

マルチゾーン自動車空調システムに対する
モデルベース制御系設計

Model-based Control System Design of
Multi-zone Automotive HVAC System

2014年2月

久保田 拓也

Takuya KUBOTA

マルチゾーン自動車空調システムに対する
モデルベース制御系設計

Model-based Control System Design of
Multi-zone Automotive HVAC System

2014年2月

早稲田大学大学院 先進理工学研究科
電気・情報生命専攻 アドバンス制御研究

久保田 拓也

Takuya KUBOTA

目次

第 1 章	はじめに	1
1.1	はじめに	1
第 2 章	自動車温熱環境のモデル化	7
2.1	モデルの全体像	7
2.2	マルチゾーン空調システム	8
2.2.1	マルチゾーン空調システムの構造	8
2.2.2	空調システムによるエネルギー消費	10
2.2.3	対流	11
2.3	温熱環境	13
2.3.1	コンパートメントモデル	13
2.3.2	温度のダイナミクス	16
2.3.3	湿度のダイナミクス	18
2.4	人体モデル	18
2.4.1	人体体温調節モデル	18
2.4.2	衣服モデル	22
2.5	放射	24
2.5.1	放射解析	24
2.5.2	自動車内装と乗員の 3D モデル	24
2.5.3	形態係数	25
2.5.4	モンテカルロ法	26
2.5.5	Gebhart の吸収係数法	28
2.5.6	放射収支	29
2.6	日射	30

2.6.1	日射モデル	30
2.6.2	太陽位置	31
2.6.3	日射強度分布	33
2.6.4	ガラス	37
2.6.5	散乱日射吸収量	38
2.6.6	直達日射吸収量	39
2.7	快適性評価	42
2.7.1	快適性	42
2.7.2	PMV	42
2.7.3	Equivalent Temperature	44
2.7.4	SET*	45
2.8	グラフ理論による定式化	47
2.8.1	熱回路とグラフ	47
2.8.2	接続行列	49
2.8.3	熱収支の表記法	50
2.8.4	ノード間の熱流	51
2.8.5	節点-外部環境間の熱流	54
2.8.6	グラフを用いた状態方程式の導出	55
2.9	モデルの有効性	56
2.9.1	実験とシミュレーションの条件	56
2.9.2	実験とシミュレーションの比較	58
第3章	快適性とエネルギー消費の最適化	61
3.1	快適性とエネルギー消費の最適化	61
3.1.1	最適化の目的	61
3.1.2	環境条件	62
3.1.3	最適化手法	62
3.1.4	マルチゾーン空調システムに対する最適化	64
3.1.5	一般的な空調システムに対する最適化	68
3.1.6	エヴァポレータ冷却温度の最適化	70
3.1.7	マルチゾーン空調システムの有効性	71
第4章	制御系設計	73
4.1	一般的な制御系	73

4.2	提案する制御系	74
4.3	制御系設計に用いる基礎事項	75
4.3.1	L_2 ノルム, H_∞ ノルム	75
4.3.2	合同変換	76
4.3.3	Schur complement	77
4.3.4	有界実補題	77
4.3.5	\mathcal{S} -procedure	78
4.4	フィードバックコントローラ	79
4.4.1	線形化	79
4.4.2	不確かさを有する LPV モデル	80
4.4.3	一般化プラント	82
4.4.4	ゲインスケジューリングコントローラ的设计	83
4.5	アンチwindアップ補償	90
4.5.1	アクチュエータの制約	90
4.5.2	アンチwindアップ補償器的设计	90
4.5.3	ゲインスケジューリングアンチwindアップ補償器	95
4.6	シミュレーション	96
4.6.1	条件	96
4.6.2	様々な外部環境条件に対する応答	98
4.6.3	クールダウンシミュレーション	103
第 5 章	快適性推定	106
5.1	快適性推定	106
5.2	H_∞ オブザーバによる快適性推定	108
5.2.1	オブザーバを用いた快適性推定器	108
5.2.2	H_∞ オブザーバ的设计	110
5.3	ニューラルネットワークによる快適性推定	112
5.3.1	ニューラルネットワークを用いた快適性推定器	112
5.3.2	リカレントニューラルネットワークの構造	114
5.3.3	誤差逆伝搬法	116
5.3.4	Back propagation through time 法 (BPTT 法)	117
5.3.5	学習	121
5.4	シミュレーション	122

5.4.1	オブザーバを用いた快適性推定器を有する制御系	122
5.4.2	ニューラルネットワークを用いた快適性推定器を有する制御系	127
第 6 章	おわりに	129
6.1	おわりに	129
参考文献		133
付録 A	放射の解析例	138
A.1	光線の交差判定	138
A.2	解析例	139
付録 B	走行時の日射吸収量変化	140
B.1	車体の姿勢角	140
B.2	シミュレーションによる検証	141
付録 C	その他の最適化例	143
C.1	2 名乗車時の最適化	143
C.1.1	条件	143
C.1.2	最適化結果	143

目次

2.1	Outline of the thermal environment model	8
2.2	Multi-zone HVAC system	9
2.3	Outlets and inlets of HVAC system	9
2.4	Zones in the automobile	11
2.5	Airflow from the front-driver-side vent	12
2.6	Thermoregulation model of a passenger	19
2.7	Heat flow of a human body	20
2.8	3D model of the automobile and the driver	25
2.9	Positions of two surfaces to calculate the view factor	26
2.10	rdiation expressed by distribution of rays	26
2.11	Insolation model	31
2.12	Attitude angle of an automobile	32
2.13	Position relation between the sun and the wall surface	33
2.14	Transmissivity of Rayleigh scattering	34
2.15	Transmissivity of water vapor	34
2.16	Transmissivity of ozone	34
2.17	Transmissivity of aerosol	35
2.18	Transmissivity of mixed gas	35
2.19	Product of all transmissivities	36
2.20	Insolation distribution	36
2.21	Transmissivity of glass	38
2.22	Correction coefficient for directional transmissivity	38
2.23	Absorption factor of direct insolation on the center console	41
2.24	Relation between PPD and PMV	44

2.25	Heat circuit	48
2.26	Graph of heat circuit	49
2.27	An example of conductance and potential on the edge	50
2.28	Potential gradient between two nodes	52
2.29	Air temperature from the HVAC system in the experiment	57
2.30	Absolute humidity from the HVAC system in the experiment	57
2.31	Air temperature in the passenger compartment	59
2.32	Absolute humidity in the passenger compartment	59
2.33	Temperature of the roof	60
2.34	Temperature of the doors	60
3.1	Optimized SET* with $Q = 100I$	65
3.2	Optimized energy consumption with $Q = 100I$	65
3.3	Optimized air-mass flow from the HVAC system with $Q = 100I$	65
3.4	Optimized outlet-air temperature from the HVAC system with $Q = 100I$	65
3.5	Mean radiant temperature ($Q = 100I$)	66
3.6	Air temperature of 12 zones ($Q = 100I$)	66
3.7	Optimized SET* with $Q = 10^5I$	67
3.8	Optimized energy consumption with $Q = 10^5I$	67
3.9	Optimized air-mass flow from the HVAC system with $Q = 10^5I$	67
3.10	Comparison of mean radiant temperature	67
3.11	Unzoned HVAC system	68
3.12	Optimized SET* with unzoned HVAC system	69
3.13	Optimized energy consumption with unzoned HVAC system	70
3.14	Optimized airflow from the HVAC system with unzoned HVAC system	70
3.15	temperature cooling by the evaporator and outlet-air temperature	71
3.16	Comparison of energy consumption	72
3.17	SET* with the minimal energy consumption using the unzoned HVAC system	72
4.1	Control system	74
4.2	Feedforward controller	75
4.3	Hankel singular value of the linearized system	80
4.4	An example of the map of a factor in each matrix	80

4.5	Plant system with uncertainty	81
4.6	Generalized plant	83
4.7	Weighting function for sensitivity	83
4.8	Scaling of the closed-loop system	85
4.9	Open-loop transfer function	89
4.10	Control system with constraint of the actuator	90
4.11	Control system with the anti-windup compensator	91
4.12	Postlethwaite's anti-windup compensator	91
4.13	Equivalent system	93
4.14	Dead zone	93
4.15	Velocity on JC08 mode	97
4.16	Change of amount of the insolation	97
4.17	Course in the simulation	97
4.18	SET* without the feedback controller	98
4.19	The view from the position of the sun	98
4.20	SET* with the feedback controller at 40[°C]	100
4.21	Control inputs at 40[°C]	100
4.22	SET* with the feedback controller at 30[°C]	100
4.23	Control inputs at 30[°C]	100
4.24	SET* with the feedback controller at 20[°C]	101
4.25	Control inputs at 20[°C]	101
4.26	SET* without the anti-windup compensation at 20[°C]	101
4.27	Control inputs without the anti-windup compensation at 20[°C]	101
4.28	SET* at 40[°C] and 1000[W/m ²]	102
4.29	Control inputs at 40[°C] and 1000[W/m ²]	102
4.30	SET* at 20[°C] and 0[W/m ²]	102
4.31	Control inputs at 20[°C] and 0[W/m ²]	102
4.32	Outlet air temperature	103
4.33	SET* in cool down	104
4.34	SET* in cool down (Scaled up)	104
4.35	Inputs in cool down	104
4.36	SET* without the anti-windup compensation in cool down	105
4.37	Control inputs without the anti-windup compensation in cool down	105

5.1	Control system with a comfort estimator	106
5.2	System for comfort evaluation	107
5.3	Comfort estimation with the observer	109
5.4	System to design the observer	111
5.5	Estimator with a neural network	113
5.6	Recurrent neural network	113
5.7	Sigmoid function	115
5.8	Connection of the networks through time	118
5.9	Value of objective function with BPTT method	122
5.10	Estimated error of air temperature	123
5.11	Estimated error of interior temperature and humidity	123
5.12	Actual SET* and SET* estimated by observer	123
5.13	Estimated error of SET*	124
5.14	Input with observer	124
5.15	Estimated error of air temperature in cool down	125
5.16	Estimated error of interior temperature and humidity in cool down	125
5.17	Actual SET* in cool down	126
5.18	SET* estimated by observer in cool down	126
5.19	SET* in cool down (scaled up)	126
5.20	Estimated error of SET in cool down	126
5.21	Input with observer in cool down	126
5.22	SET* with neural network	127
5.23	Input with neural network	127
5.24	SET* with neural network in cool down	128
5.25	SET* with neural network in cool down (scaled up)	128
5.26	Input with neural network in cool down	128
A.1	Möller's method to judge ray/triangle intersection	138
A.2	Ray shooting	139
B.1	Spherical trigonometry	140
B.2	Driving route	142
B.3	Result of simulation	142

C.1	2 passengers in the automobile	144
C.2	Energy consumption with two passengers	145
C.3	SET* of two passengers	145
C.4	Air-mass flow with two passengers	145
C.5	Air temperature two passengers	146
C.6	Comparison of total energy consumption	146

表目次

2.1	Parameters of clothing	23
2.2	Reflectivity and emissivity of the surfaces	29
2.3	Absorptivity and reflectivity for insolation	39
2.4	Comfort scale of PMV	43
2.5	Standard Environment for SET*	45
2.6	Relationship between SET* and thermal sensation of sedentary person .	45
2.7	Median of comfortable SET*	46
2.8	Relation between heat circuit and electric circuit	48
2.9	Ratio of air-mass flow against air-mass flow from the blower	57
3.1	Conditions of the optimization	62
3.2	Distribution ratio of airflow for each outlet	69
4.1	Conditions of the simulation	96
5.1	Learning data of neural network	122

第 1 章

はじめに

1.1 はじめに

自動車における空調システムは、乗員の温熱的快適感の実現やガラス表面の結露を解消する役割を担っており、快適性や安全性の面から自動車にとって必要不可欠な装備となっている。一方で、自動車空調システムが冷暖房に要するエネルギーが非常に大きいことが一般に知られている [1]。自動車はガラス面が大きいことなどから日射等の外乱の影響を受けやすく、夏季や冬季において、自動車室内が快適な温度範囲から大きく外れて高温または低温になる場合がある。そのため、自動車空調システムには大きな冷暖房能力が求められており、その省エネルギー化が課題となっている。特に近年注目されている電気自動車においてはこの問題が顕著となり、走行用のバッテリーから空調システムにエネルギーを供給するため、走行可能距離が空調使用時に大きく減少することが指摘されている [2]。このことから、本来の目的である乗員快適性の確保と同時に省エネルギーを実現する空調システムの開発が課題となっている。

本論文では、上述の問題を鑑みてマルチゾーン空調システムに注目する。マルチゾーン空調システムとは、自動車室内を複数のゾーンに区分し、それぞれ独立して制御するシステムを指す。ゾーンを区分することで、乗員のいないゾーンの過度な冷暖房を抑え、乗員快適性を個々に制御できると考えられており、その可能性に注目が集まっている。

例えば、郡 [2] は CFD (Computational fluid dynamics) 解析を用いてマルチゾーン空調システムによる暖房性能を評価し、適切に吹出し風量や吹出し口を設計することで、従来のゾーンを区分しない空調システムと同様の快適性を維持しながら消費エネルギーを大きく削減できることを指摘している。また、西村ら [3] は快適性に注目し、運転席側と助手席側の吹出し温度を個別に設定できる空調ユニットを開発、運転席側と助手席側の 2 つのゾーンを独立して温度制御できることを確認している。このようにマルチゾーン空調システムの可能性について数

多くの議論が行われているが、一般にマルチゾーン空調システムは従来のゾーンを区分しないシステムと比べて温熱環境に対する入力自由度が高く、ゾーン間の干渉が存在する。従って、マルチゾーン空調システムを有する温熱環境は複雑な多入力システムとなる。現在の空調システムの設計開発においては、その多くが実験や経験則に基づく試行錯誤的な制御系設計/評価を適用していることを鑑みると、マルチゾーン空調システムを採用した複雑なシステムに対して従来のアプローチ手法を直接適用するのは困難であるといえる。

そこで、本論文ではマルチゾーン空調システムに対するモデルベースの制御系設計について検討する。実験による制御系設計では走行環境を再現する設備が必要であり、温度変化が比較的緩やかであること、また、試行錯誤的な要素が存在することから、設計/評価に多大なコストと時間を必要とする。さらに、乗員快適性を評価する場合には、一般的に被験者を用いた官能評価が行われることから定量的な評価が難しい。一方、モデルベースの設計/評価は数値シミュレーションで行われるため、コストと時間の大幅な削減が期待できる。さらに、温熱環境の特性をモデルに組み込むことで、乗員快適性やエネルギー消費量の定量的な評価が可能となる。

以上の背景のもと、本論文では次の3つのステップ、1) 温熱環境のモデル化、2) 乗員快適性とエネルギー消費の最適化、3) 快適性を制御量としたロバストな空調制御系設計と快適性推定、から構成されるモデルベースの制御系設計手法を提案する。この設計手法により、マルチゾーン空調システムを有効に活用し、快適でかつ省エネルギーとなる空調制御系の実現を目指す。以下、本論文の構成と概要を示す。

まず、第2章において温熱環境のモデル化について議論する。マルチゾーン空調システムを搭載した4人乗りセダン車を対象に、その温熱環境を(1)空調システム、(2)車体外装温度、(3)車体内装温度、(4)自動車室内空気温湿度、(5)乗員、(6)日射、の6つのモデルから構成する。(2)~(5)のモデルでは温湿度のダイナミクスを考慮する。

先行研究において、自動車の温熱環境を数値シミュレーションにより評価する試みが多数報告されており、主要な研究はWalgamaら[4]によってまとめられている。そのほとんどは温熱環境のモデル化にCFD解析や有限要素法に代表される分布定数系のモデル化手法を適用したものである。例えば、Hanら[5]は人体の体温モデルや日射モデルを作成し、CFD解析との連成解析によって温熱環境を再現、等価温度指標であるEHTを用いて乗員快適性の評価を行っている。江崎ら[6, 7]は乗員とシート間の熱移動を詳細にモデル化し、CFD解析との連成解析により温熱環境評価を行っている。前述の郡[2]によるマルチゾーン空調システムの評価も同様に分布定数系のCFD解析によるものである。このように、先行研究においては分布定数系のモデルが主流となっており、その要因として分布定数系のモデルが温度や風速などの分布を詳細に表現できること、また、実験の代用として非常に有効であることが挙げられる。しかし、分布定数系のモデルはその解析に莫大な計算量と時間を要することが知られており、そ

のため、空調制御系設計に直接用いることが困難なモデルである。

一方で、現在の制御系設計においては、自動車室内を1つのノードとみなして外部環境との熱交換のみを扱う非常にシンプルな集中定数系のモデルが利用されることがある [1]。このモデルは計算量が非常に少なく、制御系設計に直接利用できるモデルとなっているが、自動車室内の平均温度しか扱えないため、精度の面で問題がある。

そこで、計算量と精度のバランスに優れたコンパートメントモデルの採用を考える。コンパートメントモデルとは、対象を複数のノードに分割し、それぞれのノードを熱流や水蒸気の流れでつなぐことで全体を表現する集中定数系のモデルである。このモデル化手法は分布定数系のモデル化手法と比べて、対象の分割数が圧倒的に少なく計算が高速であり、また、分割方法を工夫することで十分に対象の特徴を表現できる。例えば、Mezrhahら [8] は、コンパートメントモデルによって車室内の空気温度や部材温度の分布が得られることを数値シミュレーションにより確かめている。また、奥山 [9, 10] は温熱環境をコンパートメントモデルとして表現する手法を取りまとめ、一般的な建築物に対してモデルベースによる空調エネルギー消費の最適化を行なっている。さらに、本論文の先駆けである飯島ら [11] の研究では、コンパートメントモデルで構築した自動車の温熱環境モデルが実験と同様の応答を示すことを確認している。

次に、乗員の体温分布のモデル化についても同様に、上述のコンパートメントモデルによる記述を採用することを考える。このような試みはこれまでに数多く行われており、その例として、Gaggeら [12] の人体2分割モデル、Stolwijkら [13, 14] による人体8分割モデル及び25分割モデル、田辺ら [15] による65分割モデルが一般に知られている。これらのモデルは体温調節機能を有しており、人体の体温分布を再現するモデルとして有効に機能することが多くの研究で確認されている [16]。本論文では、日本人の体型データを基に上述のStolwijk[13]のモデル化手法を適用した金 [17] のモデルを採用する。金のモデルは身長や体重、性別などといった個人差を考慮でき、また、コンパートメントモデルであることから制御系設計に直接利用可能である。なお、乗員は必ず衣服をまとっていることから、衣服の影響も合わせて評価する必要がある。一般的に、衣服は単なる熱抵抗としてのみ扱われることが多いが [12, 14, 15, 16]、本論文では衣服温度の動特性も考慮したモデル化を試みる。

コンパートメントモデルにおいて各ノードをつなぐ熱流としては、伝導、対流、放射、蒸発、発熱、日射を考える。このうち、対流、放射、日射は自動車の形状に大きく左右されることから、3Dモデルに基づいた定式化を行う。まず、対流については、自動車室内の風の流れが重要となることから、あらかじめ3Dモデルに基づくCFD解析を行い、その結果をコンパートメントモデルに組み込むことで考慮する。次に、放射と日射はそれぞれの到達率を表す形態係数を算出する必要があることから、3Dモデルを基に確率的なモンテカルロ法 [18] を利用した解析を試みる。形態係数を求める手法として、その他に積分法やヘミキューブ法 [19] なども提案されて

いるが、モンテカルロ法は3Dモデルの形状に左右されず、また、放射や日射の影となる部位の扱いが容易である。さらに、放射や日射は到達面において吸収/反射/透過が生じるため、エネルギーを系でバランスさせるために、これらをGebhartの吸収係数法[20]によって考慮する。

日射は上述のモンテカルロ法による形態係数および吸収係数の算出に加えて、自動車の運用状況(日時、車体の緯度と経度、車体の姿勢角)に応じた日射を求めることを試みる。また今後、ガラスの変更に伴う温熱環境変化の評価を行うことを可能とするために、日射強度分布を再現する日射モデルを作成することとする。日射には直達日射と散乱日射があり、本論文ではこれらの強度分布を求めるために、Birdら[21]が提案したアルゴリズムであるSPCTRAL2を採用する。また、直達日射と散乱日射では窓ガラスを通過した後の自動車室内での振る舞いが異なることから、実車両と人体の3Dモデルに基づき、自動車室内の構造を考慮した日射吸収量の解析を行う。

モデルの内部に注目すると、コンパートメントモデルのノード間には多数の熱流や水蒸気の流れが存在する。これらの流れはネットワークを構成していることから、コンパートメントモデルで記述した温熱環境モデルには熱回路による等価な表現が存在する。従って、電気回路と相似であることから、集積回路の解析などに用いられるグラフ理論[22]を温熱環境にも適用可能となる。そこで、熱流と水蒸気の流れに対してグラフ理論を適用し、熱流と水蒸気の流れのネットワーク構造とパラメータを分離して記述する手法を考える。さらには、制御系設計を行うことを鑑みて、分離したネットワーク構造とパラメータを基に状態方程式を導出する手法について議論する。これにより、ネットワーク構造を陽に表現することができ、モデルの規模が大きくなった場合でもシステマティックにモデル化することが可能となる。

温熱環境モデルでは乗員の快適性も定量的に評価する。人体の快適性を評価する試みは多数報告されているが、その有効性が知られているものとしてはPMV(Predictive mean vote)[23]やSET*(Standard new effective temperature)[12]が挙げられる。また、実験における自動車室内の快適性評価には、ISO14505によってEquivalent temperatureの利用が推奨されている[16, 24]。このうち、SET*は人体体温調節モデルを利用した評価が可能であることから、乗員の快適性評価にはSET*を採用することとする。SET*は快適性に影響する温熱の6要素(気温、湿度、風、放射、衣服、代謝)を総合的に評価し、体感温度として温熱環境を評価する指標である。ただし、SET*は単なる体感温度でしかなく、快適な温度範囲を知るには官能評価によってSET*と快適性を関連付ける必要がある。これに対して、サーマルマネキンや被験者を用いた実験によって、SET*と快適性の関係性を明らかにした先行研究[16, 25]が存在することから、本論文ではそれらの結果を快適な温度範囲として利用する。なお、自動車室内は一般的に熱的偏りが生じやすいことから、身体部位ごとにSET*を求めることで局所的な快適性を評価する。

上述のコンパートメントモデルで表現された温熱環境モデルの有効性は実験とシミュレーションとの比較により検証する。実験は真夏の屋外に放置された状態からのクールダウンを想定して実施されたものであり、シミュレーションにおいても同様の条件を設定することで両者の応答を比較する。その結果を基に、構築した温熱環境モデルが制御系設計に適用可能な十分な精度を持つことを示す。

第3章では、定常状態のみに注目し、乗員快適性と空調システムのエネルギー消費をバランスさせる冷房時の最適な空調運転モードについて考察する。先述の通り、マルチゾーン空調システムは入力自由度が高く、その設計が容易ではない。そこで、数値最適化を採用することで最適な空調運転モードの特徴を明らかにする。最適化問題としては、快適性 (SET*) とエネルギー消費の評価値の和からなる目的関数を与え、この目的関数をアクチュエータの制約条件下で最小化する。これにより、快適性とエネルギー消費のバランスがよい制御入力 (吹出し温度、吹出し風量) を決定することができる。なお、最適化はマルチゾーン空調システムとゾーンを区分しない一般的な空調システムの両者に対して行い、マルチゾーン空調システムの有効性についても検討する。

最適化で得られた結果を基にした考察から、最適な空調運転モードには、1) 乗員のいるゾーンに対してのみ送風する、2) 冷房時はヒータコアを使用した温度調節を行わずにエヴァポレータで最大限冷却する、3) 吹出し風量で快適性を制御する、といった特徴が存在することを示す。また、ゾーンを区分しないシステムとの比較により、マルチゾーン空調システムは快適性を維持しながら、エネルギー消費をおよそ 25 %削減でき、快適性と省エネルギーの点でマルチゾーン空調システムが有効であることを示す。

第4章では、空調制御系設計について述べる。乗員はドライバー1名のみとして、最適化の結果を基に、ドライバー席に対する吹出し風量を制御入力に選ぶ。また、一般的な空調制御系は室温を目標温度に維持することを目的としていることが多いが [24]、本論文では乗員の快適性 (SET*) を推定できるものとして快適性を直接制御することを考える。制御系の構造は以下の通りである。まず、第3章で得た定常状態に対する最適な制御入力をマップにし、フィードフォワードコントローラとして利用する。また、日射量変化や外気温度の変動に対してロバストな制御系とするために、スケジューリングフィードバックコントローラを設計する。このコントローラの内部パラメータは外気温度でスケジューリングされるものとし、設計には定数スケールリング行列付き H_∞ 制御理論を用いる。制御入力である吹出し風量には制約が存在することから、コントローラの性能が十分に発揮できなくなる場合が存在する。そこで、ゲインスケジューリング型のアンチwindアップ補償器を導入することで、制御入力の飽和に対する補償を行う。アンチwindアップ補償器には Postlethwaite ら [26] の補償器を利用する。また、日射量と外気温度をスケジューリングパラメータとして選び、アンチwindアップ補償

器をスケジューリングする。このようにして設計した制御系の性能はシミュレーションによって評価し、外乱の存在する環境下やクールダウン時でも快適性を目標状態に維持できることを示す。

第5章では、第4章における制御系を実環境において実現させるために、快適性の推定方法について議論する。一般的に、乗員の快適性は測定不可能なものであり、官能評価を行ったとしても定量化が容易でないと言える。そこで、オブザーバを用いた状態推定によるアプローチと、学習によるアプローチにより、快適性を実環境で定量的に評価する手法を検討する。温熱環境モデル全体は一部の内装温度を IR センサ等で計測しただけでは不可観測なシステムとなることを確認しており、全体のシステムに対するオブザーバを構成できない。しかし、快適性推定に必要な個々の要素に注目すると、日射モデル、乗員体温調節モデル、自動車内装及び空気温湿度に対するオブザーバの組み合わせから、快適性が推定できることを示す。また、先行研究では小島ら [27] がニューラルネットワークを用いた学習により快適性を推定する手法を提案していることから、ニューラルネットワークによる快適性推定も試みる。構築した快適性推定器の有効性については第4章の制御系に推定器を組み込むことでシミュレーションにより確かめる。

最後に、第6章において本論文を総括し、マルチゾーン空調システムに対するモデルベースの制御系設計の有効性と今後の展望について述べる。

第 2 章

自動車温熱環境のモデル化

2.1 モデルの全体像

本論文で取り扱う車両は 4 人乗りのセダン車とし、電気自動車を想定する。この自動車に対して構築する動的な車室内温熱環境モデルの全体像を Fig. 2.1 に示す。

Fig. 2.1 のモデルは、(1) 空調システム、(2) 車体外装温度、(3) 車体内装温度、(4) 自動車室内空気温湿度、(5) 乗員、(6) 日射の 6 つのモデルから構成される。各モデル内と各モデル間には熱流と水蒸気の流れが生じるものとし、(2)~(5) のモデルではダイナミクスを考慮する。考慮する熱流は、対流、放射、伝導、蒸発、発熱、日射であり、それぞれの熱流は理論的に評価する。

本論文では、(1) 空調システムとして、4 人乗りセダン車向けのマルチゾーン空調システムを採用する。このシステムは室内を複数のゾーンに区分して個別に制御することで、快適性と省エネルギーの両立を図るシステムである。このシステムの詳細については次節で述べる。

(2) 車体外装、(3) 内装、(4) 車室内空気の温湿度は、制御系設計を目的として自動車温熱環境をモデル化した飯島ら [11] の手法を基に、コンパートメントモデルで記述する。これにより、計算量と精度の点で制御系設計に適したモデルを作成する。

また、乗員としての人体体温調節モデルには、有効性が一般に知られている Stolwijk[13, 14] の人体体温調節モデルの構築手法を基に、個人差を反映させた金 [17] のモデルを用いる。このモデルは上述の (2)~(5) のモデルと同様にコンパートメントモデルで記述されており、計算量と精度のバランスがよいモデルとなっている。また、発汗や発熱、血管拡張収縮も定式化されており、温熱生理学的な人体の反応も評価することができる。このような人体体温調節モデルを用いることで、乗員の温熱状態を再現できることから、シミュレーションにおいて快適性の評価が可能となる。

以下、本章では上記の (1)~(6) のモデルの詳細と、快適性評価の手法について述べる。

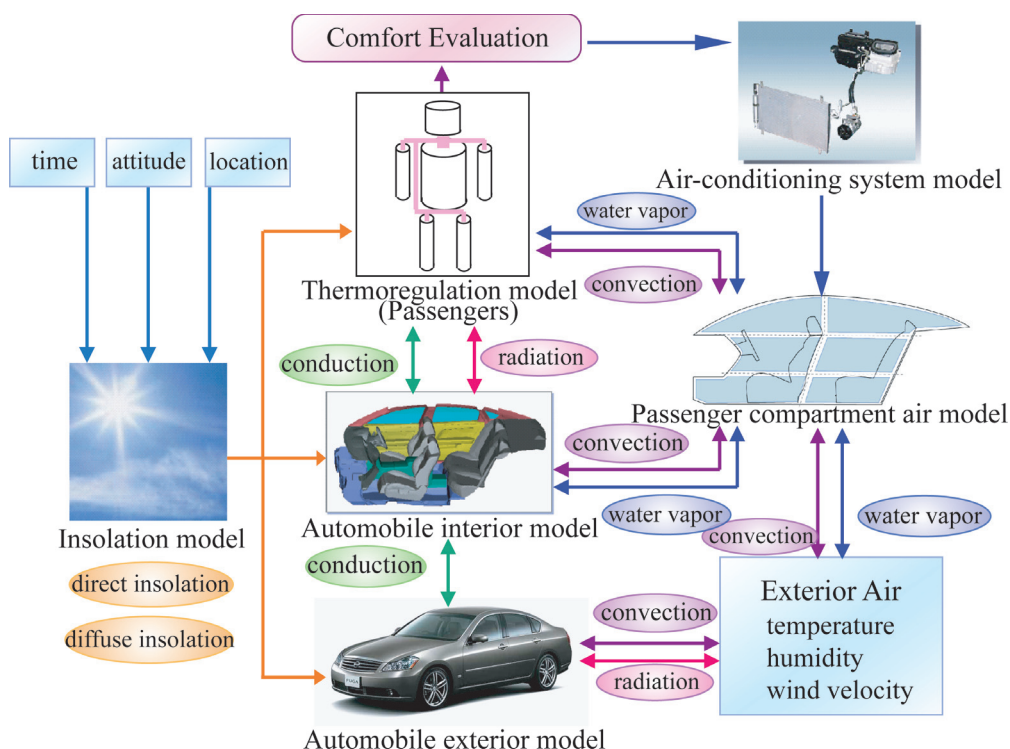


Fig.2.1 Outline of the thermal environment model

2.2 マルチゾーン空調システム

2.2.1 マルチゾーン空調システムの構造

マルチゾーン空調システムとは、車室内の空間を複数のゾーンに区分し、各ゾーンの温熱環境を独立して制御できる空調システムを指す。これにより、無駄な冷却や加熱を抑えて省エネルギーにし、さらに個々の乗員の快適性を個別に制御できると期待されており、その可能性に注目が集まっている。本論文では4人乗りのセダン車を想定し、Fig. 2.2に示すような構造を持つマルチゾーン空調システムを扱う。

Fig. 2.2のマルチゾーン空調システムは、複数のドアの開閉により、運転モードの切り替え、温度、風量制御を行うことができる。ブローア (b) の吸気口の手前に設置されたドア (a) は、空調の内気循環モード、外気導入モードの切り替えに対応する。ブローア (b) によって送られた空気はエヴァポレータ (c) を通過することで冷却され、その空気の一部をヒータコア (d) で加熱して再び混合することで温度を制御する。この時の冷風と温風の混合率はヒータコアの前に設置されたドア (e) の開閉によって調節する。なお、Fig. 2.2からわかるように、このマルチ

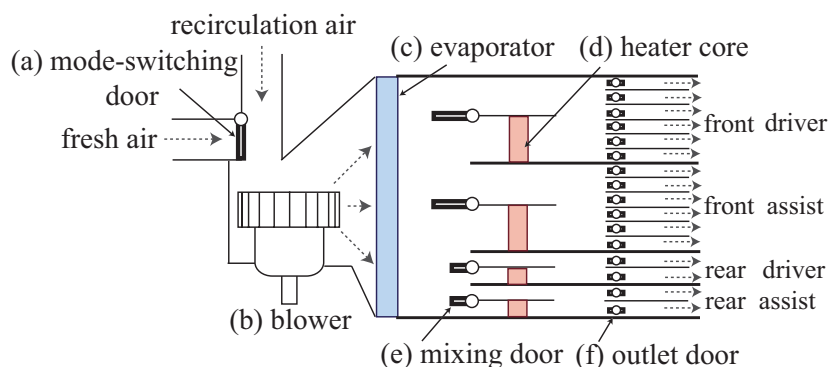


Fig.2.2 Multi-zone HVAC system

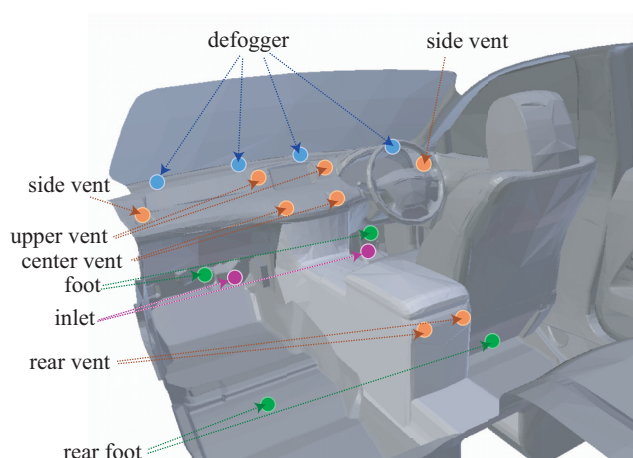


Fig.2.3 Outlets and inlets of HVAC system

ゾーン空調システムのヒータコアは4座席に対して個々に設置されているため、4つの独立した温度を出力できる。

吹出し口は Fig. 2.3 に示される位置に存在するものとする。Fig. 2.3 において、defogger はフロントガラスの結露を解消する目的で設置された吹出し口であり、vent と foot の吹出し口が冷房時、暖房時に使用される。また、空調システムの吸気口 (inlet) は前席の足元にそれぞれ設置されており、Fig. 2.2 における内気循環モードのダクトに接続している。それぞれの吹出し口の吹出し風量は、各吹出し口の手前に設置されたドア (f) の開閉によって制御される。

これより、冷房/暖房時において、マルチゾーン空調システムから温熱環境に対して全 16 個の制御入力 (4つの温度と defogger を除く 12 個の風量) を選ぶことができる。なお、本論文では吹出し角度は固定されているものとする。前述のように、このマルチゾーン空調システムは入力の自由度が高く、温熱環境の応答が複雑となることから、従来のような実験を中心とした設計開発のアプローチを取ることは容易ではない。従って、以降、このシステムの制御系設計

にモデルベースの設計手法を導入することを考える。

2.2.2 空調システムによるエネルギー消費

空調システムにおいてエネルギーを消費するデバイスを、Fig. 2.2 に示したブロア (b)、エヴァポレータ (c)、ヒータコア (d) と仮定する。エネルギー消費を評価するにあたり、各吹出し口 O_i ($i = 1, \dots, 12$) の吹出し温度と吹出し風量をそれぞれ T_{AC}^i [K], W_{AC}^i [kg/s] と表記する。

ブロアの消費エネルギー E_{bl} [W] は、経験則によりブロア風量 W_{bl} [kg/s] に比例するものとして以下で記述する。

$$E_{bl} = \frac{180}{\rho_{air}} W_{bl} = \frac{180}{\rho_{air}} \sum_{i=1}^{12} W_{AC}^i \quad (2.1)$$

ここで、 ρ_{air} [kg/m³] は空気密度である。また、係数は実験結果を基に決定した値である。

次に、エヴァポレータの消費エネルギーを考える。エヴァポレータは吸気した空気を必ず T_{ev} [K] まで冷却するものと仮定する。この場合、エヴァポレータが消費するエネルギー E_{ev} [W] は成績係数 COP [-] を用いて次のように表現できる。

$$E_{ev} = \frac{c_{air} \sum_{i=1}^{12} W_{AC}^i (T_{inlet} - T_{ev})}{COP} \quad (2.2)$$

ここで、 c_{air} [W/(kg·K)] は空気の定圧比熱、 T_{inlet} [K] は吸気した空気の温度である。なお、 E_{ev} は空気を冷却するのに必要な正味のエネルギーではなく、エヴァポレータに投入するエネルギーであることに注意する。

最後に、ヒータコアの消費エネルギーを定式化する。ガソリン車の場合にはヒータコアの熱源にエンジンの排熱を利用することができるが、一方で、電気自動車ではそのような高温の熱源が存在しないことから、走行用バッテリーの電力をヒータコアの熱源として利用する必要がある。従って、加熱に必要なエネルギーは全て消費エネルギーとみなす。このとき、ヒータコアの消費エネルギー E_{ht} [W] はヒータコアに侵入する直前の空気温度 T_{duct}^i [K] から目的の吹出し温度 T_{AC}^i [K] まで加熱するのに必要なエネルギーに相当するものとして次式で与える。

$$E_{ht} = \sum_{i=1}^{12} c_{air} W_{AC}^i (T_{AC}^i - T_{duct}^i) \quad (2.3)$$

本論文では、途中のダクトで生じる熱の流入出を T_{duct}^i [K] に含めることで考慮する。

これより、空調システムの全消費エネルギー E [W] は上記のエネルギーの和として次で与えられる。

$$E = E_{bl} + E_{ev} + E_{ht} \quad (2.4)$$

2.2.3 対流

自動車室内における空気の対流は非常に複雑であり、内装の形状、乗員姿勢や位置、空調システムの状態、車速、窓の開閉など様々な要因に依存する。これらの要因を全て考慮し、対流の動特性を記述することは、例え CFD 解析を利用しても困難であるため、空調システムの使用によって生じる対流の定常状態にのみ注目する。

空調の使用により生じる対流の定式化において、流体の特性や自動車内装の形状を反映させて評価しなければ実際の温熱環境を適切に再現することができない。そこで、自動車車体の 3D モデルを用いて、CFD 解析による詳細な対流解析をあらかじめ実施する。このとき、対象としているシステムがマルチゾーン空調システムであることを考慮して、各吹き出し口の特性を個別に評価する。空調システムのある吹き出し口 O_i に注目し、一定な W_{AC}^i [kg/s] の吹き出し風量を設定、その他の吹き出し風量は 0 [kg/s] とし、このときの対流を CFD 解析を用いて再現する。これを全ての吹き出し口に対して行い、各吹き出し風の自動車室内における振る舞いを明らかにする。

次に、温熱環境のモデル化にコンパートメントモデルを採用することを意識して、自動車室内の空気を Fig. 2.4 に示すように 12 個のゾーン $\{\Phi_j\}_{j=1}^{12}$ に分割する。分割したそれぞれのゾーンに対し、吹き出し口 O_i の吹き出し風によって互いに隣接するゾーン Φ_j と Φ_k 間に生じる風量を CFD 解析の結果を基に決定する。なお、 Φ_j と Φ_k の境界上には Φ_j から Φ_k 、 Φ_k から Φ_j へ向かう 2 つの方向成分が存在するため、それぞれの風量を W_{kj}^i 、 W_{jk}^i [kg/s] としてそれぞれ

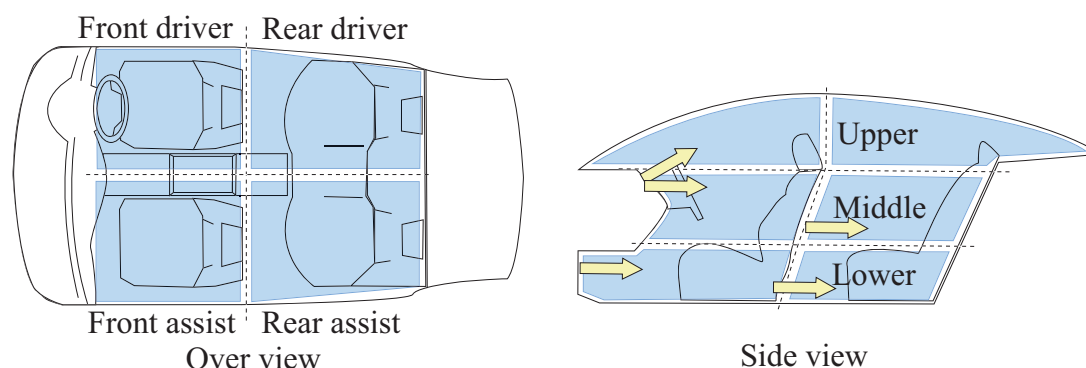


Fig.2.4 Zones in the automobile

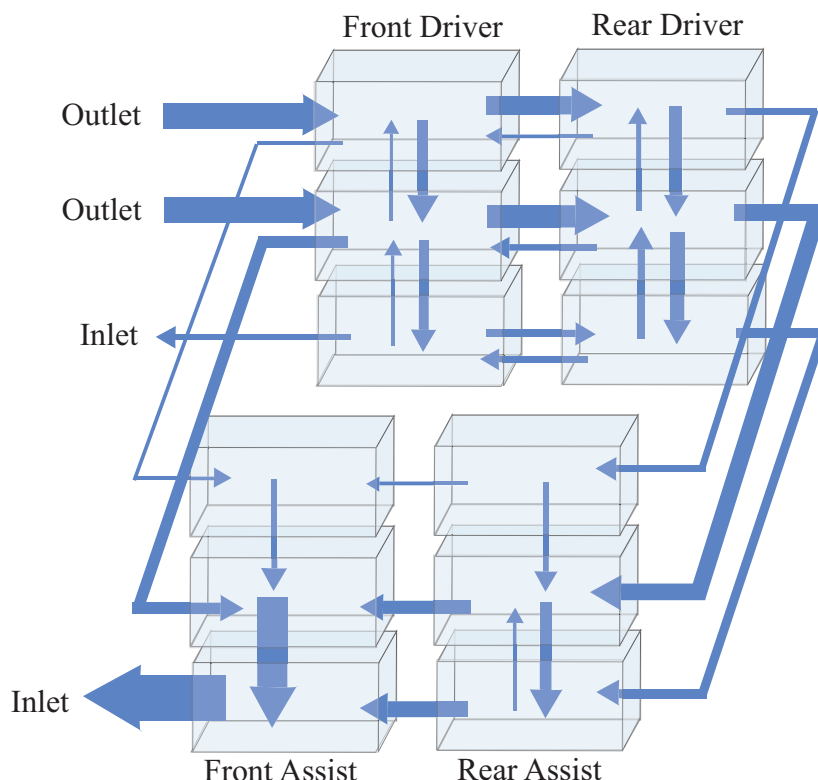


Fig.2.5 Airflow from the front-driver-side vent

(Width of the arrow shows the amount of the air-mass airflow.)

れ求める. 斜め方向に位置するゾーン間の対流成分は無視し, Φ_j と Φ_k が隣接しない場合には $W_{kj}^i = 0$, $W_{jk}^i = 0$ とする. また, 定常状態を扱っていることから, ゾーン Φ_j において以下の質量保存則が成り立つ.

$$\sum_{k=1}^{12} (W_{jk}^i - W_{kj}^i) = 0 \quad (2.5)$$

ゾーン間の風量解析の一例として, 前運転席に対するサイドベントからの風の流れを Fig. 2.5 に示す. Fig. 2.5 におけるゾーンは Fig. 2.4 のゾーンにそれぞれ対応しており, ゾーン間を行き来する矢印の太さが風量の大きさを表している. なお, 風量が極端に少ないものに関しては図示していない. この図からわかるように, 吹出し口から送風された空気は主に, 前運転席から後運転席へと流れ, その後, 後助手席, 前助手席を通り, 前助手席下部にある空調システムの吸気口から車室外へ排出される. なお, 本論文には図示しないが, その他の吹出し口に対しても同様にゾーン間の対流の解析を行っている. このような流れは局所的な流れを評価するには向かないが, 大域的な流れは再現できており, コンパートメントモデルへの適用が容易

な記述となっている。

次に、複数の吹出し口を使用した場合の対流をより容易に扱うことを目的に、1) ゾーン間の風量 W_{kj}^i が吹出し口 O_i の吹き出し風量 W_{AC}^i に比例する、2) 各吹出し口からの吹出し風によって各ゾーン間に生じる対流は重ね合わせできる、という仮定を置く。このとき、1) の仮定より、吹出し口 O_i の吹出し風量 W_{AC}^i とこれによって生じるゾーン間風量 W_{kj}^i の比 w_{kj}^i [-] を次で定義する。

$$w_{kj}^i = \frac{W_{kj}^i}{W_{AC}^i} \quad (2.6)$$

また、2) の仮定より、 Φ_j と Φ_k 間を流れる正味の風量 W_{ij} [kg/s] が次で得られる。

$$W_{kj} = \sum_{i=1}^{12} w_{kj}^i W_{AC}^i \quad (2.7)$$

これより、マルチゾーン空調使用時の Φ_j と Φ_k に流れる風量 W_{kj} [kg/s] は、CFD 解析を基に得た流量比 w_{kj}^i [-] と吹出し風量 W_{AC}^i [kg/s] を用いて式 (2.7) より得ることができる。なお、上記の仮定の有効性については理論的な検証を行っていないが、後のシミュレーションにおいて実験と同様の温熱環境が再現できることを確認している。

上述のゾーン間風量に加えて、快適性評価においては乗員周りの風速 v_s [m/s] が必要となる。本論文では、人体の身体部位を含むゾーン Φ_j 内の風速 v_s^j [m/s] が、 Φ_j に流入する総風量 $\sum_{k=1}^{12} W_{jk}$ [kg/s] に比例するものと仮定し、以下の式で与える。

$$v_s^j = \alpha_j \sum_{k=1}^{12} W_{jk} \quad (2.8)$$

なお、比例定数 α_j は CFD 解析による風速分布計算の結果を参考に試行錯誤的に決定する。

2.3 温熱環境

2.3.1 コンパートメントモデル

温熱環境のモデル化には一般に2つのアプローチがある。1つは、自動車室内を均質な1つのノードとみなして外部環境との相互作用のみを考えるシンプルな集中定数系のシステムである [1]。このモデルは一般に空調制御系設計に用いられ、構造がシンプルであることから直接的に制御系設計に適用できるという特徴がある。しかし、このタイプのモデルは室内の平均温度にのみ注目しているため、室内の温度分布を再現できず、熱的な偏りには対応できないという問題点がある。

一方で、非常に詳細な分布定数系のモデル化手法が利用されることがある。この手法では CFD 解析や有限要素法が用いられ、温熱環境を評価する目的で多くの先行研究で採用されている。例えば、郡 [2] はマルチゾーン空調システムの使用によって生じる温度分布を CFD 解析を用いて詳細に解析している。また、江崎ら [6, 7] も CFD 解析を用いて温熱環境を評価し、乗員の温冷感評価に利用している。このように、多くの先行研究で分布定数系の詳細なモデルが利用されているが、一般にこれらのモデルは莫大な数のノードから構成されており、そのため、大きな計算量を要し、動特性を考慮することも容易ではない。従って、実験の代用として利用するには非常に有効であるが、直接的に制御系設計に適用することは困難なモデルであるといえる。

このように、両者のモデル化手法には計算量と精度にトレードオフが存在することが見て取れる。制御系設計においては、この両者のバランスに注目してモデル化を行う必要がある。本論文では上述の議論を鑑みて、コンパートメントモデルを用いたモデル化を試みる。

コンパートメントモデルとは対象とする温熱環境を複数のパーツに分割、それぞれが均質であると仮定して代表的なノードを設置し、そのノードを熱流や水蒸気の流れて接続することでモデル化する手法である。このとき、ノードの数は分布定数系のモデルと比較して非常に少なくできることから、計算量は低く抑えられる。また、設定するノードの数によってその精度と計算量を調節可能である。従って、コンパートメントモデルは前述のモデルの中間に当たるモデルとなっており、集中定数系のモデルではあるが、大域的な分布を扱えるモデルとなっている。コンパートメントモデルを利用したモデル化の例としては、奥山 [9, 10] による一般建築物への適用例があげられ、最適化にモデルを利用した応用例も示されている。

コンパートメントモデルでは温湿度を算出したい部位、精度、計算量を考慮して車体と室内空気を分割する。まず、温度について、室内空気は乗員の位置と垂直方向の温感の差を考慮して、Fig. 2.4 に示したように 12 個のゾーンに分割する。車体は内装、外装を合わせて 46 個のパーツに分割し、それぞれにノードを設ける。この分割数は CFD や FEM といった分布定数系のものに比べて明らかに小さいことから計算量は少なく済む。これより、自動車を以下の 58 個のノード N_i から構成する。

FrDr 上部空気 (N_1)	FrDr 中部空気 (N_2)	FrDr 下部空気 (N_3)
FrAs 上部空気 (N_4)	FrAs 中部空気 (N_5)	FrAs 下部空気 (N_6)
RrDr 上部空気 (N_7)	RrDr 中部空気 (N_8)	RrDr 下部空気 (N_9)
RrAs 上部空気 (N_{10})	RrAs 中部空気 (N_{11})	RrAs 下部空気 (N_{12})
インパネ内空調手前空気 (N_{13})	ルーフ内装 (N_{14})	ルーフ外装 (N_{15})
フロア内装 (N_{16})	フロア外装 (N_{17})	Fr ウィンドウ (N_{18})
FrDr ウィンドウ (N_{19})	FrAs ウィンドウ (N_{20})	Rr ウィンドウ (N_{21})
RrDr ウィンドウ (N_{22})	RrAs ウィンドウ (N_{23})	Dr インパネ (N_{24})

As インパネ (N_{25})	センターコンソール (N_{26})	Rr パーセルボード (N_{27})
FrDr ドア内装 (N_{28})	FrDr ドア外装 (N_{29})	FrAs ドア内装 (N_{30})
FrAs ドア外装 (N_{31})	RrDr ドア内装 (N_{32})	RrDr ドア外装 (N_{33})
RrAs ドア内装 (N_{34})	RrAs ドア外装 (N_{35})	FrDr ピラー内装 (N_{36})
FrDr ピラー外装 (N_{37})	FrAs ピラー内装 (N_{38})	FrAs ピラー外装 (N_{39})
RrDr ピラー内装 (N_{40})	RrDr ピラー外装 (N_{41})	RrAs ピラー内装 (N_{42})
RrAs ピラー外装 (N_{43})	ステアリングホイール (N_{44})	FrDr シートヘッドレスト (N_{45})
FrDr シート背もたれ (N_{46})	FrDr シート座面 (N_{47})	FrAs シートヘッドレスト (N_{48})
FrAs シート背もたれ (N_{49})	FrAs シート座面 (N_{50})	RrDr シートヘッドレスト (N_{51})
RrDr シート背もたれ (N_{52})	RrDr シート座面 (N_{53})	RrAs シートヘッドレスト (N_{54})
RrAs シート背もたれ (N_{55})	RrAs シート座面 (N_{56})	トランクルームプレート (N_{57})
トランクルーム内空気 (N_{58})		

ここで, Fr はフロント, Rr はリア, Dr はドライバー席側, As はアシスト席側を意味する.

乗員の体温調節モデルには有効性が知られている Stolwijk ら [13] のモデルを基に拡張した金 [17] のモデルを用いる. このモデルは体温調節機能を有しており, 幅広い温熱環境の評価に利用可能である. 詳細は後節で説明するが, 乗員一名当たりを以下の 30 個のノードで表現する.

頭部核心層 (N_{59})	頭部筋肉層 (N_{60})	頭部脂肪層 (N_{61})	頭部皮膚層 (N_{62})
胴体部核心層 (N_{63})	胴体部筋肉層 (N_{64})	胴体部脂肪層 (N_{65})	胴体部皮膚層 (N_{66})
右腕部核心層 (N_{67})	右腕部筋肉層 (N_{68})	右腕部脂肪層 (N_{69})	右腕部皮膚層 (N_{70})
左腕部核心層 (N_{71})	左腕部筋肉層 (N_{72})	左腕部脂肪層 (N_{73})	左腕部皮膚層 (N_{74})
右脚部核心層 (N_{75})	右脚部筋肉層 (N_{76})	右脚部脂肪層 (N_{77})	右脚部皮膚層 (N_{78})
左脚部核心層 (N_{79})	左脚部筋肉層 (N_{80})	左脚部脂肪層 (N_{81})	左脚部皮膚層 (N_{82})
血液だまり (N_{83})			
胴体部衣服層 (N_{84})	右腕部衣服層 (N_{85})	左腕部衣服層 (N_{86})	右脚部衣服層 (N_{87})
左脚部衣服層 (N_{88})			

なお, 上述のノード番号は自動車車体のノード番号と連番としている.

