnesota.

Noblet J., Dourmad J.Y., Le Dividich J., Dubois S. (1989). *Effect of ambient temperature and addition of straw or alfalfa in the diet on energy metabolism in pregnant sows*, *Livest. Prod. Sci.* 21, 309-324.

Økland H. (1980). *An investigation of vapor production from wet surfaces in animal rooms*, Paper, Ås-NLH.

Purwanto B.P., Abo Y., Sakamoto R., Furumoto F., Yamamoto S. (1990). *Diurnal patterns of heat production and HR under thermoneutral conditions in Holstein Friesian cows differing in milk production*. *J. Agric. Sci. (Camb.)* 114, 139-142.

Quiniou N., Noblet J. (1999). *Influence of high ambient temperatures on performance of multiparous lactating sows*, *J. Anim. Sci.*, 77, 2124-2134.

Quiniou N., Dubois S., Noblet J. (2000a). *Voluntary feed intake and feeding behaviour of group-housed growing pigs are affected by ambient temperature and body weight*, *Livest. Prod. Sci.* 63, 245-253.

Quiniou N., Renaudeau D., Collin A., Noblet J. (2000b). *Effets de l'exposition au chaud sur les caractéristiques de la prise alimentaire du porc à différents stades physiologiques*, *INRA Prod. Anim.* 13 (4), 233-245.

Ragsdale A.C. (1934). *Growth standards for dairy cattle*, In: Univ. Missouri Agric. Exp. Stat. Bull. No. 336.

Ravagnolo O., Mistzal I., Hoogenboom G. (2000). *Genetic component of heat stress in cattle, development of a heat index function*, *J. Dairy Sci.* 83, 2120-2125.

Reinemann D.J., Smith T.R., Timmons M.B., Meyers A.P. (1992). *Cumulative effects of heat stress on milk production in Holstein herds*, Paper No. 924027, Written for presentation at the 1992 International Summer Meeting sponsored by ASAE, Charlotte, North Carolina, June 21-24, 1992.

Renaudeau D., Mandonnet N., Tixier-Boichard M., Noblet J., Binadel J.P. (2004). *Atténuer les effets de la chaleur sur les performances des porcs: la voie génétique*, INRA Prod. Anim. 17 (2), 233-245.

Robertshaw D. (1981). *The environmental physiology of animal production*, In: Environmental aspects of housing for animal production, 3-17. Ed. by Butterworths, London.

Robertshaw D., Finch V.A. (1976). *The effects of climate on the productivity of beef cattle*, In: Beef Cattle Production in Developing Countries, 281-293. Ed. by A.J. Smith. University of Edinburgh, Edinburgh.

Rossi P., Ferrari P., Liberati P., Zappavigna P. (1998). *Riduzione dello stress termico delle bovine da latte in estate*, L'Informatore Agrario 19, 53-59.

Sartor V., Baeta F.C., Ferriera A.S., Cecon P.R., Tinoco I.F.F. (1999). *Effect of the systems of evaporative cooling in the performance of lactation sows and their litters*, Engenharia Agricola 18, 4-13.

Scott N.R., J.A. DeShazer, W.L. Roller (1983). *Effects of the thermal and gaseous environment on livestock*, In "Ventilation of agricultural structures", 121-165. Ed. by A.S.A.E., St. Joseph, Michigan.

Spiers D.E., Spain J.N., Sampson J.D., Rhoads R.P. (2004). *Use of physiological parameters to predict milk yield and feed intake in heat-stressed dairy cow*, J. Thermal Biol. 29, 759-764.

Starr J.R. (1981). *Climate and the need for housing*, In: Environmental aspects of housing for animal production, 19-35. Ed. by Butterworths, London.

Stowell, R.R., Bickert W.G., Nurnberger F.V. (1998). *Radiant Heating and Thermal Environment of Metal Roofed Dairy Barns*. Proc. Fourth International Dairy Housing Conference, St.Louis, Missouri, ASAE: 193-200.

Stowell T.A., Gooch C.A., Bickert G. (2003). *Design parameter for hot weather ventilation of dairy housing: a critical review*, Fifth International Dairy Housing Conference, Fort Worth, Texas, 29-31 January, 218-236.

Thom E.C., Bosen J.F. (1959). *The discomfort index*, Weatherwise 12, 57-60.

Turnpenny J.R., McArthur A.J., Clark J.A., Whates M. (2000). *Thermal balance of livestock. 1. A parsimonious model*, Agri. Forest Meteor. 101(1), 15-27.

Turnpenny J.R., McArthur A.J., Clark J.A., Whates M. (2000). *Thermal balance of livestock. 2. Application of a parsimonious model*, Agri. Forest Meteor. 101(1), 29-52.

USDC-ESSA (1970). *Livestock hot weather stress*, Central Regional Operations Manual Letter 70-28. Environmental Sciences Services Admin., U.S. Dept. Commerce, Kansas City, MO.

Van't Ooster A., Both A.J. (1988). *Towards a better understanding of relations between building design and natural ventilation in livestock buildings*, Proceedings Third International Livestock Environment Symposium, 8-21.

Verstegen M.W.A., Curtis S.E. (1988). *Energetics of sows and gilts in gestation crates in the cold*, J. Anim. Sci. 66, 2865-2875.

Verstegen M.W.A., Brascamp E.W., van der Hel W. (1978). *Growing and fattening of pigs in relation to temperature of housing and feeding level*, Can. J. Anim. Sci. 58, 1-13.

West J.W., Mullinix B.G., Bernard J.K. (2003). *Effect of hot, humid weather on milk temperature, dry matter intake, and milk yield of lactating dairy cow*, J. Dairy Sci. 86, 232-242.

Wettman R.P., Bazer F.W. (1985). *Influence of environmental temperature on prolificacy of pigs*, J. Reprod. Fert. 33 (suppl.), 199-208.

Wiersma F. (1990). *Temperature-humidity index table for dairy producer to estimate heat stress for dairy cows*, Department of Agricultural Engineering, The University of Arizona, Tucson.

Yeck R.G., Stewart R.E. (1959). *A ten-year summary of the psychroenergetic laboratory dairy cattle research at the University of Missouri*. Transactions of the ASAE 2(1), 71-77.

Zappavigna P., Liberati P. (1997). *Towards a More Comprehensive Approach to the Environmental Control in Hot Climate*, Proc. Livestock Environment V, Bloomington, Minnesota, May 29-31, (2): 686-693.

Zappavigna P., Liberati P. (2004). *Performance of Ventilated Roofs in Hot Climate*, International Symposium of the CIGR 2nd technical Session New Trends in Farm Buildings, Evora, Portugal, May 2-6: CD Paper N. fb 04_611.

Zappavigna P., Liberati P. (2005). *Slotted roofs as a tool for improving the housing conditions in hot climate*, Proc. Livestock Environment VII, A.S.A.E., Beijing, China, 18-20 May, 1-6.

Zappavigna P., Notari M.R. (1997). *Il controllo ambientale dei ricoveri zootecnici in situazioni estiva: ipotesi teoriche e prime verifiche sperimentali*, Rivista di Ingegneria Agraria, 3, 172-181.

www.rotaguido.it