湿度も温度と同様に集中定数系のコンパートメントモデルとして表現するが, 水蒸気は一般的に熱よりも早く拡散して分布が生じにくいいため, 温度モデルのように自動車室内の分割は行わない. 従って, 自動車室内の平均絶対湿度に対応するノードを一つだけ設ける.

- 室内平均絶対湿度 (N_{89})

これらを基に, $\{N_i\}_{i=1}^n$ ($n = 89$) を全てのノードの集合とし, $\{\Phi_i\}_{i=1}^{12}$ を空気のノードからなる集合, X を湿度のノード集合, $\{\Lambda_i\}_{i=1}^{n-12}$ を車体及び人体のノード集合とする ($N = \Phi \cup \Lambda \cup X$). 以下, 自動車温熱環境のコンパートメントモデルにおける温度のダイナミクスと湿度のダイナミクスの表現方法について述べる.

2.3.2 温度のダイナミクス

温度のダイナミクスを計算量の観点から集中定数系のコンパートメントモデルで記述することを考える。このとき、あるノード N_i における温度 T_i [K] は熱流 q_i [W] を用いて次のように表現される。

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = q_i \quad (2.9)$$

上式において、 C_i [J/K] はノード N_i の熱容量を表し、ノードの質量と比熱の積で与えられる。ノード N_i に対する熱流 q_i [W] は伝導 q_{cd}^i [W]、対流 q_{cv}^i [W]、放射 q_{rd}^i [W]、蒸発 q_{ev}^i [W]、その他の熱流 q_m^i [W](発熱, 吸熱, 日射など) の和として次で与えられる。

$$q_i = q_{cd}^i + q_{cv}^i + q_{rd}^i + q_{ev}^i + q_m^i \quad (2.10)$$

それぞれの熱流は特性が異なり、どのノード間にどの熱流がいくつ存在するかはその種類によって異なる。以下、各熱流の定義を示す。

まず、ノード N_i における伝導 q_{cd}^i [W] は、接触するノード間の温度差に比例するものとして次で与える。

$$q_{cd}^i = \sum_{j \neq i} K_{cd}^{ij} (T_j - T_i) \quad (2.11)$$

ここで、ノードは $N_i, N_j \in \Lambda$ である。 K_{cd}^{ij} [W/K] は伝導熱コンダクタンスであり、物性値や形状などから求まる。

次に、ノード N_i における対流 q_{cv}^i [W] は次の2種の熱流に区別する。

$$q_{cv}^i = q_{cv1}^i + q_{cv2}^i \quad (2.12)$$

ここで、 q_{cv1}^i [W] を空気のノード $N_i \in \Phi$ (or $N_j \in \Phi$) と壁面のノード $N_j \in \Lambda$ (or $N_i \in \Lambda$) における対流とし、次式で与える。

$$q_{cv1}^i = \sum_{j \neq i} h_{cv}^{ij} A_{ij} (T_j - T_i) \quad (2.13)$$

上式において、 h_{cv}^{ij} [W/(m²·K)] は対流熱伝達率、 A_{ij} [m²] は接触面積である。対流熱伝達率 h_{cv}^{ij} は理論的に与えることが困難であるため、実験を基に定式化される。例えば、車体外装については文献 [8] より、

$$h_{cv}^{ij} = 5.7 + 3.8v_a \quad (2.14)$$

として与えられる (v_a [m/s] は車速 (ノード周りの風速に相当)). また, 人体については温度差によって生じる自然対流と風速 v_s の風による強制対流を区別した以下の式が知られている [23].

$$h_{cv}^{ij} = \begin{cases} 2.38|T_i - T_j|^{0.25} & 2.38|T_i - T_j|^{0.25} \geq 12.1\sqrt{v_s} \\ 12.1\sqrt{v_s} & 2.38|T_i - T_j|^{0.25} < 12.1\sqrt{v_s} \end{cases} \quad (2.15)$$

なお, 上式は特定の条件下で実験により得られた値であり, 常に成り立つとは限らない. そこで, 実験データとの比較により, 現実的な値の範囲内で上式を試行錯誤的に補正するものとする.

一方で, もう一つの対流である q_{cv2}^i [W] は, 空気のノード $N_i, N_j \in \Phi$ 間の風による熱輸送として次で与える.

$$q_{cv2}^i = \sum_{j \neq i} c_{air} (W_{ij} T_j - W_{ji} T_i) \quad (2.16)$$

空調システムの吹出し風による熱輸送も上式で記述する.

放射 q_{rd}^i [W] はノード $N_i, N_j \in \Lambda$ 間で生じるものとし, Gebhart の吸収係数法を用いて以下のように定義する [20].

$$q_{rd}^i = \sum_j \epsilon_i \sigma A_i G_{ji} (T_j^4 - T_i^4) \quad (2.17)$$

ここで, ϵ_i [-], A_i [m²], σ [W/(m²·K⁴)] はそれぞれノード N_i の放射率と表面積, ステファンボルツマン定数を表す. また, Gebhart の吸収係数 G_{ji} [-] は車体の形状データをもとに求めることができる. 詳細は後述する.

ノード N_i における蒸発 q_{ev}^i [W] は人体皮膚表面における不感蒸泄, 発汗を考慮して次式で与える.

$$q_{ev}^i = w F_{pcl}^i h_{ev}^i f_{cl}^i A_i (P_a - P_i) \quad (2.18)$$

上式において, w [-], F_{pcl}^i [-], h_{ev} [W/(kPa·m²)], f_{cl}^i [-] はそれぞれ皮膚濡れ率, 衣服湿熱効率, 潜熱伝達率, 皮膚-衣服面積比である. また, P_i [kPa] はノード $N_i \in \Lambda$ の温度 T_i [K] における飽和水蒸気圧, P_a [kPa] は次節の絶対湿度 X [kg/kg'] から得られる空気中の水蒸気圧であり, 以下で与えられる [28, 29].

$$P_i = 0.611 \cdot 10^{\frac{7.5(T_i - 273.15)}{(T_i - 273.15) + 237.3}}, \quad P_a = \frac{P_0 X}{0.622 + X} \quad (2.19)$$

その他の熱流 q_m^i [W] は人体の代謝による発熱, 及び日射とする. 代謝については後節の人体モデルや文献 [13, 16, 30] を, 日射吸収量は後述の日射モデルを参照すること.

2.3.3 湿度のダイナミクス

自動車室内の湿度のダイナミクスを考える．室内平均絶対湿度 X [kg/kg'] のダイナミクスに注目すると，次で記述できる．

$$M_{air} \frac{dX}{dt} = m_{ev} + m_{lea} + m_{AC} \quad (2.20)$$

ここで， M_{air} [kg] は乾き空気質量， m_{ev} [kg/s] は人体からの水蒸気の放出量， m_{lea} [kg/s] は車外への漏れ空気による水蒸気の移動量， m_{AC} [kg/s] は空調システムによる水蒸気の移動量を表す．

人体からの水蒸気の放出量 m_{ev} [kg/s] は次で与える．

$$m_{ev} = \frac{1}{\beta_w} \sum_i^n q_{ev}^i \quad (2.21)$$

ここで， β_w [J/kg] は水の蒸発潜熱である．

漏れ空気と空調システムによる水蒸気の移動 m_{lea} ， m_{AC} [kg/s] は次で定式化する．

$$m_{lea} = W_{lea}(X_a - X) \quad (2.22)$$

$$m_{AC} = \sum_{i=1}^{12} W_{AC}^i (X_{AC}^i - X) \quad (2.23)$$

ここで， W_{lea} [kg/s] は漏れ空気量， X_a [kg/kg'] は外気の絶対湿度， X_{AC} [kg/kg'] は吹出し風の絶対湿度である．漏れ空気量 W_{lea} と吹出し風の絶対湿度 X_a は CFD 解析や実験等により決定する．

2.4 人体モデル

2.4.1 人体体温調節モデル

快適性を評価するにあたり，乗員の体温分布や人体からの放熱量は有効な評価指標と成り得る．従って，これまでに体温分布を再現することを目的に多くの体温調節モデルが提案されており，温熱環境のモデル化と同様に分布定数系のモデルや集中定数系のモデルが存在している [24]．本論文では，温熱環境をコンパートメントモデルで表現することを目的としていることから，集中定数系の体温調節モデルを採用することとする．

集中定数系のモデルは，これまでに Stolwijk [13, 14] や田辺ら [15] によって提案されており，実験との比較によりその有効性についての議論も行われている [15, 16]．各々のモデルは人体

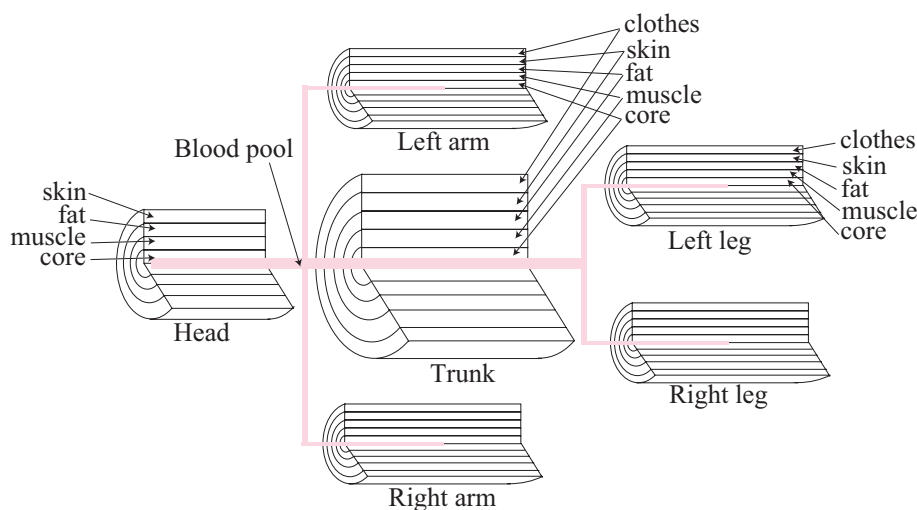


Fig.2.6 Thermoregulation model of a passenger

の分割数が異なるが、人体を身体部位ごとに円筒に近似して各組織を層として表現し、生理学的パラメータを用いてモデル化する点は共通である。

本論文では、日本人の体型データや個人差を基に温熱生理学的なパラメータを求めて、Stolwijk のモデル化手法を適用した金 [17] のモデルを用いる。金のモデルは年齢や性別などの個人差を扱えることに大きな特徴がある。なお、本論文では、身長 180[cm]、体重 70[kg]、20 歳の男性を対象として議論を進める。

まず、Fig. 2.6 に人体体温調節モデルの構造を示す。人体は頭部、胴体部、左右腕部、左右脚部の円筒に分割され、それぞれが血液だまりを介して接続する。また、各身体部位はさらに皮膚、脂肪、筋肉、核心部（内蔵等）の層に分割され、頭部以外には衣服層を設ける。衣服は各部位全体を覆っているものとして扱う。

人体内の熱移動は、層間の熱移動 q_k [W]、血流による熱移動 q_{bl} [W]、代謝 q_{met} [W] および震え熱発生 q_{sh} [W] によるものとする。皮膚-外部環境間では、伝導、対流、放射による顕熱移動 $q_{dry}(= q_{cv} + q_{rd} + q_{cd})$ [W]、不感蒸泄 q_{ins} [W]、発汗蒸発熱損失 q_{sw} [W]、呼気熱損失 q_{res} [W]、日射 q_{sun} [W] を考慮する。上述の熱移動考慮して人体を構成する各層 N_i の体温変化を次で得ることができる。

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = q_k^i + q_{bl}^i + q_{met}^i + q_{sh}^i + q_{dry}^i + q_{ins}^i + q_{sw}^i + q_{res}^i + q_{sun}^i \quad (2.24)$$

次に、各部位と熱流の関係を Fig. 2.7 に示す。人体内部に注目すると、各組織は代謝によって発熱しており、その発熱量 q_{met} [W] は基礎代謝と運動量によって決まる。この代謝量は [Met] というスケールで評価されており、さまざまな運動時の代謝量が文献 [30] にまとめら

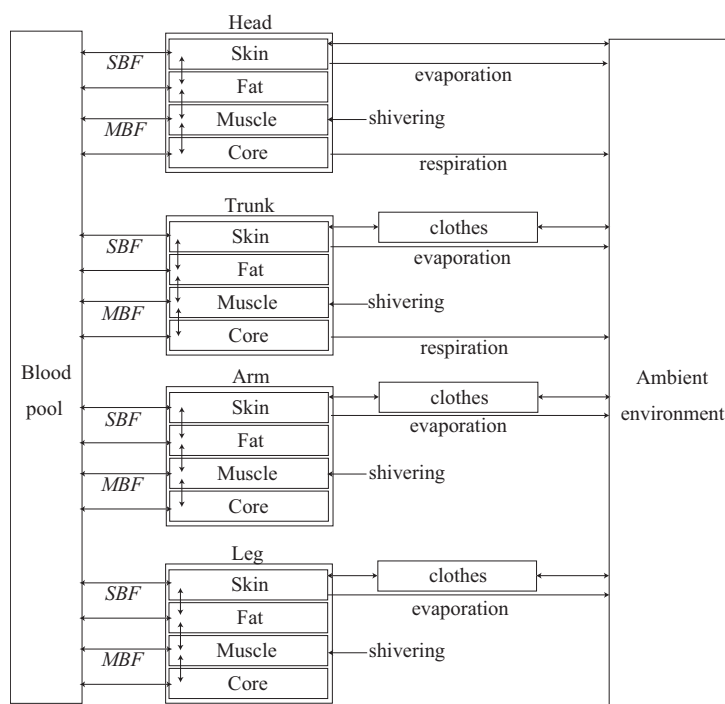


Fig.2.7 Heat flow of a human body

れている. なお, $1[\text{Met}]=58.3[\text{W}/\text{m}^2]$ として知られている (単位皮膚表面積当たりの発熱量). 筋肉においては体温調節機能である震えによる代謝 $q_{sh}[\text{W}]$ が生じる. この震えによる発熱量は次式で与えられる [13].

$$q_{sh} = \begin{cases} 51.6\Delta T_{hc}\Delta \bar{T}_s & (\Delta T_{hc} < 0 \text{ and } \Delta \bar{T}_s < 0) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (2.25)$$

ここで, 頭部核心部温度 $T_{hc}[\text{K}]$ とその快適時の定常温度 $T_{hc0}[\text{K}]$ の差分を $\Delta T_{hc} = T_{hc} - T_{hc0}$ とし, 平均皮膚温度 $\bar{T}_s[\text{K}]$ とその快適時の定常温度 $\bar{T}_{s0}[\text{K}]$ の差分を $\Delta \bar{T}_s = \bar{T}_s - \bar{T}_{s0}$ と定義している. 上式より, 体温低下時にのみ発熱が生じることがわかる. なお, 上記の震え発熱量は全身の発熱量であるため, 筋肉の質量比を基に各筋肉層の発熱量を決定する.

次に, 頭部と胴体部の核心部では呼吸による熱損失 $q_{res}[\text{W}]$ を考える. 呼気による熱損失量は呼吸回数に依存するが, ここでは安静であるものとし, 一定値として扱う.

さらに, 各部位の組織間では伝導による熱交換 $q_k[\text{W}]$ が生じる. この組織間の熱流は式 (2.11) で記述され, 伝導熱コンダクタンスは人体の身長や体重などから求まる Fig. 2.6 の各層の寸法と人体体組織の熱伝導率より求まる.

また, 各組織は血液だまりと血流によって接続されており, その熱交換量 $q_{bl}[\text{W}]$ は血流量によって決定される. このとき, 部位 N_i における血液だまりとの熱交換 $q_{bl}[\text{W}]$ は以下の式で与

えられる。

$$q_{bl} = \rho_{bl} c_{bl} BF (T_{bl} - T_i) \quad (2.26)$$

ここで, $\rho_{bl}[\text{kg}/\ell]$, $c_{bl}[\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})]$ はそれぞれ血液の密度と比熱, $BF[\ell/\text{s}]$ は血流量, $T_{bl}[\text{K}]$ は血液だまりの温度を表す. 皮膚と筋肉の血流 SBF , $MBF[\ell/\text{h}]$ については, 体温調節機能による血管拡張収縮を考慮して以下の式で与える [13, 32].

$$SBF = \begin{cases} BFB_s + 36\Delta T_{hc}\Delta\bar{T}_s + 0.93\Delta\bar{T}_s & (\Delta T_{hc} > 0 \text{ and } \Delta\bar{T}_s > 0) \\ BFB_s + 0.93\Delta\bar{T}_s & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (2.27)$$

$$MBF = \begin{cases} BFB_m + q_{sh} + 2.5\Delta\bar{T}_s & (\Delta T_{hc} < 0 \text{ and } \Delta\bar{T}_s < 0) \\ BFB_m + 2.5\Delta\bar{T}_s & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (2.28)$$

BFB_s , $BFB_m[\ell/\text{h}]$ は皮膚, 筋肉の基礎血流量を表す. 上式を用いることにより, 皮膚では体温上昇時に体外に熱を逃がすために血管が拡張し, また, 体温低下時に熱損失を抑えるために皮膚血流量が下がる様子を再現できる. 筋肉においては, 体温低下時に筋肉で発熱した熱を全身に送り, かつ筋肉に酸素を供給するために血流量が増加する. 上述の SBF と MBF は全身の血流量の総量であり, SBF は各部位の皮膚表面積, MBF は各部位の筋肉質量を基に各部位に配分する.

次に, 人体と外部環境間の熱流に注目する. このとき, 伝導, 対流, 放射による顕熱交換 $q_{dry}[\text{W}]$ と蒸発による熱損失 $q_{ev}[\text{W}]$ が生じる.

顕熱について注目すると, 頭部は衣服をまとっていないことから直接的に外部環境との熱交換が生じ, 式 (2.11), (2.13), (2.17) で記述される熱流が生じる. その他の部位については衣服をまとっていることから衣服との伝導を介して間接的に考慮する.

蒸発による熱損失は皮膚が常に湿っていることから生じる不感蒸泄による熱損失 $q_{ins}[\text{W}]$ と体温調節機能である発汗による熱損失 $q_{sw}[\text{W}]$ の和として与えられる. 裸体時の発汗による熱損失は以下で与えられる [13].

$$q_{sw} = \begin{cases} -58.5\Delta T_{hc}\Delta\bar{T}_s & (\Delta T_{hc} > 0 \text{ and } \Delta\bar{T}_s > 0) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (2.29)$$

これより, 体温上昇時に発汗が生じることがわかる. なお, この発汗量は全身の総量であることから, 皮膚表面積の比を基に各部位の発汗量を求める必要がある.

ここで, 不感蒸泄 q_{ins} と発汗 q_{sw} をまとめて蒸発熱損失 $q_{ev}[\text{W}]$ として表記することを目的に, 皮膚濡れ率 $w[-]$ を定義する. 皮膚濡れ率 $w[-]$ は皮膚表面からの蒸発の程度を表す指標であり, 不感蒸泄のみの場合に一般に $w = 0.06[-]$ となり [12], 発汗時は $0.06 < w \leq 1$ となる. 濡れ率 $w[-]$ の定義式は以下で与えられる.

$$w = 0.06 + \frac{q_{sw}}{E_{\max}} \quad (2.30)$$

$E_{\max}[\text{W}]$ は全身の最大可能蒸発熱損失量であり次で与えられる.

$$E_{\max} = \sum_{i=1}^n h_{ev}^i f_{cl}^i A_{sk}^i (P_a^i - P_{sk}^i) \quad (2.31)$$

ここで, $P_{sk}^i[\text{kPa}]$, $P_a^i[\text{kPa}]$ はそれぞれ各部位の皮膚温度 $T_{sk}^i[\text{K}]$ における飽和水蒸気圧と外気水蒸気圧を表す. これより, 発汗は皮膚濡れ率 $w[-]$ の増加とみなすことで, 不感蒸泄とまとめて表現することができ, 蒸発による放熱量 $q_{ev}[\text{W}]$ は次で与えられる.

$$q_{ev} = w h_{ev}^i f_{cl}^i A_{sk}^i (P_a^i - P_{sk}^i) \quad (2.32)$$

また, 上式の $h_{ev}^i[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{kPa})]$ は潜熱伝達率であり, 対流熱伝達率 $h_{cv}^i[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ を用いて次で与えられる [16].

$$h_e^i = LR h_{cv}^i \quad (2.33)$$

ここで, $LR = 16.5[\text{K}/\text{kPa}]$ はルイス定数である. 頭部以外の部位における蒸発による熱損失は衣服の影響を考慮する必要がある. その手法については次節で述べる.

なお, 各層の寸法や生理学的なパラメータの具体的な値については文献 [13, 17] を参照のこと.

2.4.2 衣服モデル

衣服は人体体温の調節に必要不可欠であり, 無視できない要素である. そこで, 衣服についてのモデル化を行う. ここでは, 衣服層を設けた身体部位は完全に衣服で覆われているものとする. 先行研究においては, 一般的に衣服を単なる熱抵抗としてのみ扱うことが多いが [14, 15, 16], 本論文では山本 [31, 32] が提案しているように, 動特性を考慮した衣服モデルを採用する. これにより, 衣服の温度を陽に考慮した評価が可能となる.

衣服の持つ熱抵抗はその種類や形状によって大きく異なる. そこで, 着衣量 $I_{cl}[\text{Clo}]$ と呼ばれる指標を導入し, 各様式の衣服の熱抵抗を統一的に評価する試みが行われている. 着衣量と熱抵抗の関係は $1[\text{Clo}] = 0.155 [\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}]$ となっている. 一般に, スーツが $1[\text{Clo}]$ 程度であり, 夏の服装は $0.6[\text{Clo}]$, 冬季の服装は $1[\text{Clo}]$ 以上であるといわれている. 詳細な値については文献 [33] などで紹介されている.

衣服の温度変化は, 皮膚-衣服間熱移動 $q_{cl,sk}[\text{W}]$, 衣服-外部環境間の顕熱移動 $q_{dry}[\text{W}]$ を用いて次で与えられる.

$$C_i \frac{dT_i}{dt} = q_{cl,sk}^i + q_{dry}^i \quad (2.34)$$

Table2.1 Parameters of clothing

parameter	value
specific heat c_{cl} [J/(kg·K)]	1380
density ρ_{cl} [kg/m ³]	329

ここで, C_i [J/K], T_i [K] は衣服層 N_i の熱容量と温度である. 熱容量に算出に必要な衣服の比熱と密度は, Table 2.1 の値 [34] を用いる.

衣服層 N_i の衣服表面積 A_{cl}^i [m²] は皮膚層の表面積 A_{sk}^i [m²], 着衣量 I_{cl}^i [Clo] を用いて以下で与える.

$$A_{cl}^i = f_{cl}^i A_{sk}^i \quad (2.35)$$

$$f_{cl}^i = 1 + 0.2I_{cl}^i \quad (2.36)$$

ここで, f_{cl}^i は衣服による面積の増分を表す皮膚-衣服面積比 [16] である (ただし, (2.36) 式における係数 0.2 は文献によりその値が異なる. 本論文では Fanger[23] の値を用いる).

次に皮膚-衣服間の熱移動 $q_{cl,sk}$ [W] について考える. この熱流は衣服層 N_i と隣接する皮膚層の温度 T_{sk}^i [K] と衣服の温度 T_i [K] を用いて以下で与えられる.

$$q_{cl,sk}^i = K_{cl,sk}^i (T_{sk}^i - T_i) A_{cl}^i \quad (2.37)$$

衣服-皮膚層間熱コンダクタンス $K_{cl,sk}^i$ [W/(m²·K)] は, 文献 [35] における補正係数 CFV_{cl}^i を用いることで次で与える.

$$K_{cl,sk}^i = \frac{1}{0.155I_{cl}^i CFV_{cl}^i} \quad (2.38)$$

$$CFV_{cl}^i = e^{-0.155(v_s^i - 0.09)} \quad (2.39)$$

上式により人体を取り巻く風速 v_s^i [m/s] の風による衣服の熱抵抗の変化も評価することができる.

次に, 潜熱成分に関しては衣服は単純に湿熱抵抗の役割を果たし, 吸湿しないものとする. 従って, 皮膚から衣服モデルへの潜熱移動は考慮せず, 皮膚から外部環境への潜熱放熱項に衣服が作用するものとし, 衣服層のある部位の皮膚-外部環境間の蒸発熱損失 q_{ev}^i [W] を衣服湿熱効率 F_{pcl}^i [-] を用いて次で与える [16].

$$q_{ev}^i = q_{ins}^i + q_{sw}^i = F_{pcl}^i A_{sk}^i f_{cl}^i w h_{ev}^i (P_a^i - P_{sk}^i) \quad (2.40)$$

$$F_{pcl}^i = \frac{1}{1 + 0.344h_{cv}^i I_{cl}^i} \quad (2.41)$$

衣服湿熱効率 F_{pcl}^i [-] は, 衣服がない場合は $F_{pcl}^i=1$ となる.

2.5 放射

2.5.1 放射解析

放射は物体が持つ内部エネルギーの一部が電磁波として放出される現象である。自動車室内を構成する壁面の全ての表面で放射が生じ、各壁面が放射により及ぼし合う影響は空間的な位置関係に依存する。ある壁面からの放射により放出される熱流の総量 $q_{emit}[\text{W}]$ は、灰色体近似を行うことで一般に以下で与えられる [36]。

$$q_{emit} = \sigma \epsilon A T^4 \quad (2.42)$$

ここで、 $\sigma[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)]$ はステファン・ボルツマン定数であり、 $\epsilon[-]$ は放射率、 $A[\text{m}^2]$ は表面積、 $T[\text{K}]$ は温度である。この式はステファン・ボルツマン則と呼ばれている。

ただし、上式は放射の総量であり、実際にはこのエネルギーのうちの一部が他の壁面に到達することになる。複数の面の位置関係を表す指標には形態係数があり、放射を考える場合に広く用いられている。そこで、車室内を構成する全ての面に対して形態係数を求める。

さらに、放射は到達した面において吸収、反射、透過が生じるため、放射の収支を考えるためにはこれらを考慮する必要がある。吸収、反射、透過を扱う有効な手法の一つに Gebhart の吸収係数法 [20] があり、形態係数に基づいて計算される Gebhart の吸収係数と呼ばれる指標でこれらを表現する。本論文ではこの手法を採用し、車室内を構成する複数の面に対して Gebhart の吸収係数を求め、車室内の各壁面における放射収支をモデル化する。

2.5.2 自動車内装と乗員の 3D モデル

セダンタイプの車両を解析の対象とし、乗員はドライバーのみとする。放射を解析するために必要となる車体内装とドライバーの形状は、Fig. 2.8 左に示される 3D モデルにより表現される。ドライバーはハンドルを握り、アクセルペダルに右脚を置いた姿勢で固定されているものとする。また、車室内の空気は透明で、全ての壁面は完全拡散反射性を持ち、かつその特性が波長によって変わらないものとする。

Fig. 2.8 左に示される 3D モデルは、Fig. 2.8 右に示されるように頂点座標と表裏を決める法線ベクトルの情報をもつ三角形パッチで構成されている。

放射を解析するにあたり、自動車内装と乗員の表面を要素毎に分割する。車体内装は、コンパートメントモデルの分割を基に次の 33 の要素の表面から構成されているものとする。

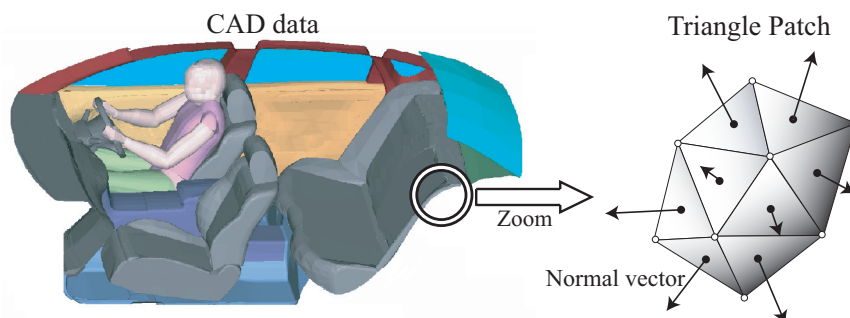


Fig.2.8 3D model of the automobile and the driver

フロア (S_1^{in})	ルーフ (S_2^{in})	Dr インパネ (S_3^{in})
As インパネ (S_4^{in})	コンソール (S_5^{in})	Rr ボード (S_6^{in})
FrAs ドア (S_7^{in})	FrDr ドア (S_8^{in})	RrAs ドア (S_9^{in})
RrDr ドア (S_{10}^{in})	FrAs ピラー (S_{11}^{in})	RrAs ピラー (S_{12}^{in})
FrDr ピラー (S_{13}^{in})	RrDr ピラー (S_{14}^{in})	FrAs シート ($S_{15}^{in}, S_{16}^{in}, S_{17}^{in}$)
FrDr シート ($S_{18}^{in}, S_{19}^{in}, S_{20}^{in}$)	RrAs シート ($S_{21}^{in}, S_{22}^{in}, S_{23}^{in}$)	RrDr シート ($S_{24}^{in}, S_{25}^{in}, S_{26}^{in}$)
ステアリングホイール (S_{27}^{in})	Fr ウィンドウ (S_{28}^{in})	FrAs ウィンドウ (S_{29}^{in})
FrDr ウィンドウ (S_{30}^{in})	Rr ウィンドウ (S_{31}^{in})	RrAs ウィンドウ (S_{32}^{in})
RrDr ウィンドウ (S_{33}^{in})		

ここで, Fr は車室内前部, Rr は車室内後部, Dr は運転席側, As は助手席側を表す. シートは上下に三分割されており, ヘッドレスト, 背もたれ, 座面から構成されるものとする. また, 上記に示される車室内の各表面を, 記載順に S_1^{in} から S_{33}^{in} の記号で表している.

一方, 人体表面は次の6つの要素から構成されているものとする.

頭部 (S_{34}^{in})	胴体部 (S_{35}^{in})	右腕部 (S_{36}^{in})
左腕部 (S_{37}^{in})	右脚部 (S_{38}^{in})	左脚部 (S_{39}^{in})

車室内と同様に, 上記に示される人体の各表面を, 記載順に S_{34}^{in} から S_{39}^{in} の記号で表す.

2.5.3 形態係数

形態係数 F_{ji} [-] は, ある面 S_i^{in} 上の全ての点から見た空間において, 面 S_j^{in} が占める割合を示す. 放射現象では, 面 S_i^{in} 上の全ての点から等方的にエネルギーが放出されることから, 形態係数 F_{ji} [-] は放射が面 S_i^{in} から面 S_j^{in} に届く割合と等価となる.

Fig. 2.9 の位置関係のとき、厳密には形態係数 $F_{ji}[-]$ は以下の式で定義される.

$$F_{ji} = \frac{1}{A_i} \int_{A_i} \int_{A_j} \frac{\cos \phi_i \cos \phi_j}{\pi l^2} dA_j dA_i \quad (2.43)$$

ただし、上式は複雑な面の形状に対して厳密に解くことが難しく、影となる部分の考慮も困難である。そこで、形態係数を求めるための方法として、ヘミキューブ法や線積分法、モンテカルロ法などが提案されている [19]。このうち、複雑な形状への対応が容易なモンテカルロ法 [18, 19] を採用することとする。

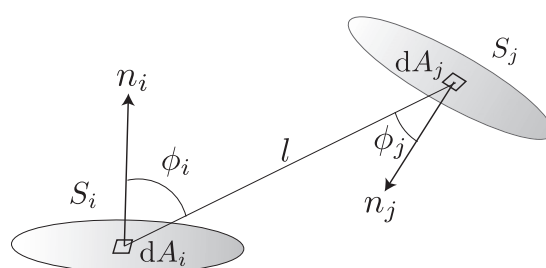


Fig.2.9 Positions of two surfaces to calculate the view factor

2.5.4 モンテカルロ法

車体内装 (面 $S_1^{in} \sim S_{33}^{in}$) と人体 (面 $S_{34}^{in} \sim S_{39}^{in}$) に関する形態係数を 3D モデルに基づいたモンテカルロ法によって計算する方法について述べる。モンテカルロ法による形態係数の算出において、Fig. 2.10 左のように、ある点から等方的に放出される放射を Fig. 2.10 右に示すように Lambert の余弦則に従う光線の分布によって表現する。この手法は確率的手法であるので光線数を多くすることでその再現性を高めることができる。

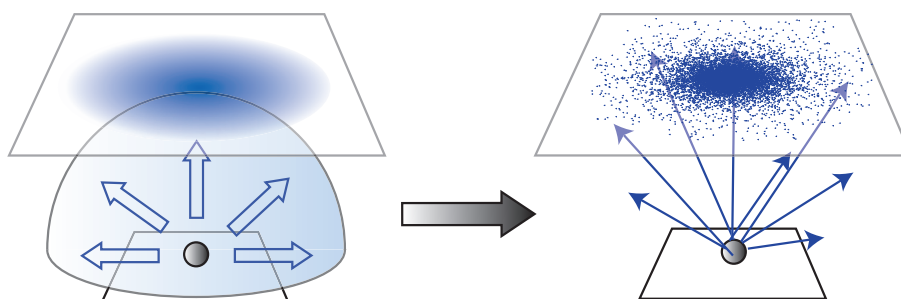


Fig.2.10 radiation expressed by distribution of rays

光線の射出については、文献 [18] の手法を用いる。光線の射出方向ベクトル r は、法線ベクトル $n = [0 \ 0 \ 1]^T$ の壁面に対し、一様分布な擬似乱数 $R_\theta, R_\eta \in [0, 1)$ を用いて、以下で与えられる。

$$r = [\sqrt{R_\eta} \cos(2\pi R_\theta) \quad \sqrt{R_\eta} \sin(2\pi R_\theta) \quad \sqrt{1 - R_\eta}]^T \quad (2.44)$$

ただし、壁面の法線ベクトルは上記の方向であるとは限らないため、 $n = [0 \ 0 \ 1]^T$ から実際の法線ベクトルへの回転変換を r に適用して求める。また、射出した光線の到達判定については Möller ら [37] の交差判定法を利用する。この光線の射出と到達判定の一例については付録を参照のこと。

3D モデルから形態係数 $F_{ji}[-]$ を求める手順は次の通りである。

- 1) 面 S_i^{in} を構成する三角形パッチ群から各三角形パッチの面積比に相当する割合でランダムに一つの三角形パッチを選択する。
- 2) 次に、選択した三角形パッチの頂点ベクトルを V_1, V_2, V_3 とし、2つの一様分布の擬似乱数 $r_1 = [0, 1), r_2 = [0, 1)$ を用いて射出点 E を以下の式で選択する。

$$E = (1 - r_1 - r_2)V_1 + r_1V_2 + r_2V_3 \quad (2.45)$$

ここで、 $r_1 + r_2 \leq 1$ を満たす r_1, r_2 の組み合わせのみを採用する。

- 3) 選択した射出点 E から Lambert の余弦則に従うランダムな光線を射出し、到達面の判定を行う [18, 37](付録を参照)。
- 4) 1) - 3) を M_i 回繰り返す。

最終的に面 S_i^{in} から M_i 本の光線が射出され、面 S_j^{in} に m_{ji} 本が到達したとすると形態係数 $F_{ji}[-]$ は次の式で与えられる。

$$F_{ji} = \frac{m_{ji}}{M_i} \quad (2.46)$$

モンテカルロ法で求めた形態係数は理論的に閉空間であれば総和則 $\sum_{j=1}^N F_{ji} = 1$ を満たすが、確率的手法であるために相反則 $F_{ji}A_i = F_{ij}A_j$ [36] を必ず満たすとはいえない。そこで、文献 [38] に基づき、以下の式を順に数回繰り返し計算して、形態係数を更新、修正する。

$$F_{ji}^{new1} = \frac{A_j(F_{ji}^{old} + F_{ij}^{old})}{A_i + A_j} \quad (2.47)$$

$$F_{ji}^{new2} = \frac{F_{ji}^{new1}}{\sum_{j=1}^N F_{ji}^{new1}} \quad (2.48)$$

$$F_{ji}^{old} = F_{ji}^{new2} \quad (2.49)$$

式 (2.47) は相反則を満たすように修正する式であり、式 (2.48) は総和則に対する修正式である。

2.5.5 Gebhart の吸収係数法

放射は到達した壁面において吸収、反射、透過される。これらの現象を無視すると車体全体のエネルギーバランスを損なう可能性があるため、これらを Gebhart の吸収係数法 [20] を用いて扱う。

面 S_i^{in} からの放射 q_{emit}^i [W] はステファン・ボルツマン則により壁面の絶対温度の四乗に比例する。

$$q_{emit}^i = \sigma \epsilon_i A_i T_i^4 \quad (2.50)$$

ここで、 $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ [W/(m²·K⁴)] はステファン・ボルツマン定数、 T_i [K] は面 S_i^{in} の表面温度、 ϵ_i [-] は面 S_i^{in} の放射率、 A_i [m²] は面 S_i^{in} の表面積を表す。

この面 S_i^{in} からの放射は、直達と他の面における反射の両方の経路で面 S_j^{in} へ到達する。このとき、面 S_j^{in} に吸収される放射を q_{rd}^{ji} [W] とする。面 S_i^{in} からの放射 q_{emit}^i [W] と面 S_j^{in} に吸収される放射 q_{rd}^{ji} [W] の比 G_{ji} [-] を Gebhart の吸収係数とよぶ。

$$G_{ji} = \frac{q_{rd}^{ji}}{q_{emit}^i} \quad (2.51)$$

ここで、 G_{ji} を求めるために以下の仮定をおく。

- 各面 S_i^{in} においてその吸収率 α_i [-] と放射率 ϵ_i [-] は等しい (キルヒホッフの法則)[36].
- 各面における反射は全て完全拡散反射で、反射後の振る舞いは壁面からの放射と同様である。

このとき、面 S_j^{in} に吸収される放射 q_{rd}^{ji} [W] は形態係数を用いて次で記述される。

$$q_{rd}^{ji} = F_{ji} \epsilon_j q_{emit}^j + \sum_{k=1}^N F_{ki} \rho_k G_{jk} q_{emit}^k \quad (2.52)$$

ここで、 ρ_k [-] は面 S_k^{in} の反射率、 N は面の総数、右辺第一項は直達成分、第二項が反射成分を表す。上式と式 (2.51) より次の関係を得る。

$$G_{ji} = F_{ji} \epsilon_j + \sum_{k=1}^N F_{ki} \rho_k G_{jk} \quad (2.53)$$

したがって、 G_{ji} [-] は次の連立方程式を解くことにより算出される。

$$\begin{bmatrix} G_{j1} \\ G_{j2} \\ \vdots \\ G_{jN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{j1}\epsilon_j \\ F_{j2}\epsilon_j \\ \vdots \\ F_{jN}\epsilon_j \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{11}\rho_1 & F_{21}\rho_2 & \cdots & F_{N1}\rho_N \\ F_{12}\rho_1 & F_{22}\rho_2 & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ F_{1N}\rho_1 & \cdots & \cdots & F_{NN}\rho_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} G_{j1} \\ G_{j2} \\ \vdots \\ G_{jN} \end{bmatrix} \quad (2.54)$$

式 (2.54) の右辺第一項は直達成分に、第二項は反射成分に対応する。

G_{ji} を具体的に求めるためには形態係数 F_{ji} [-], 放射率 ϵ_i [-], 反射率 ρ_i [-] の値が必要であるが、形態係数は前節で求めた値を用いる。放射率と反射率については Table 2.2 の値を利用する。*1

人体の放射率は参考文献 [39] の値を用いる。また、着衣は綿、車室内内装はプラスチックであると仮定し、これらの放射率は一般に知られている値を用いる。

反射率 ρ_i [-] は透過がないものとして $\rho_i = 1 - \epsilon_i$ とする。ガラスの放射率は実験により得られた値である。また、今回は入射角や放射角への依存性に関するデータが得られなかったため、垂直放射率、垂直反射率を用いている。

Table2.2 Reflectivity and emissivity of the surfaces

parts	infrared ray	
	reflectivity ρ_i [-]	emissivity ϵ_i [-]
skin	0.02	0.98
clothing	0.23	0.77
wall	0.05	0.95
glass	0.1	0.9

2.5.6 放射収支

面 S_i^{in} における正味の放射収支 q_{rd}^i [W] は、Gebhart の吸収係数を用いて次で記述される。

$$q_{rd}^i = \sum_{j=1}^N \epsilon_j \sigma A_j G_{ij} T_j^4 - A_i \epsilon_i \sigma T_i^4 \quad (2.55)$$

*1 綿およびプラスチックの放射率は下記の民間会社 Web ページを参考とした。

(1) Infrared Service, Inc.: Emissivity Values for Common Materials, <http://www.infrared-thermography.com/material-1.htm>

(2) OMEGA Engineering: Table of Total Emissivity, <http://www.omega.com/temperature/Z/pdf/z088-089.pdf>

ここで, Gebhart の吸収係数が持つ次の性質 [40] に注目する.

$$\sum_{j=1}^N G_{ji} = 1 \quad (2.56)$$

$$G_{ji}\epsilon_i A_i = G_{ij}\epsilon_j A_j \quad (2.57)$$

式 (2.56) は閉空間から放射が逃げない場合の性質であるが, ガラスは赤外域において不透明であることから車室内は閉空間となり成立する. 一方, 式 (2.57) は式 (2.54) と形態係数の相反則 $F_{ji}A_i = F_{ij}A_j$ から導かれる. これら二つの性質より次式を得る.

$$q_{rd}^i = A_i \epsilon_i \sigma \sum_{j=1}^N G_{ji} (T_j^4 - T_i^4) \quad (2.58)$$

これより, 上式で車体の形状と反射を考慮した放射による熱流を表現できる.

2.6 日射

2.6.1 日射モデル

自動車の温熱環境に対して日射は非常に大きな外乱となることから, 日射の影響を適切に評価することが望まれる. そこで, 車体と人体への日射の影響を評価するために日射モデルを作成する. 本論文では晴天時のみを対象とする. Fig. 2.11 に日射モデルの概要を示す.

Fig. 2.11 において, 日射強度が季節, 時間, 場所, 大気の状態などにより大きく変動することを考慮し, まず, 時間と車体位置, 車体姿勢情報から太陽位置推定アルゴリズム [41] を利用して太陽の絶対位置と車体との相対位置を求める. 次に, 大気の状態を考慮できる SPCTRAL2[21] を組み合わせ, 日射強度分布を求める. 日射強度分布を用いることでガラスの遮熱性能の評価が可能となる. また, 直達日射と散乱日射の車体や人体に対する振舞いが異なることを考慮してこれらを区別して扱う.

日射吸収量は, 車体外装の場合, SPCTRAL2 から得られる日射量と太陽位置の関係から求められる. 車体内装や乗員に対しては, ガラスの分光特性と日射到達位置を考慮して自動車室内へ入射する日射を求めることで, 日射吸収量を算出する.

ここで, 日射吸収量を求める対象について述べる. 日射の当たる自動車外装としては, 以下の $S_1^e \sim S_{16}^e$ を考慮し, それぞれの日射吸収量を求めることを考える.

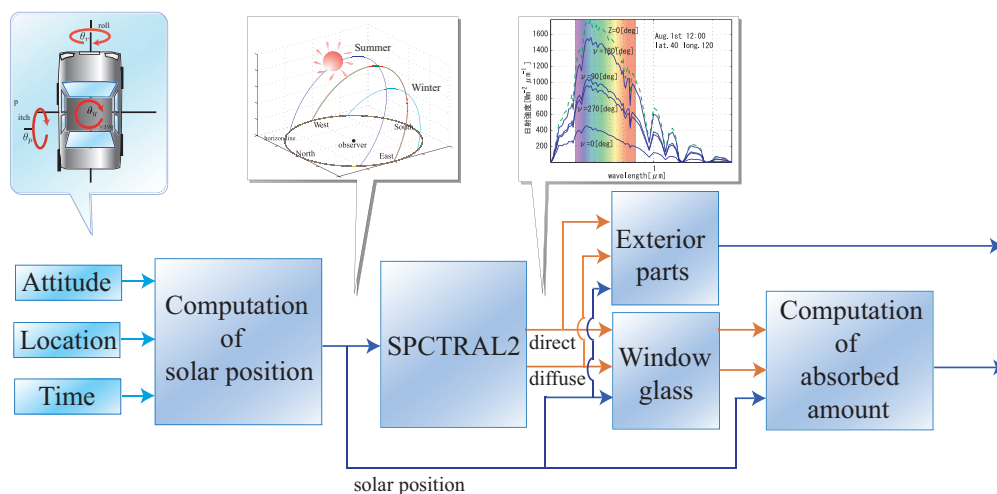


Fig.2.11 Insolation model

- | | | |
|---------------------------|---------------------------|---------------------------|
| Fr ウィンドウ (S_1^e) | FrAs ウィンドウ (S_2^e) | FrDr ウィンドウ (S_3^e) |
| Rr ウィンドウ (S_4^e) | RrAs ウィンドウ (S_5^e) | RrDr ウィンドウ (S_6^e) |
| ルーフ外装 (S_7^e) | FrDr ドア外装 (S_8^e) | FrAs ドア外装 (S_9^e) |
| RrDr ドア外装 (S_{10}^e) | RrAs ドア外装 (S_{11}^e) | FrDr ピラー外装 (S_{12}^e) |
| FrAs ピラー外装 (S_{13}^e) | RrDr ピラー外装 (S_{14}^e) | RrAs ピラー外装 (S_{15}^e) |
| トランクルーム外装 (S_{16}^e) | | |

自動車内装および乗員は Fig. 2.8 の 3D モデルで表現される形状を持つものとし、放射と同様に 39 の面 ($S_1^{in} \sim S_{39}^{in}$) で構成されているものとする。また、車体に取り付けられている次の 6 つのガラスを $g_1 \sim g_6$ と表記するものとする。

- | | | |
|--------------------|----------------------|----------------------|
| Fr ウィンドウ (g_1) | FrAs ウィンドウ (g_2) | FrDr ウィンドウ (g_3) |
| Rr ウィンドウ (g_4) | RrAs ウィンドウ (g_5) | RrDr ウィンドウ (g_6) |

ここで、Fr は車室内前部、Rr は車室内後部、Dr は運転席側、As は助手席側を意味する。以下、上述の部位における日射吸収量の詳細なモデル化手法について述べる。

2.6.2 太陽位置

日射吸収量計算のために、地表面から見た絶対太陽位置と車体から見た相対太陽位置を求める。

絶対位置は地表に届く日射強度分布を求める際に必要となる。この絶対太陽位置は天頂角 Z [rad], 方位角 AZ [rad](北を 0[rad] として時計回り) により表現する。これらは観測者の日時、位置情報 (緯度, 経度) をもとに太陽位置推定アルゴリズム [41] によって算出するか、または任

意の値に設定する．太陽位置推定アルゴリズムの詳細は文献 [41] を参照すること．

次に，車室内に入射する日射を算出するために必要となる相対太陽位置 (天頂角 \tilde{Z} [rad]，方位角 \tilde{AZ} [rad]) を求める．まず，上述の絶対位置 Z ， AZ [rad] によって絶対太陽位置ベクトル v_{sun} が次で定義できる．

$$v_{sun} = [\cos(AZ) \sin(Z) \quad -\sin(Z) \sin(AZ) \quad \cos(Z)]^T \quad (2.59)$$

相対太陽位置は，太陽が車体真上に位置するときを相対天頂角 $\tilde{Z} = 0$ [rad] とする．また，相対方位角 \tilde{AZ} は車体後方を基準に選び， $\tilde{AZ} = 0$ [rad] とし，車体に対し時計周りの方向を正の向きとして定義する．ここで，水平面上南向きに位置する車体姿勢を基準に，Fig. 2.12 に示される車体の姿勢角 (ロール θ_r [rad]，ピッチ θ_p [rad]，ヨー θ_y [rad]) から回転行列 R_{rpy} を得る．回転はロール，ピッチ，ヨーの順に行うものとする．

$$R_{rpy} = \begin{bmatrix} \cos \theta_y & -\sin \theta_y & 0 \\ \sin \theta_y & \cos \theta_y & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \theta_p & 0 & \sin \theta_p \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \theta_p & 0 & \cos \theta_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_r & -\sin \theta_r \\ 0 & \sin \theta_r & \cos \theta_r \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

これより，車体からみた相対太陽位置ベクトル \tilde{v}_{sun} は回転行列 R_{rpy} を用いて次で与えられる．

$$\tilde{v}_{sun} = R_{rpy} v_{sun} = \begin{bmatrix} \tilde{v}_{sun1} \\ \tilde{v}_{sun2} \\ \tilde{v}_{sun3} \end{bmatrix} \quad (2.61)$$

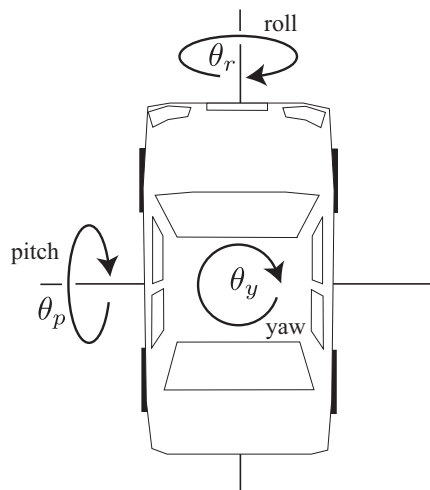


Fig.2.12 Attitude angle of an automobile

したがって、相対天頂角 \tilde{Z} [rad] と相対方位角 \tilde{AZ} [rad] は次式となる。^{*2}

$$\tilde{Z} = \cos^{-1}(\tilde{v}_{sun3}) \quad (2.62)$$

$$\tilde{AZ} = \begin{cases} \cos^{-1}\left(\frac{\tilde{v}_{sun1}}{\sin \tilde{Z}}\right) & (\tilde{v}_{sun2} < 0) \\ 2\pi - \cos^{-1}\left(\frac{\tilde{v}_{sun1}}{\sin \tilde{Z}}\right) & (\tilde{v}_{sun2} \geq 0) \end{cases} \quad (2.63)$$

また、上記の絶対位置、相対位置に加えて、車体外装に対する日射の入射角 ψ [rad] が必要となる。入射角は、Fig. 2.13 に示した絶対太陽位置ベクトル v_{sun} の回転と 3D モデルから得られる車体壁面法線ベクトル v_w を用いて計算できる。

$$\psi = \cos^{-1}\left(\frac{v_{sun}^T \cdot v_w}{\|v_{sun}\| \cdot \|v_w\|}\right) \quad (2.64)$$

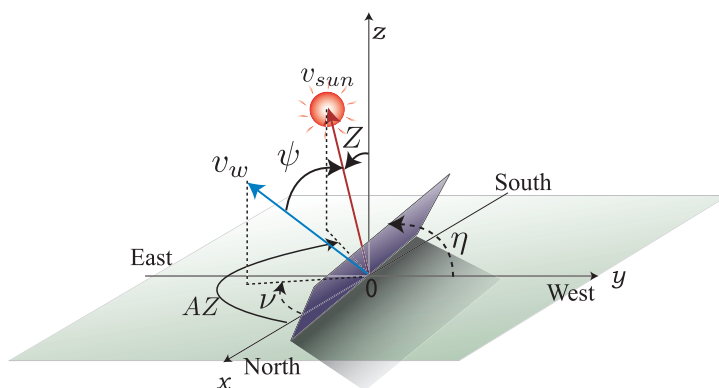


Fig.2.13 Position relation between the sun and the wall surface

2.6.3 日射強度分布

日射強度分布は SPCTRAL2[21] より求める。SPCTRAL2 は晴天時の大気の状態を詳細に再現し、直達日射と散乱日射の強度分布を出力する日射強度分布モデルである。大気の状態としては、レイリー散乱、水蒸気による吸収、オゾンによる吸収、エアロゾルによる吸収、その他気体成分による吸収を考慮する。

レイリー散乱は光の波長よりも小さいサイズの粒子によって光が散乱される現象である。このレイリー散乱は波長の短い光ほどよく散乱するため、日中は青色の光が散乱され空が青く見

^{*2} \cos^{-1} は $0 \leq \cos^{-1}(x) \leq \pi$ の値を返すものとする。

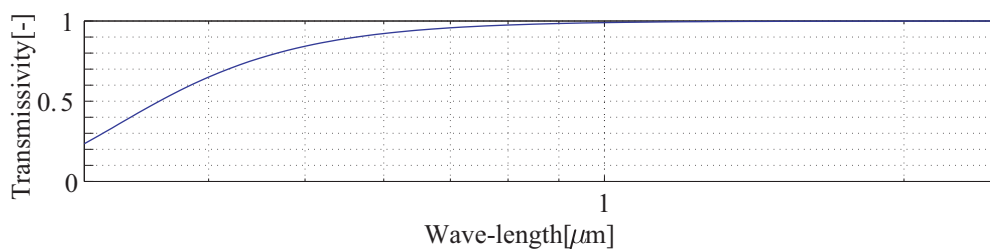


Fig. 2.14 Transmissivity of Rayleigh scattering

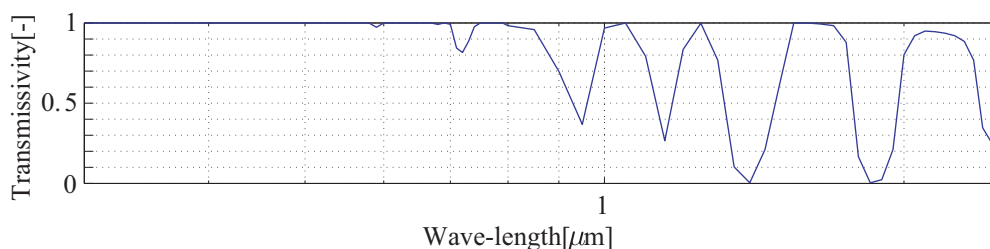


Fig. 2.15 Transmissivity of water vapor

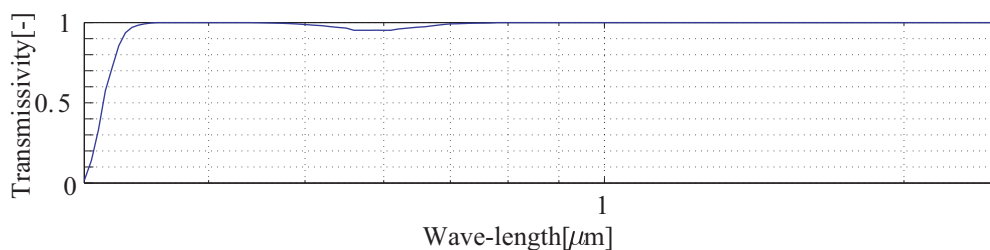


Fig. 2.16 Transmissivity of ozone

える。朝夕方は、太陽高度が低いいため大気が厚くなり、青い光は散乱により地表にあまり届かず、地表には波長の長い赤い光が届く。この現象を考慮したレイリー散乱の透過率を Fig. 2.14 に示す。なお、前述のように透過率は日射の通過する大気の厚さに依存し、太陽位置などから定まる。Fig. 2.14 は北緯 40 度東経 120 度の地点で 8 月 31 日の正午に予想される透過率となっている。

水蒸気による影響は水の吸収波長を考慮し、Fig. 2.15 に示す透過率を用いて表現する。Fig. 2.15 より、水蒸気は赤外域で複数の吸収波長帯があることがわかる。

オゾンによる吸収については、大気の厚さによって日射の吸収量が異なることから、緯度経度、時間を考慮して計算する。Fig. 2.16 に北緯 40 度東経 120 度の地点で 8 月 31 日の正午に予想されるオゾンの透過率を示す。オゾンの吸収波長帯は主に紫外域であり、また、一部の可視光域も吸収する。

エアロゾルは大気中に浮遊する粉塵のことを指す。光の波長より粒子が小さい場合はレイ

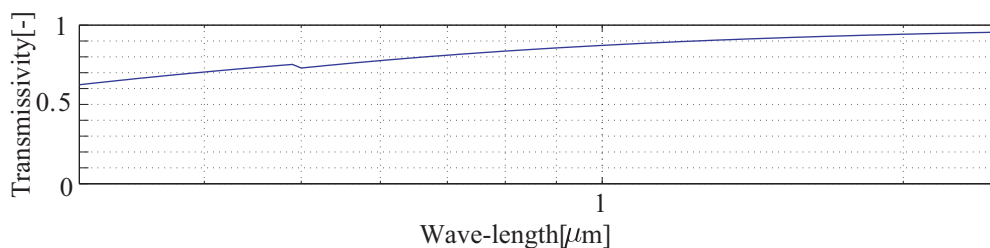


Fig.2.17 Transmissivity of aerosol

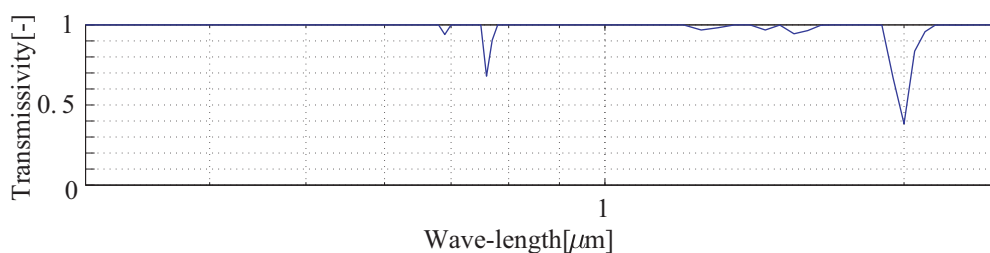


Fig.2.18 Transmissivity of mixed gas

リー散乱, 光の波長より粒子が同程度あるいは大きい場合はミー散乱により散乱が生じる。エアロゾルによる日射の透過率は Fig. 2.17 で表される。

その他の気体成分の日射透過率を Fig. 2.18 に示す。ここでは、主に二酸化炭素や酸素を想定している。この透過率は日射が通過する大気の厚さに依存し、Fig. 2.18 は北緯 40 度東経 120 度の地点で 8 月 31 日の正午を想定したものである。

SPCTRAL2 において、直達日射強度分布 $I_{d\lambda}$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$] は上述の透過率を用いて次で与えられる。

$$I_{d\lambda} = H_{0\lambda} D \tau_{o\lambda} \tau_{r\lambda} \tau_{w\lambda} \tau_{a\lambda} \tau_{u\lambda} \quad (2.65)$$

ここで、 λ は波長分布を意味し、 $H_{0\lambda}$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$] は大気端日射強度分布、 D [-] は地球-太陽間距離変化係数、 $\tau_{o\lambda}$, $\tau_{r\lambda}$, $\tau_{w\lambda}$, $\tau_{a\lambda}$, $\tau_{u\lambda}$ [-] はそれぞれオゾン、レイリー散乱、水蒸気、エアロゾル、その他気体の透過率を表す。Fig. 2.19 に全透過率の積と、このときの水平面に対する直達日射強度分布を Fig. 2.20 に示す (北緯 40 度東経 120 度の地点で 8 月 31 日の正午を想定)。これより、各大気状態の影響を反映した Fig. 2.20 のような強度分布が SPCTRAL2 から得られることになる。

また、散乱日射強度分布 $I_{s\lambda}$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$] は次式で与えられる。

$$I_{s\lambda} = (I_{r\lambda} + I_{a\lambda} + I_{g\lambda}) C_s \quad (2.66)$$

$I_{r\lambda}$, $I_{a\lambda}$, $I_{g\lambda}$ [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$] はレイリー散乱, エアロゾル, 地表面反射による散乱日射強度分布、 C_s [-] は補正係数を表す。それぞれの導出方法は文献 [21] を参照のこと。

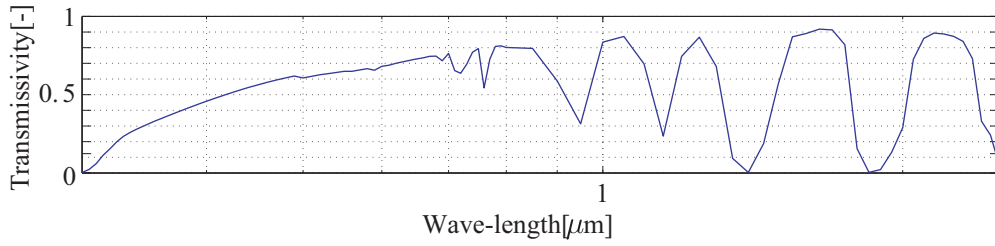


Fig.2.19 Product of all transmissivities

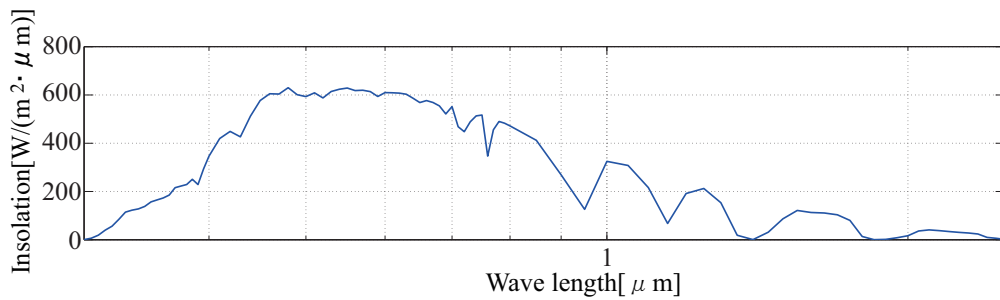


Fig.2.20 Insolation distribution

上述の直達、散乱日射の強度分布は水平面に対するものであり、自動車に対する日射を考える際には傾斜面に対する日射を求める必要がある。この傾斜面への日射強度分布 $I_{t\lambda}$ [$W/(m^2 \cdot \mu m)$] は次で与えられる。

$$I_{t\lambda} = I_{t1\lambda} + I_{t2\lambda} + I_{t3\lambda} + I_{t4\lambda} \quad (2.67)$$

ここで、 $I_{t1\lambda}$ [$W/(m^2 \cdot \mu m)$] は傾斜面へ直達で届く成分として以下で記述され、

$$I_{t1\lambda} = I_{d\lambda} \cos(\psi) \quad (2.68)$$

太陽周辺またはオーレオールから傾斜面へ届く成分 $I_{t2\lambda}$ [$W/(m^2 \cdot \mu m)$] は、

$$I_{t2\lambda} = I_{s\lambda} \tau_{r\lambda} \tau_{a\lambda} \tau_{o\lambda} \tau_{u\lambda} \tau_{w\lambda} \frac{\cos(\psi)}{\cos(Z)} \quad (2.69)$$

大気中で散乱されて傾斜面へ届く成分 $I_{t3\lambda}$ [$W/(m^2 \cdot \mu m)$] は、

$$I_{t3\lambda} = \frac{1}{2} I_{s\lambda} (1 + \cos(\eta)) (1 - \tau_{r\lambda} \tau_{a\lambda} \tau_{o\lambda} \tau_{u\lambda} \tau_{w\lambda}) \quad (2.70)$$

地表から反射のよって傾斜面へ届く成分 $I_{t4\lambda}$ [$W/(m^2 \cdot \mu m)$] は、

$$I_{t4\lambda} = \frac{1}{2} r_{g\lambda} (I_{d\lambda} \cos(Z) + I_{s\lambda}) (1 - \cos(\eta)) \quad (2.71)$$

と表される．ここで， $r_{g\lambda}$ [-] は地表アルベドを表し， ψ ， Z ， η [rad] はそれぞれ直達日射の入射角，太陽の天頂角，壁面の地表からの傾斜角である．ここまでの SPCTRAL2 における透過率や各日射強度分布における具体的なパラメータについては，文献 [21] を参照のこと．

以上より，傾斜面に到達する直達日射成分 $I_{td\lambda}$ [W/(m²·μm)] と散乱日射成分 $I_{ts\lambda}$ [W/(m²·μm)] はそれぞれ以下で与えられる．

$$I_{td\lambda} = I_{t1\lambda} \quad (2.72)$$

$$I_{ts\lambda} = I_{t2\lambda} + I_{t3\lambda} + I_{t4\lambda} \quad (2.73)$$

これより，車体外装 S_i^e の日射吸収量 q_{sun}^i [W] については， S_i^e に対する上記の日射量 $I_{td\lambda}^e$ と $I_{ts\lambda}^e$ を積分し，吸収率 α_i^e [-] と面積 A_i^e を乗算することで次式のように求めることができる．

$$q_{sun}^i = \alpha_i^e A_i^e \int (I_{td\lambda}^e + I_{ts\lambda}^e) d\lambda \quad (2.74)$$

なお，上式の積分は，SPCTRAL2 が 0.3~4[μm] の範囲で日射強度分布を作成できることから，その波長範囲内で行う．また，吸収率 α_i^e [-] は素材の物性値を基に決定する．

2.6.4 ガラス

ガラスの透過率分布 $\tau_{g\lambda}$ [-] は，Fig. 2.21 で示される実験で測定した値を使用する．Fig. 2.21 の透過率 $\tau_{g\lambda}$ [-] は垂直透過率であり，実際の透過率は入射角 ψ [rad] の増加に従って Fig. 2.21 に示した値から減少する．この現象を考慮するために，次で定義される補正係数 $C_d(\psi)$ [-] を導入する^{*3}．

$$C_d(\psi) = 1 - \exp \left\{ -9 \left(1 - \frac{2\psi}{\pi} \right) \right\} \quad (2.75)$$

Fig. 2.22 に入射角 ψ [rad] と補正係数 C_d [-] の関係を示す．この補正係数 C_d [-] を直達日射成分に乘算することで指向透過率を考慮することが可能となる．散乱日射成分は全ての方向から一様に入射するものとし，透過率の計算には補正係数の平均値 $\bar{C}_d = 0.889$ [-] を用いる．

以上より，ガラス g_k ($k = 1, 2, \dots, 6$) を透過後の直達日射強度分布 $I_{gd\lambda}^{gk}$ [W/(m²·μm)] と散乱日射強度分布 $I_{gs\lambda}^{gk}$ [W/(m²·μm)] は，SPCTRAL2 から得られるガラス g_k に届く直達日射強度分布 $I_{td\lambda}^{gk}$ [W/(m²·μm)] と散乱日射強度分布 $I_{ts\lambda}^{gk}$ [W/(m²·μm)] を用いて，それぞれ次で与えられる．

$$I_{gd\lambda}^{gk} = \tau_{g\lambda} C_d I_{td\lambda}^{gk} \quad (2.76)$$

$$I_{gs\lambda}^{gk} = \tau_{g\lambda} \bar{C}_d I_{ts\lambda}^{gk} \quad (2.77)$$

^{*3} 日本板硝子株式会社が一般に公開しているデータをもとに，入射角 50[deg] 付近から透過率が減少するように定義した．<http://glass-catalog.jp/pdf/g05-010.pdf>

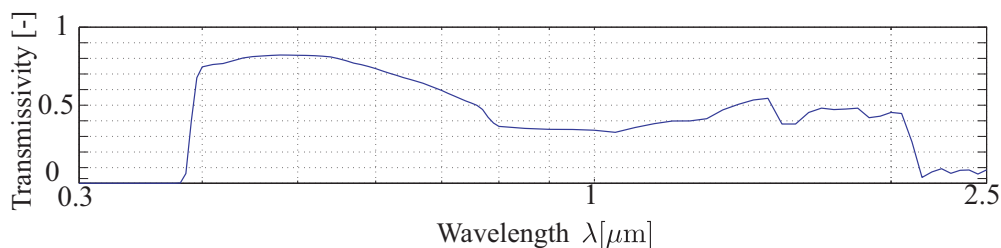


Fig.2.21 Transmissivity of glass

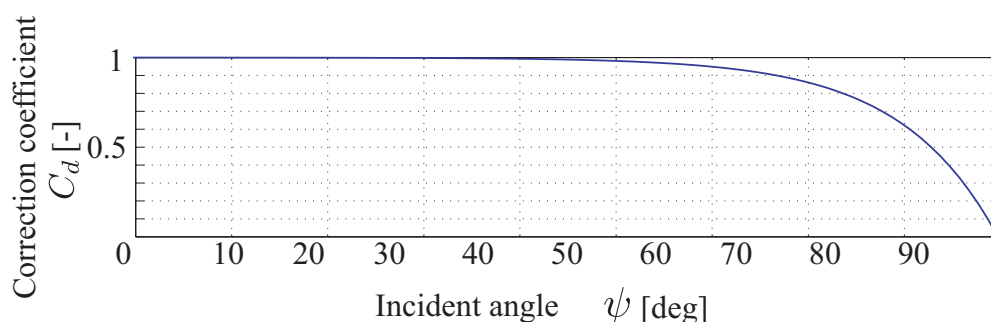


Fig.2.22 Correction coefficient for directional transmissivity

2.6.5 散乱日射吸収量

散乱日射は各ガラスの全面に一樣に入射するものとし、自動車室内に入射した日射が前節で考察した放射と同様に振舞うと仮定する。この仮定から Gebhart の吸収係数法 [20] が利用できる。ここで、散乱日射に対する Gebhart の吸収係数を $\tilde{G}_{kj}[-]$ と表記する。

$\tilde{G}_{kj}[-]$ を計算するためには、日射に対する吸収率 $\alpha [-]$ と反射率 $\rho [-]$ が必要であるが、これらは Table 2.3 の値を用いる。SPCTRAL2 により波長分布が得られることから、吸収率と反射率の波長分布を用いることで、より詳細な解析が可能となるが、今回は各部位の波長分布を得ることができなかつたため、吸収率と反射率の分光特性は無視する。人体皮膚の日射吸収率は文献 [42]、着衣は文献 [43]、車室内表面は文献 [8] の値を用い、全て不透明 ($\rho = 1 - \epsilon$) とする。ガラスは実験で測定したデータを用いる。衣服を透過する日射成分も考えられるが、多くの人体モデル [14, 15, 16] では衣服は単に熱抵抗として扱われることが多いため、本論文もこれらの文献に倣い透過成分は無視する。また、入射角に関する依存性は簡単化のため本論文では無視し、垂直吸収率、垂直反射率を用いる。なお、形態係数については放射に対して求めた値をそのまま使うことができることに注意する。

6 面あるガラスを透過した散乱日射のうち、自動車室内を構成する面 S_j^{in} が吸収するエネルギー

Table2.3 Absorptivity and reflectivity for insolation

parts	absorptivity $\alpha[-]$	reflectivity $\rho[-]$
skin	0.7	0.3
clothing	0.3	0.7
wall	0.75	0.25
normal glass	0.46	0.055
insulation glass	0.65	0.055

ギー q_s^j [W] は次式となる.

$$q_s^j = \sum_{k=1}^6 I_{gs}^{g_k} \tilde{G}_{jg_k} \quad (2.78)$$

$I_{gs}^{g_k}$ [W] はガラス g_k から放出される散乱日射量であり, ガラス内側の表面積 A_{g_k} [m²] を用いて以下で与えられる.

$$I_{gs}^{g_k} = \int I_{gs\lambda}^{g_k} d\lambda \cdot A_{g_k} \quad (2.79)$$

上式の積分は, SPCTRAL2 が 0.3~4[μm] の範囲で日射強度分布を作成できるため, その波長範囲内で行う.

2.6.6 直達日射吸収量

車室内に入射する直達日射は指向性があるため, 直達日射の到達する車室内表面の位置を解析する必要がある. 解析は 3D モデルを用いて 6 面あるガラス (g_1 から g_6) のそれぞれに対してモンテカルロ法により行う. 具体的な手順は次の通りである.

- 1) ガラス g_k を構成する三角形パッチから面積比に応じた確率でランダムに一つの三角形パッチを選択する.
- 2) 一様分布の擬似乱数 $r_1 = [0, 1)$, $r_2 = [0, 1)$ を用い, 選択した三角形パッチ内から以下の式で射出点 E を選ぶ.

$$E = (1 - r_1 - r_2)V_1 + r_1V_2 + r_2V_3 \quad (2.80)$$

ここで, $r_1 + r_2 \leq 1$, また, V_1, V_2, V_3 は選択した三角形パッチの頂点座標ベクトルを表すものとする.

- 3) E から光線を1本射出, Möller ら [37] の交差判定法で到達面を判定する. 光線の射出方向ベクトルは $-\tilde{v}_{sun}$ とする.
- 4) 手順1) から3) を M_{g_k} 回繰り返す. ガラス g_k から射出した光線がある面 S_j^{in} に到達する本数が m_{jg_k} の場合, 直達日射がガラス g_k を透過し, 面 S_j へ到達する直達日射の到達率 R_{jg_k} [-] は以下で与えられる.

$$R_{jg_k} = \frac{m_{jg_k}}{M_{g_k}} \quad (2.81)$$

- 5) 手順1) から4) を, 相対天頂角 \tilde{Z} は $0 \sim 90[\text{deg}]$, 相対方位角 \tilde{AZ} は $0 \sim 360[\text{deg}]$ の範囲で複数の太陽位置に対して繰り返す.

上記の手順で求められる R_{jg_k} [-] は太陽位置によって異なるため, 複数の太陽位置に対して計算を行う必要がある. 従って, R_{jg_k} は相対太陽位置に対するマップとなる.

上述の直達日射到達率 R_{jg_k} [-] は日射の到達する割合であり, 吸収率ではないことに注意する. 実際は, 到達後に壁面で反射, 吸収, 透過が生じる. そこで, ガラス g_k に入射して自動車室内に放出される直達日射量のうち, 面 S_j^{in} における直達日射の吸収率を B_{jg_k} [-] とする. このとき, 面 S_j^{in} に吸収される直達日射量 q_d^j [W] は次で与えられる.

$$q_d^j = \sum_{k=1}^6 I_{gd}^{g_k} B_{jg_k} \quad (2.82)$$

ここで, $I_{gd}^{g_k}$ [W] はガラス g_k を透過後の直達日射量を表し, 次で与えられる.

$$I_{gd}^{g_k} = \int I_{gd\lambda}^{g_k} d\lambda \cdot A_{g_k} \quad (2.83)$$

A_{g_k} [m²] はガラス g_k の面積を表す.

車室内の反射は全て完全拡散反射であると仮定する. このとき, ガラス g_k と透過した直達日射のうち, 面 S_j^{in} に吸収される量は, 日射に対する Gebhart の吸収係数 \tilde{G}_{ji} を用いて次で記述される.

$$I_{gd}^{g_k} B_{jg_k} = I_{gd}^{g_k} R_{jg_k} \alpha_j + \sum_{i=1}^N I_{gd}^{g_k} R_{jg_k} \rho_i \tilde{G}_{ji} \quad (2.84)$$

ここで, N は壁面総数, α_j [-] は吸収率, ρ_j [-] は反射率を表す. 上式より, B_{jg_k} [-] は

$$B_{jg_k} = R_{jg_k} \alpha_j + \sum_{i=1}^N R_{jg_k} \rho_i \tilde{G}_{ji} \quad (2.85)$$

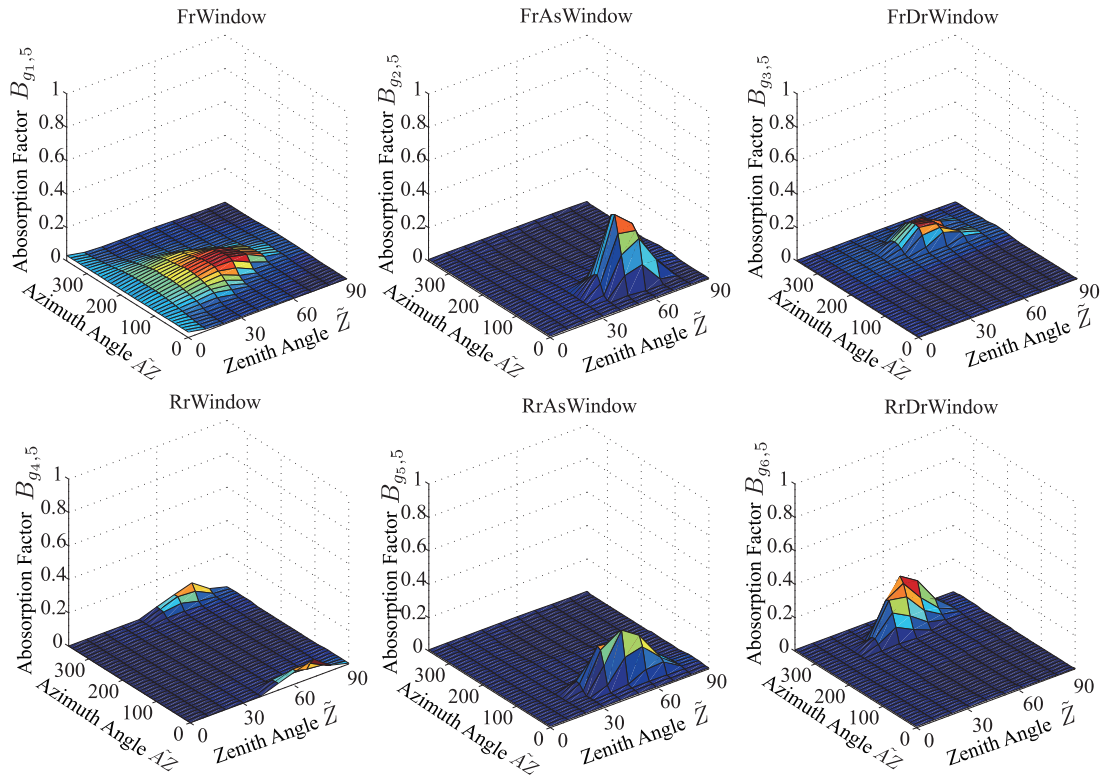


Fig.2.23 Absorption factor of direct insolation on the center console

で与えられる。直達日射到達率 R_{jgk} [-] が複数の相対太陽位置に対するマップで与えられることから、上式より直達日射吸収率 B_{jgk} [-] のマップを作成することができる。Fig. 2.23 に例として各ガラスからセンターコンソール (S_5^{in}) への直達日射吸収率 B_{jgk} のマップを示す。Fig. 2.23 は第一行の左からそれぞれ、Fr ウィンドウ、FrAs ウィンドウ、FrDr ウィンドウから届く直達日射の吸収率を表している。また、第二行の左からそれぞれ、Rr ウィンドウ、RrAs ウィンドウ、RrDr ウィンドウからの直達日射吸収率を表す。

最終的に、面 S_j^{in} が吸収する日射量 q_{sun}^j [W] は以下で与えられる。

$$q_{sun}^j = q_s^j + q_d^j = \sum_{k=1}^6 (I_{gs}^{gk} \tilde{G}_{jgk} + I_{gd}^{gk} B_{jgk}) \quad (2.86)$$

2.7 快適性評価

2.7.1 快適性

人体の快適性は気温、湿度、放射、風速、着衣量、代謝量の6要素に影響されることが知られている [23]。従って、気温だけでは快適性を評価することはできず、上記6要素を総合的に評価する必要がある。

これらの要素を総合して評価する指標はこれまでに数多く提案されており、一般に広く用いられる指標として Predictive Mean Vote (PMV)[23] と Standard new Effective Temperature (SET*)[12] が挙げられる。また、実験における自動車室内の温熱環境の評価としては ISO 14505 により、Equivalent Temperature T_{eq} の利用が提案されている [16, 24]。

このうち、PMV は計算が比較的容易であり、一般の建築物の評価においてはその有効性が確認されている。しかし、人体の感覚を正確に評価可能な環境は、快適と感じる範囲の近傍に限定されることが指摘されている [44]。また、本来、全身の快適性を評価するための指標であることから、自動車のように熱的偏りが生じやすい環境ではその評価の信頼性が低下する。

一方、SET*と T_{eq} は人体周りの温熱環境を標準環境と比較して評価し、体感温度を求める点では共通している。ただし、 T_{eq} はサーマルマネキンによる実験での評価を前提としており、発汗や湿度の影響を評価できない。SET*は数値サーマルマネキンを用いることで湿度変化にも対応可能である [45]。本来、SET*は全身の温熱環境指標として定義されているが [12]、人体モデルの身体部位毎に適用することで、局所的な SET*を定義することができる。郡ら [46] によって、自動車室内の熱的偏りを局所 SET*によって評価できることが実験によって確認されており、また、片岡ら [25] による被験者実験によって快適な局所 SET*の分布が調べられている。

本論文では、局所的な快適性の評価を行うことを目的に、SET*による快適性評価を試みる。以下、一般に用いられる代表的な評価指標である PMV や T_{eq} に触れ、本論文で使用する SET*の算出手法について述べる。

2.7.2 PMV

PMV は Fanger[23] によって提案された中等度の温熱環境における温冷感を測る指標である。PMV は人体を取り巻く外界を均一の環境として評価するため、局所的な温熱的快適性の議論には使えないが、比較的均質な一般建築物の温熱環境における快適性評価には有効である。この指標は Table 2.4 に示される7段階で快適性(温冷感)を表現する。

PMV の算出方法は以下の通りである. まず, 人体の熱の流出入をもとに, 単位皮膚表面積あたりの人体熱負荷 L [kcal/(h·m²)] を, 気温 T_a [°C], 水蒸気圧 P_a [mmHg], 風速 v_a [m/s], 平均放射温度 T_{mrt} [°C], 着衣量 I_{cl} [clo], 代謝量 M [kcal/h], 人体表面積 A_{Du} [m²], 皮膚-衣服面積比 f_{cl} [-] を用いて以下で定義する.

$$L = \frac{M}{A_{Du}} - 0.35 \left(43 - 0.061 \frac{M}{A_{Du}} - P_a \right) - 0.42 \left(\frac{M}{A_{Du}} - 50 \right) - 0.0023 \frac{M}{A_{Du}} (44 - P_a) - 0.0014 \frac{M}{A_{Du}} (34 - T_a) - f_{cl} h_{cv} (T_{cl} - T_a) - 3.4 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{ (T_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4 \} \quad (2.87)$$

上式の右辺第一項は代謝による産熱項であり, 基礎代謝と震え, 運動による産熱を表す. 第二項は不感蒸泄熱損失, 第三項は発汗による蒸発熱損失, 第四項は呼気の蒸発成分による熱損失, 第五項は呼気の温度差による熱損失項である. 第六項は対流による衣服と外界の熱交換, 第七項は衣服と外界の放射による熱交換である. なお, 衣服温度 T_{cl} [°C] は下式の反復計算で T_{cl} を更新することで得られる.

$$T_{cl}^* = 35.7 - 0.032 \frac{M}{A_{Du}} - 0.18 I_{cl} [f_{cl} h_{cv} (T_{cl} - T_a) + 3.4 \cdot 10^{-8} f_{cl} \{ (T_{cl} + 273)^4 - (T_{mrt} + 273)^4 \}] \quad (2.88)$$

また, 対流熱伝達率 h_{cv} [kcal/(h·m²·°C)] は式 (2.15) により与えられる (単位系が異なるため単位換算を要することに注意). これより, PMV は上述の人体熱負荷 L [kcal/(h·m²)] を用い

Table2.4 Comfort scale of PMV

PMV	Sensation
+3	hot
+2	warm
+1	slightly warm
0	neutral
-1	slightly cool
-2	cool
-3	cold

て以下で定義される [23] .

$$PMV = \left(0.352e^{-0.042(M/A_{Du})} + 0.032 \right) \cdot L \quad (2.89)$$

上記の PMV から予想される温冷感だけでは、快・不快の判断が容易ではない。そこで、PMV と不快の関係を示した Predicted Percentage Dissatisfied (PPD) が Fanger[23] によって提案されている。

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0.0335PMV^4 - 0.2179PMV^2)} \quad (2.90)$$

この PPD は PMV の値から、何 % の人が不快と感じているかを表す指標となっており、図示すると Fig. 2.24 のようになる。快適範囲は $-0.5 \leq PMV \leq +0.5$, $PPD \leq 10\%$ と定義されており、PMV=0 の場合でも 5[%] の人は不快と感じる可能性があることを示している。

2.7.3 Equivalent Temperature

Equivalent Temperature T_{eq} について概説する。 T_{eq} はある実環境に置かれた人体の顕熱放熱量 (蒸発熱を除くその他の放熱量) と同等の顕熱放熱量を有する標準環境の温度を指す。標準環境に換算しなおすことで、風速や放射などを総合して一つの尺度で評価ができる。

T_{eq} はサーマルマネキンを用いた評価を想定していることから、湿度変化の影響を無視して評価する。実環境における顕熱放熱量を $q_{dry} [W/m^2]$, サーマルマネキン表面温度を $T_s [K]$, 標準環境における顕熱伝達率 $h_{dry}^s [W/(m^2 \cdot K)]$ とすると $T_{eq} [K]$ は次で得られる。

$$T_{eq} = T_s - \frac{q_{dry}}{h_{dry}^s} \quad (2.91)$$

T_{eq} は前述の通り、潜熱を無視しているため、湿度変化は一般に扱えない。また、 T_{eq} と快適性の相関や h_{dry}^s の値については、あらかじめ実験を行って調べる必要がある。

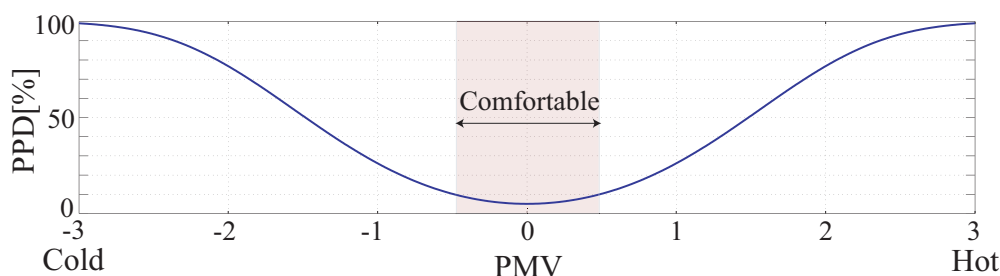


Fig.2.24 Relation between PPD and PMV

2.7.4 SET*

SET*は有効温度と呼ばれる快適性指標に属するものである。気温、湿度、放射、風速、着衣量、代謝率と人体体温調節モデルをもとに人体表面の放熱量を求め、その放熱量から一種の体感温度である有効温度と呼ばれる温度を算出して快適性を評価する。評価において標準環境を必要とし、実環境と同等の放熱量をもたらす標準環境の作用温度（気温と壁体放射温度の伝達率による重み付け平均温度）が有効温度となる。SET*の標準環境は Table 2.5 に示す条件で規定される。

SET*は単なる温度であり、快適性との関連を調べる必要があるが、先行研究において SET*と全身の温熱感覚の関係が Table 2.6 で与えられることが確かめられている [16]。

しかし、自動車の場合は日射などの要因から全身評価では乗員の快適性を適切に扱えないことが予想される。そこで、SET*を身体部位ごとに評価することで局所快適性の評価を試みる。片岡ら [25] は車室内での被験者を用いた官能評価を行っており、湿度 50[%]、日射なし、気流 0.1~0.2[m/s]、着衣量 0.6[Clo] 程度の環境下で気温を数通り変化させ、身体各部位の温冷感申告と各部位の SET*を対応付けしている。片岡らが求めた快適な SET*の中央値は Table 2.7

Table2.5 Standard Environment for SET*

Conditions	Value
humidity	50[%]
operative temperature	SET* [°C]
wind velocity	$v_a^s < 0.15$ [m/s]
Clo value	$I_{cl}^s = \frac{1.33}{M+0.74} - 0.095$ [Clo]
insolation	0 [W]

Table2.6 Relationship between SET* and thermal sensation of sedentary person

SET* [°C]	Sensation
>37.5	very hot, very uncomfortable
34.5-37.5	hot, very unacceptable
30.0-43.5	warm, uncomfortable
25.6-30.0	slightly-warm, slightly unacceptable
22.2-25.6	comfortable
17.5-22.2	slightly cool, slightly unacceptable
14.5-17.5	cool, unacceptable
10.0-14.5	cold, very unacceptable

Table2.7 Median of comfortable SET*

Parts	SET* [°C]
Head	23.14
Trunk	23.45
Arms	25.06
Legs	25.70

の通りである。

以下、SET*の算出方法について述べる。前述の通り、SET*の算出には部位 B_i における実環境と標準環境の放熱量が必要となる。そこで、まず、実環境における放熱量の導出を述べる。人体皮膚からの放熱は、伝導、対流、放射、蒸発により生じる。このうち顕熱は、衣服のない頭部については、式 (2.11), (2.13), (2.17) でそれぞれ記述できる。その他の衣服のある部位については、顕熱を式 (2.37) に示される衣服との熱交換によって間接的に考慮する。潜熱については式 (2.18) で評価する。これより、実環境における身体部位 B_i からの放熱量 H_{sk}^i [W] は、上述の各放熱量と日射吸収量 q_{sun}^i [W] から次式で与えられる。

$$H_{sk}^i = q_{cd}^i + q_{cv}^i + q_{rd}^i + q_{ev}^i - q_{sun}^i \quad (2.92)$$

また、全身の放熱量 H_{sk} [W] は以下となる。

$$H_{sk} = \sum_i H_{sk}^i \quad (2.93)$$

次に、実環境における皮膚濡れ率 w [-], 各身体部位の皮膚温度 T_{sk}^i [K] が得られているものとし、標準環境の放熱量の導出を行う。標準環境においては衣服を熱抵抗として扱う。作用温度 SET_i [K] の標準環境においても、身体部位 B_i が実環境と同様の皮膚濡れ率 w [-], 皮膚温度 T_{sk}^i [K] とすると、対流放熱量 H_{cv}^{si} [W] は以下の式で与えられる。

$$q_{cv}^{si} = h_{cv}^{si} F_{cl}^{si} f_{cl}^s A_{sk}^i (T_{sk}^i - SET_i) \quad (2.94)$$

放射による全身からの放熱量 H_{rd}^{si} [W] は周囲壁面が黒体であると仮定して次で与える。

$$q_{rd}^{si} = \epsilon_{sk}^{si} F_{cl}^{si} \sigma A_{sk}^i (T_{sk}^{i4} - SET_i^4) \quad (2.95)$$

放射率は皮膚に対する値を用いて $\epsilon_{sk}^s = 0.98$ [-] (赤外域) とする [39]。

F_{cl}^{si} [-] は Table 2.5 の着衣量 I_{cl}^s [Clo] における衣服熱効率率, h_{cv}^{si} [W/(m²·K)] は Table 2.5 の風速 v_a^s [m/s] と式 (2.15) から得られる標準環境の対流熱伝達率である。衣服熱効率率 F_{cl}^{si} [-] は

標準環境における対流熱伝達率 h_{cv}^{si} [W/(m²·K)] と、放射を線形化して得られる放射熱伝達率 h_{rd}^{si} [W/(m²·K)] を用いて次で与える.

$$F_{cl}^{si} = \frac{I_a^{si}}{0.155I_{cl}^s + I_a^{si}} \quad (2.96)$$

$$I_a^{si} = f_{cl}^s (h_{cv}^{si} + h_{rd}^{si}) \quad (2.97)$$

ここで、放射熱伝達率 h_{rd}^{si} [W/(m²·K)] は以下のように表現するものとした.

$$h_{rd}^{si} = \epsilon_{sk}^{si} \sigma (T_{sk}^i + SET_i) (T_{sk}^{i2} + SET_i^2) \quad (2.98)$$

次に、標準環境における蒸発による全身からの放熱量 H_{ev}^{si} [W] は以下で与えられる.

$$q_{ev}^{si} = w F_{pcl}^{si} f_{cl}^s h_{ev}^{si} A_{sk}^i (P_{sk}^i - \phi_a^s P_{SET}^i) \quad (2.99)$$

ここで、相対湿度 ϕ_a^s [-], 潜熱伝達率 h_{ev}^{si} [W/(m²·kPa)], 衣服湿熱効率 F_{pcl}^{si} [-] は Table 2.5 の標準環境における値である. また、 P_{sk}^i [kPa], P_{SET}^i [kPa] はそれぞれ実環境における部位 B_i の皮膚温度 T_{sk}^i [K] と標準環境の外気温度 SET_i [K] における飽和水蒸気圧を表す.

これより、標準環境における放熱量 H_{sk}^{si} [W] は次で与えられる.

$$H_{sk}^{si} = q_{cv}^{si} + q_{rd}^{si} + q_{ev}^{si} \quad (2.100)$$

定義より、SET*は以下の関係を満たさなければならない.

$$H_{sk}^{si}(SET_i) = H_{sk}^i \quad (2.101)$$

熱伝達は一般に線形性が強いいため、上式を満たす SET*は Newton 法などを用いることで容易に計算することができる.

2.8 グラフ理論による定式化

2.8.1 熱回路とグラフ

これまで作成してきた自動車温熱環境モデルは、複数のモデルを熱移動と水蒸気移動により結合することで成り立っている. そこで、これらをネットワークとみなして、ネットワーク構造とパラメータを分離することを考える. さらに、分離したネットワーク構造とパラメータを用いて、温熱環境モデルを温度 T_i と絶対湿度 X からなる下式の状態 $x \in \mathbb{R}^n$ に対する状態方程式として表現することを試みる.

$$x = [T_1 \quad \cdots \quad T_{n-1} \quad X]^T \quad (2.102)$$

Table2.8 Relation between heat circuit and electric circuit

Heat circuit	Electric circuit
heat capacitance	condenser
heat resistance	resistance
temperature	voltage
heat flow	current
heat generation	current source

まず、ネットワーク構造を明らかにするために温度モデルを熱回路で表現する。熱回路は集中定数系の温度モデルを電気回路として表現したものであり、一般に電気回路素子と Table 2.8 のような対応関係があることが知られている。集中定数系の電気回路はネットワークの一例として知られており、このことから温熱環境がネットワーク構造を有することは明らかであるといえる。なお、絶対湿度についても、絶対湿度と温度、水蒸気移動と熱流を対応付けることで同様に回路を定義できる。

例として、二つの物体 O_1 , O_2 が互いに接触、物体 O_2 は隣接する外部空気と接触している場合を想定し、 O_1 , O_2 の温度の動特性を考える。物体 O_1 は熱容量が C_1 [J/K]、温度が T_1 [K] であるものとし、物体 O_2 の熱容量を C_2 [J/K]、温度を T_2 [K]、外部入力である外部空気温度を T_o [K] とする。さらに、物体 O_1 , O_2 は発熱しており、その発熱量をそれぞれ M_1 [W], M_2 [W] とする。

このとき、物体 O_1 , O_2 間には伝導による熱流が存在し、この熱流は伝導熱コンダクタンス K_{12} [W/K](熱抵抗の逆数) に従って流れるものとする。また、物体 O_2 と外部空気の間に対流による熱流が存在し、その対流熱コンダクタンスは K_{2a} [W/K] とする。このとき、Table 2.8 より、温度モデルの熱回路は Fig. 2.25 となる。

次に熱回路をグラフで表現することを考える。グラフのノードを各物体の温度と ground に

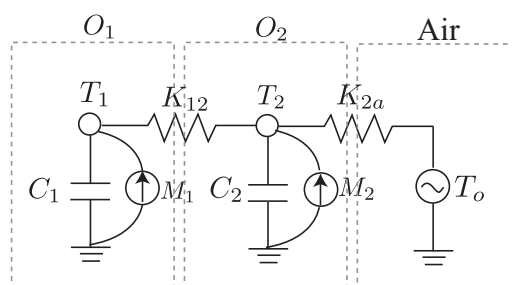


Fig.2.25 Heat circuit

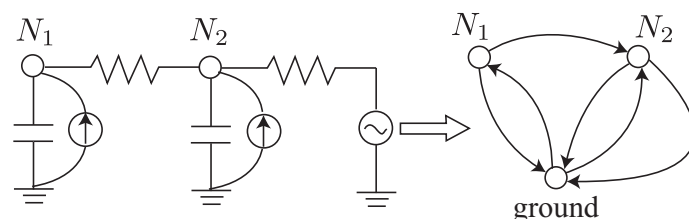


Fig.2.26 Graph of heat circuit

対応するように設け、接続関係を表す辺は有向辺として熱流の向きに合わせる．このとき、Fig. 2.25 は Fig. 2.26 のように変換される．これより、物体 O_1 , O_2 , ground 間に熱流によるネットワークが存在しており、その構造がグラフで表現されたことがわかる．

複雑な温熱環境の場合であっても同様に上述の概念を利用することで、温熱環境の構成要素 N_i と ground に対応するノードを熱流を表す有向辺で接続することで、グラフ理論を用いた温熱環境の記述が可能となる．以降、上述のようなグラフを代数的に取り扱う手法と、温熱環境モデルのネットワーク構造とパラメータの分離、状態方程式の算出手法について述べる．

2.8.2 接続行列

熱流を表現するグラフを代数的に記述する．ここでは、グラフの構造を ground を基準点とした $(n \times m)$ の規約接続行列 L で表現することを考える．この接続行列 L は列ベクトルで表現された有向辺 $l_j \in \mathbb{R}^n$ を用いて以下で表される．

$$L = [l_1 \quad l_2 \quad \cdots \quad l_m] \quad (2.103)$$

有向辺 l_j における i 行目の要素 l_{ij} は以下で定義される．

$$l_{ij} = \begin{cases} -1 & (\text{if the edge } l_j \text{ enters node } N_i) \\ 1 & (\text{if the edge } l_j \text{ leaves node } N_i) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (2.104)$$

本論文では熱流を表現することを目的に、出力を表す接続行列 L^+ と入力を表す接続行列 L^- (両者ともに $(n \times m)$ の ground を基準点とした規約接続行列) を定義し、それぞれの i 行 j 列目の要素を次で与える．

$$\begin{aligned} l_{ij}^+ &= \begin{cases} 1 & (\text{if the edge } l_j \text{ leaves node } N_i) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \\ l_{ij}^- &= \begin{cases} -1 & (\text{if the edge } l_j \text{ enters node } N_i) \\ 0 & (\text{otherwise}) \end{cases} \end{aligned} \quad (2.105)$$

なお, 上記の各接続行列には次の関係が成り立つ.

$$L = L^+ + L^- \quad (2.106)$$

本論文では出力の方向を + とすることに注意してほしい.

2.8.3 熱収支の表記法

各ノードにおける熱の流入出の情報はグラフの接続行列に格納されており, ノード N_i, N_j を結ぶ有向辺 l_k 上を流れる熱流量を \tilde{q}_k とすると各ノードの正味の熱流量収支 $q \in \mathbb{R}^n$ は以下で与えられる.

$$q = -\tilde{L}\tilde{q}$$

$$\tilde{q} = [\tilde{q}_1 \quad \tilde{q}_2 \quad \cdots \quad \tilde{q}_m]^T \in \mathbb{R}^m \quad (2.107)$$

\tilde{L} は接続行列であり, ノード間で熱量が保存される時は $\tilde{L} = L$, 熱流が外部環境へ逃げるときは $\tilde{L} = L^+$, 熱流が外部環境から入り込むときは $\tilde{L} = L^-$ になる. 右辺の $-$ は有向辺の出力の向きを正としたためである.

ground を基準点としてノード N_i が状態 x_i で定まるノードポテンシャル $v_i(x_i)$ を持つものとする. また, Fig. 2.27 に示されるように有向辺 l_k 上には, 有向辺 l_k に接続する2つのノード N_i, N_j のそれぞれのノードポテンシャル $v_i(x_i), v_j(x_j)$ から定まるノード間ポテンシャル $\tilde{v}_k(v_i, v_j)$ と, 熱コンダクタンス K_k が存在するものとする. このとき, 熱流量 \tilde{q}_k はコンダクタンス K_k とノード間ポテンシャル \tilde{v}_k の積で与えられ, 次式が成り立つ.

$$\tilde{q} = K\tilde{v}$$

$$K = \text{diag}(K_1, K_2, \cdots, K_m)$$

$$\tilde{v} = [\tilde{v}_1, \tilde{v}_2, \cdots, \tilde{v}_m]^T \in \mathbb{R}^m \quad (2.108)$$

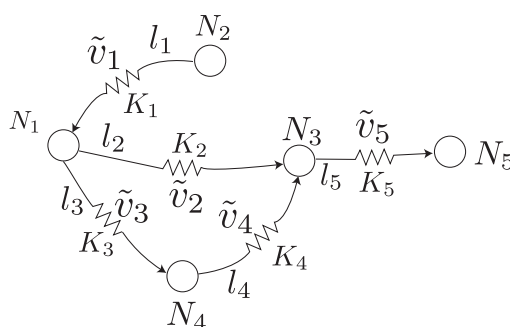


Fig.2.27 An example of conductance and potential on the edge

これより, 式 (2.107) は次式となる.

$$q = -\tilde{L}K\tilde{v} \quad (2.109)$$

ノード間ポテンシャル \tilde{v} は熱移動様式によって表現が異なる. 後節でその詳細を述べる.

2.8.4 ノード間の熱流

ノード間には対流と伝導, 放射, 蒸発といった熱流が生じる. これらの熱流量を得るために必要な熱流のネットワークはそれぞれ異なることから, 各熱流に対して個別にグラフを作成することで対応することとする.

まず, 対流に注目する. 対流による熱流量 q_{cv} [W] は, 前述のように, 1) 物体表面-空気間, 2) 空気-空気間に分けることができ, 式 (2.12) で記述される. ここでは, 要素 N_i - N_j 間の有向辺に沿って流れる熱流 q_{cv} [W] に注目すると, 要素 N_i から N_j へ向かう熱流を正として次式で与えられる.

$$\begin{aligned} q_{cv1} &= h_{cv}^{ij} A_{ij} (x_i - x_j) & (N_i \in \Lambda, N_j \in \Phi \text{ or } N_i \in \Phi, N_j \in \Lambda) \\ q_{cv2} &= c_{air} W_{ji} x_i & (\text{from } N_i \in \Phi \text{ to } N_j \in \Phi) \end{aligned} \quad (2.110)$$

なお, $N_j \in \Phi$ から $N_i \in \Phi$ への熱流も存在するが上式と同様に扱うことができるため, 冗長となることからここでは触れない.

伝導は接触する要素間の温度勾配にしたがって生じる. 接触する要素 $N_i, N_j \in N$ 間で生じる伝導熱流量 q_{cd} [W] は以下で与えられる.

$$q_{cd} = K_{cd}^{ij} (x_i - x_j) \quad (2.111)$$

ここで, 前節の通りに各温度に対応するノードを設け, 物体表面-空気間, 空気-空気間の対流と伝導の熱流に関するグラフをそれぞれ作成する. 得られたグラフに対し, まず, 物体表面-空気間の対流による熱流 q_{cv1} と伝導による熱流 q_{cd} を求めることを考える. 両者の熱流量はノード間を出入りし, 熱量が保存されるため, 式 (2.109) において $\tilde{L}_{cv1} = L_{cv1}$, $\tilde{L}_{cd} = L_{cd}$ とする.

ノード N_i, N_j 間のノード間ポテンシャル \tilde{v}_k は, Fig. 2.28 のように ground から各ノードへのポテンシャル v_i, v_j の合成として $\tilde{v}_k = v_i - v_j$ と表現できる. 接続行列 L の有向辺 l_k がこの合成に関する情報を有しており, $\tilde{v}_k = l_k^T v$, $v \ni v_i$ となることから次式が成り立つ [22].

$$\tilde{v} = L^T v \quad (2.112)$$

ノードポテンシャルベクトルを $v = x$ とすると, 物体表面-空気間の対流熱流量ベクトル q_{cv1} と伝導熱流量ベクトル q_{cd} は次式となる.

$$q_{cv1} = -L_{cv1} K_{cv1} L_{cv1}^T x \quad (2.113)$$

$$q_{cd} = -L_{cd} K_{cd} L_{cd}^T x \quad (2.114)$$

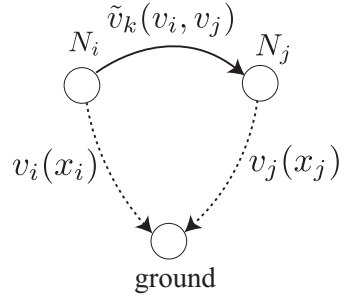


Fig.2.28 Potential gradient between two nodes

上式の対角なコンダクタンス行列 K_{cv1} , K_{cd} における k 番目の対角要素 $K_{cv1,k}$, $K_{cd,k}$ は、式 (2.110), 式 (2.111) より以下で与えられる。

$$\begin{cases} K_{cv1,k} = h_{cv}^{ij} A_{ij} \\ K_{cd,k} = K_{cd}^{ij} \end{cases} \quad (2.115)$$

次に、空気-空気間の対流熱流量 q_{cv2} について考える。空気-空気間における熱流量は式 (2.110) で記述され、その熱量はノード間で保存される。従って、式 (2.109) において $\tilde{L}_{cv2} = L_{cv2}$ である。ここで、ノードポテンシャルを $v = x$ とする。このとき、ノード間を流れる熱流量 $\tilde{q}_{cv2} \in \mathbb{R}^m$ は式 (2.110) より、出力側のノードポテンシャルのみで定まる。従って、ノード間ポテンシャル \tilde{v}_{cv} は次式で表すことができる。

$$\tilde{v}_{cv2} = L_{cv2}^{+T} x \quad (2.116)$$

これより、空気-空気間の対流熱流量ベクトル q_{cv2} は次で与えられる。

$$q_{cv2} = -L_{cv2} K_{cv2} L_{cv2}^{+T} x \quad (2.117)$$

コンダクタンス行列 K_{cv2} の k 番目の対角要素 $K_{cv2,k}$ は式 (2.110) より以下で与えられる。

$$K_{cv2,k} = c_{air} W_{ji} \quad (2.118)$$

次に、放射に注目する。放射は空気を全ての波長領域において透明と仮定すると物体表面間のみで生じる。ノード $N_i, N_j \in \Lambda$ 間の熱流量 $q_{rd}[\text{W}]$ は下式で与えられる。

$$q_{rd} = \epsilon_i \sigma A_i G_{ji} (x_i^4 - x_j^4) \quad (2.119)$$

ここで、次のベクトル関数 $R(x)$ を定義する。

$$\begin{aligned} R(x) &= [R(x_1) \quad R(x_2) \quad \cdots \quad R(x_n)]^T \\ R(x_i) &= x_i^4 \end{aligned} \quad (2.120)$$

次に、放射に対するグラフを作成し、ノード N_i のノードポテンシャルを $v_i = R(x_i)$ とする。このとき、ノード間ポテンシャル \tilde{v}_k は、2つのノードのポテンシャル v_i, v_j の差で与えられることから、ノード間ポテンシャル \tilde{v}_{rd} は次のようになる。

$$\tilde{v}_{rd} = L_{rd}^T R(x) \quad (2.121)$$

また、放射はノード間で熱量が保存され、 $\tilde{L}_{rd} = L_{rd}$ である。これより、放射熱流量ベクトル q_{rd} は次で与えられる。

$$q_{rd} = -L_{rd} K_{rd} L_{rd}^T R(x) \quad (2.122)$$

コンダクタンス行列 K_{rd} の k 番目の対角要素 $K_{rd,k}$ は式 (2.119) より以下で与えられる。

$$K_{rd,k} = \epsilon_i \sigma A_i G_{ji} \quad (2.123)$$

蒸発による熱流は、主に人体表面からの蒸発熱を扱うことを目的としているため、人体モデルで用いられる次式を使用する。

$$q_{ev} = w F_{pcl}^i h_{ev}^i f_{cl}^i A_i (P(x_j) - P(x_i)) \quad (2.124)$$

上式において、 $N_i \in \Lambda$, $N_j \in X$ である。 $P(x_j)$ [kPa] は $N_j \in X$ の水蒸気圧である。水蒸気圧 $P(x_i)$ [kPa] は以下の式で与える [28, 29]。

$$P(x_i) = \begin{cases} 0.611 \cdot 10^{\frac{7.5(x_i - 273.15)}{(x_i - 273.15) + 237.3}} & (\text{if } x_i \text{ is temperature}) \\ \frac{P_0 x_i}{0.622 + x_i} & (\text{if } x_i \text{ is humidity}) \end{cases} \quad (2.125)$$

P_0 [kPa] は大気圧を表す。ノード間ポテンシャル \tilde{v}_{ev} は壁面であるノード $N_i \in \Lambda$ と空気であるノード $N_j \in X$ の水蒸気圧差に依存する。そこで、式 (2.125) の飽和水蒸気圧 $P(x_i)$ [kPa] を用いて次のベクトル関数 $P(x)$ を定義する。

$$P(x) = [P(x_1) \quad P(x_2) \quad \cdots \quad P(x_n)]^T \quad (2.126)$$

ここで、蒸発によって生じる熱流は物体 N_i から熱量を持ち去るが、その熱量は水の状態変化に利用されることに注意しなくてはならない。従って、見かけ上は N_i から N_j の方向に熱流が生じるが、潜熱であることから N_j への熱の流入はなく、水蒸気の流れとして N_j に流れこむことになる。ここで、有向辺を熱流の向きに合わせてノード $N_i \in \Lambda$ から $N_j \in X$ の向きに取ることでグラフを作成し、水の蒸発潜熱を β_w [J/kg] とすると、蒸発による熱流量ベクトル q_{ev} と水蒸気移動量ベクトル m_{ev} の和は次式で与えられる。

$$q_{ev} + m_{ev} = -(L_{ev}^+ + \frac{1}{\beta_w} L_{ev}^-) K_{ev} L_{ev}^T P(x) \quad (2.127)$$

コンダクタンス行列 K_{ev} の k 番目の対角要素 $K_{ev,k}$ は式 (2.124) より以下で与えられる.

$$K_{ev,k} = wF_{pcl}^i h_{ev}^i f_{cl}^i A_i \quad (2.128)$$

2.8.5 節点-外部環境間の熱流

節点と外部環境間には, 対流, 伝導, 放射, 水蒸気の流れが存在し, それぞれのグラフを節点 N_i と ground 間の有向辺で表現するものとする. このとき, 各節点における熱流, 水蒸気の流れはこれまでと同様の考えに基づいて議論できる.

ここで, 有効辺 l_k の接続する外部環境の状態を x_k^a とする. 節点-ground 間のポテンシャル $\tilde{v}_k(x_i, x_k^a)$ は, 節点ポテンシャル $v_i(x_i)$ と有向辺 l_k に対応する外部環境ポテンシャル $v_k^a(x_k^a)$ の差分で与えられるため, 次式が成り立つ.

$$\tilde{v} = Lv - v^a \quad (2.129)$$

ここで, $v^a(x^a) \ni v_k^a$ であり, $x^a \in \mathbb{R}^m$ は外部環境温度ベクトルである. 対流 (壁面-空気間, 空気-空気間), 伝導, 放射, 水蒸気の流れに影響する外部環境ベクトルをそれぞれ定義し, x_{cv1}^a , x_{cv2}^a , x_{cd}^a , x_{rd}^a , x_{wv}^a で表す.

壁面-空気間の対流と伝導において, 節点ポテンシャルを $v = x$, と外部環境ポテンシャルを $v_{cv1}^a = x_{cv1}^a$, $v_{cd}^a = x_{cd}^a$ とする. 放射においては節点ポテンシャルを $v = R(x)$, 外部環境ポテンシャルを $v_{rd}^a = R(x_{rd}^a)$ とする. このとき, 節点-外部環境間の対流, 伝導, 放射による熱流量ベクトル q_{cv1}^a , q_{cd}^a , q_{rd}^a は次式で得られる.

$$q_{cv1}^a = -L_{cv1}^a K_{cv1}^a (L_{cv1}^{aT} x - x_{cv1}^a) \quad (2.130)$$

$$q_{cd}^a = -L_{cd}^a K_{cd}^a (L_{cd}^{aT} x - x_{cd}^a) \quad (2.131)$$

$$q_{rd}^a = -L_{rd}^a K_{rd}^a \{L_{rd}^{aT} R(x) - R(x_{rd}^a)\} \quad (2.132)$$

空気-空気間の対流熱流量 q_{cv2}^a は, 節点ポテンシャルを $v = x$ とし, 外部環境ポテンシャルを $v_{cv2}^a = x_{cv2}^a$ とすると, 式 (2.110) より, 出力する節点の温度にのみ依存するため, 以下が成り立つ.

$$q_{cv2}^a = -L_{cv2}^a K_{cv2}^a L_{cv2}^{a+T} x - L_{cv2}^a K_{cv2}^a L_{cv2}^{a-} x_{cv2}^a \quad (2.133)$$

次に式 (2.23) における漏れ空気と空調風による水蒸気の流れ m_{lea} , m_{AC} [kg/s] を考える. 漏れ空気による水蒸気流量 m_{lea} [kg/s] は自動車室内絶対湿度 X [kg/kg³] と外部環境絶対湿度 X_a [kg/kg³] によって式 (2.22) のように定義する. また, 空調による水蒸気流量 m_{AC} [kg/s]

は、吹出し風による水蒸気の供給と、吸気による水蒸気の排出によって定まるものとし、式(2.23)で定義される。上記の水蒸気の流れをグラフで表現するために、相対湿度ベクトル $x_{wv}^a = [X_a \ X_{AC}]^T$ を定義する。このとき、節点のポテンシャルを $v = X$ 、外部環境ポテンシャルは $v^a = x_{wv}^a$ とする。節点 $N_i \in X$ から ground の方向へ有向辺を取ると、水蒸気移動量ベクトル m_{wv}^a は以下で与えられる。

$$m_{wv}^a = -L_{wv}^T K_{wv}^a (L_{wv}^{aT} x - x_{wv}^a) \quad (2.134)$$

コンダクタンス行列 K_{wv} の k 番目の対角要素 $K_{wv,k}$ は以下で与えられる。

$$K_{ev,k} = \begin{cases} W_{lea} & \text{(by leaking air)} \\ W_{bl} & \text{(water-vapor flow from HVAC)} \end{cases} \quad (2.135)$$

発熱(日射も含む)と吸熱を表す q_m は、節点-ground間の熱流とみなし、節点-ground間の有向辺で表すと次で与えられる。

$$q_m = -L_M M \\ M = [M_1 \ M_2 \ \cdots \ M_m]^T \quad (2.136)$$

ここで、 $M_k[W]$ は有向辺 l_k に対応する発熱、吸熱の絶対量である。

2.8.6 グラフを用いた状態方程式の導出

状態 x についての状態方程式を、前節で述べたグラフによる熱流表現を用いて記述すると以下となる*1。

$$C \frac{dx}{dt} = Ax + B_1 R(x) + B_2 P(x) + Dd \quad (2.137)$$

$$x = [T_1 \ \cdots \ T_{n_1} \ X]^T$$

$$A = -L_{A1} K_A L_{A2}^T$$

$$B_1 = -L_{B1} K_{B1} L_{B1}^T$$

$$B_2 = -L_{B2}^+ K_{ev} L_{ev}^T$$

$$D = L_D K_D$$

$$d = [x_{cv1}^a \ L_{cv2}^{a-} x_{cv2}^a \ x_{cd}^a \ R(x_{rd}^a) \ x_{wv}^a \ M]^T$$

$$L_{A1} = [L_{cv1} \ L_{cv2} \ L_{cv1}^a \ L_{cv2}^a \ L_{cd} \ L_{cd}^a \ L_{wv}^a]$$

$$L_{A2} = [L_{cv1} \ L_{cv2}^+ \ L_{cv1}^a \ L_{cv2}^{a+} \ L_{cd} \ L_{cd}^a \ L_{wv}^a]$$

$$L_{B1} = [L_{rd} \ L_{rd}^a]$$

$$L_{B2} = L_{ev}^+ + \frac{1}{\beta_w} L_{ev}^-$$

$$\begin{aligned}
L_D &= [L_{cv1}^{aT} \quad -L_{cv2}^{a-} \quad L_{rd}^{aT} \quad L_{wv}^{aT} \quad -L_M] \\
K_A &= \text{blockdiag}(K_{cv1}, K_{cv2}, K_{cv1}^a, K_{cv2}^a, K_{cd}, K_{cd}^a, K_{wv}^a) \\
K_{B1} &= \text{blockdiag}(K_{rd}, K_{rd}^a) \\
K_D &= \text{blockdiag}(K_{cv1}^a, K_{cv2}^a, K_{cd}^a, K_{rd}^a, K_{ev}^a, I)
\end{aligned}$$

式 (2.137) において、行列 C は熱容量を対角成分に持つ行列であり、右辺第一項は状態 x に対する線形項、右辺第二項、第三項は放射と蒸発に関する非線形項、右辺第四項は外乱項を表す。空調制御時などの制御入力加わる場合は、右辺第四項の対応する成分を制御入力項として取り出す。行列 A, B_1, B_2, D はそれぞれ、熱流のネットワークを表す接続行列 L とパラメータを対角成分に持つ行列 K によって表現されている。このことは、一度分離した熱流ネットワークの構造とパラメータから状態方程式を構築できることを意味している。

2.9 モデルの有効性

2.9.1 実験とシミュレーションの条件

モデルの有効性を確認するため、実験による測定結果とシミュレーション結果を比較する。実験は環境試験室を利用する。環境試験室は走行時の環境を屋内で再現できる試験室であり、外気温度の制御や、タイヤを空転させるローラーと送風ファンを用いた走行環境の再現、日射近似光ランプを用いた屋外環境の再現が可能である。

実験では真夏におけるクールダウンを想定し、炎天下で放置された状態を初期状態とする。車両はセダンタイプのものとし、乗員をドライバーのみとする。また、実験の開始と同時にエンジンと空調システムを始動し、車両の走行と車室内の冷却を行う。走行速度は実験開始から30分間は40[km/h]とし、その後は100[km/h]とする。外部環境は日射の近似光ランプを車体真上に配置し、気温35[°C]、相対湿度70[%]、放射温度50[°C]、日射量767[W/m²]とする。温度、湿度の測定点はコンパートメントモデルにおける分割部位に対応する空気ゾーンと車体壁面を選ぶ。空調吹出し口はFig. 2.3の通りに位置しており、ブロー風量(0.125[kg/s])に対してTable 2.9の比率で送風するものとする。

シミュレーションでは上記の実験と同様の環境を再現することを考える。日射は太陽の位

*1 ブロック対角行列を $\text{blockdiag}(K_1, \dots, K_n)$ と表記する。

$$\text{blockdiag}(K_1, \dots, K_n) = \begin{bmatrix} K_1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & K_n \end{bmatrix}$$

Table2.9 Ratio of air-mass flow against air-mass flow from the blower

Outlet	Wind ratio [%]
center vent (driver)	22.225
center vent (assist)	22.225
side vent (driver)	22.225
side vent (assist)	22.225
rear vent (driver)	5.55
rear vent (assist)	5.55
the others	0

置や車体の形状によりその影響が異なるため、日射モデルを利用することで太陽位置と車体形状を考慮する。シミュレーションの初期値には、車体温度と空気温湿度に対して実験時の測定値を適用し、人体モデルは快適と感じる環境下での定常状態を初期状態とする。また、吹出し風量、空調吹出し温度、吹出し湿度は上述の実験における測定値 (Table 2.9, Fig. 2.29, Fig. 2.30) を利用する。炎天下で放置された状態を初期状態と考えていることから、Fig. 2.29 のように初期の吹出し温度が非常に高温となっており、十分に冷却された吹出し風を得るには時間を要することがわかる。これはエヴァポレータが十分に冷却されるのに時間を要するためである。吹出し湿度については Fig. 2.30 の通りであり、時間の経過とともに吹出し絶対湿度は低下する。これは、Fig. 2.29 の吹出し温度が十分に低下した場合に、エヴァポレータで結露して除湿されるためである。

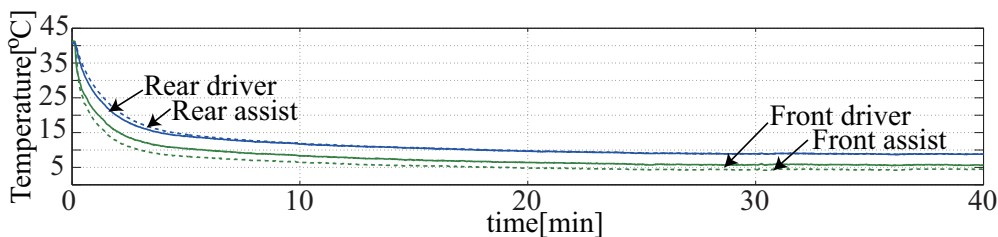


Fig.2.29 Air temperature from the HVAC system in the experiment

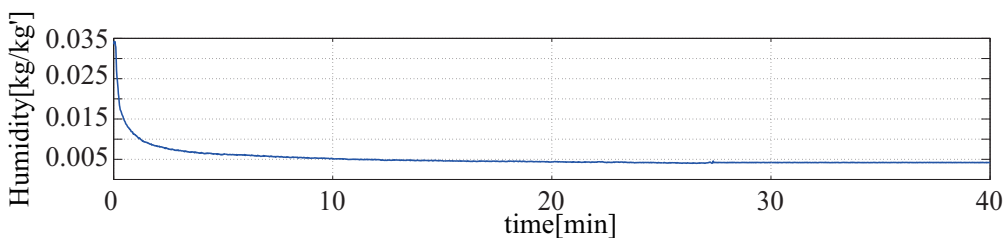


Fig.2.30 Absolute humidity from the HVAC system in the experiment

2.9.2 実験とシミュレーションの比較

まず、自動車室内空気温度の比較を Fig. 2.31 に示す。Fig. 2.31 は Fig. 2.4 に示した 12 ゾーンの空気温度を示しており、左列から前運転席、前助手席、後運転席、後助手席をそれぞれ表している。また、上から順に各座席の上部空気、中部空気、下部空気に対応する。空気温度はシミュレーション開始と同時に冷却され、定常状態において若干の誤差が見られるが、実験とほぼ同様の振る舞いを見ることが見て取れる。

次に、Fig. 2.32 に自動車室内絶対湿度の比較を示す。Fig. 2.32 において、絶対湿度はシミュレーション開始とともに減少しており、空気が次第に乾燥していくことがわかる。これは、自動車室内の空気がエヴァポレータで除湿されることによる。また、シミュレーションの結果と実験結果はほぼ等しいことから、湿度モデルが有効であることがわかる。

ここで、乗員の快適性が空気温度と湿度だけでなく放射温度にも依存することに注目し、上記の空気温度、絶対湿度に加えて、自動車室内内装の温度についても再現性を確認する。ここでは、一例として自動車車体内装のルーフ、ドアのそれぞれの温度を比較する。まず、Fig. 2.33 にルーフ内側温度の比較結果を示す。実験ではルーフ上の複数点で測定を行い、その平均値を Fig. 2.33 に示している。ルーフの温度は時間の経過と共に冷却されていくが、この冷却の過程は Fig. 2.33 からわかるようにシミュレーションと実験で良い一致を示している。

次にドア内装の温度変化を Fig. 2.34 に示す。Fig. 2.34 左上は前運転席、右上は前助手席、左下が後運転席、右下が後助手席のドアを示す。Fig. 2.34 より、前席のドア温度は実験結果と良好な一致を示すが、後席のドア温度は時定数は一致しているものの比較的誤差が大きく、最終的におよそ $4[^\circ\text{C}]$ 程度の誤差が生じることがわかる。本論文に記載していない他の温度についても、同様に良好な応答を示すことを確認しているが、一部に多少の誤差があることを確認している。

この誤差の要因としてまず、実験における測定温度がモデルの温度と完全には対応しないことがあげられる。実験では部材のある一点の温度を計測しているが、コンパートメントモデルから得られる温度は部材の平均温度に対応する。従って、日射のような局所的な要因が存在する環境下では部材に大きな温度分布が生じ、比較結果に影響することが考えられる。これを解決するためには、モデル化時に温度差の生じやすい部位を選択的に分割することが挙げられる。また、一部のモデルパラメータが正確な値に設定されていないことも要因の一つとして考えられる。特に、対流現象が複雑であることから対流熱伝達率を厳密に定めることが困難であること、また、今回のモデル化では考慮できていない対流現象が存在していることに注意する必要がある。

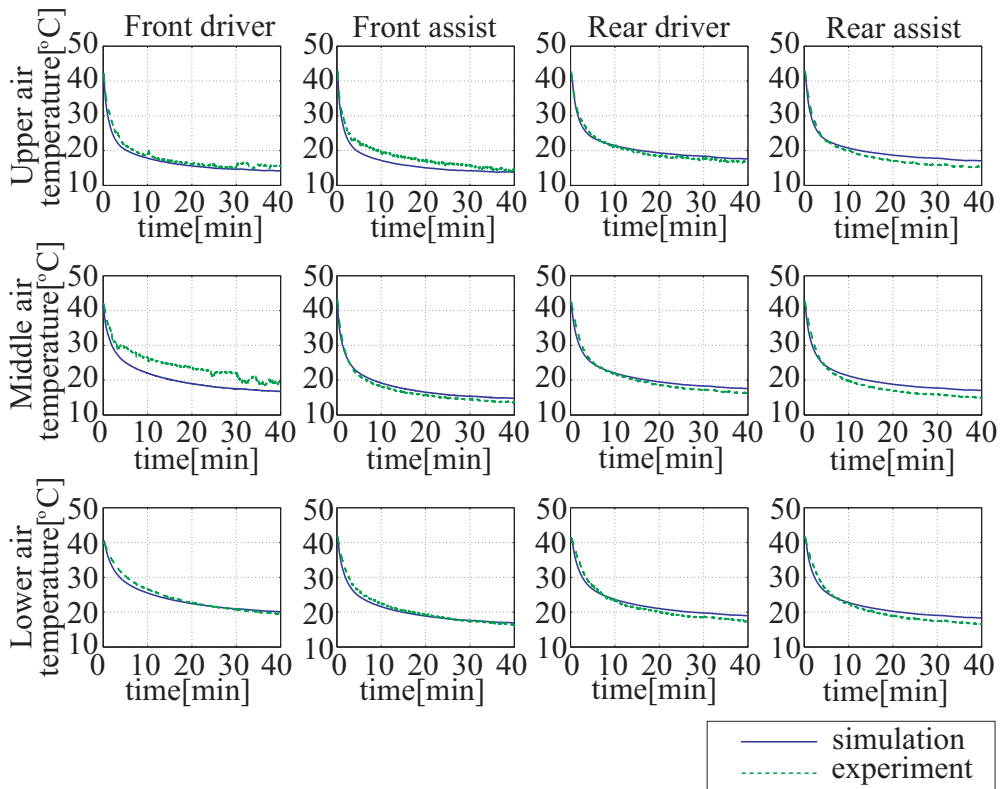


Fig.2.31 Air temperature in the passenger compartment

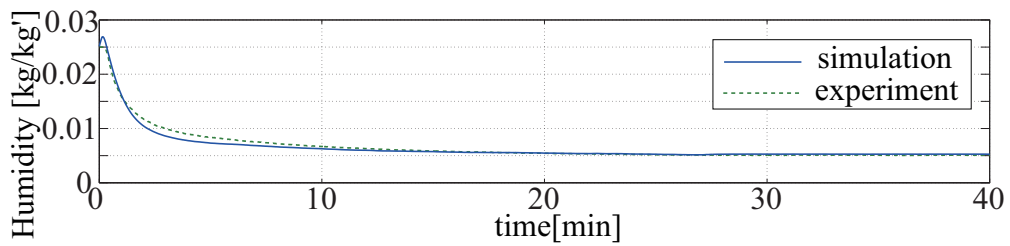


Fig.2.32 Absolute humidity in the passenger compartment

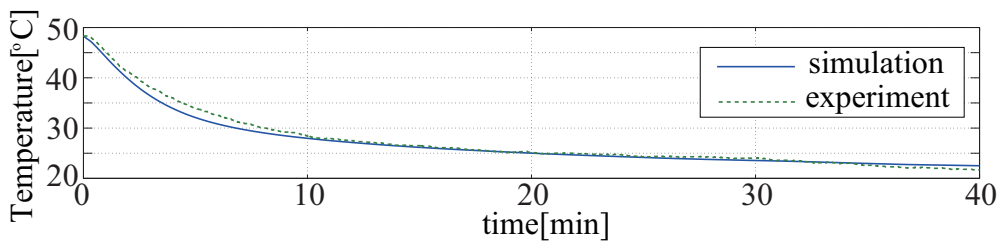


Fig.2.33 Temperature of the roof

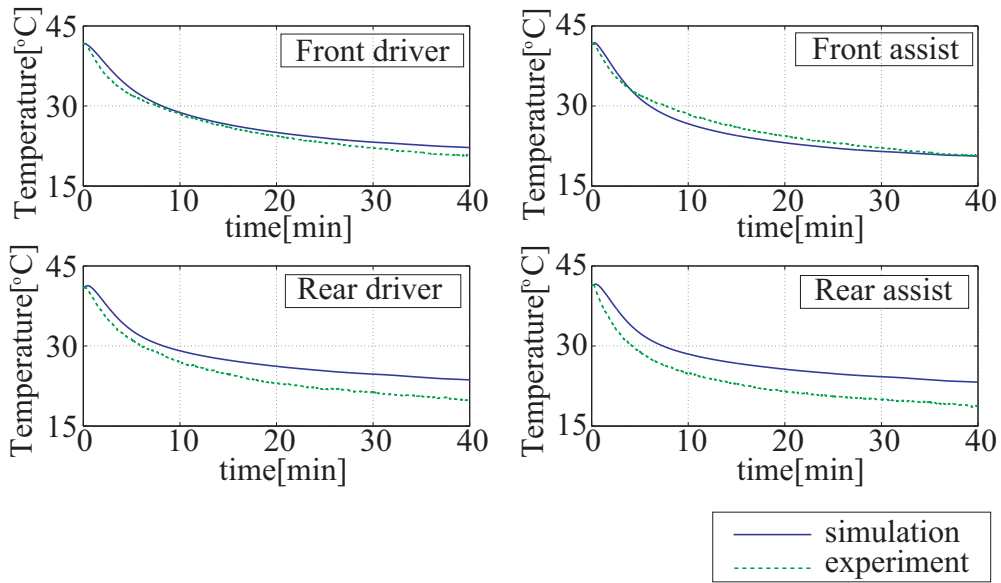


Fig.2.34 Temperature of the doors

第3章

快適性とエネルギー消費の最適化

3.1 快適性とエネルギー消費の最適化

3.1.1 最適化の目的

制御系設計の対象としているマルチゾーン空調システムは前述のように温熱環境への複数の制御入力を持つ。この複数の制御入力からなる運転モードを最適化することでマルチゾーン空調システムは乗員快適性の確保と省エネルギーの両立を達成できると期待されているが、その最適な運転モードを決定することは容易ではない。特に、従来のように実験によるアプローチを採用した場合には、快適性の定量化が難しい上、試行錯誤的なアプローチとなることから多くの時間とコストを要すると予想される。

そこで、前章で構築したモデルを基に、定常状態に対するモデルベース最適化を行い、最適な運転モードを探索することを考える。モデルベースの最適化手法を採用することで、快適性と消費エネルギーを定量的に評価でき、最適な運転モードを数値的に探索可能とする。また、モデル化誤差等により実験を介した補正を必要とする場合においても、最適な運転モードの特徴をあらかじめモデルベース最適化で明らかにすることができるため、短時間、低コストでの補正が期待できる。

本章では、上述のマルチゾーン空調システムに対するモデルベース最適化に加えて、一般的なゾーンを区分しない空調システムの最適化も考える。これにより、マルチゾーン空調システムと一般的な空調システムの違いを明らかにし、マルチゾーン空調システムを採用することの有用性を議論する。

3.1.2 環境条件

最適化の条件について述べる。夏場の冷房使用時を想定し、乗員はドライバー1名のみ、車両は屋外で走行中、太陽は車両真上にあるものとする。日射量は $0 \sim 1000 [\text{W}/\text{m}^2]$ の範囲で評価し、車体、乗員の日射吸収量は車体の形状などを考慮して日射モデルから求める。また、空調システムは内気循環モードで動作するものとする。消費エネルギー及び快適性は定常状態についてのみ評価する。その他の環境条件は Table 3.1 の通りである。

Table 3.1 Conditions of the optimization

ambient air temperature	30[°C]
ambient radiant temperature	30 [°C]
ground temperature	50[°C]
ambient relative humidity	50[%]
vehicle speed	40[km/h]
temperature of the engine room	80[°C]
absolute humidity from the HVAC system	0.0042[kg/kg ³]
COP of the evaporator	2.5[-]
Clo value	0.6[Clo]
Metabolic rate	1.6[Met]

3.1.3 最適化手法

ドライバーの快適性とエネルギー消費のバランスを最適化することを考える。そこで、空調吹出し風量と空調吹出し温度を要素に持つベクトルを制御入力 u とし、温熱環境評価指標である SET*(全身:SET[°C], 頭部:SET_h[°C], 胴体部:SET_t[°C], 左右腕部:SET_{ra}, SET_{la}[°C], 左右脚部:SET_{rl}, SET_{ll}[°C]) を要素に持つベクトルを出力 y とするプラントを次の状態方程式で与える。

$$\begin{cases} \dot{x} = f(x, u, d) \\ y = g(x, u, d) \end{cases} \quad (3.1)$$

$$y = [\text{SET} \quad \text{SET}_h \quad \text{SET}_t \quad \text{SET}_{ra} \quad \text{SET}_{la} \quad \text{SET}_{rl} \quad \text{SET}_{ll}]^T \quad (3.2)$$

$$u = [W_{AC}^1 \quad \cdots \quad W_{AC}^{12} \quad T_{AC}^1 \quad \cdots \quad T_{AC}^4]^T \quad (3.3)$$

ここで、状態 x は式 (2.102) の通りであり、 $f(x, u, d)$ 、 $g(x, u, d)$ はそれぞれ式 (2.137)、式 (2.101) に対応する非線形ベクトル関数である。また、Table 3.1 の環境条件を外部入力 d とし

ている。

次に、快適時の SET*については、片岡ら [25] が実車における被験者実験で求めた各身体部位ごとの快適な SET*を最適化の目標値として利用することを考える。片岡らが求めた SET*は Table 2.7 の通りである。Table 2.7 の値は一般に知られる頭寒足熱の傾向を有していることから、乗員の局所的な SET*をこの分布に近づけることで乗員に快適感を感じさせることができると考えられる。従って、プラント出力 y の目標値 y_r を次のように与える。

$$y_r = [23.9 \quad 23.14 \quad 23.45 \quad 25.06 \quad 25.06 \quad 25.7 \quad 25.7]^T \quad (3.4)$$

なお、全身の SET*の目標値は Table 2.6 より、快適な SET*の範囲の中央値 23.9[°C] を用いる。

これより、状態ベクトル x 、空調からの制御入力ベクトル u 、外部入力ベクトル d によって決定される式 (2.4) のエネルギー消費量 $E(x, u, d)$ 、上述の快適性 $y(x, u, d)$ の評価値を用いて目的関数 $J(x, u, d)$ を次のように設定する。

$$J(x, u, d) = (y - y_r)^T Q (y - y_r) + E \quad (3.5)$$

上式の Q は快適性とエネルギー消費の優先度を定めるための重み行列である。上式において右辺第一項は快適性の評価値に対応し、快適な SET*から離れるほどその評価値が大きくなる。一方、右辺第二項はエネルギー消費の評価値であり、エネルギー消費量が大きくなるほどこの項が大きくなる。従って、最適化問題は目的関数 $J(x, u, d)$ を最小化する制御入力ベクトル u_0 を求める問題となる。このとき、定常状態であることとアクチュエータ内の制約を最適化問題の制約条件として扱くと、以下のような問題に帰着できる。

$$\begin{aligned} u_0 &= \arg \min_u J(x, u, d) & (3.6) \\ &\text{subject to} \\ &\frac{dx}{dt} = f(x, u, d) = 0, \\ &\sum_{i=1}^{12} W_{AC}^i \leq 0.15[\text{kg/s}], \quad 0 \leq W_{AC}^i \leq 0.02[\text{kg/s}], \\ &T_{AC}^i \geq T_{duct}^i = \begin{cases} 5[^\circ\text{C}] & (\text{for the front zone}) \\ 7[^\circ\text{C}] & (\text{for the rear zone}) \end{cases}, \\ &E_{bl} \geq 0, \quad E_{ev} \geq 0, \quad E_{ht} \geq 0 \end{aligned}$$

なお、エヴァポレータの冷却温度 T_{ev} は十分に冷却されているものとし、着霜しない温度である $T_{ev} = 3[^\circ\text{C}]$ で固定する。

日射量は $0[\text{W}/\text{m}^2]$ から $25[\text{W}/\text{m}^2]$ 刻みで最適化を行い、日射量 $0[\text{W}/\text{m}^2]$ のとき、空調システムからの制御入力がない Table 3.1 の環境下での定常状態を最適化の初期値として与える。その後、求めた解を次の日射量における最適化の初期値として用いることで、局所最適解に陥っても解が大きく離れてしまうことを避ける。最適化計算は MATLAB Optimization Toolbox[47] を用いて内点法により解く。

3.1.4 マルチゾーン空調システムに対する最適化

前述の消費エネルギーと快適性に対する最適化を Fig. 2.2 のマルチゾーン空調システムに適用することを考える。このシステムに対し、最適化を実行した結果を Fig. 3.1, Fig. 3.2, Fig. 3.3, Fig. 3.4 に示す。なお、このとき重み行列 Q は快適性とエネルギー消費のバランスを鑑みて試行錯誤的に $Q = 100I$ とした。

まず、SET*について Fig. 3.1 より、すべての日射量において Table 2.7 の値の近くに各部位の SET*が分布していることが確認でき、頭寒足熱の傾向が反映されていることがわかる。目標値との誤差は存在するが、Table 2.6 のように快適な範囲は中央値の $\pm 2[^\circ\text{C}]$ 程度になると予想されることから、乗員は全日射量において快適であるものと思われる。日射量が小さいときに胴体部の SET*が比較的大きくなっているが、これは座席の熱抵抗の影響であると考えられる。

次に、エネルギー消費について考える。Fig.3.2 からわかるように、日射による熱負荷が増えるにつれて消費エネルギーが増大していることが確認できる。エネルギーを大きく消費するデバイスはエヴァポレータとなり、一方でヒータコアの使用は見られない。これより、消費エネルギーの観点から冷房時にはヒータコアを使用する必要がないことがこの結果から読み取れる。

空調の吹き出し風について Fig. 3.3, Fig. 3.4 から考察する。まず、Fig. 3.3 の吹き出し風量に注目すると、最適化において全ての吹き出し口を使用できるとしていたにもかかわらず、フロントドライバーゾーンの吹き出し口のみしか使用されていないことが確認できる。この吹き出しパターンから、乗員のいるゾーンのみを冷却することで無駄なエネルギー消費を抑えていると解釈することができる。次に、Fig. 3.4 の吹き出し温度を見ると、ヒータコアを使用していないことから吹き出し温度の下限値である $T_{duct}^i[\text{K}]$ の温度となることがわかる。

これより、エネルギー消費を抑えつつ、快適性を確保するための最適な空調制御モードは、1) 乗員のいるゾーンの吹き出し口を利用する、2) ヒータコアは使用せずにエヴァポレータによって最大限冷却する、3) 風量によって快適性を制御する、といった特徴を持つと考察できる。

ここで、人体を取り巻く空気の温度と周囲の壁面温度について考察する。乗員から見た平均

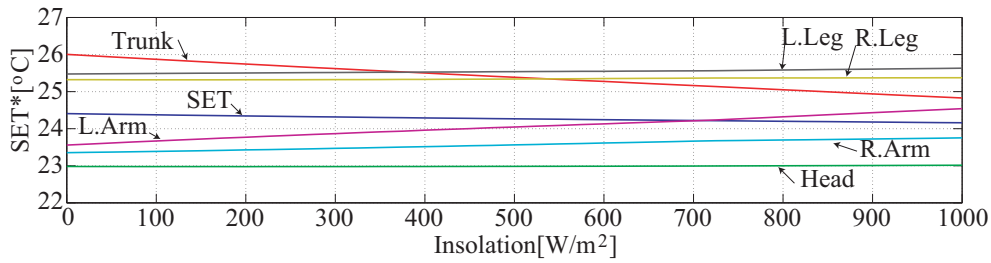


Fig.3.1 Optimized SET* with $Q = 100I$

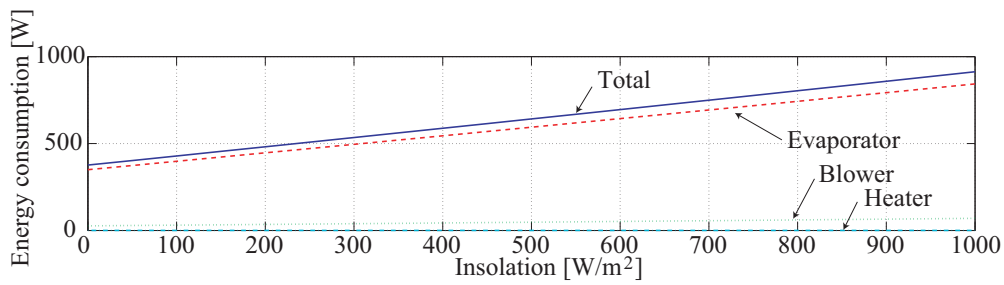


Fig.3.2 Optimized energy consumption with $Q = 100I$

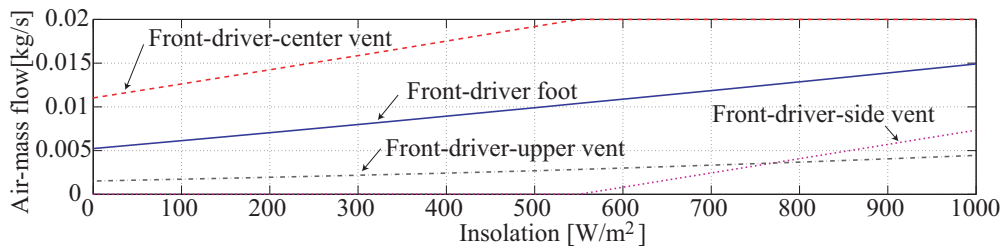


Fig.3.3 Optimized air-mass flow from the HVAC system with $Q = 100I$

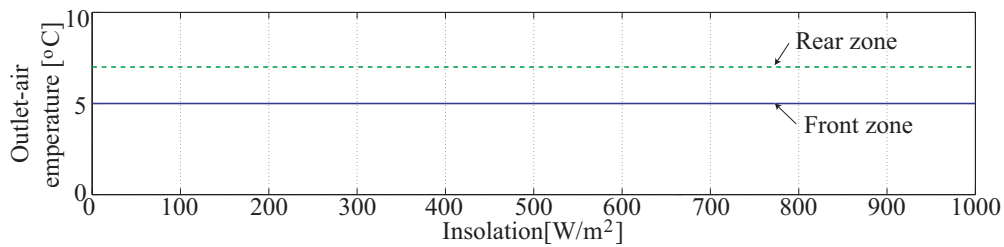
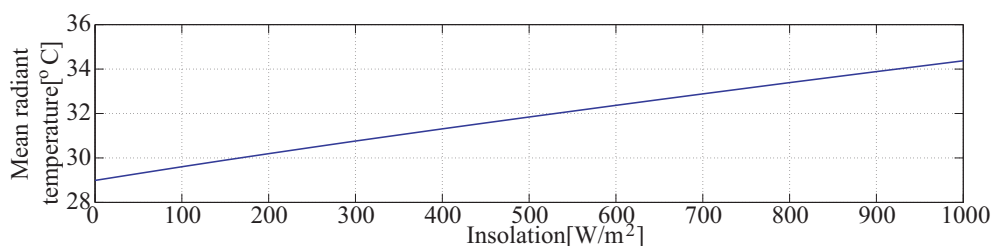
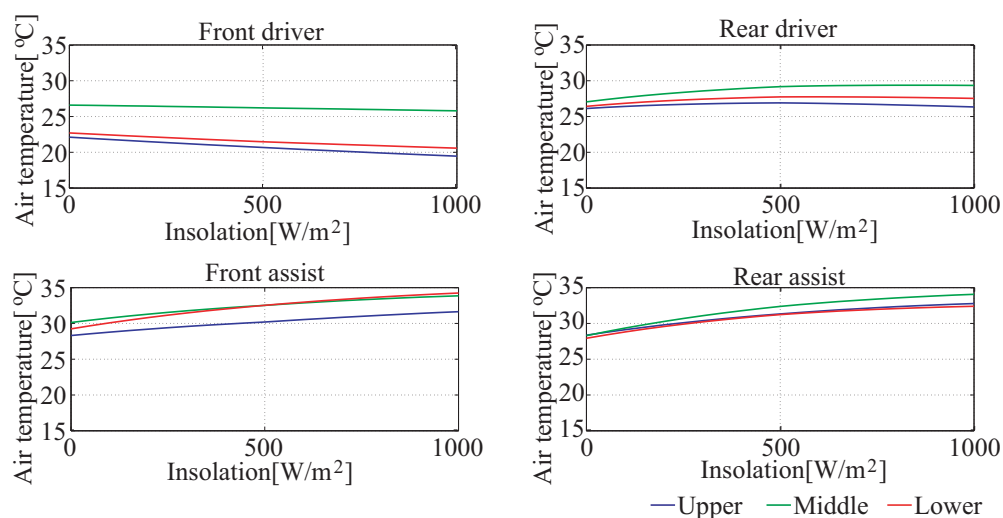


Fig.3.4 Optimized outlet-air temperature from the HVAC system with $Q = 100I$

Fig.3.5 Mean radiant temperature ($Q = 100I$)Fig.3.6 Air temperature of 12 zones ($Q = 100I$)

放射温度を Fig. 3.5 に, Fig. 2.4 に示した 12 のゾーンの温度を Fig. 3.6 に示す. Fig. 3.5 から日射強度が大きくなると, 周囲壁面温度が高くなることが確認できる. このとき, 乗員の快適性を維持するためには, 放射温度の上昇による影響を打ち消す必要がある. そのために, 乗員のいるゾーンに関しては日射量の上昇に合わせて空気温度を低下させ, さらに空調の吹出し風を増加させて熱交換を促進させていることが Fig.3.3, Fig.3.6 から確認できる. 乗員のいないその他のゾーンに関しては吹出し口を使用せず, 冷却していないことから前運転席のゾーンに比べて温度が高く, 日射量の増加に合わせて温度上昇する傾向が見て取れる. これより, 乗員のいるゾーンを選択的に冷却していることがわかる.

次に, 重み行列を $Q = 10^5 I$ として, 快適性に重みをおいた最適化を行う. このときの快適性とエネルギー消費を Fig. 3.7 と Fig. 3.8 に示す. 両者ともに, Fig. 3.1, Fig. 3.2 と大差はないが, 僅かに SET*が目標値により近づき, エネルギー消費が増加している. ここで, 吹出し風量について注目すると Fig. 3.9 となる. 吹出し風量は $Q = 100I$ の場合と比較して大きく異なり, Fig. 3.9 では乗員のいる前運転席に対する吹出し風の総量が減少し, 新たに後運転席の吹

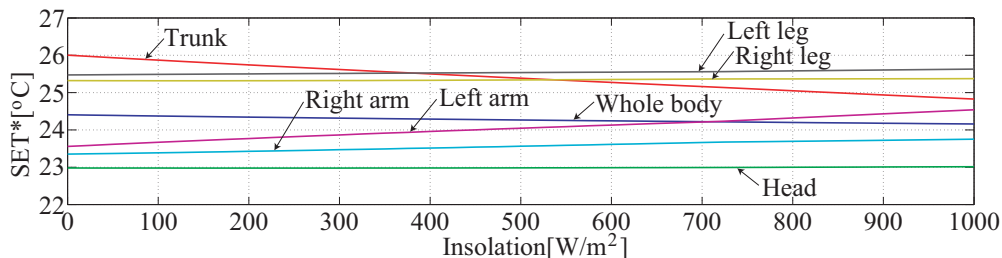


Fig.3.7 Optimized SET* with $Q = 10^5 I$

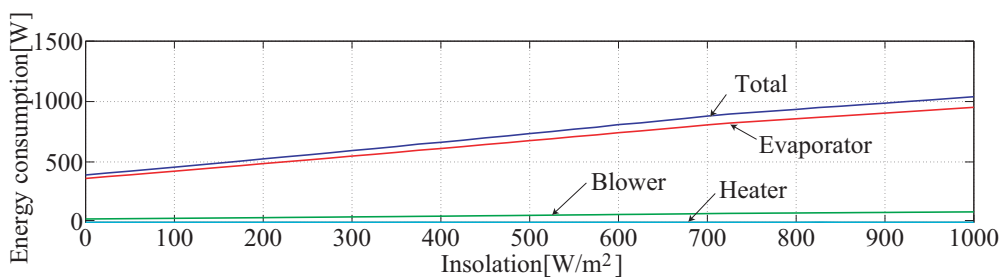


Fig.3.8 Optimized energy consumption with $Q = 10^5 I$

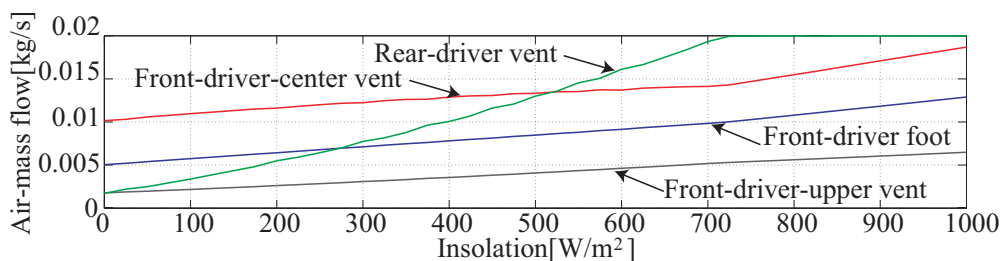


Fig.3.9 Optimized air-mass flow from the HVAC system with $Q = 10^5 I$

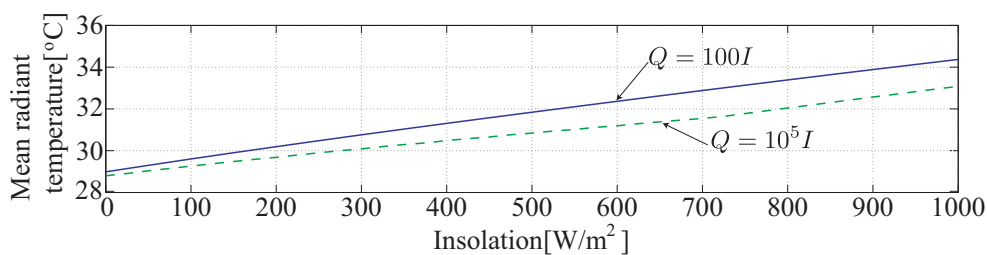


Fig.3.10 Comparison of mean radiant temperature

出し口の利用が確認できる。この運転モードのとき、前述のように僅かではあるが $Q = 100I$ の場合と比べて SET*が改善されており、その理由は乗員からみた放射温度にあると考えられる。Fig. 3.10 に乗員からみた平均放射温度の比較を示す。これより、 $Q = 10^5 I$ の場合に後運転席の吹出し口を利用して壁面を冷却することで、平均放射温度を低下させていることがわかる。このことから、より快適性を重視した場合には、乗員に直接当てる風量を少なくすること、また、空気温度を下げるだけでなく壁面温度 (放射温度) を下げることが必要であるといえる。

3.1.5 一般的な空調システムに対する最適化

ここでは、従来のゾーンを区分しない空調システムを対象として、マルチゾーン空調システムと同様に式 (3.6) の最適化問題を解いて最適化し、マルチゾーン空調システムとの比較を行う。

まず、対象とする空調システムを Fig. 3.11 に示す。Fig. 3.11 のシステムにおける吹出し口の数と位置は Fig. 2.2, Fig. 2.3 と同様とするが、Fig. 2.2 のシステムとは異なり、ヒータコア (d) を1つだけもつシステムである。また、ゾーンごとに制御入力を変更することは考えず、ブローア風量に対する各吹出し口の風量比が Table 3.2 の値で固定されているものとする。なお、Table 3.2 の値は快適性のバランスを鑑みながら実験によって定められた値である。

最適化において、Fig. 3.11 の構造から、制御入力 u はフロントゾーンに対する吹出し温度 T_{AC}^f [K] とブローア風量 W_{bl} [kg/s] を選ぶ。

$$u = [T_{AC}^f \quad W_{bl}]^T \quad (3.7)$$

なお、リアゾーンに対する吹出し温度は $T_{AC}^r = T_{AC}^f + 2$ [K] とし、マルチゾーン空調システムと同様に、吹出し下限温度が 5[°C](フロント), 7[°C](リア) となるように制約条件を設定する。なお、重み行列はマルチゾーン空調システムに対する最適化と同様に $Q = 100I$ とする。

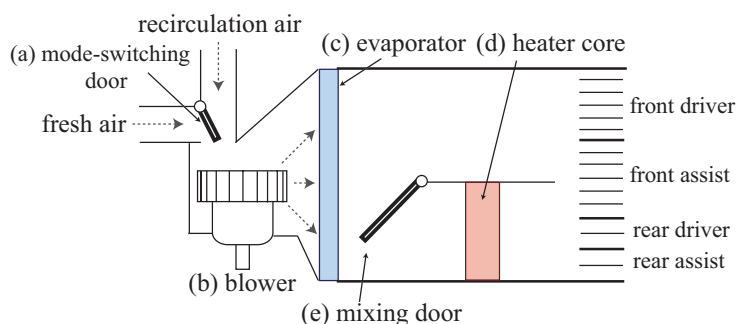


Fig.3.11 Unzoned HVAC system

Table3.2 Distribution ratio of airflow for each outlet

Outlet		Ratio[%]
Front driver	center vent	10
	side vent	10
	upper cent	6.25
	foot	10.25
Front assist	center vent	10
	side vent	10
	upper cent	6.25
	foot	10.25
Rear driver	vent	6.25
	foot	7
Rear assist	vent	6.25
	foot	7

以下, Fig. 3.12, Fig. 3.13, Fig. 3.14 に最適化によって得られた SET*と消費エネルギー, ブロア風量をそれぞれ示す. Fig. 3.12 に示される SET*の分布は Table 2.7 で与えた目標値の近傍にあることから, 乗員の快適性を確保できていると考えられる. Fig. 3.13 より, 最適化によってヒータコアの消費エネルギーが 0[W] となっていることが見て取れる. これはマルチゾーン空調システムの最適化と同様の結果であり, 電気自動車における冷房時にはヒータコアによる無駄なエネルギー消費を避けるべきであることがわかる. そのため, 吹出し温度はアクチュエータの下限温度 (前座席: 5[°C], 後座席: 7[°C]) で固定され, Fig. 3.14 のようにブロア風量が制御入力となって快適性の制御が行われることになる.

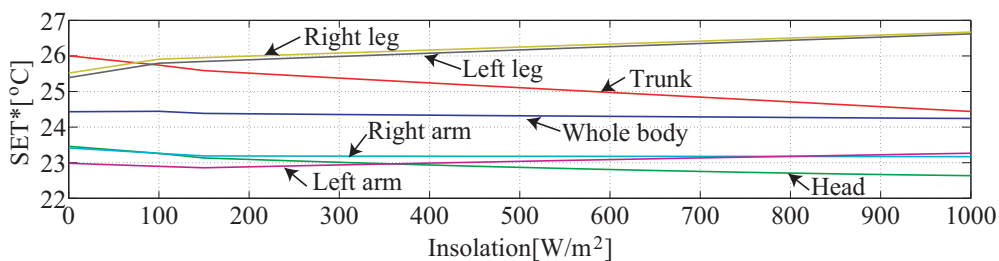


Fig.3.12 Optimized SET* with unzoned HVAC ststem

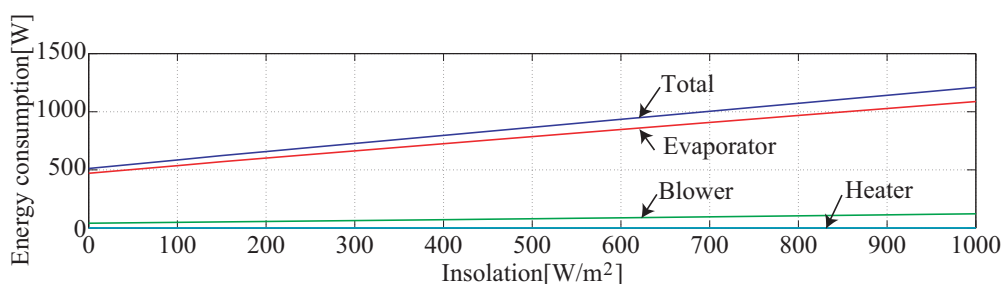


Fig.3.13 Optimized energy consumption with unzoned HVAC system

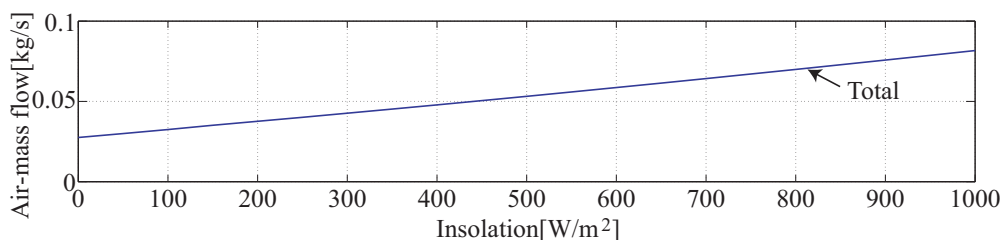


Fig.3.14 Optimized airflow from the HVAC system with unzoned HVAC system

3.1.6 エヴァポレータ冷却温度の最適化

前述の最適化ではマルチゾーン空調システムの吹出し温度と吹出し風量を変数として快適性と消費エネルギーについて最適化した。しかし、エネルギー消費の観点からみると冷房時はエヴァポレータが最もエネルギーを消費しており、このエネルギーを削減することでさらなる省エネルギーにつながる事が予想される。そこで、最適化における変数に式 (2.2) のエヴァポレータ冷却温度 T_{ev} [K] も加えて最適化することを考える。これにより、エヴァポレータの冷却能力を低く抑えた空調運転モードが最適化の解の候補として加わることになる。

ここではマルチゾーン空調システムを想定し、最適化の条件については前述の通りとする。冷却温度 T_{ev} [K], 吹出し温度 T_{AC}^i [K] に対して以下の制約を付加し、式 (3.5) の目的関数による最適化を行うものとする。

$$T_{ev} \geq 3[^\circ\text{C}], T_{AC}^i \geq \begin{cases} T_{ev} + 2[^\circ\text{C}] & (\text{for the front zone}) \\ T_{ev} + 4[^\circ\text{C}] & (\text{for the rear zone}) \end{cases} \quad (3.8)$$

Fig. 3.15 に重み行列を $Q = 100I$ として最適化した場合の冷却温度と吹出し温度を示す。これより、エヴァポレータの冷却温度は日射量などの熱負荷の変動にかかわらず、常に下限値をとることが確認できる。この結果は前節で T_{ev} に仮定した条件と同様であり、そのため、エネルギー消費や SET*, 吹出し風量については、すべて Fig. 3.1, Fig. 3.2, Fig. 3.3 と同じとなる。

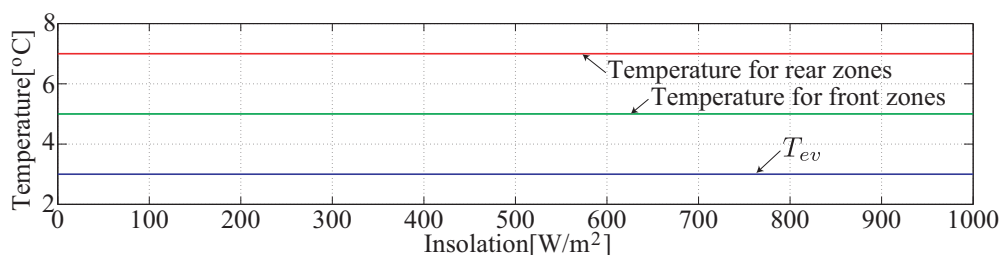


Fig.3.15 temperature cooling by the evaporator and outlet-air temperature

この結果が意味することについて考察する．エヴァポレータの冷却に要するエネルギーは式(2.2)より，エヴァポレータ冷却温度 T_{ev} [K] と吹出し風量 W_{AC}^i [kg/s] によって決まる．エネルギー消費の側面からはエヴァポレータの冷却温度を上げることで省エネルギーになるように見えるが，一方で，エヴァポレータの冷却温度が上がると室内の冷却のためにより多くの吹出し風量を要することになるため，一概に T_{ev} を上げることで省エネルギーになるとはいえない．従って，比較的温かい温度の風を大量に送り込んで自動車室内全体を冷却するよりも，少量だが冷たい空気に乗員のいるゾーンのみを冷却する方が効果的に冷却できることを意味していると捉えられる．

3.1.7 マルチゾーン空調システムの有効性

これまでの議論を基にマルチゾーン空調システムと従来のシステムの比較を行う．特に，エネルギー消費と快適性に注目する．

まず，全デバイスの消費エネルギーの総和 E [W] について比較すると Fig. 3.16 となる．Fig. 3.16 から明らかなように，マルチゾーン空調システムの最適化結果の方がエネルギー消費量が少ない．全日射量に渡って，マルチゾーン空調システムのエネルギー消費は，ゾーンを区分しない空調システムのエネルギー消費から 25[%] 相当の削減となっており，ゾーンを区分することの有効性を示していると言える．

次に快適性に注目すると，両者ともに SET* が目標値の近傍にあることがわかる (Fig. 3.1, Fig. 3.12)．ここで，従来の空調システムに対して，ヒータコアを使わずにマルチゾーン空調システムと同等のエネルギー消費量で運転させた場合を考える．このときの SET* を Fig. 3.17 に示す．これより，SET* が Table 2.7 の快適な温度よりも十分に高い温度を示していることから，乗員は暑さを感じると考えられる．従って，ゾーンを区分せずにマルチゾーン空調システムと同等のエネルギー消費で運転する場合には冷却能力が不足し，快適性を確保できないことがわかる．

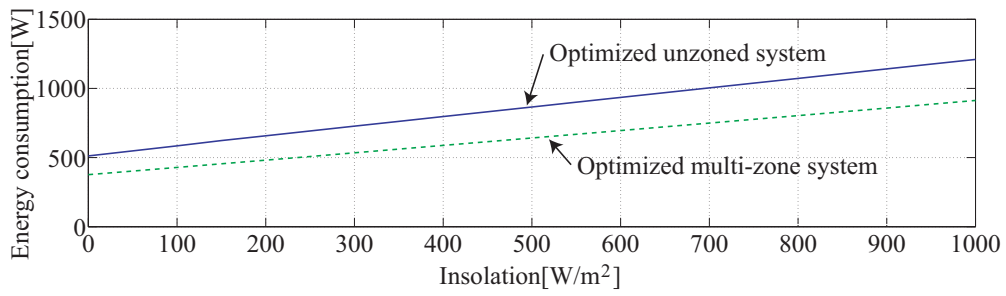


Fig.3.16 Comparison of energy consumption

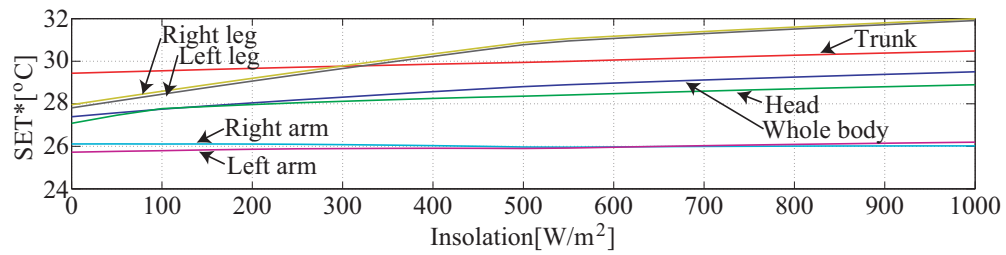


Fig.3.17 SET* with the minimal energy consumption using the unzoned HVAC system

上述の議論から、従来のシステムと比較して、マルチゾーン空調システムは快適性を確保しながら、同時に無駄な冷却を抑えられることがわかる。特に、今回の条件下では従来のシステムと比較して 25[%] 程度のエネルギー消費量の削減が期待でき、マルチゾーンとすることの有効性が確かめられたといえる。

第4章

制御系設計

4.1 一般的な制御系

一般的な空調システムの目的は室内温度を設定温度へ維持することであり、吹出し温度制御と吹出し風量制御の2つを組み合わせることでこれが実現されている。以下、一般に用いられる基本的な制御則について述べる。

まず、吹出し温度 $T_{AC}[\text{K}]$ はフィードバックコントローラを用いて制御されており、その制御則は以下で与えられる [1, 24].

$$T_{AC} = K(T_{ref} - T_r) - Q + T_r \quad (4.1)$$

ここで、 K はフィードバックゲインであり、 T_{ref} , $T_r[\text{K}]$ はそれぞれ設定温度と室内温度、 Q は日射等の伝熱負荷に対応するための補正項である。上記のフィードバックゲインは試行錯誤的に決定される。なお、ここでの室内温度とは平均温度を意味している。また、実車においては平均温度を計測することが困難であることから、インパネ周辺温度などを代用している。

次に、吹出し風量は主にルールベースで決められる。夏期や冬期の空調始動時は室内温度が設定温度から離れていることが多く、このときは大きな冷暖房能力を必要とする。従って、設定温度から室内温度が離れている場合は風量を大きく、逆に、設定温度付近では風量を小さくする。また、空調始動時にヒータの十分な加熱やエヴァポレータの十分な冷却に時間を要するため、目的とする温風、冷風を吹き出せない場合がある。このとき、乗員の快適性を損なう場合があることから十分に加熱/冷却されるまでは風量を小さくするように制御される。

上述の制御系は試行錯誤的な実験によってそのパラメータが決定されることが多く、マルチゾーン空調システムのような複雑なシステムに対して上述のアプローチが有効であるとは限らない。また、設定温度に維持することが温熱的快適性につながるとは必ずしも言えない。

そこで、以降、前章の最適化結果を基に、マルチゾーン空調システムを対象に快適性を維持す

ることを目的としたモデルベースの制御系設計について考える。

4.2 提案する制御系

前章の最適化結果をもとに、プラントへの制御入力 u として吹出し風量を選び、前運転席ゾーンに対する 1) center vent, 2) side vent, 3) upper vent, 4) foot の4つの吹出し口が利用できるものとする。ヒータコアはエネルギー消費が大きいことから使用を避け、吹出し温度はアクチュエータにおける制約の下界温度 ($5[^\circ\text{C}]$) で固定する。プラントからの出力 y はドライバーの4つの部位 (頭部, 胴体部, 脚部 (左右平均), 腕部 (左右平均)) の SET*を選び、それぞれ推定可能とする。

全体の制御系を Fig. 4.1 に示す。前述のように一般的な空調システムは室内温度を設定温度へ追従させることを目的としていることから、室内温度をコントローラへフィードバックさせる。しかし、本論文では乗員の SET*が推定できるものと仮定し、Fig. 4.1 のように SET*をフィードバックさせ、SET*を目標値に追従させるコントローラを考える。また、Fig. 4.1 において $\theta = [\theta_T \ \theta_I]^T$ はスケジューリングパラメータであり、本論文では外気温度 θ_T と日射量 θ_I を選ぶ。 $P(\theta)$ は温熱環境モデルであり、このシステムはこれまでの議論で明らかのように非線形システムとして記述され、スケジューリングパラメータ θ によってその特性が変化する。

目標値 $y_0(\theta)$ 、フィードフォワードコントローラ $u_0(\theta)$ は最適化で得られた SET*と吹出し風量とする。上述のスケジューリングパラメータによって、最適な制御入力に変化することから、フィードフォワードコントローラ $u_0(\theta)$ は日射量 $\theta_I \in \{0, 1000\}[\text{W}/\text{m}^2]$ 、外気温度 $\theta_T \in \{20, 40\}[^\circ\text{C}]$ の範囲で最適化結果をマップ化し、Fig. 4.2 のように与えるものとする。これより、 θ が決まればマップから $u_0(\theta)$ が決定される。また、外部環境条件が最適化時と同じであれば、フィードフォワードコントローラにより最適な動作点に落ち着くこととなる。

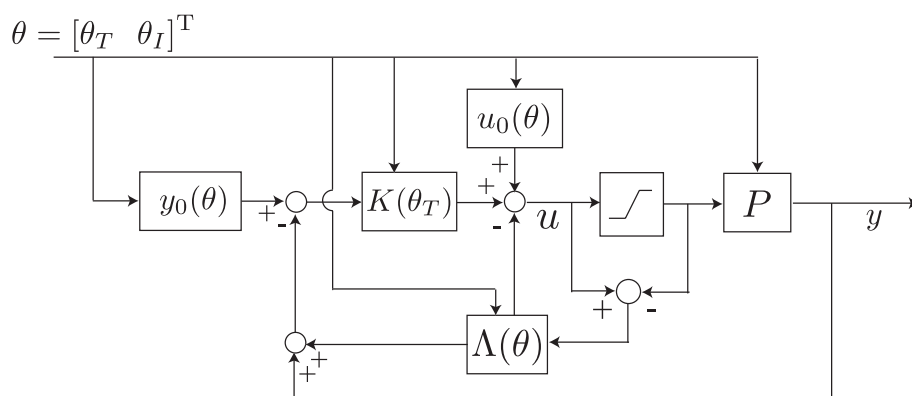


Fig.4.1 Control system

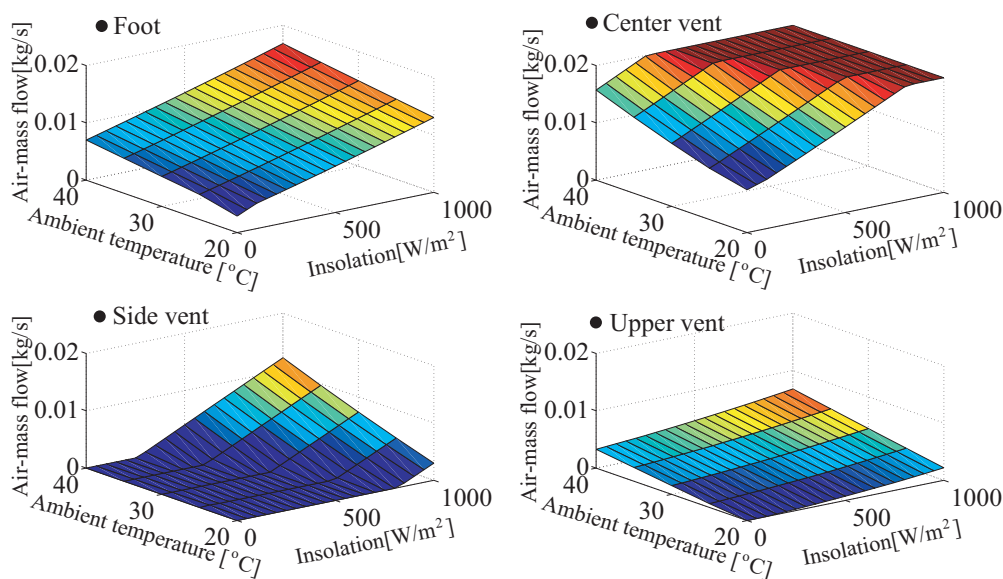


Fig.4.2 Feedforward controller

$K(\theta_T)$ はフィードバックコントローラ, $\Lambda(\theta)$ はアンチwindアップ補償器であり, それぞれロバスト性を確保するために θ でスケジューリングする. 一般に, Fig. 4.1 のようにアクチュエータの制約によって制御入力が飽和する場合において, フィードバックコントローラ $K(\theta_T)$ 内の積分器がwindアップ (飽和時に積分器に誤差が蓄積され続け正しく機能しなくなる現象) して制御性能が低下してしまう. そこで, アンチwindアップ補償器 $\Lambda(\theta)$ を導入することでwindアップの回避を考える.

以下, 上記のフィードバックコントローラ $K(\theta_T)$ とアンチwindアップ補償器 $\Lambda(\theta)$ の設計方法について考える.

4.3 制御系設計に用いる基礎事項

4.3.1 L_2 ノルム, H_∞ ノルム

時間関数ベクトル $x(t) \in \mathbb{R}^n$ に対し, 時間領域における L_2 ノルムは以下で定義される.

$$\|x\|_2 = \left(\int_{-\infty}^{\infty} x^T(t)x(t)dt \right)^{\frac{1}{2}} < \infty \tag{4.2}$$

この関数が定義される関数空間を L_2 空間という.

H_∞ ノルムは安定な伝達関数 $G(s)$ に対して定義され, 最大特異値 $\sigma(G(j\omega))$ を用いて以下

で与えられる.

$$\|G\|_\infty = \sup_{\omega} \bar{\sigma}(j\omega) \quad (4.3)$$

なお, 最大特異値の定義は以下の通りである.

$$\bar{\sigma}(j\omega) = \sqrt{\bar{\lambda}(G^*(j\omega)G(j\omega))} \quad (4.4)$$

ここで, $\bar{\lambda}(\cdot)$ は最大固有値を抜き出す関数である.

次に, L_2 ノルムと H_∞ ノルムの関係について注目する. システムを $y(s) = G(s)u(s)$ としたとき, パーセバルの等式より次式が成り立つ.

$$\begin{aligned} \|y\|_2^2 &= \int_{-\infty}^{\infty} y^T(t)y(t)dt \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} u^*(j\omega)G^*(j\omega)G(j\omega)u(j\omega)d\omega \\ &\leq \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} u^*(j\omega)\bar{\sigma}(G(j\omega))^2u(j\omega)d\omega \\ &\leq \|G\|_\infty^2 \int_{-\infty}^{\infty} u^T(t)u(t)dt = \|G\|_\infty^2 \cdot \|u\|_2^2 \end{aligned} \quad (4.5)$$

これより,

$$\|G\|_\infty = \sup_{\|u\|_2 \neq 0} \frac{\|y\|_2}{\|u\|_2} \quad (4.6)$$

となる. $\sup_{\|u\|_2 \neq 0} \frac{\|y\|_2}{\|u\|_2}$ は L_2 ゲインと呼ばれ, H_∞ ノルムと等価である.

4.3.2 合同変換

対称行列 P と正則行列 W に対して以下の条件は等価である.

- (1) $P > 0$
- (2) $W^T P W > 0$

条件 (1) が成り立つとき, 正定行列 P の定義から任意の行列 $x \neq 0$ に対して, $x^T P x > 0$ となる. ここで, $x = Wz$ のとき, $x^T P x = z^T W^T P W z > 0$ となり, 任意のベクトル $z \neq 0$ に対して成り立つことから, $W^T P W > 0$ となる.

一方, 条件 (2) が成り立つとき, 任意のベクトル $z \neq 0$ に対して, $z^T W^T P W z > 0$ が成り立つ. ここで, $x = W^{-1}z \neq 0$ とすると, $z^T W^T P W z = x^T P x > 0$ であり, $P > 0$ となる.

4.3.3 Schur complement

対称行列 P ,

$$P = \begin{bmatrix} P_{11} & P_{12} \\ P_{12}^T & P_{22} \end{bmatrix}$$

に対して以下の条件は等価である.

- (1) $P > 0$
- (2) $P_{11} > 0$, かつ $P_{22} - P_{12}^T P_{11}^{-1} P_{12}$
- (3) $P_{22} > 0$, かつ $P_{11} - P_{12} P_{22}^{-1} P_{12}^T$

条件 (1) が成り立つとき, 次の正則行列 W で合同変換すると,

$$W = \begin{bmatrix} I & -P_{11}^{-1} P_{12} \\ 0 & I \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

$$W^T P W = \begin{bmatrix} P_{11} & 0 \\ 0 & P_{22} - P_{12}^T P_{11}^{-1} P_{12} \end{bmatrix} > 0 \quad (4.8)$$

これより, 条件 (1) と条件 (2) は等価である. (1) と (3) が等価であることも同様な手法で示せることから, 3つの条件は全て等価である.

4.3.4 有界実補題

次の状態方程式で記述される安定な伝達関数 $G(s)$,

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases} \quad (4.9)$$

に対し, 次式のように G の H_∞ ノルムが γ で抑えられるかを評価する.

$$\|G(s)\|_\infty < \gamma \quad (4.10)$$

このとき, L_2 ゲインの上界が H_∞ ノルムと等価であることを利用すると次式が成り立つ.

$$\|G(s)\|_\infty = \sup_{\|u\| \neq 0} \frac{\|y\|_2}{\|u\|_2} < \gamma \quad (4.11)$$

これより,

$$\int_0^t y^T(\tau) y(\tau) d\tau < \gamma^2 \int_0^t u^T(\tau) u(\tau) d\tau \quad (4.12)$$

となる. ここで, 安定なシステムであることを考えるとリアプノフ関数を用いて, 十分条件が以下で与えられる.

$$\int_0^t \left\{ y^T(\tau)y(\tau) - \gamma^2 u^T(\tau)u(\tau) + \frac{d}{dt} x^T(\tau)Px(\tau) \right\} d\tau < 0 \quad (4.13)$$

これより, 下式が成り立つ.

$$y^T y - \gamma^2 u^T u + \frac{d}{dt} x^T P x < 0 \quad (4.14)$$

上式に状態方程式を代入すると, 以下となる.

$$\begin{aligned} (Cx + Du)^T(Cx + Du) - \gamma^2 u^T u + (Ax + Bu)^T P x + x^T P(Ax + Bu) < 0 \\ \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} PA + A^T P + C^T C & PB + C^T D \\ B^T P + D^T C & -\gamma^2 I + D^T D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} < 0 \end{aligned} \quad (4.15)$$

これより, 次の線形行列不等式 (LMI) が得られる.

$$\begin{bmatrix} PA + A^T P + C^T C & PB + C^T D \\ B^T P + D^T C & -\gamma^2 I + D^T D \end{bmatrix} < 0 \quad (4.16)$$

この LMI を満たす解 $P > 0$ が存在するとき, 式 (4.10) が成り立つ. 上述の条件式は有界実補題と呼ばれ, コントローラ的设计などに利用される.

なお, 上述の LMI を $\frac{1}{\gamma}$ 倍して新たに $Q = \frac{1}{\gamma}P > 0$ と置き直し, Schur complement を用いると別表現の LMI を以下のように得ることができる.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} QA + A^T Q + \frac{1}{\gamma} C^T C & QB + \frac{1}{\gamma} C^T D \\ B^T Q + \frac{1}{\gamma} D^T C & -\gamma I + \frac{1}{\gamma} D^T D \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB \\ B^T Q & -\gamma I \end{bmatrix} + \frac{1}{\gamma} \begin{bmatrix} C^T C & C^T D \\ D^T C & D^T D \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB \\ B^T Q & -\gamma I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C^T \\ D^T \end{bmatrix}^T \frac{1}{\gamma} I \begin{bmatrix} C^T \\ D^T \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} QA + A^T Q & QB & C^T \\ B^T Q & -\gamma I & D^T \\ C & D & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \end{aligned} \quad (4.17)$$

4.3.5 S-procedure

対称行列 $T_0, \dots, T_p \in \mathbb{R}^{n \times n}$ を考え, 制約付きの以下の不等式を満たす T_0 を求めることを考える.

$$\begin{aligned} \zeta^T T_0 \zeta &> 0 \\ \text{subject to} \\ \zeta^T T_i \zeta &\geq 0, \quad \zeta \neq 1, \quad i = 1, \dots, p \end{aligned} \quad (4.18)$$

上式は下式を満たすときに成立することは明らかである.

$$T_0 - \sum_{i=1}^p \tau_i T_i > 0, \tau_i > 0 \quad (4.19)$$

従って, 式 (4.19) の不等式を満たす T_0 と τ_i を求める問題に帰着できる [48].

4.4 フィードバックコントローラ

4.4.1 線形化

自動車温熱環境モデルは非線形要素を含み, 式 (3.1) の状態方程式で表現される. そこで, 日射量 0 から 1000[W/m²], 外気温度 20 から 40[°C] の範囲において最適化で得た m 個の動作点 (x_e^k, u_e^k, d_e^k) , ($k = 1, \dots, m$) の周りで非線形モデルを Talor 展開により線形化する. このとき, 動作点からの微小変分 $(\delta x, \delta u, \delta d)$ に対する線形化モデルを次式で得る.

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \delta x = A_l^k \delta x + B_{l1}^k \delta u + B_{l2}^k \delta d \\ \delta y = C_l^k \delta x + D_{l1}^k \delta u + D_{l2}^k \delta d \end{cases} \quad (4.20)$$

行列 $A_l^k, B_{l1}^k, B_{l2}^k, C_l^k, D_{l1}^k, D_{l2}^k$ はそれぞれ式 (3.1) で表されるシステムの動作点におけるヤコビ行列である.

$$\begin{aligned} A_l^k &= \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)}, B_{l1}^k = \left. \frac{\partial f}{\partial u} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)}, B_{l2}^k = \left. \frac{\partial f}{\partial d} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)}, \\ C_l^k &= \left. \frac{\partial g}{\partial x} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)}, D_{l1}^k = \left. \frac{\partial g}{\partial u} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)}, D_{l2}^k = \left. \frac{\partial g}{\partial d} \right|_{(x_e^k, u_e^k, d_e^k)} \end{aligned} \quad (4.21)$$

また, 上記の線形システムの次数は 89 であり, 後の計算におけるコストを鑑みて, 平衡化実現による打ち切り法 [49] によってモデルの低次元化を図る. 特異値線図の傾向と Fig. 4.3 に示すハンケル特異値が十分小さくなる次数を基に, 20 次のシステムに低次元化する. さらに, システムの動特性を明白にするためにモード標準形 [50] に座標変換する.

これより, 低次元化と座標変換を行った状態を x_p とし, 制御入力, 外部入力, プラント出力の微小変分を $u_K = \delta u, d_p = \delta d, y_p = \delta y$ と置き直して議論を進める. 従って, 最適化で得た各動作点 (x_e^k, u_e^k, d_e^k) に対し, 20 次の以下の線形化モデルが得られる.

$$\begin{cases} \dot{x}_p = A_p^k x_p + B_{p1}^k u_K + B_{p2}^k d_p \\ y_p = C_p^k x_p + D_{p1}^k u_K + D_{p2}^k d_p \end{cases} \quad (4.22)$$

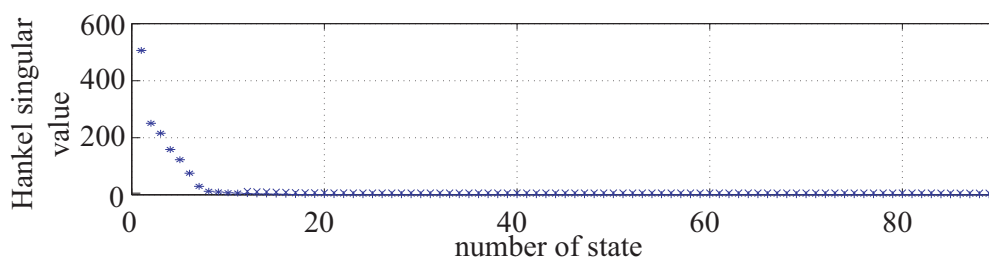


Fig.4.3 Hankel singular value of the linearized system

4.4.2 不確かさを有する LPV モデル

上述の線形化モデルにおいて、 u_K から y_p への伝達特性に注目し、以下の線形化システムを対象にフィードバックコントローラ的设计を考える。

$$\begin{cases} \dot{x}_p = A_p^k x_p + B_{p1}^k u_K \\ y_p = C_p^k x_p + D_{p1}^k u_K \end{cases} \quad (4.23)$$

ここでは外気温度をスケジューリングパラメータに選び、これを θ_T で表す。外気温度は $20[^\circ\text{C}]$ から $40[^\circ\text{C}]$ の範囲の値を取るものとする (日射量は $500[\text{W}/\text{m}^2]$ で固定)。なお、日射量変動の影響は不確かさとして考慮する。

全ての線形化モデルを包含するシステムとして、不確かさを有する LPV(Linear parameter varying) システム $P_\Delta(\theta_T)$ を考える。ここで、線形化システムの各行列の要素についてスケジューリングパラメータに対するマップを作成すると Fig. 4.4 のようになる。Fig. 4.4 からわかるように、システムの A, D 行列についてはスケジューリングパラメータに対してほぼ線形であるが、一方で、 B, C 行列の要素に規則性がみられない。そこで、 $P_\Delta(\theta_T)$ の A 行列についてのみ θ_T でスケジューリングし、 B, C, D 行列には不確かさが存在するものとして以下の

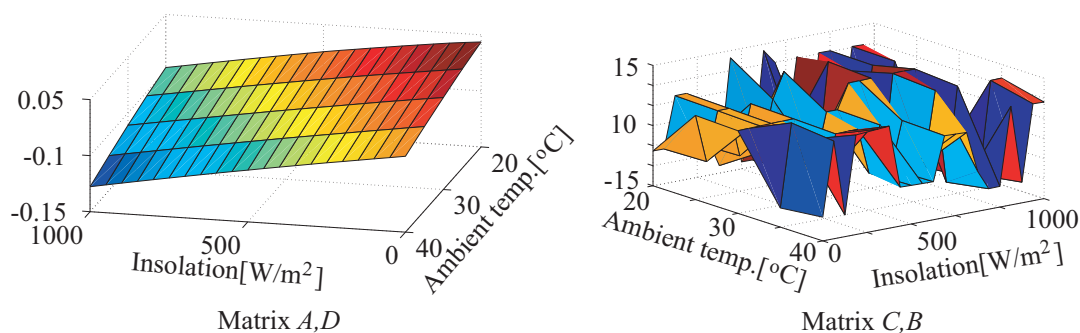


Fig.4.4 An example of the map of a factor in each matrix

ように記述する.

$$P_{\Delta} = \left[\begin{array}{c|c} A_p(\theta_T) & B_{\Delta} \\ \hline C_{\Delta} & D_{\Delta} \end{array} \right] \quad (4.24)$$

$$B_{\Delta} = \{b_{ij} + \delta_{b_{ij}}(t)\Delta b_{ij}\}, \quad C_{\Delta} = \{c_{ij} + \delta_{c_{ij}}(t)\Delta c_{ij}\}, \quad D_{\Delta} = \{d_{ij} + \delta_{d_{ij}}(t)\Delta d_{ij}\}$$

上述の表現に対し、ノミナルな行列 B_n と変動行列 ΔB を次で定義する.

$$B_n = \{b_{ij}\} \quad \Delta B = \{\Delta b_{ij}\} \quad (4.25)$$

$$\Delta b_{ij} = \frac{1}{2}(\max_k b_{ij}^k - \min_k b_{ij}^k) \quad (4.26)$$

ここで, b_{ij}^k は k 番目の動作点における線形化モデルの B_{p1}^k の (i, j) 要素であり, b_{ij} はモデル集合における平均値とする. また, $c_{ij}, \Delta c_{ij}, d_{ij}, \Delta d_{ij}$ も同様の定義で与える.

次に, $P_{\Delta}(\theta_T)$ の $B_{\Delta}, C_{\Delta}, D_{\Delta}$ に含まれるパラメータの不確かさ $\delta_{b_{ij}}, \delta_{c_{ij}}, \delta_{d_{ij}}$ を以下の対角行列 Δ ,

$$\Delta \in \mathcal{B}\Delta = \{\text{diag}(\delta_1, \dots, \delta_q) : \delta_i \in \mathbb{C}, |\delta_i| \leq 1\} \quad (4.27)$$

として, Fig. 4.5 に示されるように上に抜き出した形で表現することを考える. このとき, Fig. 4.5 の $\tilde{P}(\theta_T)$ は次のように表現できる [51].

$$\tilde{P} = \left[\begin{array}{c|cc} A_p(\theta_T) & B_{d1} & B_{p2} \\ \hline C_{p1} & D_{p11} & D_{p12} \\ C_{p2} & D_{p21} & D_{p22} \end{array} \right] \quad (4.28)$$

$$B_1 = [B_d \ 0 \ 0], B_2 = B_n, C_1 = [0 \ H_C^T \ 0]^T, C_2 = C_n, \\ D_{11} = 0, D_{12} = [H_B^T \ 0 \ H_D^T]^T, D_{21} = [0 \ C_d \ D_d], D_{22} = D_n$$

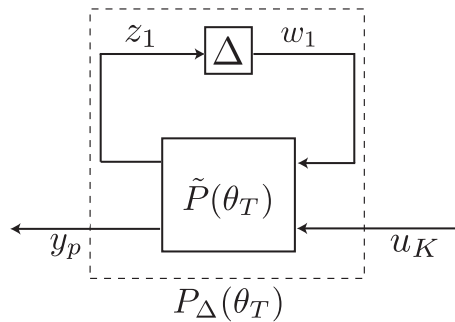


Fig.4.5 Plant system with uncertainty

上式における B_d は以下で与える.

$$B_d = \text{blockdiag}(b_1, b_2, \dots, b_r) \quad (4.29)$$

$$H_B = [I \ \dots \ I]^T \quad (4.30)$$

b_i は ΔB の i 行目の行ベクトル, H_B は単位行列 I を r 個並べた行列である. C_d, D_d, H_C, H_D も同様に定義する.

なお, ある伝達関数 G に対して,

$$G = \left[\begin{array}{c|c} A & B \\ \hline C & D \end{array} \right]$$

と表記した場合, これは G の状態方程式が

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + Bu \\ y = Cx + Du \end{cases}$$

となることを意味する.

上述のプラントに対し, スケジューリングパラメータの端点における値をそれぞれ $\theta_T, \bar{\theta}_T(20[^\circ\text{C}] \text{ と } 40[^\circ\text{C}])$, このときの A_p 行列をそれぞれ $\underline{A}_p, \bar{A}_p$ とすると, Fig. 4.4 の特性から $A_p(\theta)$ を以下の形式で近似できる.

$$A_p(\theta_T) = \frac{\bar{\theta}_T - \theta_T}{\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T} \underline{A}_p + \frac{\theta_T - \underline{\theta}_T}{\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T} \bar{A}_p \quad (4.31)$$

これより, プラント $\tilde{P}(\theta_T)$ はポリトープ形式の LPV モデルとして表現される.

4.4.3 一般化プラント

感度関数を整形することを目的に, Fig. 4.6 に示される重み関数 W_S を含んだ一般化プラント G を作成する. 高い追従特性と低周波外乱に対する低感度化を図るために重み関数 W_S は低周波領域で高いゲインを持つ伝達関数を選ぶ. ただし, 胴体と腕部は Fig. 2.4 で分割したゾーンのうち, 前運転席の middle ゾーンに存在し, 独立性が低いことから, 同時に低感度化することが難しい. そこで, 胴体部を優先して腕部の重みを 1 とし, 頭部, 胴体部, 脚部に対して以下の重み関数 (Fig. 4.7) を用いる.

$$\tilde{W}_S = \frac{1}{3s + 0.01} \quad (4.32)$$

これより, Fig. 4.6 の一般化プラント G は次の状態方程式となる.

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g(\theta_T)x_g + B_{g1}w + B_{g2}u_K \\ z = C_{g1}x_g + D_{g11}w + D_{g12}u_K \\ e = C_{g2}x_g + D_{g21}w + D_{g22}u_K \end{cases} \quad (4.33)$$

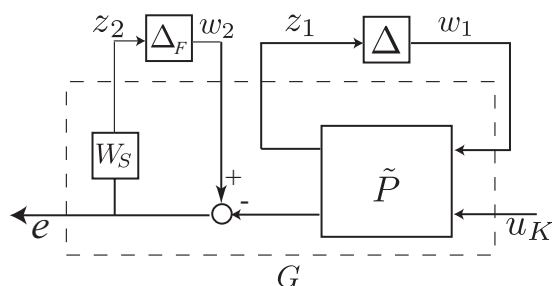


Fig.4.6 Generalized plant

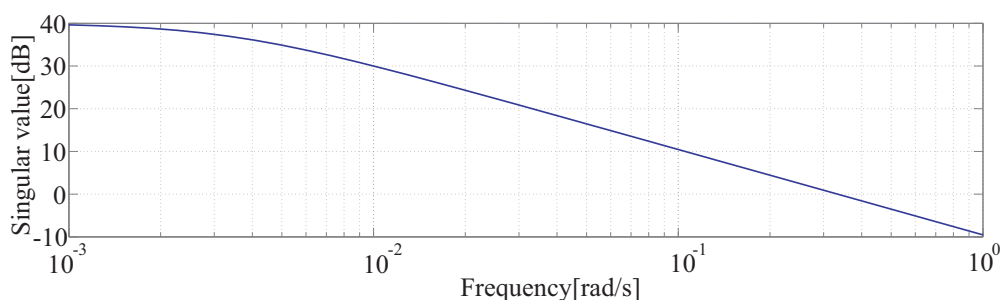


Fig.4.7 Weighting function for sensitivity

上式において, $z = [z_1^T \ z_2^T]^T$, $w = [w_1^T \ w_2^T]^T$ である. さらに, プラント $\tilde{P}(\theta_T)$ をポリトープ形式で表現できることから, 一般化プラント $G(\theta_T)$ も同様にポリトープ形式の LPV システムとなり, $G(\theta_T)$ の行列 $A_g(\theta_T)$ は以下で記述できる.

$$A_g(\theta_T) = \frac{\bar{\theta}_T - \theta_T}{\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T} \underline{A}_g + \frac{\theta_T - \underline{\theta}_T}{\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T} \bar{A}_g \quad (4.34)$$

4.4.4 ゲインスケジューリングコントローラ的设计

外気温度変動と日射量変動にロバストなコントローラを設計するために, コントローラの設計にはゲインスケジューリング H_∞ 制御を利用する. さらに, 不確かさの構造を考慮して構造化特異値の最小化を目的としたスケージングを行う. これにより, 保守性を低減し, 性能を高めることができる.

まず, コントローラ $K(\theta_T)$ を次の状態方程式で定義する.

$$\begin{cases} \dot{x}_K = A_K(\theta_T)x_K + B_K(\theta_T)e \\ u_K = C_K(\theta_T)x_K \end{cases} \quad (4.35)$$

なお, コントローラ $K(\theta_T)$ も一般化プラント G と同様に, ポリトープ形式の LPV システムと

して記述できるものとする.

$$\begin{bmatrix} A_K(\theta_T) & B_K(\theta_T) \\ C_K(\theta_T) & 0 \end{bmatrix} = \frac{\bar{\theta}_T - \theta_T}{\theta_T - \underline{\theta}_T} \begin{bmatrix} \underline{A}_K & \underline{B}_K \\ \underline{C}_K & 0 \end{bmatrix} + \frac{\theta_T - \underline{\theta}_T}{\bar{\theta}_T - \theta_T} \begin{bmatrix} \bar{A}_K & \bar{B}_K \\ \bar{C}_K & 0 \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

上記の形式で表現できる場合には, 一般化プラント $G(\theta_T)$ とコントローラ $K(\theta_T)$ からなる閉ループ系 $G_{cl}(\theta_T)$ に対し, スケジューリングパラメータの端点における閉ループ系のみを共通のリアプノフ関数を用いて評価することで, ゲインスケジューリングコントローラが設計できることが知られている [49, 52]. 従って, $\underline{\theta}_T, \bar{\theta}_T$ のシステムだけでコントローラの設計が可能となる.

一般化プラント G とコントローラ K からなる閉ループ系 G_{cl} に注目する. このとき, 式 (4.33) と式 (4.35) より閉ループ系 G_{cl} は以下で与えられる.

$$\begin{aligned} G_{cl} &= \left[\begin{array}{cc|c} A_g & B_{g2}C_K & B_{g1} \\ B_K C_{g2} & A_K + B_K D_{g22} C_K & B_K D_{g21} \\ \hline C_{g1} & D_{g12} C_K & D_{g11} + D_{g12} D_k D_{g21} \end{array} \right] \\ &= \left[\begin{array}{c|c} A_{cl} & B_{cl} \\ \hline C_{cl} & D_{cl} \end{array} \right] \end{aligned} \quad (4.37)$$

ここで, コントローラの設計に際し, 不確かさの構造を考慮してスケーリングし, 構造化特異値を小さくすることを考える.

閉ループ形 $G_{cl}(s)$ に対する構造化特異値 $\mu_{\Delta}(G_{cl})$ は次の不等式で評価される [53].

$$\rho(G_{cl}(j\omega)) \leq \mu_{\Delta}(G_{cl}(j\omega)) \leq \bar{\sigma}(G_{cl}(j\omega)) \quad (4.38)$$

ここで, $\rho(G_{cl}(j\omega))$ はスペクトル半径, $\bar{\sigma}(G_{cl}(j\omega))$ は最大特異値を表す. なお, 上式は各周波数 ω に対して評価することに注意する.

構造化特異値 $\mu_{\Delta}(G_{cl}(j\omega))$ を最小化することを考えた場合, 上記不等式の上界のみに注目すればよい. 上界の評価にあたり, この不等式はスケーリング行列 $D(j\omega) \in \mathcal{D}$ (\mathcal{D} は不確かさと可換な行列の集合) を用いてスケーリングし, $D(j\omega)$ を最適化することにより, より鋭い評価が可能となる.

$$\mu_{\Delta}(G_{cl}(j\omega)) \leq \inf_{D(j\omega) \in \mathcal{D}} (D(j\omega)G_{cl}(j\omega)D(j\omega)^{-1}) \leq \bar{\sigma}(G(j\omega)) \quad (4.39)$$

なお, スケーリング行列 D を定数行列とする場合には, 上式は H_{∞} ノルムに注目した評価に置き換えることができる.

$$\mu_{\Delta}(G_{cl}) \leq \inf_{D \in \mathcal{D}} \|DG_{cl}D^{-1}\|_{\infty} \quad (4.40)$$

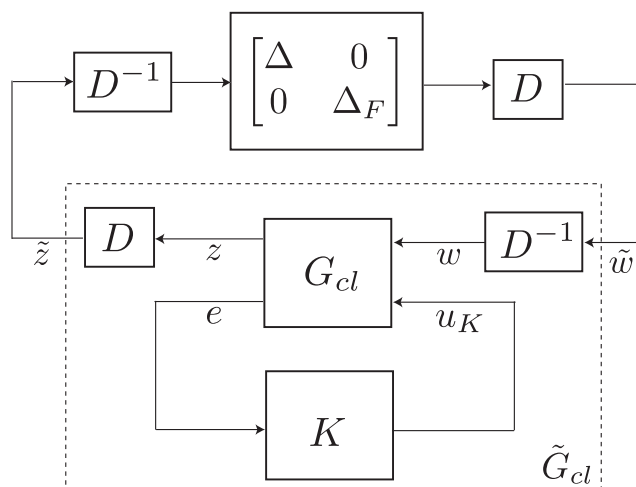


Fig.4.8 Scaling of the closed-loop system

これより、構造化特異値を最小化する問題は、 $\|DG_{cl}D^{-1}\|_{\infty}$ を最小にする最適な K と D を求める問題となる。

定数スケーリング行列 D は次式のように対角な定数行列として定義し、Fig. 4.8 のように $\tilde{G}_{cl} = DG_{cl}D^{-1}$ としてスケーリングする。

$$D \in \mathcal{D} = \{\text{blockdiag}(d_1, \dots, d_q, I) : d_i \in \mathbb{R}, d_i > 0\} \quad (4.41)$$

なお、このスケーリング行列 D の構造は、不確かさ $(\text{blockdiag}(\Delta, \Delta_F))$ と可換となるように選んでいる。

ここで、 $\gamma = \|DG_{cl}D^{-1}\|_{\infty}$ の評価のために、スケーリングされた $\tilde{w} = Dw$ から $\tilde{z} = Dz$ の L_2 ゲインに注目する。このとき、有界実補題より、以下のような関係が成立する [48, 54]。

$$\gamma^2 \geq \sup_{\|\tilde{w}\|_2 \neq 0} \frac{\|\tilde{z}\|_2^2}{\|\tilde{w}\|_2^2} = \sup_{\|w\|_2 \neq 0} \frac{\sum_i d_i^2 \|z_i\|_2^2}{\sum_i d_i^2 \|w_i\|_2^2} \quad (4.42)$$

これより、

$$\begin{aligned} \gamma^2 \sum_i d_i^2 \|w_i\|_2^2 &\geq \sum_i d_i^2 \|z_i\|_2^2 \\ \gamma^2 \int w^T S w dt &\geq \int z^T S z dt \\ \gamma^2 w^T S w &\geq z^T S z \end{aligned} \quad (4.43)$$

となる。なお、 $S = D^T D = \text{blockdiag}(s_1, \dots, s_q, s_{q+1}I) > 0$ である。上記条件が成立するためには系が安定でなければならないため、十分条件として2次安定性を考えると次式となる。

$$z^T S z - \gamma^2 w^T S w + \frac{d}{dt} x_{cl}^T P x_{cl} < 0 \quad (4.44)$$

ここで, $P > 0$ である.

次に, 式 (4.44) に対して, 閉ループ系の状態方程式を代入し, さらに, Shur Complement を用いると次の行列不等式が成立する [54].

$$\begin{bmatrix} PA_{cl} + A_{cl}^T P & PB_{cl} & C_{cl}^T \\ B_{cl}^T P & -\gamma S & D_{cl}^T \\ C_{cl} & D_{cl} & -\gamma S^{-1} \end{bmatrix} > 0 \quad (4.45)$$

ここで, 正定行列 P の構造を次のように仮定する [52].

$$P = \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & Z \end{bmatrix}, \quad P^{-1} = \begin{bmatrix} X & M \\ M^T & W \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

上式において, $X, Y \in \mathbb{R}^{n \times n} > 0$, $W, Z \in \mathbb{R}^{n_k \times n_k} > 0$, $M, N \in \mathbb{R}^{n \times n_k}$ である. これより, $P^{-1}P = I$ から,

$$\begin{aligned} P^{-1}P &= \begin{bmatrix} X & M \\ M^T & W \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & Z \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} XY + MN^T & XN + MZ \\ M^T Y + WN^T & M^T N + WZ \end{bmatrix} = I \end{aligned} \quad (4.47)$$

が成り立つ. 従って, 次式が得られる.

$$\begin{aligned} XY + MN^T &= I, & XN + MZ &= 0 \\ M^T Y + WN^T &= 0, & M^T N + WZ &= I \end{aligned} \quad (4.48)$$

また, $PP^{-1} = I$ より,

$$\begin{aligned} PP^{-1} &= \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & Z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X & M \\ M^T & W \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} YX + NM^T & YM + NW \\ N^T X + ZM^T & N^T M + ZW \end{bmatrix} = I \end{aligned} \quad (4.49)$$

となり, 下式が成り立つ.

$$\begin{aligned} YX + NM^T &= I, & YM + NW &= 0 \\ N^T X + ZM^T &= 0, & N^T M + ZW &= I \end{aligned} \quad (4.50)$$

次に, 以下の合同変換行列 Π_X , Π_Y (正則行列) を定義する.

$$\Pi_X = \begin{bmatrix} X & I \\ M^T & 0 \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

$$\Pi_Y = \begin{bmatrix} I & Y \\ 0 & N^T \end{bmatrix} \quad (4.52)$$

このとき,

$$P\Pi_X = \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & Z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X & I \\ M^T & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} YX + NM^T & Y \\ N^T X + ZM^T & N^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & Y \\ 0 & N^T \end{bmatrix} = \Pi_Y \quad (4.53)$$

$$\Pi_X^T P = \begin{bmatrix} X & M \\ I & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Y & N \\ N^T & Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} XY + MN^T & XN + MZ \\ Y & N \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ Y & N \end{bmatrix} = \Pi_Y^T \quad (4.54)$$

となることを利用すると, 以下の LMI が得られる.

$$\Pi_X^T P \Pi_X = \Pi_X^T \Pi_Y = \begin{bmatrix} X & I \\ XY + MN^T & Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X & I \\ I & Y \end{bmatrix} > 0 \quad (4.55)$$

次に, 式 (4.45) を $\text{blockdiag}(\Pi_X, I, I)$ を用いて合同変換する.

$$\begin{bmatrix} \Pi_X^T & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} PA_{cl} + A^T P & PB_{cl} & C_{cl}^T \\ B_{cl}^T P & -\gamma S & D_{cl}^T \\ C_{cl} & D_{cl} & -\gamma S^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Pi_X & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I \end{bmatrix} > 0$$

$$\begin{bmatrix} \Pi_X^T PA_{cl} \Pi_X + \Pi_X^T A^T P \Pi_X & \Pi_X^T PB_{cl} & \Pi_X^T C_{cl}^T \\ B_{cl}^T P \Pi_X & -\gamma S & D_{cl}^T \\ C_{cl} \Pi_X & D_{cl} & -\gamma S^{-1} \end{bmatrix} < 0 \quad (4.56)$$

ここで, 各要素に注目すると以下のようになる.

$$\begin{aligned} \Pi_X^T PA_{cl} \Pi_X &= \Pi_Y^T A_{cl} \Pi_X \\ &= \begin{bmatrix} A_g X + B_{g2} \hat{C} & A_g \\ \hat{A} & Y A_g + \hat{B} C_{g2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.57)$$

$$\Pi_X^T P B_{cl} = \Pi_Y^T B_{cl} = \begin{bmatrix} B_{g1} \\ Y B_{g1} + \hat{B} D_{g21} \end{bmatrix} \quad (4.58)$$

$$C_{cl} \Pi_X = [C_{g1} X + D_{g12} \hat{C} \quad C_{g1}] \quad (4.59)$$

なお, 上述の計算において次の変数を定義している.

$$\begin{aligned} \hat{A} &= Y A_g X + Y B_{g2} C_K M^T + N B_K C_{g2} X + N (A_K + B_K D_{g22} C_K) M^T \\ \hat{B} &= N B_K \\ \hat{C} &= C_K M^T \end{aligned} \quad (4.60)$$

これより, 解くべき行列不等式は以下となる.

$$\begin{bmatrix} X & I \\ I & Y \end{bmatrix} > 0 \quad (4.61)$$

$$\begin{bmatrix} A_g X + X A_g^T + B_{g2} \hat{C} + (B_{g2} \hat{C})^T & & A_g + \hat{A} \\ * & & Y A_g + A_g^T Y + \hat{B} C_{g2} + (\hat{B} C_{g2})^T \\ * & & * \\ * & & * \\ Y B_{g1} + \hat{B} D_{g21} & (C_{g1} X + D_{g12} * \hat{C})^T & \\ * & C_{g1}^T & \\ -\gamma S & D_{g11}^T & \\ * & -\gamma S^{-1} & \end{bmatrix} < 0 \quad (4.62)$$

式(4.62)は S について非線形であることから, $\text{blockdiag}(I, I, S^{-1}, I)$ を用いて合同変換すると以下の行列不等式となる.

$$\begin{bmatrix} A_g X + X A_g^T + B_{g2} \hat{C} + (B_{g2} \hat{C})^T & & A_g + \hat{A} \\ * & & Y A_g + A_g^T Y + \hat{B} C_{g2} + (\hat{B} C_{g2})^T \\ * & & * \\ * & & * \\ (Y B_{g1} + \hat{B} D_{g21}) S^{-1} & (C_{g1} X + D_{g12} \hat{C})^T & \\ * & C_{g1}^T & \\ -\gamma S^{-1} & S^{-1} D_{g11}^T & \\ * & -\gamma S^{-1} & \end{bmatrix} < 0 \quad (4.63)$$

上式を満たすパラメータを一度に決定することは困難であることから, 以下の反復法 [54] によりコントローラ的设计を行う.

1. $S^{-1} = I$ として, γ を最小化しつつ上記 LMI を満たす $X > 0, Y > 0, \hat{A}, \hat{B}, \hat{C}$ を求める.
2. 手順1で得た Y, \hat{B} を固定し, 上記 LMI の γ を最小化する $S^{-1}, X, \hat{A}, \hat{C}$ を求め, スケーリングする.
3. 手順2で求めた S^{-1} で固定し, 再度上記 LMI を解く.
4. 十分に γ が小さくなるまで手順2と手順3を繰り返す.

これにより, $\|D G_c D^{-1}\|_\infty$ を最小化する K と S を求めることができる. 手順2において, γ を最小化するにあたり, 未定な γ と S^{-1} の積があることから, γ -反復法 [53](二分法)を用いて γ を最小化する. 手順は以下の通りである.

- (1) 解を与える γ の存在が想定される範囲 $\gamma \in \{\gamma_{\min}, \gamma_{\max}\}$ を決め, $\gamma = \frac{1}{2}(\gamma_{\max} + \gamma_{\min})$ に対して LMI を評価する.

- (2) 手順 (1) において解が見つければ $\gamma_{max} = \gamma$, 見つからなければ $\gamma_{min} = \gamma$ とし, 再度, 手順 (1) を評価する.
- (3) γ が十分に収束するまで手順 (1), (2) を繰り返す.

なお, ゲインスケジューリングコントローラ的设计を目的としていることから, 式 (4.61) と式 (4.63) の行列不等式は, $\underline{\theta}_T, \bar{\theta}_T$ について同時に評価する必要がある.

行列不等式を満たすパラメータが得られたとき, スケジューリングパラメータの端点におけるコントローラの行列は以下の式で得ることができる.

$$\underline{C}_K = \hat{C}M^{-1T} \quad (4.64)$$

$$\underline{B}_K = N^{-1}\hat{B} \quad (4.65)$$

$$\underline{A}_K = N^{-1}(\hat{A} - Y\underline{A}_gX - Y\underline{B}_{g2}\underline{C}_KM^T - N\underline{B}_K\underline{C}_{g2}X)M^{-1T} - \underline{B}_K\underline{D}_{g22}\underline{C}_K \quad (4.66)$$

なお, $\bar{A}_K, \bar{B}_K, \bar{C}_K$ も上式と同様に求められる. これより, 式 (4.35), (4.36) に示したコントローラが設計できる.

本論文では, 外気温度 20, 40[°C](日射量 500[W/m²]) からなる 2 つの端点を基にゲインスケジューリングコントローラを設計, LMI のソルバには SeDuMi を用いた. なお, ソルバの使用方法や有効性などは文献 [52, 55] で紹介されている.

Fig. 4.9 に, スケジューリングパラメータ θ_T を $\theta_T \in \{\underline{\theta}_T, \bar{\theta}_T\}$ で変化させ, 一巡伝達関数の特異値線図を描いたものを一例として示す. Fig. 4.9 より, 腕部を除いて低周波領域で一巡伝達関数のゲインを高く整形できたことから, 一様に追従性を高めることができている.

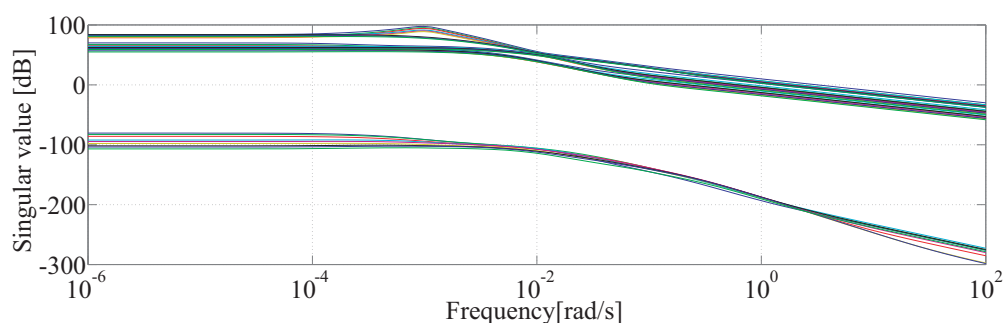


Fig.4.9 Open-loop transfer function

4.5 アンチwindアップ補償

4.5.1 アクチュエータの制約

アクチュエータの出力に制約を加えた場合、コントローラの性能を低下させるwindアップが生じることがある。Fig. 4.10 にコントローラのwindアップが生じる場合のある制御系の例を示す。Fig. 4.10 において、制御入力 u に対する制約として飽和を考えており、飽和器 $\text{Sat}(u)$ の出力 u_s には下式のように上限値 \bar{u} と下限値 \underline{u} が存在する。

$$u_s = \begin{bmatrix} \text{Sat}(u_1) \\ \vdots \\ \text{Sat}(u_m) \end{bmatrix} \quad (4.67)$$

$$\text{Sat}(u_i) = \begin{cases} \bar{u}_i & (u_i \geq \bar{u}_i) \\ u_i & (\underline{u}_i < u_i < \bar{u}_i) \\ \underline{u}_i & (u_i \leq \underline{u}_i) \end{cases} \quad (4.68)$$

このような制御系では、制約時にプラント P に入力される制御入力 u_s が $u_s \neq u$ となり、多入力システムの場合には入力ベクトルの方向が変化する。従って、制約によって本来の最適な制御入力 u をプラントに入力できなくなり、コントローラの性能が十分に発揮できなくなる状況が生じる。さらに、コントローラに積分器がある場合、制約時にコントローラの積分器にプラント出力と目標値との誤差が蓄積され、windアップを起こすことがある。

空調システムにおいては、吹出し温度と風量に上下限值が存在することから、上記のアクチュエータ出力の飽和が十分に考えられる。従って、コントローラの性能低下を回避するアンチwindアップ補償器を設計する必要がある。

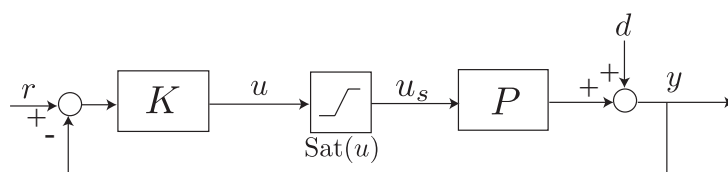


Fig.4.10 Control system with constraint of the actuator

4.5.2 アンチwindアップ補償器の設計

上述の問題を解決することを目的としてアンチwindアップ補償器を設計する。アンチwindアップ補償器は数多くの構造 [26, 56, 57, 58] が提案されており、主要なアンチwind

ドアップ補償器については文献 [57, 58] にてまとめられている.

アンチwindアップ補償器 Λ をもつ一般的な制御系の構造を Fig. 4.11 に示す. Fig. 4.11 は, フィードバックコントローラ K と線形化プラント P の閉ループ系に対するアンチwindアップ補償を示している. ここで, Λ がアンチwindアップ補償器であり, u_d と u_s の差分に基づいてフィードバックコントローラ K の入力と出力を修正することで, windアップを抑制する. なお, 必ずしもこの構造である必要はなく, 他の構造をもつアンチwindアップ補償器も提案されている [57, 58].

本論文では, Fig. 4.11 の構造を持つ Postlethwaite ら [26] のアンチwindアップ補償器を採用する. 他の先行研究における補償器はコントローラを分解したり, 修正したりすることでアンチwindアップ補償器の設計を行うものも提案されているが [57], 本論文で扱う補償器はプラントの情報を基に設計を行うため, コントローラの種類や特性に依存しない. そのため, コントローラと独立して設計でき, コントローラの変更にも対応できる.

以下, 具体的な設計手順について示す. まず, アンチwindアップ補償器 Λ の構造を Fig. 4.12 のように定義する. ここで, Fig. 4.12 の M, N は線形化プラント P の右規約分解

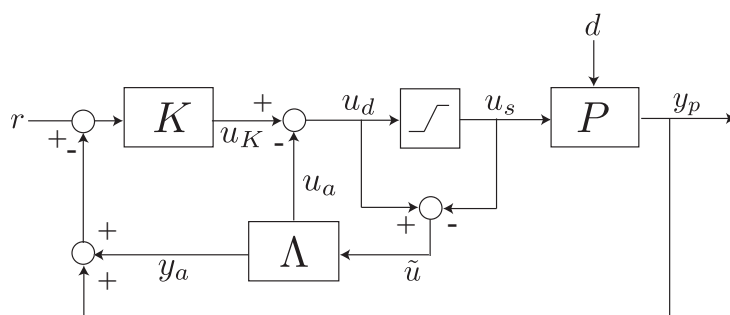


Fig.4.11 Control system with the anti-windup compensator

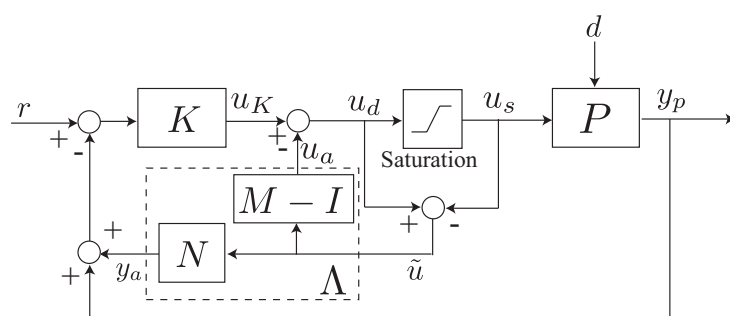


Fig.4.12 Postlethwaite's anti-windup compensator

$P = NM^{-1}$ とし, $M - I$ と N を次の状態方程式で与える [59].

$$\begin{bmatrix} M - I \\ N \end{bmatrix} \sim \begin{cases} \dot{x}_a = (A_p + B_p F)x_a + B_p \tilde{u} \\ u_a = Fx_a \\ y_a = (C_p + D_p F)x_a + D_p \tilde{u} \end{cases} \quad (4.69)$$

上式の A_p, B_p, C_p, D_p は線形化プラント P の状態方程式における各行列である. これより, アンチwindアップ補償器の性能は行列 F により調整できる.

次に, 飽和した入力ベクトル u_s の要素 u_{si} を式 (4.68) より次のように与える.

$$u_{si} = \text{Sat}(u_{di}) = \begin{cases} \bar{u}_{di} & (u_{di} \geq \bar{u}_{di}) \\ u_{di} & (\underline{u}_{di} < u_{di} < \bar{u}_{di}) \\ \underline{u}_{di} & (u_{di} \leq \underline{u}_{di}) \end{cases} \quad (4.70)$$

入力 u_d の上界値 \bar{u}_{di} と下界値 \underline{u}_{di} は, フィードフォワードコントローラの制御入力 u_{0i} がアクチュエータの制約を受けない範囲で設計されていることを考慮すると, $\underline{u}_i \leq u_{0i} \leq \bar{u}_i$ となることから,

$$\underline{u}_i - u_{0i} = \underline{u}_{di} < 0 < \bar{u}_{di} = \bar{u}_i - u_{0i} \quad (4.71)$$

となる.

ここで, 飽和の影響を陽に評価するために, Fig. 4.12 の等価な表現を考える. システム内の入出力関係と, M, N が線形化プラント P の右規約分解であることを考慮してこれらを変換すると, Fig. 4.12 の等価なシステムとして Fig. 4.13 を得ることができる.

この変換において, 不感帯 $Dz(u_d)$ を用いていることに注意する. 不感帯 $Dz(u_d)$ は次式で定義され, 図示すると Fig. 4.14 のようになる.

$$Dz(u_{di}) = u_{di} - \text{Sat}(u_{di}) = \begin{cases} u_{di} - \bar{u}_{di} & (u_{di} \geq \bar{u}_{di} = \bar{u}_i - u_{0i}) \\ 0 & (\underline{u}_{di} < u_{di} < \bar{u}_{di}) \\ u_{di} - \underline{u}_{di} & (u_{di} \leq \underline{u}_{di} = \underline{u}_i - u_{0i}) \end{cases} \quad (4.72)$$

つまり, コンパクト集合 $\mathcal{U} = [\underline{u}_{d1}, \bar{u}_{d1}] \times \cdots \times [\underline{u}_{dm}, \bar{u}_{dm}] \in \mathbb{R}^m$ に対して $u_d \in \mathcal{U}$ のとき, $\tilde{u} = Dz(u_d) = 0$ である.

このとき, Fig. 4.13 における下部の閉ループシステムは飽和器が存在しない系となり, コントローラ K とプラント P との閉ループシステムであることから内部安定となる. 従って, 飽和による影響は u_K から y_a の開ループシステムにのみ現れていることになる. ここで, この飽和の影響を u_K から y_a の L_2 ゲインに注目して評価して, アンチwindアップ補償器の設計を行う. L_2 ゲインの上界は有界実補題より, 以下の式で評価される.

$$\sup_{\|u_K\|_2 \neq 0} \frac{\|y_a\|_2}{\|u_K\|_2} \leq \gamma \quad (4.73)$$

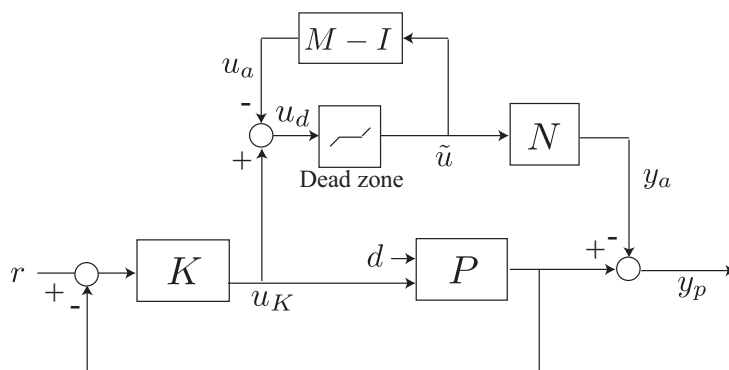


Fig.4.13 Equivalent system

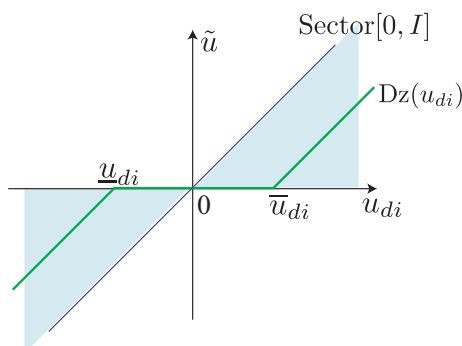


Fig.4.14 Dead zone

2次安定性を利用すると上式の十分条件は以下で与えられる.

$$\frac{d}{dt} x_a^T P x_a + y_a^T y_a - \gamma^2 u_K^T u_K < 0, P > 0 \tag{4.74}$$

なお, 先に述べたようにフィードフォワード入力 u_0 は制約を受けない範囲内に存在するものとしているため, $\underline{u}_{di} \leq 0 \leq \bar{u}_{di}$ が成立する (下限値の等号が成立する場合は $u_{0i} = \underline{u}_i$, 上限値に対して等号が成立する場合は $u_{0i} = \bar{u}_i$ に対応する). このとき, 不感帯を Fig. 4.14 のように $D_z(u_{di}) \in \text{Sector}[0, I]$ とすることができ, 不感帯への入力 $u_d \in \mathbb{R}^m$ と不感帯の出力 $\tilde{u} \in \mathbb{R}^m$ の間に次の関係を見つけることができる.

$$\tilde{u}_i u_{di} \geq \tilde{u}_i^2, \forall i \in 1, \dots, m \tag{4.75}$$

$$\tilde{u}^T W (u_d - \tilde{u}) \geq 0, W = \text{diag}(w_1, \dots, w_m) > 0 \tag{4.76}$$

これより, \mathcal{S} -procedure により, 以下の条件を満たせばよい.

$$\frac{d}{dt} x_a^T P x_a + y_a^T y_a - \gamma^2 u_K^T u_K + 2\tilde{u}^T W (u - \tilde{u}) < 0 \tag{4.77}$$

上式に Schur complement を適用すると以下の LMI を得ることができる。

$$\begin{bmatrix} QA_p^T + A_p Q + L^T B_p^T + B_p L & B_p U - L^T & 0 & QC_p^T + L^T D_p^T \\ * & -2U & I & U D_p^T \\ * & * & -\gamma I & 0 \\ * & * & * & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (4.82)$$

これより, F は上記 LMI の解 $Q > 0, L$ により, $F = LQ^{-1}$ で決定される。

なお, 本論文で採用したアンチwindアップ補償器は動的なフルオーダーのシステムであるが, 計算量の削減が求められる場合に適した静的, 低次元なアンチwindアップ補償器の設計法が文献 [58, 60] にて提案されている。詳細は文献を参考のこと。

4.5.3 ゲインスケジューリングアンチwindアップ補償器

プラントがスケジューリングパラメータ θ によってスケジューリングされることを考慮し, アンチwindアップ補償器も同様に Fig. 4.1 のように θ でスケジューリングすることを考える。プラントシステムがポリトープ形式の LPV システムで記述できることを考慮して, アンチwindアップ補償器の構造も同様にポリトープ形式の LPV システムとする。従って, スケジューリングアンチwindアップ補償器 Λ は, 日射量 $0,1000[\text{W}/\text{m}^2]$, 外気温度 $20, 40[^\circ\text{C}]$ の組み合わせからなる 4 つの端点における式 (4.82) の LMI を同時に解くことで設計される。

これより, スケジューリングアンチwindアップ補償器 $\Lambda(\theta)$ の状態方程式 (式 (4.69)) における各行列を $A_\Lambda(\theta), B_\Lambda(\theta), C_\Lambda(\theta), D_\Lambda(\theta)$ とすると, それぞれ各端点のシステムの線形補間として以下で与えられる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} A_\Lambda(\theta) & B_\Lambda(\theta) \\ C_\Lambda(\theta) & D_\Lambda(\theta) \end{bmatrix} &= \frac{(\bar{\theta}_I - \theta_I)(\bar{\theta}_T - \theta_T)}{(\bar{\theta}_I - \underline{\theta}_I)(\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T)} \begin{bmatrix} A_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \underline{\theta}_T} & B_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \underline{\theta}_T} \\ C_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \underline{\theta}_T} & D_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \underline{\theta}_T} \end{bmatrix} + \frac{(\theta_I - \underline{\theta}_I)(\bar{\theta}_T - \theta_T)}{(\theta_I - \underline{\theta}_I)(\bar{\theta}_T - \underline{\theta}_T)} \begin{bmatrix} A_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \underline{\theta}_T} & B_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \underline{\theta}_T} \\ C_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \underline{\theta}_T} & D_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \underline{\theta}_T} \end{bmatrix} \\ &+ \frac{(\bar{\theta}_I - \theta_I)(\theta_T - \underline{\theta}_T)}{(\bar{\theta}_I - \underline{\theta}_I)(\theta_T - \underline{\theta}_T)} \begin{bmatrix} A_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \bar{\theta}_T} & B_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \bar{\theta}_T} \\ C_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \bar{\theta}_T} & D_\Lambda^{\underline{\theta}_I, \bar{\theta}_T} \end{bmatrix} + \frac{(\theta_I - \underline{\theta}_I)(\theta_T - \bar{\theta}_T)}{(\theta_I - \underline{\theta}_I)(\theta_T - \bar{\theta}_T)} \begin{bmatrix} A_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \bar{\theta}_T} & B_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \bar{\theta}_T} \\ C_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \bar{\theta}_T} & D_\Lambda^{\bar{\theta}_I, \bar{\theta}_T} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.83)$$

ここで, 行列の添字 $\underline{\theta}_T, \bar{\theta}_T, \underline{\theta}_I, \bar{\theta}_I$ はどの端点におけるシステムの行列かを表している。これより, パラメータ変動にロバストなスケジューリングアンチwindアップ補償器が設計できる。

4.6 シミュレーション

4.6.1 条件

設計したゲインスケジューリングコントローラとアンチウィンドアップ補償器を持つ Fig.4.1 のシステムをシミュレーションにより評価する. シミュレーションでは実際の走行環境に近い条件を再現することでその有効性を確かめる.

まず, ドライバーは 0.6[Clo] の着衣量で, 1.6[Met] の代謝量とし, 外部環境条件は夏場を想定する. 車速は燃費の評価で一般的に用いられる Fig. 4.15 の JC08 モードを利用する. 日射量は Fig. 4.16 のように変化するものとし, 日射モデルより日射吸収量を求める. また, 太陽を真南, 天頂角 60[deg] の位置に固定し, Fig. 4.17 に示す半径 500[m] の円形のコースを時計回りに走行するものとする. アクチュエータの制約は最適化時と同様であり, 以下のように設定する.

$$\sum_{i=1}^{12} W_{AC}^i \leq 0.15[\text{kg/s}], \quad 0 \leq W_{AC}^i \leq 0.02[\text{kg/s}],$$

$$T_{AC}^i \geq T_{duct}^i = \begin{cases} 5[^\circ\text{C}] & (\text{for the front zone}) \\ 7[^\circ\text{C}] & (\text{for the rear zone}) \end{cases}$$

その他の条件は Table 4.1 の通りである.

Table4.1 Conditions of the simulation

ambient radiant temperature	T_a [K]
ground temperature	$T_a + 20$ [K]
ambient relative humidity	50 [%]
temperature of the engine room	80 [°C]
absolute humidity from the HVAC	0.0042 [kg/kg ³]
COP of the evaporator	2.5 [-]

(T_a [K] is ambient air temperature.)

外気温度 30[°C] において, フィードバック制御を用いずに Fig. 4.2 のフィードフォワード制御 $u_0(\theta)$ のみを適用した結果を一例として Fig. 4.18 に示す. Fig. 4.18 からわかるように, フィードバック制御なしでは日射等の影響で各部位の体感温度 (SET*) が大きく変動することがわかる. 特に, 頭部の SET* の応答は場合によっては 5[°C] 程度の上昇 (シミュレーション開始約 5 分, 10~15 分の位置) を見せることがあり, 乗員が暑さを感じる事が想像できる. このような急激な SET* の上昇は主に日射到達位置の変動にある. Fig. 4.19 に上記の SET*

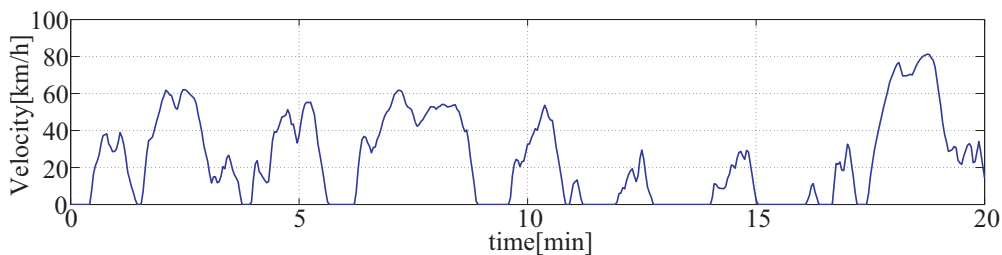


Fig.4.15 Velocity on JC08 mode

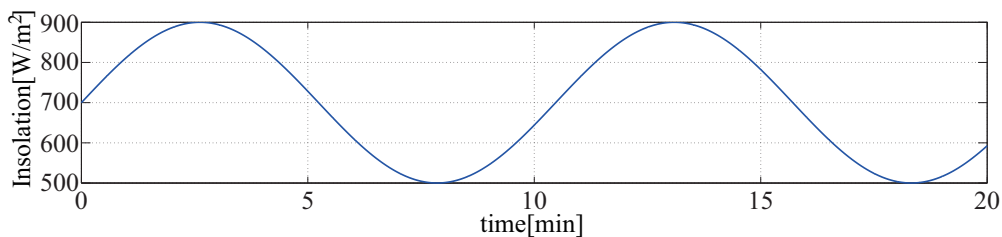


Fig.4.16 Change of amount of the insolation

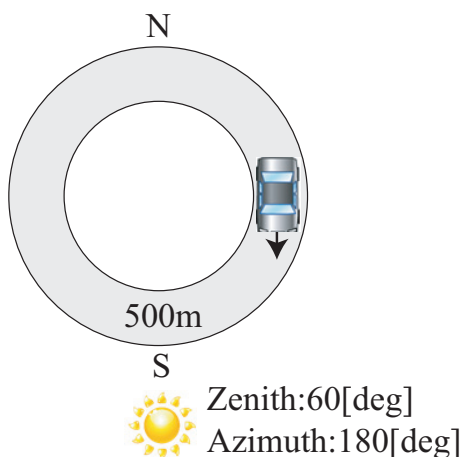


Fig.4.17 Course in the simulation

の急激な上昇を見せた時の太陽位置から車室内を見た図を示す。この図は日射が到達する部位を示していることに相当する。Fig. 4.19 より、乗員の頭部 (図中橙色) に日射が当たることが確認でき、これが頭部 SET*の上昇を生じたといえる。その他の身体部位についても Fig. 4.19 に確認できるが、本モデルでは頭部以外の部位は衣服をまとっていると仮定していることから、熱抵抗によって急激な SET*の上昇は生じない。一方で、頭部は衣服がないことから SET*の変動が他の部位よりも顕著に生じている。

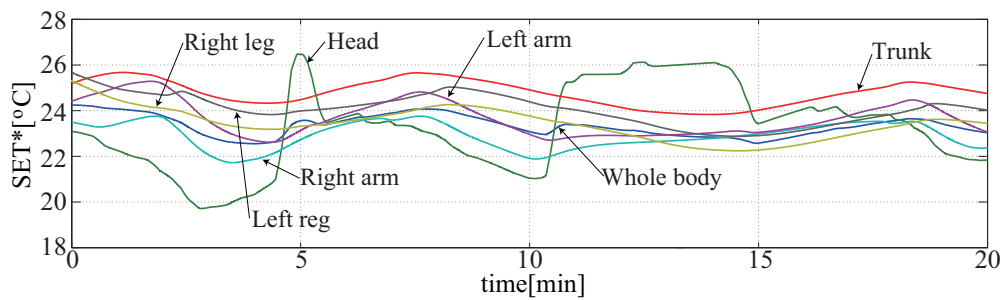


Fig.4.18 SET* without the feedback controller

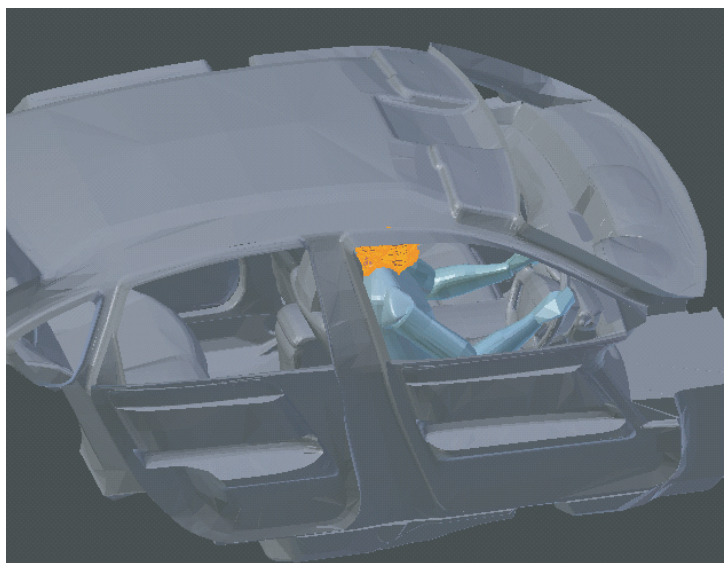


Fig.4.19 The view from the position of the sun

4.6.2 様々な外部環境条件に対する応答

外気温度 20, 30, 40[°C] のそれぞれについて、走行時の温感を一定に維持できるかを評価する。初期状態は前章の最適化結果 (日射量 700[W/m²], 各外気温度における値) を用いる。

まず、外気温度 40[°C] における SET* の応答を Fig. 4.20 に示す。両腕部の SET* は低感度化していないため変動が大きいですが、Fig. 4.18 と比較すると全体の SET* の変動は抑えられており、乗員の温感を一定に維持できている。このときの制御入力 は Fig. 4.21 となり、頭部に日射が当たる場合には Upper vent を使用し、頭部の体感温度の上昇を抑えるといった適切な挙動が確認できる。

次に、外気温度 30[°C] における SET* の結果を Fig. 4.22 に、そのときの吹出し風量を Fig.

4.23 に示す。Fig. 4.22 より、SET*の応答は外気温度 40[°C] の場合と同様に快適範囲に収まっている。また、制御入力である Fig. 4.23 は、40[°C] の場合と比べて熱負荷が小さいことから、全体の送風量が減少していることがわかる。さらに、日射の当たるタイミングやパターンは 40[°C] の場合と同様であることから、これらの外乱の影響を打ち消すための制御入力の応答の特徴は Fig. 4.21 と同じである。

外気温度 20[°C] における SET*を Fig. 4.24, 吹出し風量を Fig. 4.25 に示す。Fig. 4.24 において、SET*はほぼ快適範囲にあるが頭部の SET*については外乱抑制性が低下していることがわかる。これは、今回のアクチュエータの制約では SET*を上昇させる制御入力を選べず、SET*の上昇が外部要因にのみ依存するためであると考えられる。特に 20[°C] では SET*上昇に関わる外部要因が弱く、性能の低下につながったと思われる。

ここで、アンチwindアップ補償の有効性を確認する。上記の外気温度 20[°C] の場合に、アンチwindアップ補償を組み込まずにシミュレーションを行った結果を Fig. 4.26, Fig. 4.27 に示す。Fig. 4.26, Fig. 4.27 からわかるように、入力が下限値に飽和した場合に SET*の追従性が Fig. 4.24 に比べて大きく低下している。これより、アンチwindアップ補償器を用いることでコントローラのwindアップが抑えられ、大きな性能低下が避けられることがわかる。

最後に、最も熱負荷の大きいスケジューリングパラメータの端点 ($\theta_T = 40[°C]$, $\theta_I = 1000[W/m^2]$) と、最も熱負荷の小さい端点 ($\theta_T = 20[°C]$, $\theta_I = 0[W/m^2]$) のそれぞれに固定し、Fig. 4.17 のコースを JC08 モードで走行させたシミュレーションの結果を Fig. 4.28, Fig. 4.29 と、Fig. 4.30, Fig. 4.31 に示す。Fig. 4.28, Fig. 4.29 より、想定している最大の熱負荷を与える環境下でも適切に制御入力を与え、SET*を目標値に追従させていることがわかる。最も熱負荷の小さい Fig. 4.30, Fig. 4.31 では、SET*と制御入力が僅かに振動してしまっていることがわかる。これは、熱負荷が小さいことで制御入力が下限値の制約を受けやすくなるためであり、また、前述の通り、SET*を陽に上昇させる制御入力を選べないことに起因すると考えられる。しかしながら、SET*は目標値の近傍にあり振動周期が比較的長いこと、制御入力や SET*が発散するような傾向が見られないことから、乗員に強い不快感を与えるものではないと予想される。

上記シミュレーション結果から、SET*は快適範囲に収まることが確認でき、外気温度、日射量、その他の外乱に対して十分ロバストな制御系となっているといえる。

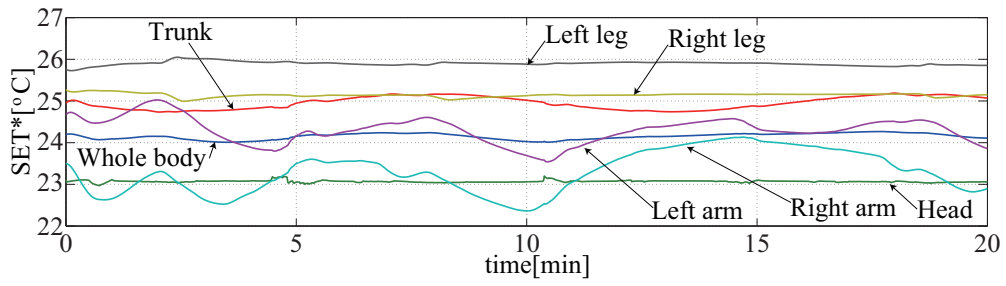


Fig.4.20 SET* with the feedback controller at 40[°C]

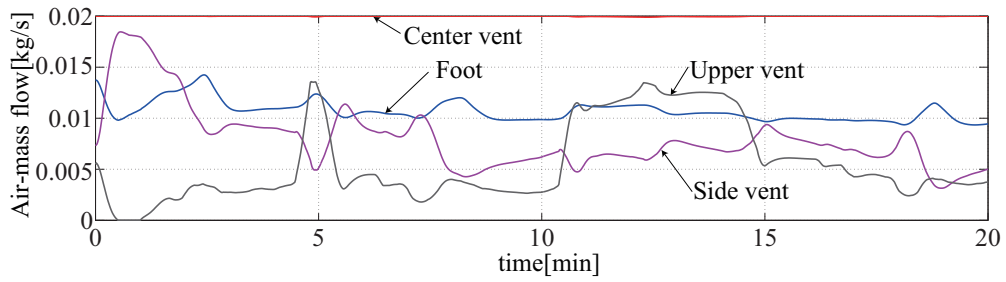


Fig.4.21 Control inputs at 40[°C]

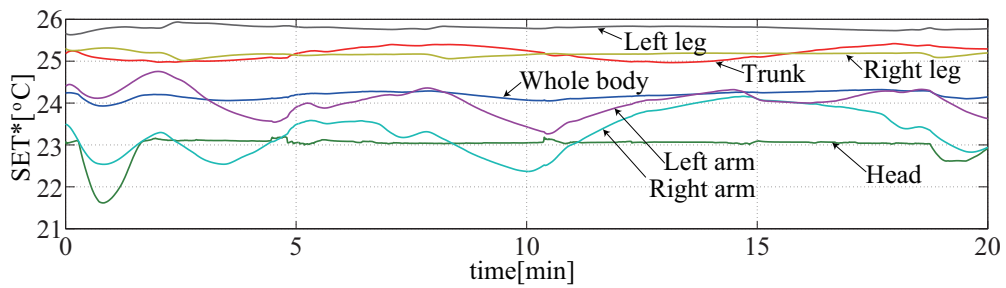


Fig.4.22 SET* with the feedback controller at 30[°C]

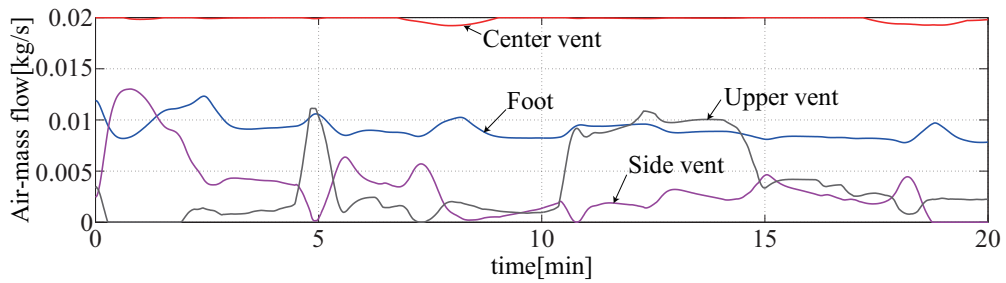


Fig.4.23 Control inputs at 30[°C]

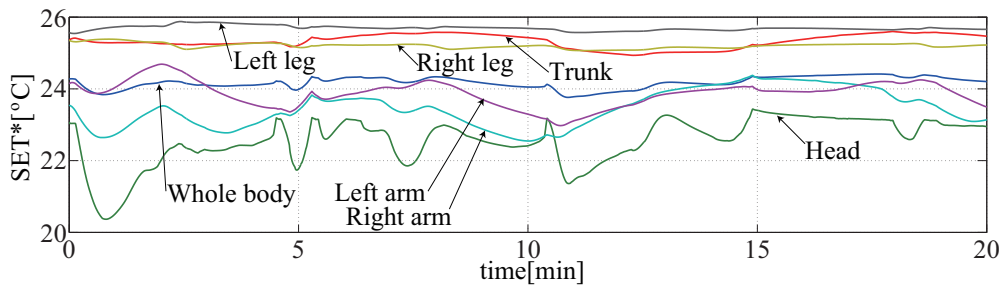


Fig.4.24 SET* with the feedback controller at 20[°C]

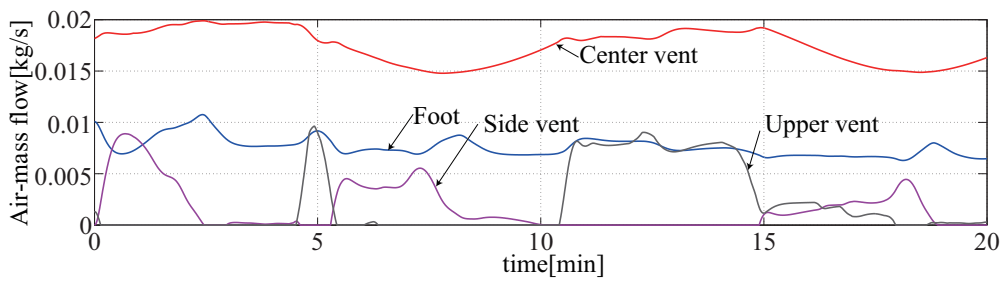


Fig.4.25 Control inputs at 20[°C]

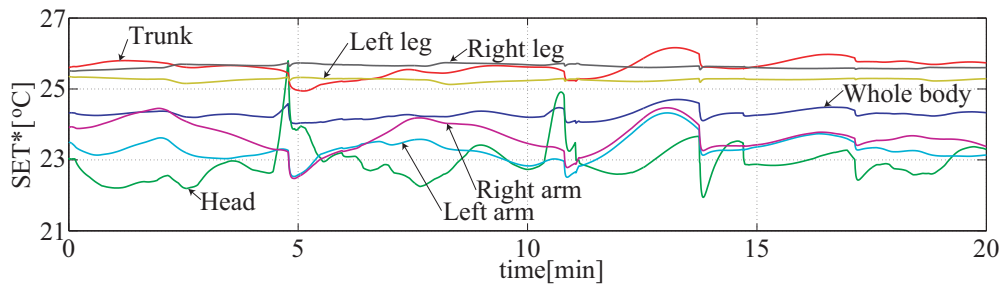


Fig.4.26 SET* without the anti-windup compensation at 20[°C]

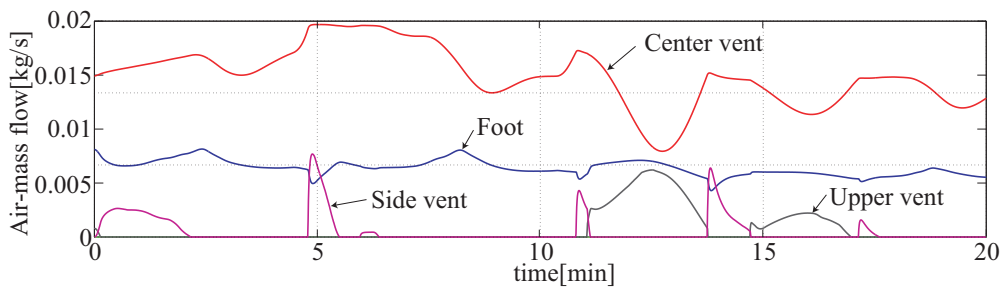


Fig.4.27 Control inputs without the anti-windup compensation at 20[°C]

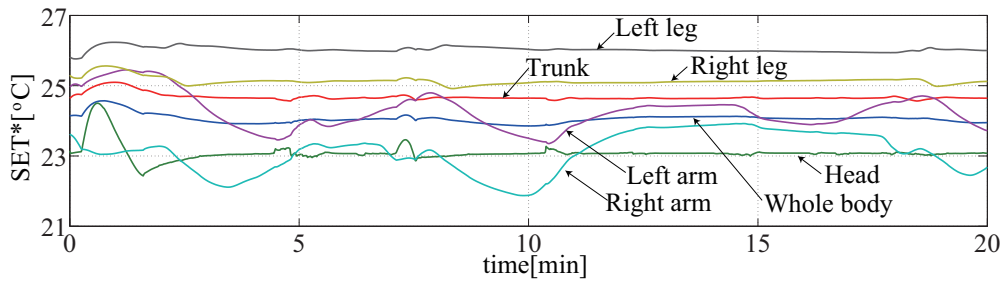


Fig.4.28 SET* at 40[°C] and 1000[W/m²]

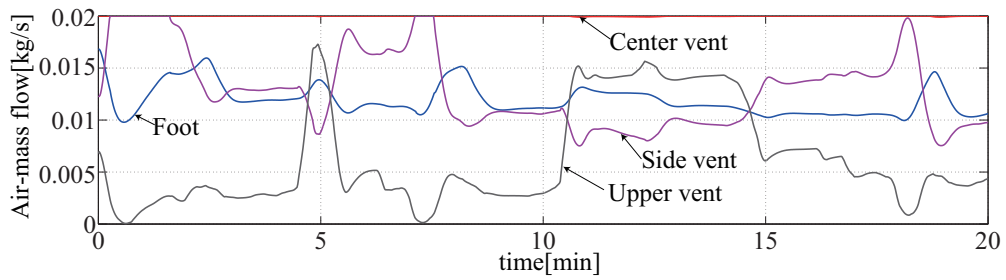


Fig.4.29 Control inputs at 40[°C] and 1000[W/m²]

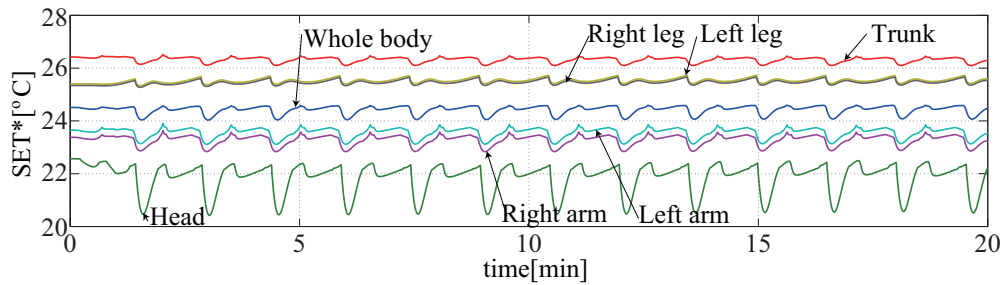


Fig.4.30 SET* at 20[°C] and 0[W/m²]

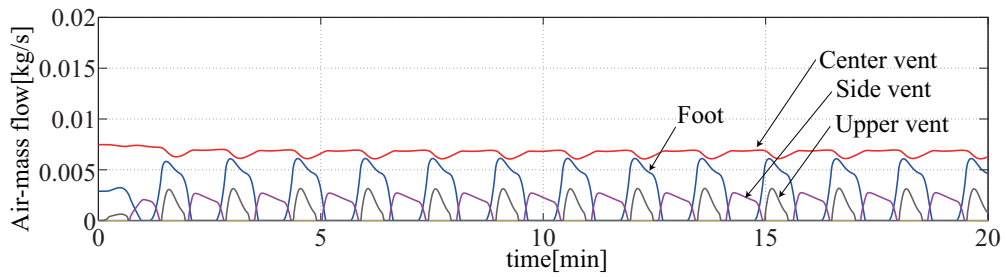


Fig.4.31 Control inputs at 20[°C] and 0[W/m²]

4.6.3 クールダウンシミュレーション

日中に屋外に放置された状態から、冷房を始動した場合のクールダウンシミュレーションを考える。車体の初期条件は、空調をオフ、外気温度 $30[^\circ\text{C}]$ 、日射量 $700[\text{W}/\text{m}^2]$ 、風速 $2[\text{m}/\text{s}]$ の環境下での定常状態とし、乗員の体温は快適時の定常状態とする。空調吹出し温度はエヴァポレータが十分冷却されるまでに時間がかかることを考慮して Fig. 4.32 のように設定する。一般的に上記のような高温の吹出し温度となる場合、ある温度まで冷却されるまでは吹出し風量を非常に小さく選ぶことが多い(高温の風を送風するとより暑さを感じてしまうため)。従って、ここでは上記吹出し温度が $30[^\circ\text{C}]$ となるまでは吹出し風量を $0[\text{kg}/\text{s}]$ とし、以下のように風量を決定する。

$$W_{AC}^i = \begin{cases} 0 & (T_{AC}^i > 30[^\circ\text{C}]) \\ W_{AC}^i & (\text{otherwise}) \end{cases} \quad (4.84)$$

その他の条件は前節の条件と同様とする。

このときの、SET*の応答を Fig. 4.33 に示す。Fig. 4.33 より、シミュレーション開始時に頭部の SET*が非常に高い温度を示すことが確認できる。これは、頭部が衣服で覆われていないために熱抵抗が小さいこと、ルーフ等の高温部分に近いことが理由として考えられる。その他の部位は衣服があることから、徐々に暑さが増加する傾向を示す。シミュレーション開始後 $2[\text{min}]$ 程度で、全ての SET*が減少傾向を示すが、これは、Fig. 4.32 における吹出し温度が十分に小さくなったためである。その後、およそ $10[\text{min}]$ 経過後に、全身の SET*は快適範囲の周辺に落ち着く。Fig. 4.34 にその拡大図を示す。Fig. 4.34 より、ドライバーの SET*は目標値である快適温度近傍に収束していることがわかる。従って、ドライバーはこの時点で暑さや寒さを感じることなく、快適な状態に落ち着くと予想される。

次に、クールダウン時の吹出し風量を Fig. 4.35 に示す。シミュレーションの初期の暑熱環境では室内の冷却のために Upper vent を除く前運転席ゾーンのすべての吹出し口を最大限利

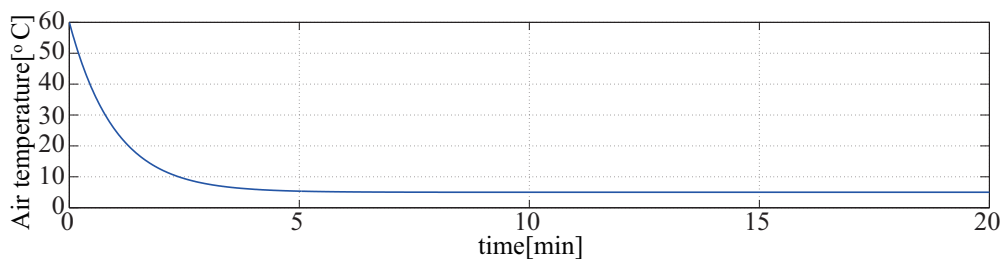


Fig.4.32 Outlet air temperature

用していることが確認できる。その後、約 10[*min*] 経過後に室内が十分に冷却されると、乗員が寒さを感じないように風量を調節していることがわかる。

最後に、アンチwindアップ補償の有効性を確かめるために、アンチwindアップ補償器なしでシミュレーションを行った結果を Fig. 4.36, Fig. 4.37 に示す。両図からわかるように、クールダウン時は制御入力に飽和する時間が長く、大きなwindアップが生じる。そのため、制御入力は飽和状態から回復できておらず、SET*の目標値追従性が著しく損なわれている。これより、アンチwindアップ補償器を用いることでコントローラのwindアップを防ぎ、制御性能の低下を抑えられることがわかる。

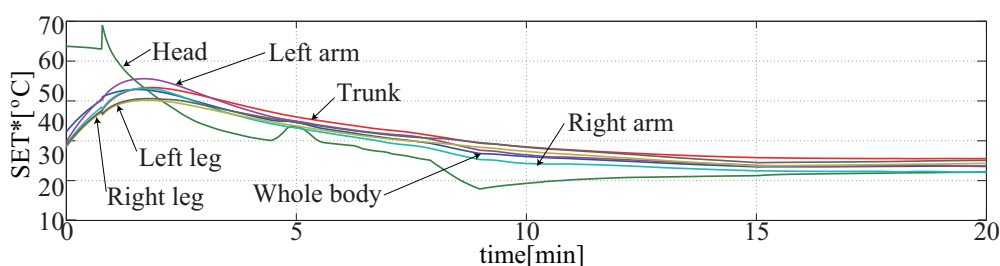


Fig.4.33 SET* in cool down

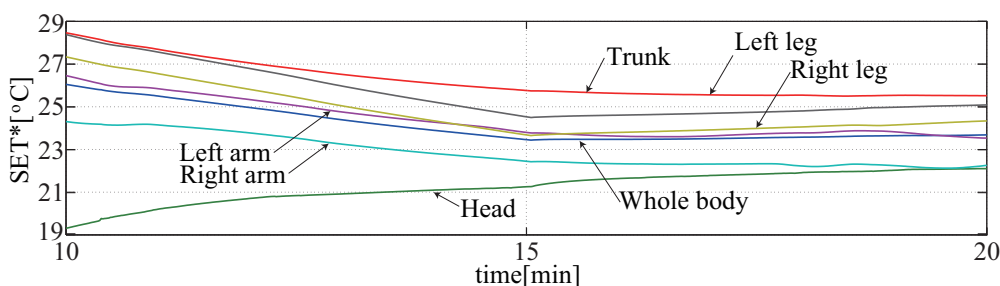


Fig.4.34 SET* in cool down (Scaled up)

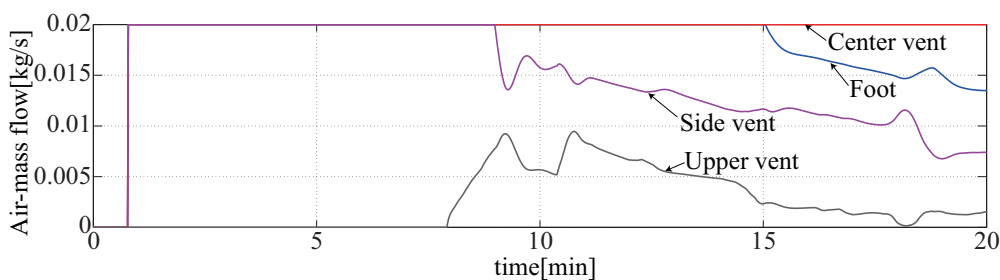


Fig.4.35 Inputs in cool down

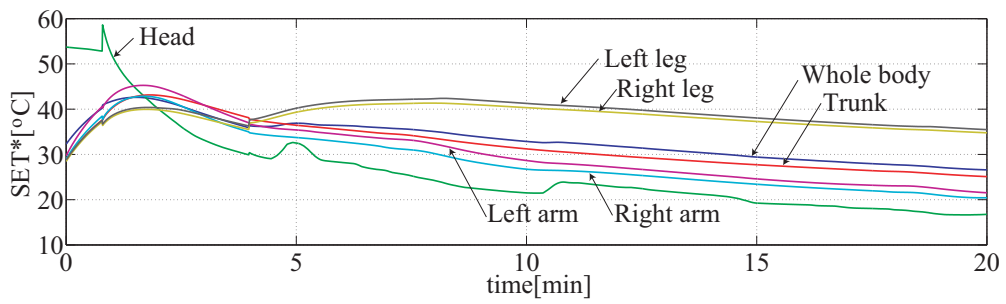


Fig.4.36 SET* without the anti-windup compensation in cool down

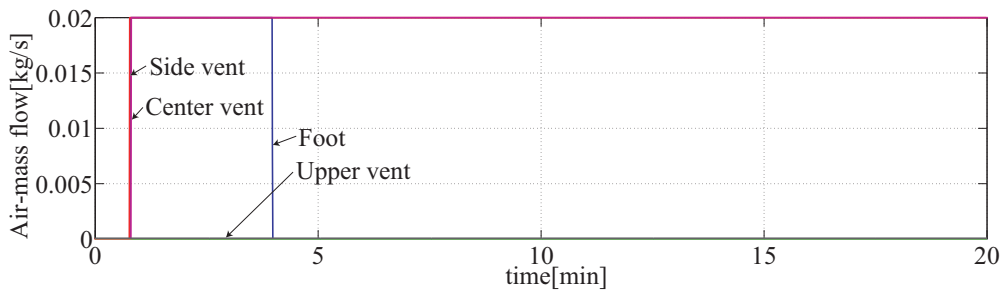


Fig.4.37 Control inputs without the anti-windup compensation in cool down

第5章

快適性推定

5.1 快適性推定

従来の空調システムの制御系では室内温度を設定温度に維持することを目的としているが、放射や風などの要因から、室内温度を一定に維持することが乗員の快適性の維持につながるとは限らない。そこで、実車において乗員の快適性を推定する手法について考察し、快適性推定器を有する制御系の構築を考える。これにより、前章で構築した制御系における仮定を取り除くことができ、実車における制御系の有効性について検討が可能となる。また、乗員快適性を推定できれば、実験での評価などへの応用も期待できる。

Fig. 5.1 に、快適性推定器を有する制御系を示す。実際の乗員の快適性は測定できないことから、制御入力や一部の測定可能な状態 ξ を用いて快適性を推定する必要がある。そこで、推定器を実プラントと並列に設け、推定した快適性をコントローラにフィードバックすることを

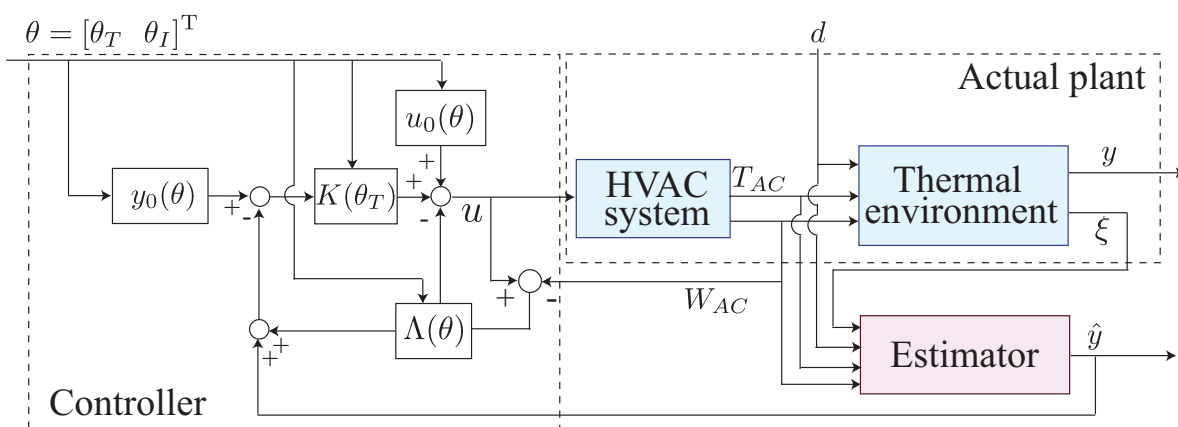


Fig.5.1 Control system with a comfort estimator

考える．仮にこの推定器の出力 \hat{y} が実プラントの出力 y と等しくなるように推定器が設計できれば，推定器の出力 \hat{y} のフィードバックにより，実プラントの出力 y を制御できることになる．

先行研究における快適性推定の例としては，三枝 [61] によるオフィスビル向けの快適度センサの開発や，自動車空調システムの制御系設計に向けた小島ら [27] の手法が挙げられる．三枝は，人体体表面の温度と同様となるようにヒーターを制御することで人体と外界の熱交換を模擬し，そのときのヒーターの放熱量を基に PMV を求める手法を提案，一般建築物における空調制御に応用している．この手法は直接的に快適性に影響する放熱量を計測できる点に特徴がある．しかし，自動車のように熱的な偏りがある環境に適用することは，センサの個数に伴うコストや設置可能な位置の制約から容易ではない．一方，小島らは自動車を対象に，空調システムの状態と室内温度を基にニューラルネットワークを用いて PMV を学習，推定する手法を考案し，遺伝アルゴリズムを用いた制御則の構築を行っている．

本論文では，快適性を SET* で評価するものとし，1) オブザーバを用いた状態推定による快適性推定，2) ニューラルネットワークを用いた学習/推定の 2 通りの快適性推定器を有する制御系の構築を試みる．

まず，快適性評価に必要な情報を明らかにするために，Fig. 5.2 に温熱環境と快適性評価の関係を図示する．Fig. 5.2 からわかるように，快適性を評価するためには日射，自動車，乗員，空調の情報が必要である．個々の要素に注目すると，日射は自動車及び乗員に影響を与えており，その日射吸収量は太陽位置，総日射量から決定される．車体外装と車体内装・空気，車体内部と乗員の間にはそれぞれ熱交換や水蒸気交換が存在し，相互に依存する．また，外気温度などの外部環境は車体外装の温度変化を生じ，空調システムからの制御入力は車体内装と空気，

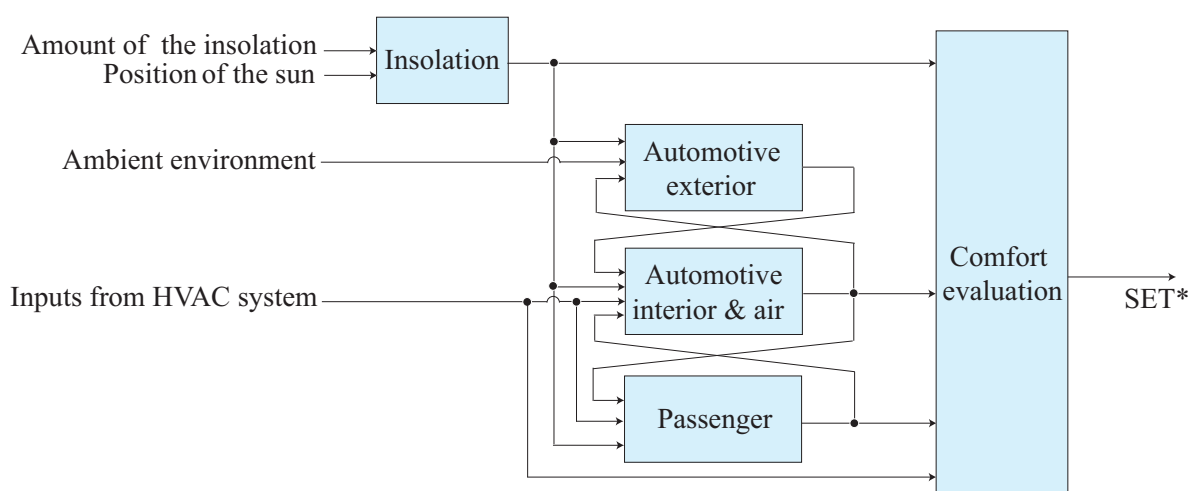


Fig.5.2 System for comfort evaluation

乗員に影響を与える。このようにして快適性推定に必要な温熱の6要素が決まり、SET*が出力される。

従って、乗員の温熱的状态に加え、車室内温湿度、車体温度、空調吹出し風量、日射の情報を基に快適性推定を行う必要がある。以降、この快適性と温熱環境の関係を基に、快適性推定の手法について議論する。

5.2 H_{∞} オブザーバによる快適性推定

5.2.1 オブザーバを用いた快適性推定器

前述のように、Fig. 5.2における日射、内装、空気、乗員の状態を推定することができれば、快適性推定を行うことが可能となる。そこで、これまでに構築したモデルとオブザーバを組み合わせ状態推定を試みる。

まず、日射吸収量に注目する。日射吸収量は太陽位置、日射量が定まればこれまでに構築した日射モデルを用いることで推定できる(晴天時に限る)ことから、日射モデルを直接利用することを考える。次に、外装温度、内装温度、空気温湿度、乗員体温については、これらのシステムがダイナミクスを持ち、また、全ての状態を測定できないことから、オブザーバを利用して状態推定することを考える。オブザーバを構成するにあたり、次の変数を測定できるものとする。

- 室内絶対湿度
- ルーフ内側温度
- ドア内側温度(×4, 全座席)
- ステアリング温度
- インパネ温度(×2, ドライバー席側, アシスト席側)
- センターコンソール温度
- 吹出し風量(×12, defoggerを除く全吹出し口)
- 吹出し温度(×4, 全4座席)
- 太陽位置
- 日射量

上記のうち、吹出し風量、吹出し温度、太陽位置、日射量を除く変数を状態ベクトルとして ξ と表記する。また、壁面温度の測定にはIRセンサの使用を想定している。

状態推定にあたり、自動車-乗員の温湿度モデル全体に対してオブザーバを構築できれば都合がよい。しかし、線形化システム(式(4.20))における行列 A_l と上記の測定可能な温度と湿

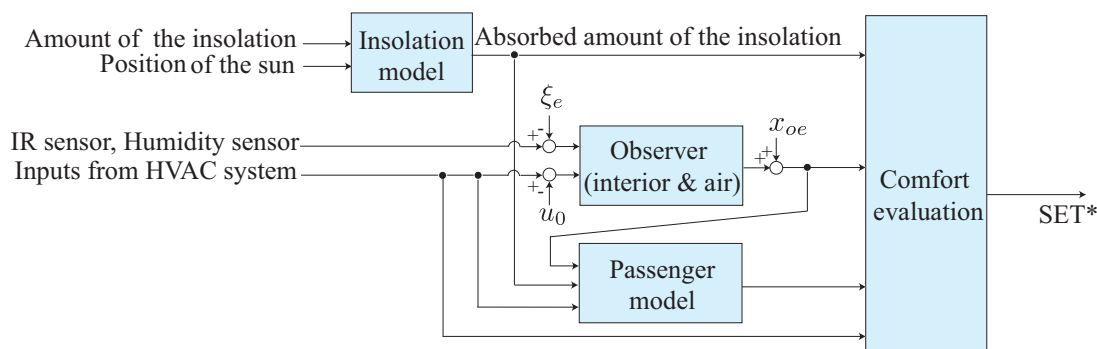


Fig.5.3 Comfort estimation with the observer

度を出力する観測行列 C_o を考えた場合, 行列の組 (C_o, A_l) に対する可観測性行列 U_o のランクは,

$$\text{rank}(U_o) = \text{rank} \left(\begin{bmatrix} C_o \\ C_o A_l \\ \vdots \\ C_o A_l^{88} \end{bmatrix} \right) = 57 \quad (5.1)$$

となり, システムの次数である 89 より小さいことから, この場合は不可観測となってしまうことがわかる.

そこで, Fig. 5.2 を基に各要素を分離し, Fig. 5.3 のようなシステムの構成を考える. Fig.5.3 は, 日射モデル, 自動車内装・室内空気のオブザーバ, 乗員体温調節モデルから構成されており, 自動車外装は無視している. これは, Fig. 5.2 より, 自動車外装の情報は快適性推定には不要であることが明らかであるためである. 上記のシステムにおいて, 内装温度及び空気温湿度の次数は 46 であり, これらの状態は快適性推定に直接影響することからオブザーバで状態推定することを考える. 上記の測定可能な状態を出力する内装・室内空気モデルの線形化モデルに対して, 可観測性行列 U_o のランクを調べると $\text{rank}(U_o) = 46$ となることを確認している. 従って, 可観測性行列のランクが内装・室内空気モデルの次数と等しいことから, システムは可観測となる.

乗員については, 線形化した人体モデルの状態方程式より, 表面温度を測定しただけでは不可観測なシステムであることがわかっている. しかし, 人体の体温は恒常性によってある一定の範囲に収まることから, オブザーバを構築しなくても体温調節モデルを用いることにより, 体温の真値から大きく離れることなく状態推定ができると予想される. 従って, Fig. 5.3 のように, 日射モデル, 乗員体温調節モデル, 自動車内装・空気に対するオブザーバを組み合わせることで快適性の推定を試みる.

なお、本論文ではオブザーバとして H_∞ オブザーバを使用する。このシステムは入力を既知、ノイズを未知と仮定して設計されるシステムであり、その性能は L_2 ゲインで評価される。また、本論文では詳細に触れないが、その他の状態推定器として H_∞ フィルタ [62] があり、入力が未知である場合に有効である。さらに、コントローラと同様にオブザーバをゲインスケジューリングすることが可能であり、文献 [63] にてゲインスケジューリングオブザーバが提案されている。詳細は文献を参照のこと。

5.2.2 H_∞ オブザーバの設計

前節で述べた Fig. 5.3 のシステムを構築するために、自動車内装及び室内空気に対するオブザーバの設計法について考察する。

まず、オブザーバで推定したい状態変数として前述の自動車内装温度と室内空気温湿度を選び、状態ベクトル x_o と表記する。このとき、線形化モデル (式 (4.20)) から自動車内装温度と室内空気温湿度に対応する状態を抜き出すことにより、以下の線形化モデルを得る。

$$\begin{cases} \delta\dot{x}_o = A_o\delta x_o + B_{o1}\delta u + B_{o2}d_p \\ \delta\xi = C_o\delta x_o + v \end{cases} \quad (5.2)$$

ここで、動作点 x_{oe} からの微小変分を $\delta x_o = x_o - x_{oe}$ 、制御入力について $\delta u = u_s - u_0$ とし、 d_p は外部入力、 v はノイズを意味する。また、動作点 ξ_e からの微小変分を $\delta\xi = \xi - \xi_e$ とする。このとき、上記システムの (C_o, A_o) は前述の通り可観測である。

次に、状態を推定するためのオブザーバの構造を次の状態方程式で与えるものとする。

$$\begin{cases} \delta\dot{\hat{x}}_o = A_o\delta\hat{x}_o + B_{o1}\delta u + F(\delta\xi - \delta\hat{\xi}) \\ \delta\hat{\xi} = C_o\delta\hat{x}_o \end{cases} \quad (5.3)$$

上式において、入力 δu はコントローラから直接得られるものとする。

ここで、上述のシステムに対し、状態の推定誤差を以下の e で評価する。

$$e = \delta x_o - \delta\hat{x}_o \quad (5.4)$$

上記推定誤差の微分 \dot{e} は以下となる。

$$\begin{aligned} \dot{e} &= A_o\delta x_o + B_{o1}\delta u + B_{o2}d_p - A_o\delta\hat{x}_o - B_{o1}\delta u - F(\delta\xi - \delta\hat{\xi}) \\ &= (A_o - FC_o)e + Hw \end{aligned} \quad (5.5)$$

ここで、 $H = [B_{o2} \quad -F]$ 、 $w = \begin{bmatrix} d_p^T & v^T \end{bmatrix}^T$ である。

本論文では、オブザーバの性能をチューニングすることを目的に、想定する外部入力 d_p 、ノイズ v の各要素を対角な重み行列 W_d 、 W_v を用いて $\tilde{d} = W_d d_p$ 、 $\tilde{v} = W_v v$ として重み付けし、

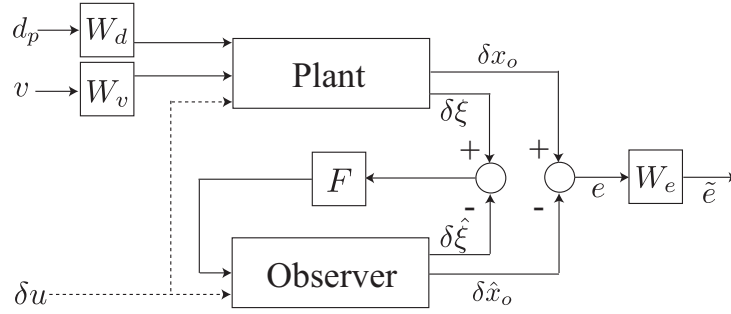


Fig.5.4 System to design the observer

さらに、推定誤差に対しても対角な重み行列 W_e で重み付けする. Fig. 5.4 に示されるように w から $\tilde{e} = W_e e$ への伝達特性を評価することでオブザーバゲイン F を決定する. なお, 本論文では H_∞ オブザーバの採用を考え, L_2 ゲインを用いて伝達特性を評価する. このとき, w から \tilde{e} への L_2 ゲインを有界実補題を用いて以下の式で評価する.

$$\sup_{\|w\| \neq 0} \frac{\|\tilde{e}\|_2}{\|w\|_2} < \gamma \quad (5.6)$$

上式の十分条件として 2 次安定性を考慮すると,

$$\begin{aligned} \|\tilde{e}\|_2^2 - \gamma^2 \|w\|_2^2 + e(\infty)^T P e(\infty) - e(0)^T P e(0) < 0 \\ \int_0^t \left\{ e^T W_e^2 e - \gamma^2 w^T w + \frac{d}{dt} e^T P e \right\} dt < 0 \\ e^T W_e^2 e - \gamma^2 w^T w + \dot{e}^T P e + e^T P \dot{e} < 0 \end{aligned} \quad (5.7)$$

となる. また, 上式に式 (5.5) を代入すると,

$$\begin{aligned} e^T W_e^2 e - \gamma^2 w^T w + e^T (A_o - FC_o)^T P e + e^T P (A_o - FC_o) e \\ + d_p^T W_d B_{o2}^T P e - v W_v^T F^T P e + e^T P B_{o2} W_d d_p - e^T P F W_v v < 0 \end{aligned} \quad (5.8)$$

となる. これより, 次式が成り立つ.

$$\begin{bmatrix} e \\ d_p \\ v \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} (A_o - FC_o)^T P + P(A_o - FC_o) + W_e^2 & P B_{o2} W_d & -P F W_v \\ * & -\gamma^2 I & 0 \\ * & * & -\gamma^2 I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e \\ d_p \\ v \end{bmatrix} < 0 \quad (5.9)$$

よって, 負定行列の定義より以下の行列不等式を得る.

$$\begin{bmatrix} (A_o - FC_o)^T P + P(A_o - FC_o) + W_e^2 & P B_{o2} W_d & -P B_{o2} W_v \\ * & -\gamma^2 I & 0 \\ * & * & -\gamma^2 I \end{bmatrix} < 0 \quad (5.10)$$

上式は未定行列 P, F に対して非線形であるため, 新たに $L = PF$ と定義すると次式を得る.

$$\begin{bmatrix} A_o^T P + P A_o - C^T L^T - L C_o + W_e^2 & P B_{o2} W_d & -L W_v \\ * & -\gamma^2 I & 0 \\ * & * & -\gamma^2 I \end{bmatrix} < 0 \quad (5.11)$$

さらに, Shur complement を利用すると,

$$\begin{bmatrix} A_o^T P + P A_o - C_o^T L^T - L C_o & P B_{o2} W_d & -L W_v & W_e \\ * & -\gamma I & 0 & 0 \\ * & * & -\gamma I & 0 \\ * & * & * & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (5.12)$$

となる. 上式は線形行列不等式 (LMI) となるため, LMI の γ を最小とする解 $P > 0, L$ を求めることにより, 最終的に L_2 ゲインを最小化するオブザーバゲイン F を $F = P^{-1}L$ より得ることができる.

5.3 ニューラルネットワークによる快適性推定

5.3.1 ニューラルネットワークを用いた快適性推定器

ここではニューラルネットワークを用いた快適性推定について議論する. ニューラルネットワークは入出力のデータを基に学習によって対象を近似するシステムであり, 対象をブラックボックスとして扱うことから解析的なモデル化を必要としない. 先に述べたように先行研究においてニューラルネットワークを用いて快適性 (PMV) を推定している例 [27] があることから, 本論文においてもその有効性を確かめる.

まず, ニューラルネットワークで近似するシステムを Fig. 5.2 のシステムとし, 入出力関係を以下のように設定する.

- 入力 $\{\tilde{u}_i\}_{i=1}^N$ ($N = 31$, 離散時間データ)
 - 室内絶対湿度, ルーフ温度, ドア内側温度 ($\times 4$, 全座席), ステアリング温度,
 - インパネ温度 ($\times 2$, ドライバー席側, アシスト席側), センターコンソール温度,
 - 吹出し風量 ($\times 12$, defogger を除く全吹出し口), 吹出し温度 ($\times 4$, 全 4 座席),
 - 相対太陽位置 (x, y, z 座標), 日射量, 外気温度
- 出力 $\{y_k\}_{k=1}^L$ ($L = 4$, 離散時間データ)
 - SET*(頭部, 腕部平均, 脚部平均, 胴体部)

なお, 入力はおブザーバの構成時と同様に IR センサの使用を想定して選んでいる. このとき, ニューラルネットワークを用いた推定器は Fig. 5.5 となる. Fig. 5.5 のシステムは, オブザー

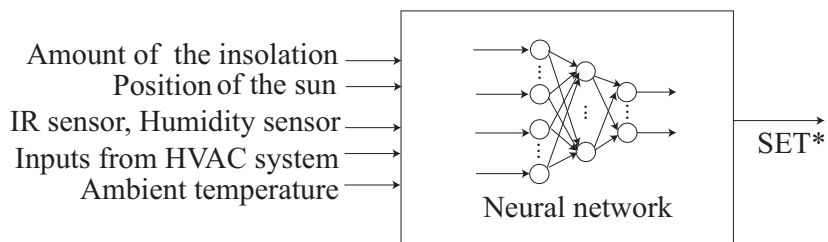


Fig.5.5 Estimator with a neural network

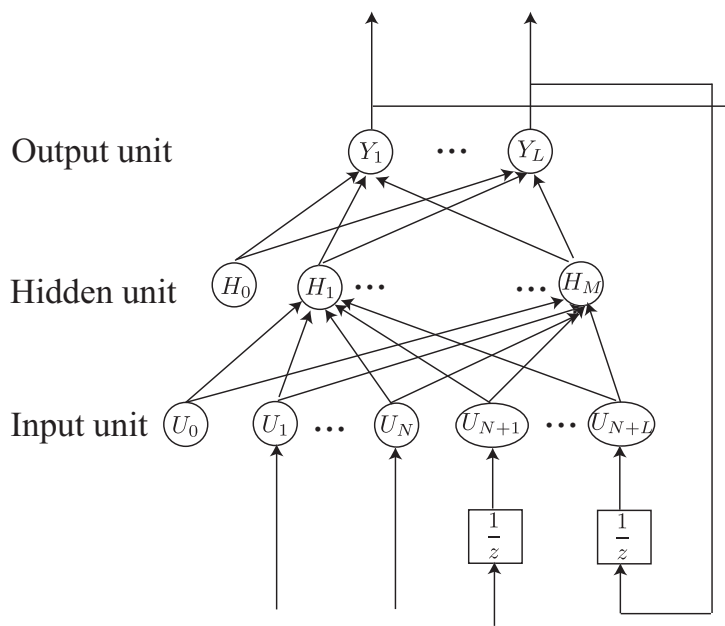


Fig.5.6 Recurrent neural network

バを用いた推定器の Fig. 5.3 と入出力はほぼ同じであるが、システムの内部を全てブラックボックスとしているところに違いがある。

また、ニューラルネットワークの学習や適用にあたって、本論文では上記の入力が $\{-1, 1\}$ の範囲に、出力が $\{0, 1\}$ の範囲に収まるように正規化されているものとする。

ここで、Fig. 5.2 における自動車・乗員の温湿度モデルはダイナミクスを持つシステムであるため、ニューラルネットワークで近似する際にダイナミクスを扱えるシステムである必要がある。そこで、Fig. 5.6 に示す 3 層のリカレントニューラルネットワークの利用を考える。このシステムは上述の入力として選んだ要素に加えて、1 ステップ前の出力をフィードバックして入力として利用するものであり、これによって離散時間システムとしてダイナミクスを記述することができる。以下、このリカレントニューラルネットワークに Fig. 5.2 のシステムを学習、近似させて快適性推定を試みる。

5.3.2 リカレントニューラルネットワークの構造

本論文で採用するリカレントニューラルネットワークの構造について述べる. Fig. 5.6 に示すように, システムは入力層, 隠れ層, 出力層の3層から構成されており, それぞれ下層から順に接続されている.

最下層の入力層に注目する. この層の各ニューロンには前述の入力として選んだ要素 $\{\tilde{u}_i\}_{i=1}^N$ が入力されるニューロン $\{U_i\}_{i=1}^N$ と, フィードバックした1ステップ前の出力 $\{y_k(\tau-1)\}_{k=1}^L$ が入力されるニューロン $\{U_i\}_{i=N+1}^{N+L}$ があり, 各ニューロンでは入力情報を基に隠れ層に向けた出力を決定する. 本論文では, 入力層は伝達特性を1とし, $\{u_i\}_{i=1}^{N+L}$ として出力するものとする.

$$u_i = \begin{cases} \tilde{u}_i & (i \in \{1, N\}) \\ y_k(\tau-1) & (i \in \{N+1, N+L\}) \end{cases} \quad (5.13)$$

また, U_0 はバイアス用のニューロンであり, $u_0 = 1$ を出力するものとする.

次に, 入力層の各ニューロンから出力された信号 u_i は, それぞれ結合係数 w_{ji}^{hu} で重み付けされ, 中間にある隠れ層のニューロン $\{H_j\}_{j=1}^M$ に入力される. 隠れ層のニューロン $\{H_j\}_{j=1}^M$ はそれぞれ以下のような内部状態 $\{a_j^h\}_{j=1}^M$ を持つ.

$$a_j^h = \sum_{i=0}^{N+L} w_{ji}^{hu} u_i \quad (5.14)$$

隠れ層の出力 h_j はこの内部状態を変換して決定する. 内部状態の変換には一般に非線形関数であるシグモイド関数を利用することが多い [64]. シグモイド関数は以下で記述され, Fig. 5.7 の形状を持つ関数である.

$$\phi(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \quad (5.15)$$

$$\frac{d\phi}{dx} = \phi(x)(1 - \phi(x)) \quad (5.16)$$

これより, 上記のシグモイド関数を基にニューロン H_j の出力 h_j を次のように与える.

$$h_j = \begin{cases} \phi(a_j^h) = \phi\left(\sum_{i=0}^N w_{ji}^{hu} u_i\right) & (j \in \{1, \dots, M\}) \\ 1 & (j = 0) \end{cases} \quad (5.17)$$

なお, H_0 はバイアス用のニューロンであり, $h_0 = 1$ を出力するものとする.

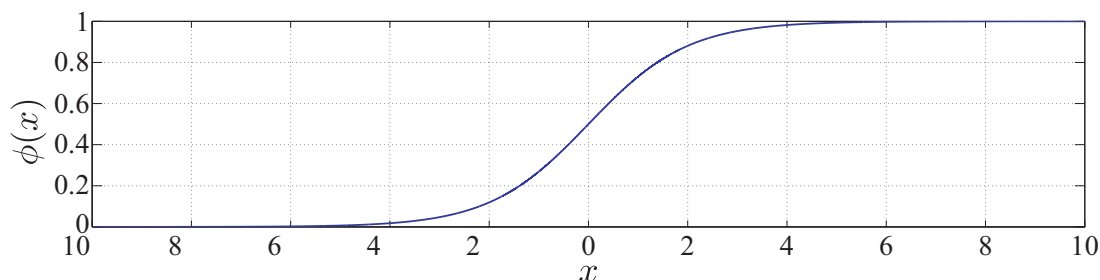


Fig.5.7 Sigmoid function

最後に、隠れ層の出力 h_j を w_{kj}^{yh} で重み付けして出力層のニューロン $\{Y_k\}_{k=1}^L$ に入力する。出力層のニューロン $\{Y_k\}_{k=1}^L$ も隠れ層と同様に内部状態 $\{a_k^y\}_{k=1}^L$ を持つ。

$$a_k^y = \sum_{j=0}^M w_{kj}^{yh} h_j \quad (5.18)$$

そして、出力 y_k はシグモイド関数 $\phi(\cdot)$ を利用して以下で与えられる。

$$y_k = \phi(a_k^y) = \phi\left(\sum_{j=1}^M w_{kj}^{yh} h_j\right) \quad (5.19)$$

このような手順を経て、出力 y_k は入力 \tilde{u} から決定される。なお、先に述べたように出力を正規化していることから、本来得たい出力は正規化の逆変換により得られる。

出力 y_k がニューラルネットワークで近似したい対象のシステムと同様のものとなるかは、結合係数 w_{kj}^{yh} , w_{ji}^{hu} の値と隠れ層のニューロン数 M の選び方によって決まる。結合係数の最適値は学習によって決定でき、その手法は次節で述べる。隠れ層のニューロン数 M は対象の複雑さに関するパラメータであり、この値を大きくとると近似可能な関数の範囲が大きくなる。ただし、最適な M^* が存在し、これ以上のニューロンは無駄となるため、計算量の観点から可能であれば少ない数であることが好ましい。

ここで、上記のシステムをまとめてベクトル表記する手法について触れておく。隠れ層の出力 $\{h_j\}_{j=1}^M$ については以下の通りである。

$$\begin{bmatrix} h_1 \\ \vdots \\ h_M \end{bmatrix} = \phi\left(\begin{bmatrix} w_{10}^{hu} & w_{11}^{hu} & \cdots & w_{1(N+L)}^{hu} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ w_{M0}^{hu} & w_{M1}^{hu} & \cdots & w_{M(N+L)}^{hu} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ u_1 \\ \vdots \\ u_{N+L} \end{bmatrix}\right) \quad (5.20)$$

出力層の出力 $\{y_k\}_{k=1}^L$ は以下の通りである。

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ \vdots \\ y_L \end{bmatrix} = \phi \left(\begin{bmatrix} w_{10}^{yh} & w_{11}^{yh} & \cdots & w_{1M}^{yh} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ w_{L0}^{yh} & w_{L1}^{yh} & \cdots & w_{LM}^{yh} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ h_1 \\ \vdots \\ h_M \end{bmatrix} \right) \quad (5.21)$$

これにより、多数ある結合係数を整理し、各層の出力の計算を見通しよく行うことができる。

5.3.3 誤差逆伝搬法

ここでは、リカレントニューラルネットワークのような再帰構造を持たない3層のニューラルネットワークに注目し、基礎的な学習手法である誤差逆伝搬法 (Back propagation : BP法)[64] について紹介する。誤差逆伝搬法では一度適当な結合係数で評価し、教師データとの誤差を基に性能を確認する。その後、誤差を小さくするように結合係数を出力層から入力層に向かって逆向きに修正し、修正したパラメータを基に再度評価を行う。この手順を繰り返すことで最適な結合係数に収束させる。以下、その詳細を述べる。

ニューラルネットワークの性能を評価するために次のような目的関数 E を定義する。

$$E = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^L (y_k - d_k)^2 \quad (5.22)$$

ここで、 $\{d_k\}_{k=1}^L$ は出力 $\{y_k\}_{k=1}^L$ に対する教師データである。

この目的関数を最急降下法によって最小化することを考える。このとき、結合係数 w_{ij} の更新則はこの評価値を最小化する方向に更新する必要があるため、以下のように定義する。

$$w_{ij}^* = w_{ij} - \eta \Delta w_{ij} \quad (5.23)$$

$$\Delta w_{ij} = \frac{\partial E}{\partial w_{ij}} \quad (5.24)$$

ここで、 η は学習係数を表し、この値により解の収束性を調節できる。式 (5.24) からわかるように w_{ij} に対する E の勾配を知る必要がある。このとき、入力層側からではなく、出力層側から勾配を評価することで最適な解を探索できることが知られており、以下その計算手法について述べる。

まず、あらかじめ適当な結合係数を用いてニューラルネットワークを評価し、そのときの $\{u\}_{i=1}^N$, $\{h\}_{j=1}^M$, $\{y\}_{k=1}^L$ を得ておく。このとき、結合係数の初期値は $\forall w_{ij} \neq 0$ である必要がある。

次に、隠れ層と出力層の結合係数の勾配 Δw_{kj}^{yh} について評価する。結合係数の勾配 Δw_{kj}^{yh} は式 (5.22) より、以下のように与えられる。

$$\begin{aligned}\Delta w_{kj}^{yh} &= \frac{\partial E}{\partial w_{kj}^{yh}} = \frac{\partial E}{\partial y_k} \frac{\partial y_k}{\partial a_k^y} \frac{\partial a_k^y}{\partial w_{ij}^{yh}} \\ &= (y_k - d_k) \phi'(a_k^y) h_j \\ &= (y_k - d_k) y_k (1 - y_k) h_j \\ &= \delta_k^y h_j\end{aligned}\quad (5.25)$$

なお、上式でシグモイド関数の微分則である式 (5.16) を利用している。また、上式の δ_k^y は一般に誤差と呼ばれている。

次に、入力層と隠れ層の結合係数に対する Δw_{ji}^{hu} について解く。このとき、次式が得られる。

$$\begin{aligned}\Delta w_{ji}^{hu} &= \frac{\partial E}{\partial w_{ji}^{hu}} = \frac{\partial E}{\partial a_j^h} \frac{\partial a_j^h}{\partial w_{ji}^{hu}} \\ &= \sum_{k=1}^L \frac{\partial E}{\partial y_k} \frac{\partial y_k}{\partial a_k^y} \frac{\partial a_k^y}{\partial h_j} \frac{\partial h_j}{\partial a_j^h} \frac{\partial a_j^h}{\partial w_{ji}^{hu}} \\ &= \sum_{k=1}^L (y_k - d_k) \phi'(a_k^y) w_{kj}^{yh} \phi'(a_j^h) u_i \\ &= \sum_{k=1}^L \left(\delta_k^y w_{kj}^{yh} \right) h_j (1 - h_j) u_i \\ &= \delta_j^h u_i\end{aligned}\quad (5.26)$$

上式において、 w_{ji}^{hu} の修正には出力層の誤差 δ_j^h が必要となることがわかる。また、 $\sum_{k=1}^L \left(\delta_k^y w_{kj}^{yh} \right)$ の項より、誤差 δ_k^y が出力層と隠れ層の各ニューロン Y_k, H_j を結ぶ辺に沿って隠れ層のニューロン H_j へと伝達している。それ故、この手法は誤差逆伝搬法と呼ばれている。

このようにして修正した結合係数でニューラルネットワークを再度評価し、十分に目的関数小さくなるまで繰り返す。これにより、最適な結合係数の組を決定することができる。

5.3.4 Back propagation through time 法 (BPTT 法)

ここでは、Fig. 5.6 に示したリカレントニューラルネットワークにおける結合係数を最適化する手法について議論する。リカレントニューラルネットワークの学習手法には主に2つのアプローチがあり、一つは前述の誤差逆伝搬法を時系列データに対応できるようにした Back

propagation through time 法 (BPTT 法) であり, もう一つが時系列の順にそって結合係数を修正する Real time recurrent learning 法 (RTRL 法) である [64]. 本論文では BPTT 法を採用し, リカレントニューラルネットワークの学習を行う.

まず, 離散時間の時系列データに対して評価区間 $t_0 \leq \tau \leq t_n$ を設定する. この評価区間に対して目的関数 $E(t_0, t_n)$ を以下のように定義する.

$$E(t_0, t_n) = \frac{1}{2} \sum_{\tau=t_0+1}^{t_n} \sum_{k=1}^L \{(y_k(\tau) - d_k(\tau))^2\} \quad (5.27)$$

この目的関数を最小化するような結合係数を決定することができれば, 上式より, 時系列で与えられる出力 $y_k(\tau)$ と教師データ $d_k(\tau)$ の誤差を最小化したことを意味するため, 対象のシステムのダイナミクスをリカレントニューラルネットワークで近似できたことになる.

結合係数の更新則を構築するにあたり, 評価区間 $t_0 \leq \tau \leq t_n$ の時系列に沿ったシステムの接続関係を Fig. 5.8 に示す. この図からわかるように, リカレントニューラルネットワークは, ある時間のシステムの出力が次の時刻のシステムの入力となっていることがわかる. このとき, $t_0 + 1 \leq \tau \leq t_n - 1$ のシステムは隠れ層と同様にみなすことができ, 前述の誤差逆伝搬法で学習させることができる. このような手法は BPTT 法と呼ばれている. 以下, BPTT 法の学習方法を述べる.

まず, 目的関数より, 結合係数 w_{ij} の更新則を以下で与える.

$$w_{ij}^* = w_{ij} - \eta \sum_{\tau=t_0+1}^{t_n} \Delta w_{ij}(\tau) \quad (5.28)$$

逆伝搬法であるため, Fig. 5.8 の最上層である $\tau = t_n$ のときの出力層-隠れ層間の辺に注目す

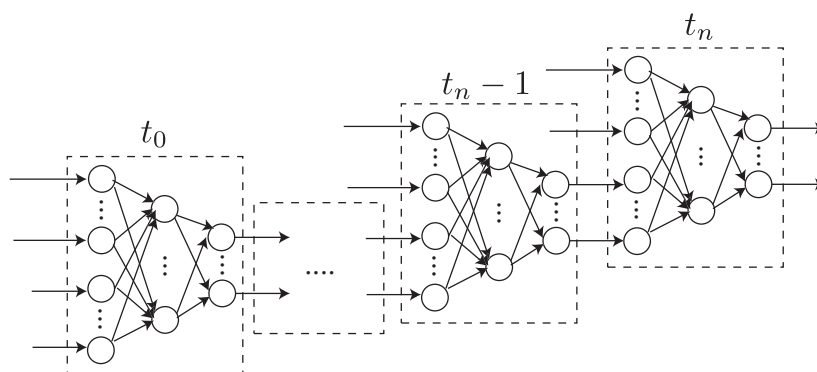


Fig.5.8 Connection of the networks through time

る。このとき、更新パラメータ $\Delta w_{kj}^{yh}(t_n)$ は前節の誤差逆伝播法と同様に以下で与えられる。

$$\begin{aligned}
\Delta w_{kj}^{yh}(t_n) &= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial w_{kj}^{yh}} \\
&= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial y_k(t_n)} \frac{\partial y_k(t_n)}{\partial a_k^y(t_n)} \frac{\partial a_k^y(t_n)}{\partial w_{kj}^{yh}} \\
&= (y_k(t_n) - d_k(t_n)) \phi'(a_k^y(t_n)) h_j(t_n) \\
&= \delta_k^y(t_n) h_j(t_n)
\end{aligned} \tag{5.29}$$

次に、 $\tau = t_n$ のときの隠れ層-入力層 $\{U\}_{i=1}^N$ の辺に注目すると、この辺における結合係数の更新パラメータは以下で与えられる。

$$\begin{aligned}
\Delta w_{ji}^{hu}(t_n) &= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial w_{ji}^{hu}} \\
&= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial a_j^h(t_n)} \frac{\partial a_j^h(t_n)}{\partial w_{ji}^{hu}} \\
&= \sum_{k=1}^L \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial y_k(t_n)} \frac{\partial y_k(t_n)}{\partial a_k^y(t_n)} \frac{\partial a_k^y(t_n)}{\partial h_j(t_n)} \frac{\partial h_j(t_n)}{\partial a_j^h(t_n)} \frac{\partial a_j^h(t_n)}{\partial w_{ji}^{hu}} \\
&= \sum_{k=1}^L (y_k(t_n) - d_k(t_n)) \phi'(a_k^y(t_n)) w_{kj}^{yh} \phi'(a_j^h(t_n)) u_i(t_n) \\
&= \sum_{k=1}^L \left(\delta_k^y(t_n) w_{kj}^{yh} \right) h_j(t_n) (1 - h_j(t_n)) u_i(t_n) \\
&= \delta_j^h(t_n) u_i(t_n)
\end{aligned} \tag{5.30}$$

また、隠れ層-入力層 $\{U\}_{i=N+1}^{N+L}$ の辺に対しても同様に以下で記述される。

$$\begin{aligned}
\Delta w_{ji}^{hy}(t_n) &= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial w_{ji}^{hy}} \\
&= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial a_j^h(t_n)} \frac{\partial a_j^h(t_n)}{\partial w_{ji}^{hy}} \\
&= \sum_{k=1}^L \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial y_k(t_n)} \frac{\partial y_k(t_n)}{\partial a_k^y(t_n)} \frac{\partial a_k^y(t_n)}{\partial h_j(t_n)} \frac{\partial h_j(t_n)}{\partial a_j^h(t_n)} \frac{\partial a_j^h(t_n)}{\partial w_{ji}^{hy}} \\
&= \sum_{k=1}^L (y_k(t_n) - d_k(t_n)) \phi'(a_k^y(t_n)) w_{kj}^{yh}(t_n) \phi'(a_j^h(t_n)) y_i(t_n - 1) \\
&= \sum_{k=1}^L \left(\delta_k^y(t_n) w_{kj}^{yh} \right) h_j(t_n) (1 - h_j(t_n)) y_i(t_n - 1) \\
&= \delta_j^h(t_n) y_i(t_n - 1)
\end{aligned} \tag{5.31}$$

次に、 $\tau = t_n - 1$ のときに注目する。このときの、出力層-隠れ層の辺に対する結合係数の更新パラメータは次のように計算される。

$$\begin{aligned}
\Delta w_{kj}^{yh}(t_n - 1) &= \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial w_{kj}^{yh}} \\
&= \sum_{j=1}^N \frac{\partial E(t_0, t_n)}{\partial y_k(t_n - 1)} \frac{\partial y_k(t_n - 1)}{\partial a_k^y(t_n - 1)} \frac{\partial a_k^y(t_n - 1)}{\partial w_{kj}^{yh}} \\
&= \left\{ y_k(t_n - 1) - d_k(t_n - 1) + \sum_{j=1}^N \delta_j^h(t_n) w_{jk}^{hy} \right\} \phi'(a_k^y(t_n - 1)) h_j(t_n - 1) \\
&= \delta_k^y(t_n - 1) h_j(t_n - 1)
\end{aligned} \tag{5.32}$$

上式において、 t_n における隠れ層の誤差 $\delta_j^h(t_n)$ が $t_n - 1$ における出力層-隠れ層の結合係数の更新に伝搬していることに注意する。

$\tau = t_n - 1$ における隠れ層-入力層の評価も以下同様の手順で次で与えられる。

$$\Delta w_{ji}^{hu}(t_n - 1) = \delta_j^h(t_n - 1) u_i(t_n - 1) \tag{5.33}$$

$$\Delta w_{ji}^{hy}(t_n - 1) = \delta_j^h(t_n - 1) y_i(t_n - 2) \tag{5.34}$$

これより、更新パラメータを一般化すると以下のようなになる。

$t_0 + 1 \leq \tau \leq t_n$ のとき

$$\Delta w_{kj}^{yh}(\tau) = \delta_k^y(\tau) h_j(\tau) \quad (5.35)$$

$$\Delta w_{ji}^{hu}(\tau) = \delta_j^h(\tau) u_i(\tau) \quad (5.36)$$

$$\Delta w_{ji}^{hy}(\tau) = \delta_j^h(\tau) y_i(\tau - 1) \quad (5.37)$$

$$\delta_k^y(\tau) = \begin{cases} \{y_k(\tau) - d_k(\tau)\} \phi'(a_k^y(\tau)) & (\tau = t_n) \\ \{y_k(\tau) - d_k(\tau) + \sum_{j=1}^N w_{jk}^{hy} \delta_j^h(\tau + 1)\} \phi'(a_k^y(\tau)) & (t_0 + 1 \leq \tau \leq t_n - 1) \end{cases} \quad (5.38)$$

なお, N_p 個の学習パターンがある場合, 目的関数 E は以下のように設定する.

$$E(t_0, t_n) = \frac{1}{2} \sum_{p=1}^{N_p} \sum_{\tau=t_0+1}^{t_n} \sum_{k=1}^L \{(y_{pk}(\tau) - d_{pk}(\tau))^2\} \quad (5.39)$$

ここで, $y_{pk}(\tau)$, $d_{pk}(\tau)$ は p 番目の学習パターンのニューラルネットワーク出力と教師データを表す.

このときの結合係数の更新則は以下となる.

$$w_{ij}^* = w_{ij} - \eta \sum_{p=1}^{N_p} \sum_{\tau=t_0+1}^{t_n} \Delta w_{ij}^p(\tau) \quad (5.40)$$

$\Delta w_{ij}^p(\tau)$ は p 番目の学習パターンにおける更新パラメータであり, 式 (5.35)~式 (5.38) と同じく計算できる.

5.3.5 学習

学習に用いる教師データは 10 パターンとし, 4 章で述べた制御系を基にシミュレーションした結果を用いる. Table 5.1 にそれぞれの教師データのシミュレーション条件を示す.

教師データは外気温度の違いやコントローラの組み合わせ, 日射量の大きさに合わせて選んでいる. また, クールダウン時のデータを用いることで暑熱環境に対する学習も行う. なお, 上記教師データはそれぞれ 20 分間, ステップ間隔 0.5[s] の離散時間データとなっている.

ニューラルネットワークは前述のリカレントニューラルネットワークとし, 中間層のニューロン数は 40 個とする. また, 学習には BPTT 法を用いる. ここで, 式 (5.39) で表される目的関数の学習時の推移を Fig. 5.9 に示す. これより, 学習回数が増加すると, 目的関数は単調減少していることがわかる. 従って, 対象の動特性を学習できたといえる.

Table5.1 Learning data of neural network

pattern	ambient temperature	control	insolation	initial value
1	30[°C]	FF	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
2	20[°C]	FF	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
3	40[°C]	FF	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
4	30[°C]	FF+FB	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
5	20[°C]	FF+FB	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
6	40[°C]	FF+FB	0~1000[W/m ²](sine wave)	equilibrium point
7	30[°C]	FF+FB	500[W/m ²](constant)	equilibrium point
8	20[°C]	FF+FB	500[W/m ²](constant)	equilibrium point
9	40[°C]	FF+FB	500[W/m ²](constant)	equilibrium point
10	30[°C]	FF+FB	500~900[W/m ²](sine wave)	cool down

(FF:Feedforword controller, FB:Feedback controller)

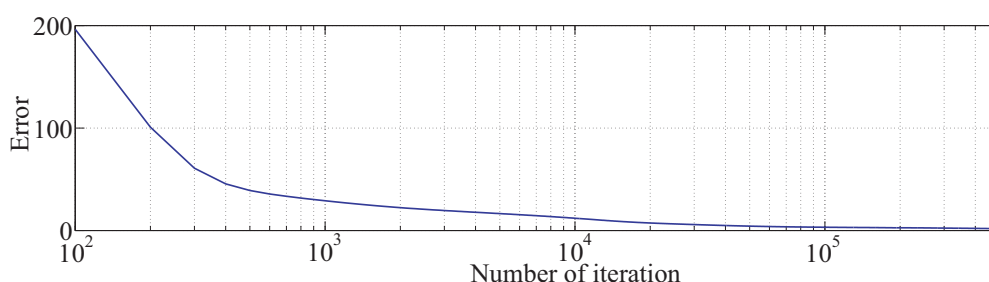


Fig.5.9 Value of objective function with BPTT method

5.4 シミュレーション

5.4.1 オブザーバを用いた快適性推定器を有する制御系

Fig. 5.1 における推定器を前節で述べたオブザーバによる推定器とし、シミュレーションによりその有効性を確かめる。なお、実プラントには 2 章の温熱環境モデルを用いる。

まず、快適な動作点近傍において、快適性推定器を有する制御系により外乱を抑制できることを確かめる。シミュレーション条件は 4 章と同様で、ドライバーは 0.6[Clo] の着衣量で、1.6[Met] の代謝量とし、外部環境条件は夏場を想定、車速は JC08 モードを利用する。日射量は Fig. 4.16 とし、太陽位置は真南、天頂角 60[deg] に固定、Fig. 4.17 に示す半径 500[m] の円形のコースを時計回りに走行するものとする。外気温度は 30[°C] に設定し、実プラントは快適な定常状態を初期値としてシミュレーションを開始する。オブザーバの初期値は実プラントの初期値から 10[°C] 低い値に設定する。その他の環境条件は 4 章の通りである。

以下、このときにシミュレーション結果を示す。まず、オブザーバによる推定誤差 $e = x_o - \hat{x}_o$ について注目すると、Fig. 5.10, Fig. 5.11 のようになる。Fig. 5.10 は室内空気温度 (12 ズー

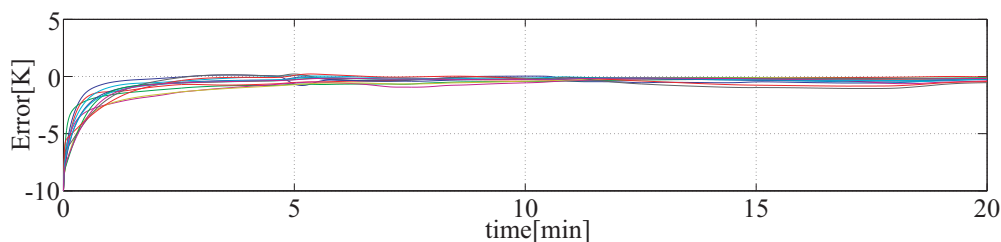


Fig.5.10 Estimated error of air temperature

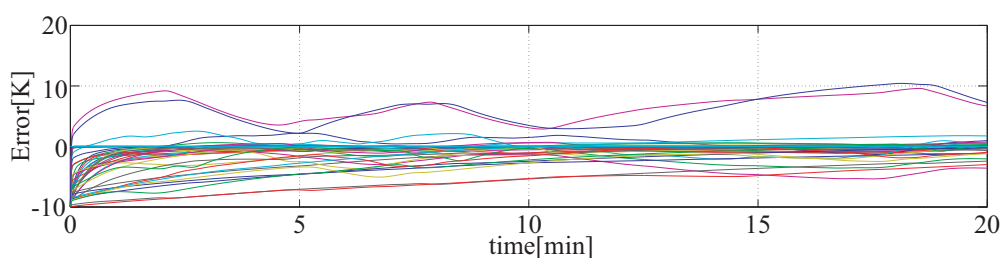


Fig.5.11 Estimated error of interior temperature and humidity

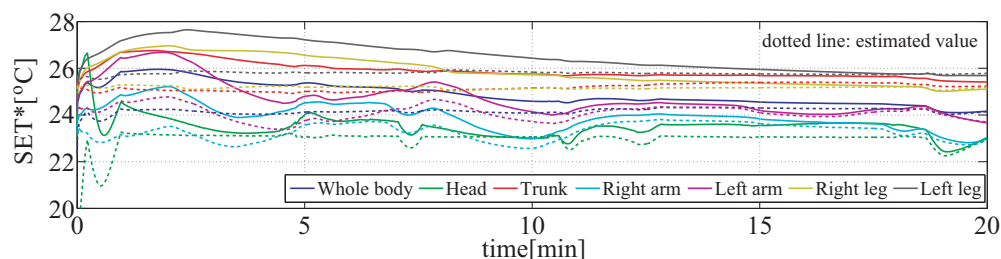


Fig.5.12 Actual SET* and SET* estimated by observer

ン)の推定誤差であり、シミュレーション開始後、およそ5分程度で $\pm 1[^\circ\text{C}]$ 以内の誤差に収まっており、非常に精度よく推定できていることがわかる。Fig. 5.11は内装温度と室内絶対湿度の推定誤差を表す。一部の温度(後部座席ヘッドレスト等)については誤差が大きく残ってしまうことを確認しているが、大半は時間の経過とともに真値の近傍に収束する傾向を示していることから、内装温度と湿度についても十分に推定できていると考えられる。

次に、Fig. 5.12にこのときのSET*の応答を示す。Fig. 5.12において、実線が真値、破線が推定値を表す。シミュレーション開始時はオブザーバの初期値が実プラントと離れていたので、SET*が少し高くなってしまっている。しかし、時間経過とともにオブザーバで推定した空気温度や内装温度が真値に漸近してくるために、SET*の推定値と真値の誤差が小さくなっていくことがわかる。SET*の推定誤差についてFig. 5.13に示す。これより、最終的には推定誤差が $\pm 0.5[^\circ\text{C}]$ 程度となり、推定器により快適性を推定できていることが確かめられる。

Fig. 4.18と比較すると外乱の影響を抑えられたことが確認でき、このときの制御入力であ

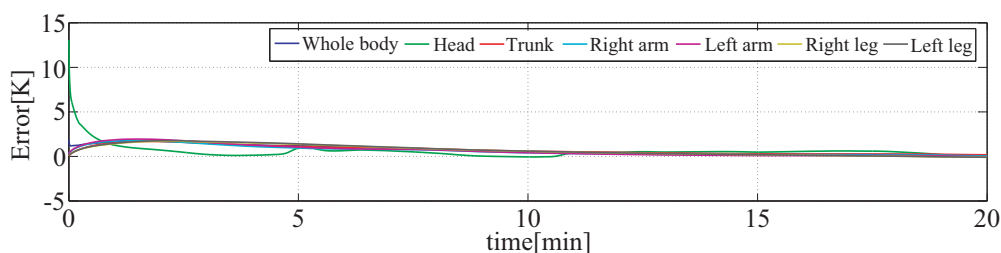


Fig.5.13 Estimated error of SET*

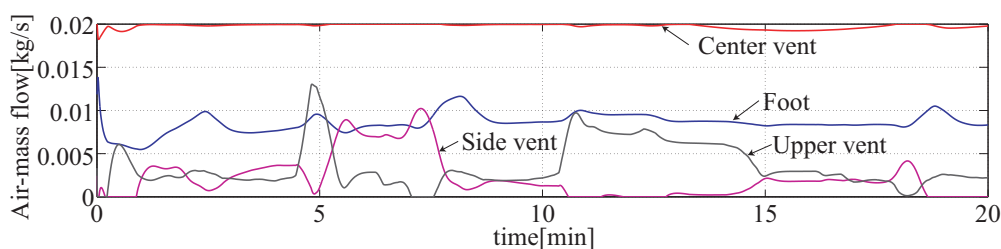


Fig.5.14 Input with observer

る Fig. 5.14 から、日射などの外乱の変動に合わせて適切に制御入力に変化していることがわかる。従って、オブザーバによる快適性推定器を有する制御系は快適な動作点近傍において、乗員快適性を推定し、外乱の影響を抑えることが可能であるといえる。

次に、クールダウン時に制御系が有効に機能することを確認する。車体の初期条件は、空調をオフ、外気温度 30°C 、日射量 $700[\text{W}/\text{m}^2]$ 、風速 $2[\text{m}/\text{s}]$ とした環境下での定常状態とし、乗員の体温は快適時の定常状態とする。空調吹出し温度は Fig. 4.32 のように設定、吹出し温度が 30°C となるまでは吹出し風量を $0[\text{kg}/\text{s}]$ とする。オブザーバの初期値は快適時の定常値を用いる。

このときのシミュレーション結果について述べる。まず、オブザーバの推定誤差を Fig. 5.15 と Fig. 5.16 に示す。Fig. 5.15 に示す空気温度の推定誤差は時間の経過とともに真値に漸近し、最終的にほとんど誤差は見られなくなる。内装温度・空気絶対湿度については Fig. 5.16 の通り、ほとんどの状態が真値に漸近するような挙動を示しており、一部の状態（後部座席ヘッドレスト等）に誤差が残ってはいるが良好な結果だといえる。

次に、SET*の真値の応答を Fig. 5.17 に、推定値の応答を Fig. 5.18 に示す。真値及び推定値ともに暑熱環境から徐々に冷却され快適な温度範囲に移行していることが確認でき、両者の挙動は比較的良好に一致している。また、Fig. 5.19 のシミュレーション開始後 10 分からの SET*の応答を確認すると、真値、推定値ともに冷えすぎることなく、快適な範囲に制御されていることが見て取れる。推定誤差は Fig. 5.20 の通りであり、シミュレーション開始後に誤差は 0 に漸近する挙動を示し、最終的な誤差は $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 以内に落ち着いている。このときの制御

入力は Fig. 5.21 であり, 推定値を基に適切に風量を制御していることが確認できる. これより, クールダウンシミュレーションにおいてもオブザーバを用いた快適性推定器で SET*を推定し, 乗員の快適性を制御できることが確認できた.

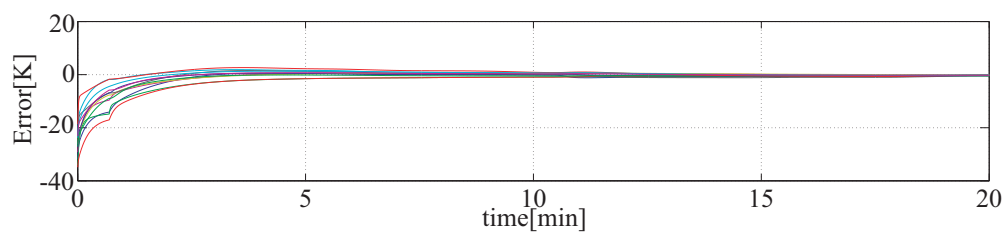


Fig.5.15 Estimated error of air temperature in cool down

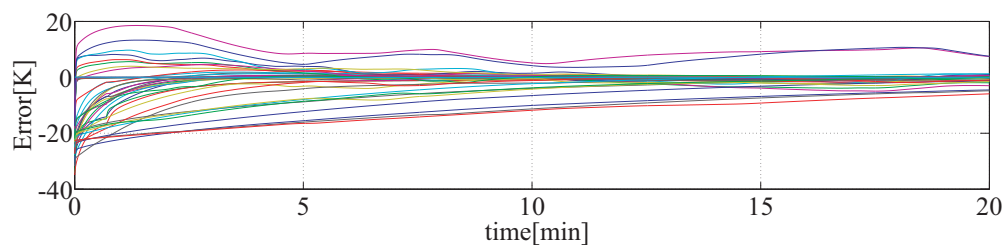


Fig.5.16 Estimated error of interior temperature and humidity in cool down

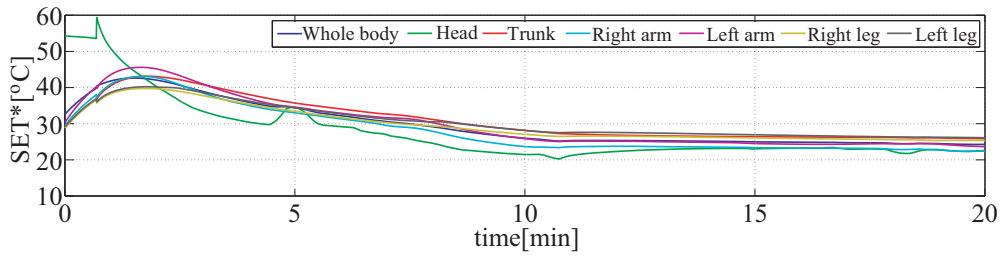


Fig.5.17 Actual SET* in cool down

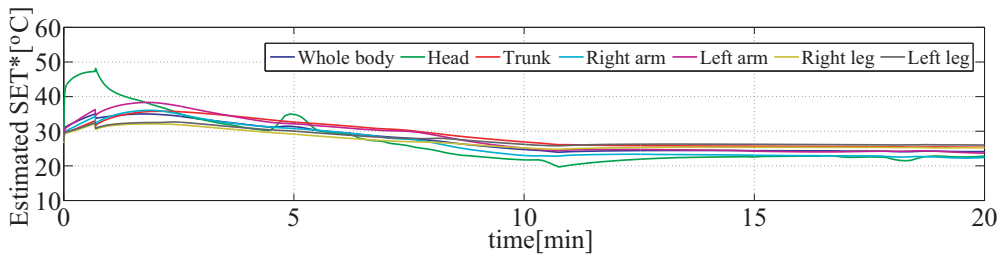


Fig.5.18 SET* estimated by observer in cool down

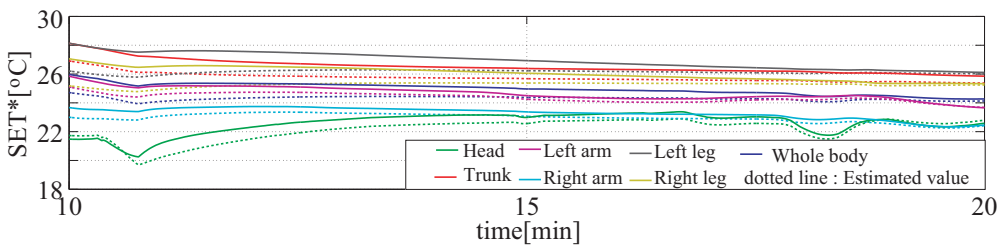


Fig.5.19 SET* in cool down (scaled up)

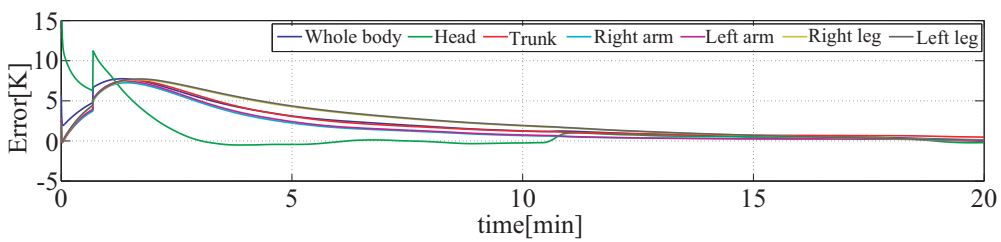


Fig.5.20 Estimated error of SET in cool down

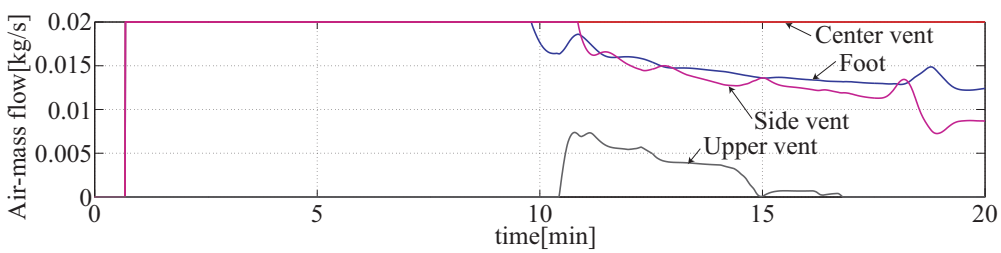


Fig.5.21 Input with observer in cool down

5.4.2 ニューラルネットワークを用いた快適性推定器を有する制御系

ニューラルネットワークを Fig. 5.1 の推定器として用いることを考える. ニューラルネットワークは前節で述べた通り学習済みであるとし, 5×10^5 回の学習を行ったニューラルネットワークを用いて制御系の有効性を議論する.

まず, 快適な動作点近傍において外乱を抑制できることを確かめる. シミュレーション条件はオブザーバを有する制御系の検証と同様で, 外部環境条件は夏場を想定, 車速は JC08 モードを利用する. 日射量は Fig. 4.16 とし, 太陽位置は真南, 天頂角 $60[\text{deg}]$ に固定, Fig. 4.17 に示す半径 $500[\text{m}]$ の円形のコースを時計回りに走行する. 実プラントは快適な定常状態を初期値とする. なお, 外気温度は学習に用いていない $35[^\circ\text{C}]$ に設定する.

Fig. 5.22 に SET* の応答について示す. なお, 実線が真値, 破線が推定値に対応する. この図から明らかなように, 推定値はほぼ真値と同様の挙動を示しており, 推定器や制御系が有効に機能していることがわかる. 一部の動特性については真値との誤差が見られるが, 全体としてシステムは安定で快適な範囲内に収まっており, Fig. 4.18 と比べて外乱の影響を抑制できていることが確認できる.

Fig. 5.23 にこのときの制御入力を示す. 制御入力は日射などの外乱に対応するように適切に変化していることが確認できる. 快適な動作点近傍では, ニューラルネットワークが実プラントの伝達特性をよく近似しており, 十分に制御系が機能したといえる.

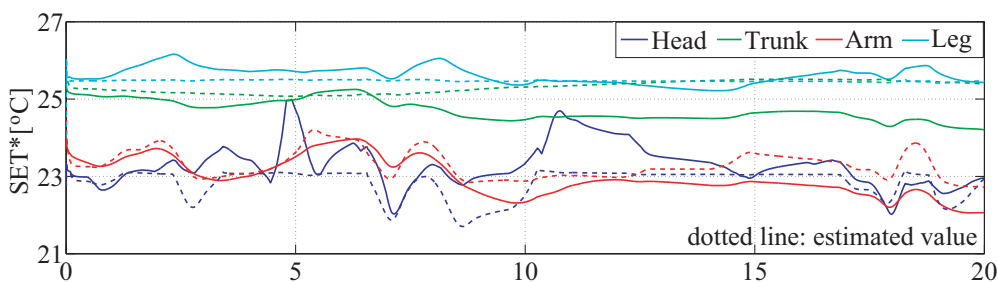


Fig.5.22 SET* with neural network

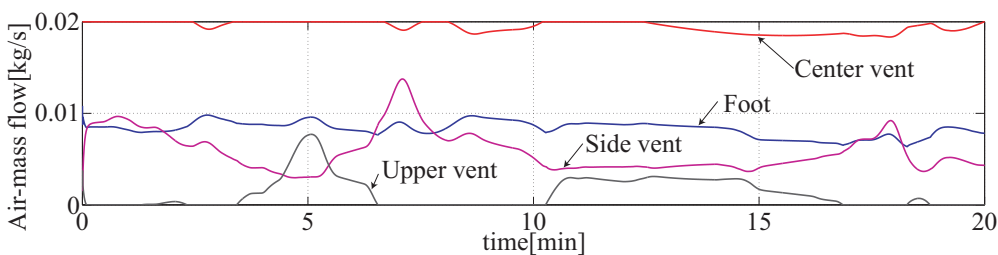


Fig.5.23 Input with neural network

次に、クールダウン時の挙動について確かめる。車体の初期温度や外部環境条件はこれまでと同様とし、気温については学習に用いていない 35[°C] に設定する。

このときの SET* の応答は Fig. 5.24 と Fig. 5.25, 制御入力は Fig. 5.26 となる。SET* の真値はシミュレーション開始時の暑熱環境において高温となるが、推定値も同様に高温を示していることから、推定器は乗員の温冷感の特徴をよく再現できているといえる。およそ 10 分後に SET* の真値は若干暑さを感じる領域ではあるが、快適な範囲の周辺に落ち着いており、オブザーバを用いた推定器同様、乗員に寒さを感じさせずに快適な温度範囲の近くに制御できたといえる。このときの制御入力は、乗員の体感温度に合わせて適切に変化しており、前半の暑熱環境では上限値の風量を吹き出すことで最大限冷却し、乗員が快適と感じるレベルに落ち着くと寒さを感じることをないように風量を抑えていることがわかる。

これより、ニューラルネットワークを用いた快適性推定器を持つ制御系もオブザーバを用いた制御系と同様に、快適性の真値を制御できることが明らかとなった。

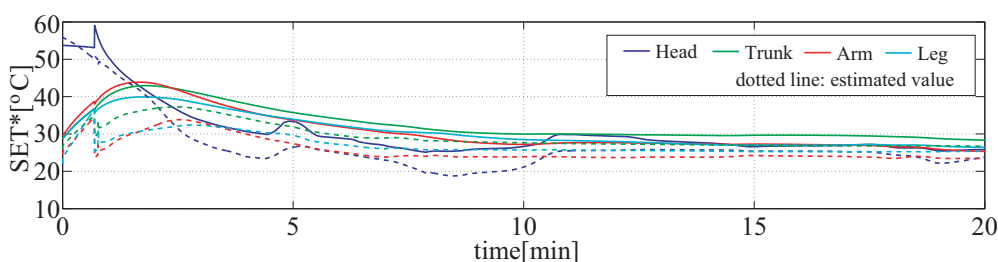


Fig.5.24 SET* with neural network in cool down

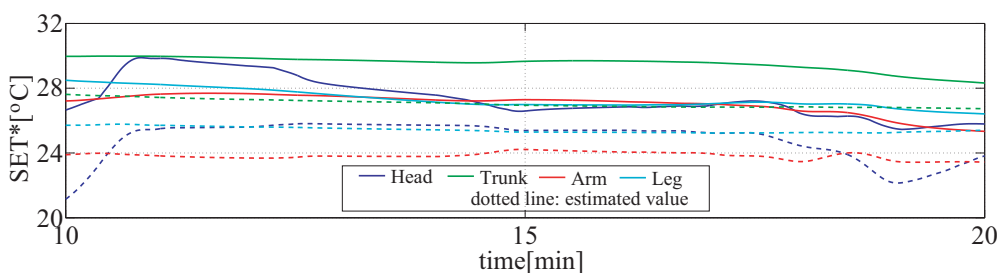


Fig.5.25 SET* with neural network in cool down (scaled up)

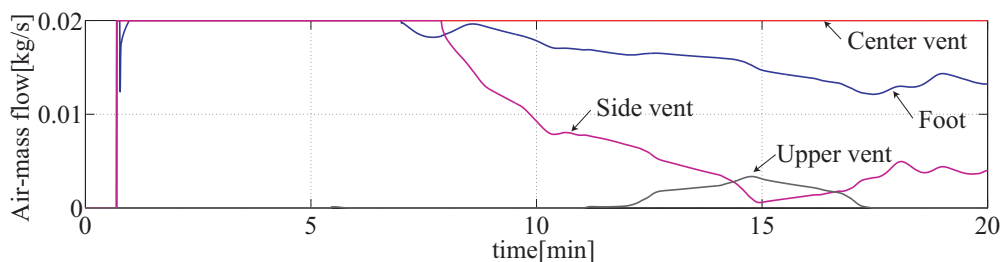


Fig.5.26 Input with neural network in cool down

第6章

おわりに

6.1 おわりに

本論文では自動車空調システムの役割である快適性の維持と、現在の課題である省エネルギー化の両立を目的に、マルチゾーン空調システムを用いたモデルベースの制御系設計について議論した。空調システムの制御系設計は3つのステップ、1) 温熱環境のモデル化、2) 最適化、3) 制御系設計と快適性推定、から構成し、この手順に沿った設計により有効な制御系を構築できることを示した。

温熱環境のモデル化においては、自動車車体内装、外装、乗員、空調、日射を温熱環境モデルの構成要素とし、それぞれを熱流と水蒸気の流れで接続することで温熱環境全体を表現している。温度や湿度のダイナミクスについてはコンパートメントモデルによる記述を採用した。従来の先行研究では、CFD解析のような温熱環境を詳細に表現するモデルや、非常にシンプルなモデルが採用されることが多いが、計算量や精度にトレードオフがあり、CFD解析は計算量、シンプルなモデルは精度の点で制御系設計に用いるには困難があった。これらに対して、コンパートメントモデルのような中間サイズのモデルを採用することで、計算量と精度のバランスをとることができ、制御系設計に適したモデル化が可能となることを示した。

それぞれのモデルを接続するための対流や放射、日射については、車体の形状に左右されることから、3Dモデルを用いた解析を行った。これにより、現実に則した定式化が可能となり、その結果、実験との比較において、実験における応答とよく一致した応答がモデルから得られることが確認できた。本論文で提案したこれらの熱流の解析は、車種やレイアウトが変更された場合でも3Dモデルがあれば同様の手順で解析が可能であることから、応用性のある手法であるといえる。

また、乗員快適性について、定量的な評価を導入した。評価手法にはSET*を採用し、身体部

位ごとに SET*を求めることで局所的な快適性についての評価を可能としている。従来の実験における評価では、乗員快適性は官能評価によることが多く、定量的な評価が容易ではなかった。しかし、本論文で提案した手法は、シミュレーションベースで定量的に評価できることから、空調システム開発に対する時間やコストの削減に有効であると考えられる。

制御系設計においては、温熱環境モデルが状態方程式の枠組みで記述されていると都合がよい。また、モデル内のネットワーク構造を陽に考慮することができれば、モデル化の見通しがよい。そこで、グラフ理論を用いてモデル内の構造とパラメータの分離を行い、状態方程式を導出する手法について議論した。これにより、モデルの規模が大きくなった場合でもシステムティックにモデル化することを可能としている。

結果として、温熱環境のモデルは制御系設計に適したモデルとなっており、実験との比較によってその有効性が確認できた。

次に、最適化においては、乗員の快適性と空調システムのエネルギー消費のバランスに注目し、冷房時の定常状態における最適な空調運転モードについて検討を行った。最適化にはモデルベースの数値最適化を採用したことにより、複雑なマルチゾーン空調システムによる快適性とエネルギー消費への影響を定量的に評価できるため、マルチゾーン空調システムの特徴を最適な空調運転モードに十分に反映させることができたといえる。結果として、冷房時の最適な空調運転モードには、1) 乗員のいるゾーンに対してのみ送風する、2) 冷房時はヒータコアを使用した温度調節を行わずにエヴァポレータで最大限冷却する、3) 吹出し風量で快適性を制御する、といった特徴が存在することを明らかにした。この特徴は、現実の空調運転モードとして矛盾がなく、納得のいくものであるといえる。また、ゾーンを区分しないシステムとの比較により、マルチゾーン空調システムは快適性を維持しながら、エネルギー消費をおよそ 25 %削減できることを示し、マルチゾーン空調システムに期待されていた快適性と省エネルギーの両立が可能であることを明らかにした。

制御系設計では、快適性を制御することを目的として、フィードフォワードコントローラ、フィードバックコントローラ、アンチwindアップ補償器を有する制御系を提案している。制御入力には、最適化結果を基に乗員の存在するゾーンに対する吹出し風量を選び、フィードフォワードコントローラには前述の最適化結果を用いることで最適な運転モードの周りで動作する制御系を構築している。フィードバックコントローラには日射や外気温度の変化にロバストとなることが求められることから、日射によるモデルの変動を不確かさとして考慮してスケリングし、外気温度をスケジューリングパラメータとしたゲインスケジューリングコントローラを H_{∞} 制御理論の枠組みで設計した。これにより、想定している環境下での安定性を補償し、十分な目標値追従と外乱抑制が可能なコントローラを設計できた。また、制御入力アクチュエータに存在する制約によって飽和することで制御性能の低下が生じるため、アンチワ

インドアアップ補償器を導入することで制御性能低下の回避を行った。構築した制御系の性能は、走行環境を再現したシミュレーションにより、乗員の快適性を外乱の存在する環境下でも一定に維持できることを確認している。

さらに、上述の制御系を実環境で使用することを目的に、快適性推定器を有する制御系について議論している。本来、快適性は官能評価によって得られるものであるため、定量的な測定が不可能であり、連続して評価することが難しい。そこで、推定器を構築することができれば、定量的な快適性の推定や実環境において快適性を維持する制御系の設計が可能となる。本論文で提案した推定器はオブザーバを有する推定器とニューラルネットワークによる推定器の2つのアプローチによるものであり、結果としてどちらのアプローチでも快適性を精度よく推定、さらには制御系に組み込むことで快適性の真値を制御できることを示した。

オブザーバを用いた推定器は真値に十分に漸近するまでに時間を要するが、一度真値の近傍に収束すれば精度よく快適性を推定でき、モデルの特性を考慮した制御系を構築できる。一方、ニューラルネットワークを用いた推定器は、対象に動特性が存在することに注意して学習を行えば、十分に制御系が機能し、快適性の真値を制御できることを確かめている。ただし、ニューラルネットワークを用いる場合には、学習に多数の教師データが必要とされることから、想定される状況に対応した教師データを用意できるかが実用化への課題となるものと考えられる。

上述の理由から、本論文で議論したマルチゾーン空調システムに対するモデルベースの制御系設計は、空調システム開発においても有効に機能するものと思われる。特に、マルチゾーン空調システムという複雑なシステムに対してその特徴を十分に反映した最適な運転モードを決定できたこと、また、制御系設計に直接利用可能なモデルによってコントローラや快適性推定器を設計できたことが特筆すべき点であり、これまでに困難であった快適かつ省エネルギーな空調制御系の設計に対して一つの解決策を示したといえる。

本提案手法の課題としては、実験との更なる比較が挙げられる。本論文において、クールダウン時の実験との比較は行っているが、その他の条件においてどの程度有効であるかについては議論されておらず、更なる評価やモデルの修正が求められる。また、冷房時の評価を前提としていたため、本論文で構築した温熱環境モデルを暖房時の評価に直接適用できるとはいえない。特に、対流についてはその振る舞いが異なることが予想され、そのために暖房に適したモデルの作成が望まれる。さらに、快適性評価については官能評価による実験との比較を検討する必要がある。特に、本論文で設定した快適な SET* の範囲については十分に検証する必要がある。また、快適性推定器についても実験との比較による更なる妥当性の検証が望まれる。

本研究の展望としては、暖房時の制御系設計への応用が期待される。電気自動車における暖房はエンジンの排熱が利用できないことから、冷房時よりもさらなるエネルギーを消費することが指摘されており、その解決が望まれている。これに対し、暖房時の温熱環境を再現するコ

ンパートメントモデルが構築できれば、本論文の提案した制御系設計手法が同様に適用できるものと思われる。また、温熱環境モデルは湿度も含めて再現できることから、フロントガラスの結露発生に対するデフォグガーの設計や、外気導入時の熱損失などの解析への応用も可能である。このように、提案モデルやモデルベースの制御系設計手法は空調システム開発の多くの問題を打開する可能性を有しており、今後の応用が期待される。

参考文献

- [1] 渡辺敏: カーエアコン第2版, 山海堂 (2003)
- [2] 郡逸平: EV車におけるゾーン空調システムの可能性, JSAE Symposium No.1-12, pp.1-6 (2012)
- [3] 西村要二, 谷口真一, 森田隆之, 本田祐次: マルチゾーン空調システムの開発, 自動車技術, Vol. 50, No. 2, pp.5-10 (1996)
- [4] C. Walgama, S. Fackrell, M. Karimi, A. Fartaj and G.W. Rankin, Passenger thermal comfort in vehicles - a review, Proc. IMechE Vol.220 Part D: J. Automobile Eng., pp.543-562 (2006)
- [5] T. Han, L. Huang, S. Kelly, C. Huizenga and H. Zhang: Virtual Thermal Comfort Engineering, SAE paper 2001-01-0588 (2001)
- [6] 江崎秀範, 木滝泰隆, 尾関義一, 斉藤恒洋: 温冷感・快適感予測のための人体, シート熱モデルと車室内CFDの連成解析(第一報), 自動車技術会論文集 37(4), pp.187-192, (2006)
- [7] 江崎秀範, 木滝泰隆, 尾関義一, 斉藤恒洋: 温冷感・快適感予測のための人体, シート熱モデルと車室内CFDの連成解析(第二報), 自動車技術会論文集 37(4), pp.193-198, (2006)
- [8] A.Mezrhab and M.Bouzidi: Computation of thermal comfort inside a passenger car compartment, Applied Thermal Engineering 26, pp.1697-1704 (2006)
- [9] 奥山博康: 熱回路網によるシミュレーションの理論と応用, 空気調和衛生工学会学術論文集, pp.541-544 (1983)
- [10] H. Okuyama: Optimization Theory for State and Energy Supply Based on a Heat and Moisture Transfer Network Model and Numerical Investigation, Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality and Climate, Vol. 2, pp.485-490 (1996)
- [11] 飯島秀晃, 渡辺亮, 長村謙介, 高山英人: 外部環境, 乗員および空調の影響を考慮した自動車室内温度の区分モデルに基づく動的シミュレーション, システム制御情報学会論文誌, Vol. 20, No.1, pp.10-20 (2007)

- [12] R.R. Gonzalez, Y. Nishi and A.P. Gagge: Experimental evaluation of standard effective temperature a new biometeorological index of man's thermal discomfort, *International Journal of Biometeorology* Vol. 18 (1), pp.1-15 (1974)
- [13] J. A. J. Stolwijk, J. D. Hardy: *Temperature Regulation in Man - A Theoretical Study*, *Pflügers Archiv für die gesamte Physiologie des Menschen und der Tiere* Vol.291, pp.129-162 (1966)
- [14] J.A.J. Stolwijk: *A Mathematical Model of Physiological Temperature Regulation in Man*, NASA CONTRACTOR REPORT 1855 (1971)
- [15] 田辺新一, 中野淳太, 小林弘造: 温熱環境評価のための65分割体温調節モデルに関する研究, *日本建築学会論文集* No.541, pp.9-16 (2001)
- [16] K.C. Parsons: *Human Thermal Environments (Second Edition)*, Taylor & Francis (2003)
- [17] 金周英: 個人差を扱える人体体温調節モデル作成, 早稲田大学 先進理工学部 電気・情報生命工学科 渡邊研究室卒業論文 (2011)
- [18] 谷口博: パソコン活用 of モンテカルロ法による放射伝熱解析, コロナ社, pp.48-53 (1994)
- [19] 今野雅, 倉渕隆, 鎌田元康: 放射熱伝達解析における形態係数の算出法についての研究, *日本建築学会環境系論文集* 第572号, pp.17-22 (2003)
- [20] B. Gebhart: *Surface Temperature Calculations in Radiant Surroundings of Arbitrary Complexity - for gray, diffuse radiation*, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 3, Issue 4, pp. 341-346 (1961)
- [21] Richard E. Bird, Carol Riordan: *Simple Solar Spectral Model for Direct and Diffuse Irradiance on Horizontal and Tilted Planes at the Earth's Surface for Cloudless Atmospheres*, *Journal of Climate and Applied Meteorology* Vol.25(1), pp.87-97 (1986)
- [22] 前田渡, 伊東正安: *現代グラフ理論の基礎*, オーム社 (1978)
- [23] P. O. Fanger: *Thermal Comfort*, McGraw-Hill New York (1972)
- [24] 車室内環境技術部門委員会: *自動車室内環境 2013(総合技術レビュー)*, 自動車技術会 (2013)
- [25] 片岡拓也, 房田泰治, 郡逸平: サーマルマネキン-SET*法による車室内温感評価, *自動車技術会論文集*, Vol.26, No. 4, pp.97-102 (1995)
- [26] M.C. Turner, G. Herrmann, I. Postlethwaite: *Anti-windup Compensation using a Decoupling Architecture*, *Advanced Strategies in Control Systems with Input and Output Constraints Lecture Notes in Control and Information Sciences*, Vol. 346, pp. 121-171 (2007)

- [27] 小島一恭, 綿貫啓一: 予測快適度に基づく車室内空調制御プログラムの進化的自動構成, 設計工学, Vol.40, No.5, pp.43-51(2005)
- [28] Tetens, O: Über einige meteorologische Begriffe, Z Geophys. 6, pp.297-309 (1930)
- [29] 井上宇市: 空気調和ハンドブック第5版, 丸善 (2008)
- [30] B.E. Ainsworth, W.J. Haskell, M.C. Whitt, M.L. Irwin, A.M.Swartz, S.J. Strath, W.L. O'Brien et.al.: Comendium of Physical Activities: An Update of Activity Codes and MET Intensities, Medicine and science in sports and exercise (32), pp.498-516 (2000)
- [31] 山本哲史, 渡辺亮, 長村謙介, 宮下徳英: 自動車空調制御系の設計と評価に用いる乗員の人体体温調節モデルについて, 第8回計測自動制御学会制御部門大会資料 (2008)
- [32] 山本哲史: 自動車空調制御系の設計と評価に用いる乗員の体温調節モデルについて, 早稲田大学大学院 理工学研究科 電気・情報生命専攻 渡邊研究室修士論文 (2009)
- [33] 三平和雄, 多屋秀人: サーマルマネキンによる着衣熱抵抗の測定, 空気調和・衛生工学会論文集 (6), pp.19-25 (1978)
- [34] 高田暁, 銚井修一, 河上直紀: 着衣における水分の移動と蓄積を考慮した人体の熱環境に対する非定常応答 (その8): 着衣における汗の分布が皮膚温に及ぼす影響, 日本建築学会近畿支部研究報告集環境系 (40), pp.189-192 (2000)
- [35] 渡邊慎一, 堀越哲美, 兼子朋也, 宇野勇治, 石井仁, 富田朋美: サーマルマネキンを用いた風速と風向が着衣熱抵抗に及ぼす影響に関する研究, 日本建築学会環境系論文集 621号, pp.23-28 (2007)
- [36] 相原利雄: 機械工学選書 伝熱工学, 裳華房 (1994)
- [37] T. Möller, B. Trumbore: Fast, Minimum Storage Ray / Triangle Intersection, J. Graphics Tools 2.1, pp.21-28 (1997)
- [38] 村上周三, 加藤信介, 大森敏明, 崔棟皓, 小林光: 閉鎖空間内の対流場と放射場の連成シミュレーション (その5) モンテカルロ法による放射計算の精度検討, 日本建築学会学術講演梗概集, pp.547-548, (1992)
- [39] J.Steketee: Spectral Emissivity of Skin and Pericardium, Phys.Med.Biol., Vol.18 No.5, pp.686-694 (1973)
- [40] 持田徹: 人体に関する対流および輻射熱伝達率, 日本建築学会論文報告集 258号, pp.63-69 (1977)
- [41] E. Vermote, D. Tanré, J. L. Deuzé, M. Herman, J. J. Morcrette, S.Y. Kotchenova: 6S User Guide Version 3 Manual Part 2, Modis Land Surface Reflectance Science Computing Facility, <http://6s.ltdri.org/>, pp.71-78 (2006)

- [42] A.P.Gagge, G.M.Rapp and J.D.Hardy: The Effective Radiant Field and Operative Temperature Necessary for Comfort with Radiant Heating, ASHRAE Trans. 73(1), pp.121-129 (1967)
- [43] 篠原道正, 徳本誠: 着衣材料の日射吸収率について, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp383-384 (1999)
- [44] 持田徹, 佐古井智紀: 代表的な温熱指標の温熱工学的考察 (1)PMV の独創性と特徴, 空気調和・衛生工学第 76 巻第 3 号, pp.45-50 (2002)
- [45] 持田徹, 佐古井智紀: 代表的な温熱指標の温熱工学的考察 (2)SET*の独創性と特徴, 空気調和・衛生工学第 76 巻第 4 号, pp.1-7 (2002)
- [46] 郡逸平, 持田徹: 局所 SET*を用いた車室内熱環境の評価手法, 自動車技術会論文集 34(2), pp.77-82 (2003)
- [47] Optimization Toolbox User's Guide, Version 2, Mathworks Inc. (2003)
- [48] S. Boyd, L.E. Ghaoui, E. Feron and V. Balalrishnan: Linear Matrix Inequalities in System and Control Theory, SIAM studies in applied mathematics (1994)
- [49] 藤森篤: ロバスト制御, コロナ社 (2001)
- [50] 示村悦二郎: 線形システム解析, コロナ社 (2005)
- [51] 内田健康, 平田都史彰, 千田有一, 今成 宏幸, 木田 隆, 中本 政志, 江連 久, 渡辺 亮: H_∞ 制御の実プラントへの応用, コロナ社 (1996)
- [52] 蛭原義雄: LMI によるシステム制御, 森北出版 (2012)
- [53] 細江繁幸, 荒木光彦: 制御系設計 H_∞ 制御とその応用, 朝倉書店 (1995)
- [54] P. Apkarian and R. J.Adams: Advanced Gain-Scheduling Techniques for Uncertain Systems, IEEE Transactions on control systems technology, Vol.6, No.1, pp.21-32 (1998)
- [55] 川田昌克: 制御系解析・設計における数値計算/数式処理ソフトウェアの活用, システム/制御/情報, Vol. 55, No. 5, pp.159-164 (2001)
- [56] P.J. Campo M. Morari : Robust Control of Processes Subject to Saturation Nonlinearities, Computers & chemicals Engineering, Vol. 14, No. 4/5, pp.343-358 (1990)
- [57] M.V. Kothare, P.J. Campo, M. Morari, C.N. Nett: A Unified Framework for the Study of Anti-windup Designs, Automatica Vol.30, No. 12, pp.1869-1882 (1994)
- [58] 和田信敬, 佐伯正美: 入力飽和システムの Anti-windup 制御, システム/制御/情報, Vol. 46, No. 2, pp.1-7 (2002)
- [59] K. Zhou, J.C. Doyle, K. Glover: Robust and Optimal Control, Prentice Hall (1995)
- [60] M.C. Turner, I. Postlethwaite: A New Perspective on Static and Low Order Anti-

- windup Synthesis, International Journal of Control, Vol. 77, No. 1, pp.27-44 (2004)
- [61] 三枝隆晴, 快適度センサを用いた空調制御システム, 計測と制御, Vol. 33, No. 12, pp. 1046-1053 (1994)
- [62] 内田健康, 山中一雄: 状態推定の理論, コロナ社 (2004)
- [63] R. Orjuela, B. Marx, J. Ragot, D. Maquin: Design of Robust H_∞ Observers for Nonlinear Systems using a Multiple Model, Proceedings of the 17th World Congress IFAC, pp.2756-2761 (2008)
- [64] 志水清: ニューラルネットと制御, コロナ社 (2002)
- [65] 新藤早紀: 複数人乗車時における自動車車内温度制御・評価, 早稲田大学 先進理工学部 電気・情報生命工学科 渡邊研究室卒業論文 (2013)

付録 A

放射の解析例

A.1 光線の交差判定

面 S_i を構成する三角形パッチ Δ_i^j から射出した光線と面 S_j との交差判定は Möller ら [37] の交差判定法を用いて行う。

いま, 光線の射出点を O , 光線の単位方向ベクトルを L , 面 S_j を構成する三角形パッチ Δ_i^j の頂点座標を V_0, V_1, V_2 とする. また, Fig.A.1 のように斜交座標系に変換し, $E_1 = V_1 - V_0$, $E_2 = V_2 - V_0$, $P = O - V_0$ とする. Δ_i^j を含む平面と光線が交わる点を X を

$$X = pE_1 + qE_2 + V_0 \quad (\text{A-1})$$

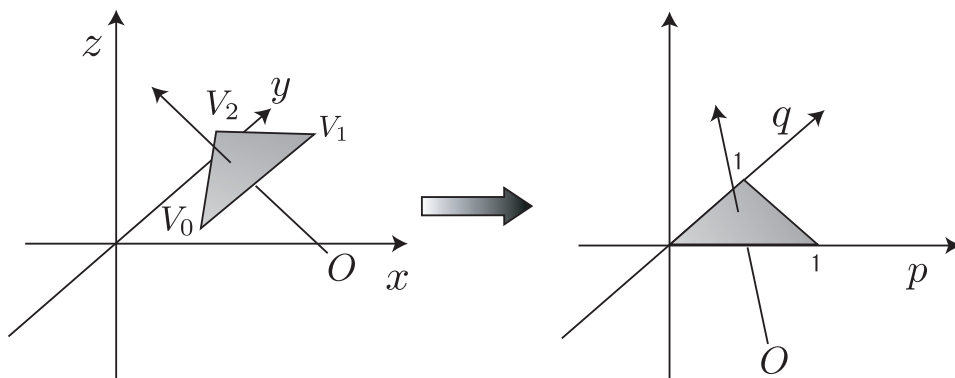


Fig.A.1 Möller's method to judge ray/triangle intersection

で表すとき, p, q , および O から X までの距離 $d = \|P\|$ は次で与えられる.

$$\begin{bmatrix} d \\ p \\ q \end{bmatrix} = \frac{1}{(L \times E_2) \cdot E_1} \begin{bmatrix} (P \times E_1) \cdot E_2 \\ (L \times E_2) \cdot P \\ (P \times E_1) \cdot L \end{bmatrix} \quad (\text{A-2})$$

これより, O から射出された光線が三角形パッチ Δ_i^j と交差する条件は次で与えられる.

$$d \geq 0, \quad p \geq 0, \quad q \geq 0, \quad p + q \leq 1 \quad (\text{A-3})$$

光線が面 S_j を構成する複数の三角形パッチと交差する場合, それらの中から距離 d が最小のものを選ぶことで影を考慮できる.

A.2 解析例

本論文で用いた 3D モデルにおいて, 人体表面から光線を射出し交差判定を行った結果を A.2 に示す. この図において各色の点が各部位から射出した光線の到達点を表しており, 各点が集中している部位に多くの放射が到達することを意味する. 各部位から射出された光線は比較的近傍の壁面に多く到達していることから, 近くの壁面ほど形態係数は大きくなる傾向があることがわかる.

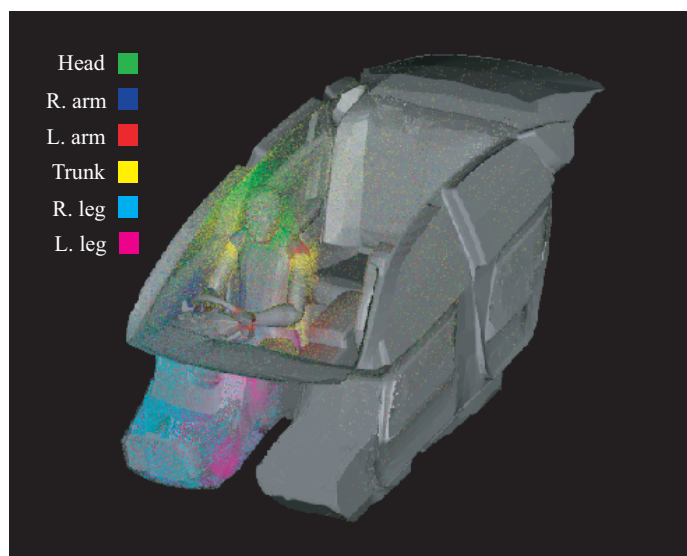


Fig.A.2 Ray shooting

付録 B

走行時の日射吸収量変化

B.1 車体の姿勢角

走行時の車体姿勢角 (ヨー角 θ_y [rad]) を地図上の緯度経度から求めることを考える. また走行距離も同時に求める.

まず, Fig.B.1 のように A を北極点, B, C をそれぞれ始点と終点とする. 求めたいヨー角 θ_y は曲線 AB, BC の交差する角とする.

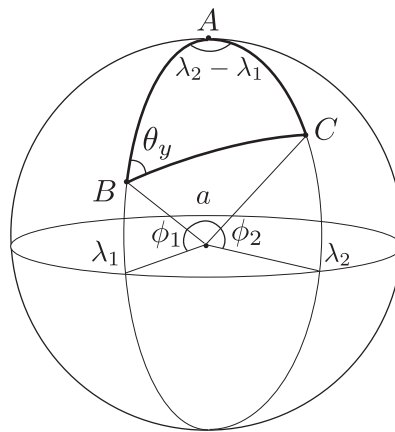


Fig.B.1 Spherical trigonometry

緯度経度が与えられている 2 点 (B, C) 間の距離を考えると, 地球の中心を原点として 2 点はベクトルとして以下のように表現される.

$$B = [\cos(\phi_1) \cos(\lambda_1) \quad \cos(\phi_1) \sin(\lambda_1) \quad \sin(\phi_1)]^T \quad (\text{B-1})$$

$$C = [\cos(\phi_2) \cos(\lambda_2) \quad \cos(\phi_2) \sin(\lambda_2) \quad \sin(\phi_2)]^T \quad (\text{B-2})$$

ここで, ϕ_1, ϕ_2 [rad] は B, C の緯度, λ_1, λ_2 [rad](東経を正) は経度を表すものとする. これより, B, C 間の距離 $l_{1,2}$ [m] は以下で与えられる.

$$l_{1,2} = R \cos^{-1}(B^T C) \quad (\text{B-3})$$

ここで, R [m] は地球半径である.

次にヨ一角 θ_y [rad] は球面三角法により求める. まず, 正弦法則より, 次が成り立つ.

$$\frac{\sin(\lambda_2 - \lambda_1)}{\sin(a)} = \frac{\sin(\theta)}{\sin(\pi/2 - \phi_2)} \quad (\text{B-4})$$

a は B, C が中心に対して張る角度である. 式 (B-4) を $\sin(a)$ について解くと以下となる.

$$\sin(a) = \frac{\sin(\lambda_2 - \lambda_1) \cos(\phi_2)}{\sin(\theta)} \quad (\text{B-5})$$

さらに, 正弦・余弦法則より次を得る.

$$\begin{aligned} \sin(a) \cos(\theta_y) &= \cos(\pi/2 - \phi_2) \sin(\pi/2 - \phi_1) - \sin(\pi/2 - \phi_2) \cos(\pi/2 - \phi_1) \cos(\lambda_2 - \lambda_1) \\ \tan(\theta_y) &= \frac{\sin(\phi_2) \cos(\phi_1) - \cos(\phi_2) \sin(\phi_1) \cos(\lambda_2 - \lambda_1)}{\sin(\lambda_2 - \lambda_1) \cos(\phi_2)} \end{aligned} \quad (\text{B-6})$$

これより, ヨ一角 θ_y [rad] は次で与えられる.

$$\theta_y = \tan^{-1} \left(\frac{\sin(\phi_2) \cos(\phi_1) - \cos(\phi_2) \sin(\phi_1) \cos(\lambda_2 - \lambda_1)}{\sin(\lambda_2 - \lambda_1) \cos(\phi_2)} \right) \quad (\text{B-7})$$

B.2 シミュレーションによる検証

走行の経路を与え, その経路を走行中に受ける日射量をシミュレーションによって確認する. ここでは, Fig. B.2 に示される経路を考える. Fig. B.2 における経路上において, 進行方向が変わる点の緯度と経度が得られているものとする. この緯度経度の情報と前節で述べた手順により, 車体の走行距離と姿勢角を得ることができる.

ここで, 夏至の 16 時に出発し, 時速 30[km] で停止することなく走行するものとする. また, 晴天とし, 周囲建築物による日射の遮蔽等は無視する. このときに予想される乗員 (ドライバー) の日射吸収量を Fig. B.3 に示す. これより, 車体の向きが変わるとともに, 相対太陽位置が変化し, 各部位の日射吸収量が増加していることがわかる. Fig. B.3 に太陽位置から見た車体の例を 3 つ示しており, これらの図は直達日射が到達する部位を見ていることと等しい. これらの図で見えている部位の日射吸収量が大きな値をとることが確認できることから, 太陽の位置と車体の形状を考慮した日射吸収量となっていることがわかる.



Fig.B.2 Driving route

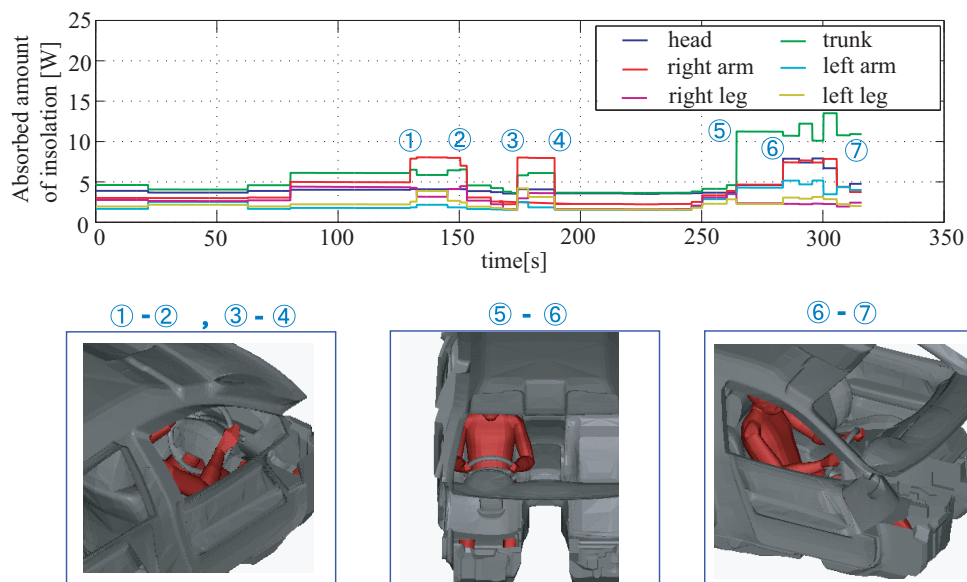


Fig.B.3 Result of simulation

付録 C

その他の最適化例

C.1 2名乗車時の最適化

C.1.1 条件

ここでは、乗員を Fig. C.1 のように前運転席と前助手席に配置し、そのときの最適化について検討する。環境条件や目的関数、アクチュエータの制約については 3 章と同様とする。乗員の代謝量は、ドライバーは運転操作を行っていることから 1.6[Met]、助手席の乗員は安静状態であるものとして 1.1[Met] とする。プラント出力 y やその目標値 y_r は 2 名分の局所的な SET*を要素に持つベクトルとして扱う。

なお、複数人乗車時のモデル化において、一部のパラメータは新たに解析する必要があるが、基本的なモデル化の手順はこれまでと同様である。3D モデルから得られる形態係数や日射到達率といったパラメータについては新藤 [65] が算出した値を使用する。

C.1.2 最適化結果

重み行列 $Q = 100I$ として目的関数を最小化し、乗員 2 名の快適性と空調のエネルギー消費を最適化した結果を Fig. C.2, Fig. C.3 に示す。まず、Fig. C.2 のエネルギー消費に注目すると、これまでの他の最適化と同様に冷房時にはヒータコアを使用せず、エネルギーの消費のほとんどをエヴァポレータの冷却が占める結果となっている。このときの SET*は Fig. C.3 となり、実線がドライバー、破線がアシスト席の乗員の SET*である。両者の SET*の傾向は非常に似通っており、ともに Table 2.7 に示した目標値の近傍にあることから両乗員ともに快適であると考えられる。

ここで、制御入力である Fig. C.4 の吹出し風量に注目する。Fig. C.4 より、吹出し口は乗員



Fig.C.1 2 passengers in the automobile

のいるゾーンのもののみが使用され、ドライバー席に対して4つ、アシスト席に対して2つの吹出し口が使用されている。両者で使用される吹出し口の数が異なるのは乗員の代謝によるものと考えられる。ドライバーは代謝が多く、より多くの熱を体外に逃す必要があることから風量が多くなる。一方でアシスト席の乗員は代謝が低いことから、冷えすぎるのを避けるために風量が小さくなっていると捉えられる。次に、空気温度分布に注目すると Fig. C.5 となる。Fig. C.5 より、ドライバーのいるゾーンの方がアシスト側より低くなっている。これも乗員の代謝に合わせて空気温度の分布が決定されているためだと推察できる。なお、後部のゾーンは乗員が存在しないことから、直接的な冷却は行われておらず、無駄なエネルギー消費を抑えているといえる。

これより、2名乗車時の最適化においては、乗員の代謝量に応じた風量が設定されること、また、これまでの他の最適化と同様に乗員の存在するゾーンを積極的に冷却することで快適性と省エネルギーを両立する運転モードとなることが確認できる。

最後に、2名乗車時の最適化結果から得られた消費エネルギーと、3章の最適化から得られた消費エネルギーを比較する。Fig. C.6 に総消費エネルギーの比較を示す。これより、ゾーンを区分しないシステムが最もエネルギーを消費し、続いて2名乗車時、ドライバーのみの場合の順にエネルギーを多く消費している。この結果は、マルチゾーン空調システムを採用してゾーンを区分することで省エネルギーにできることを示している。エネルギー消費の削減量はゾーンを区分しないシステムに対して、2名乗車時の結果がおおよそ10[%]、ドライバーのみの時の結

果が前述の通り約 25[%] の削減となっており, 2 名乗車時においてもマルチゾーン空調システムの有効性が確かめられたといえる.

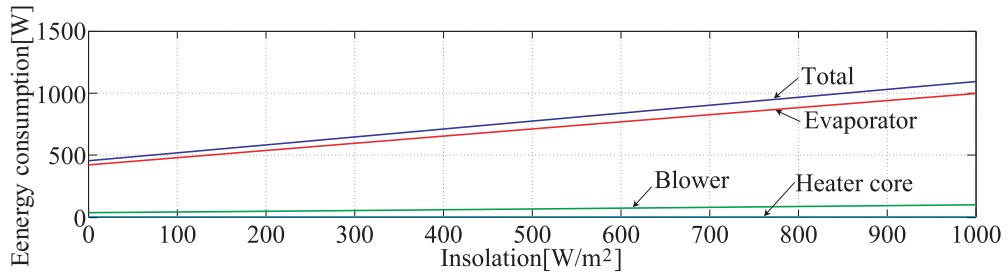


Fig.C.2 Energy consumption with two passengers

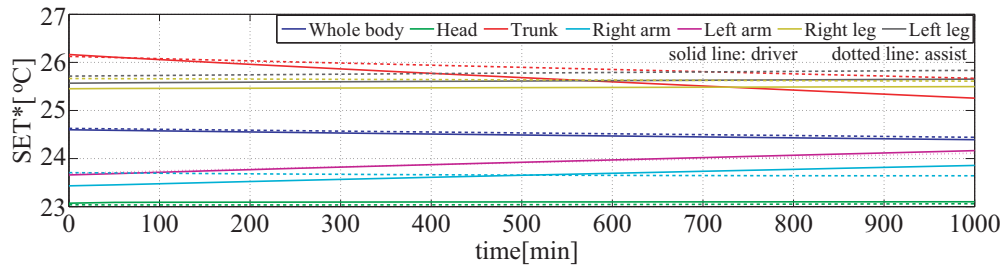


Fig.C.3 SET* of two passengers

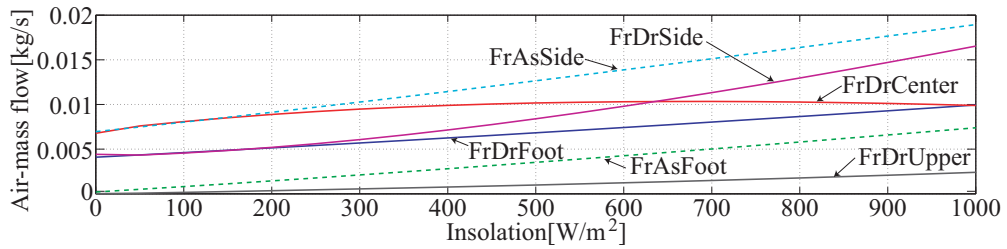


Fig.C.4 Air-mass flow with two passengers

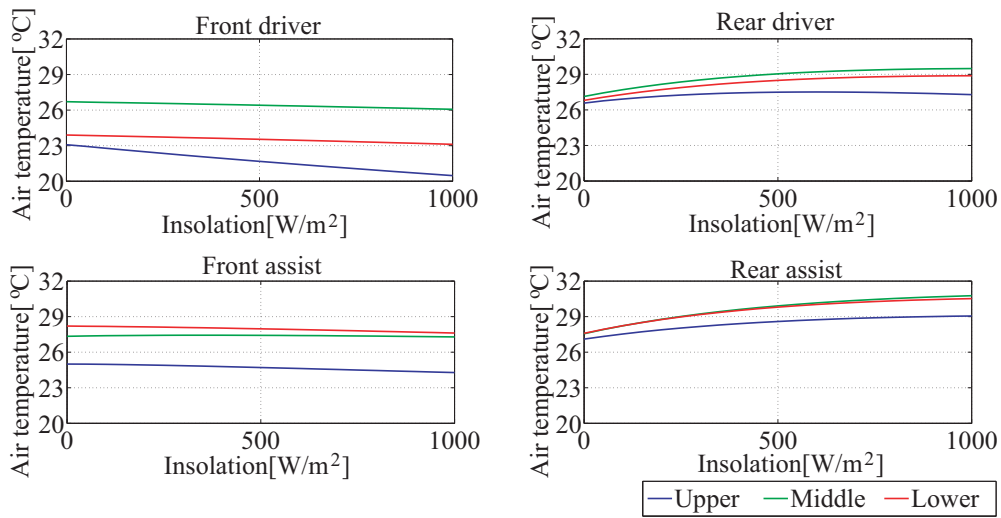


Fig.C.5 Air temperature two passengers

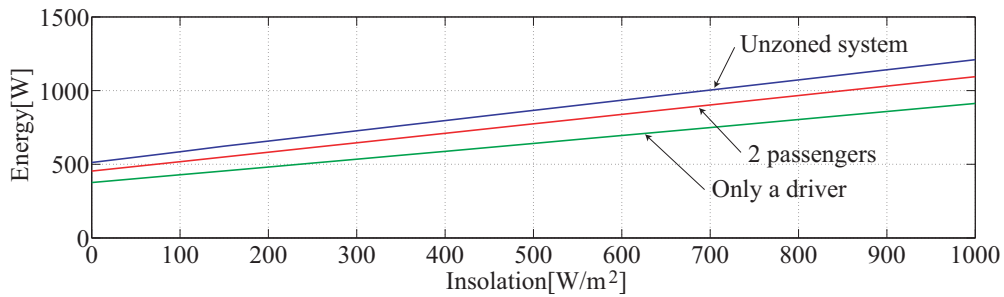


Fig.C.6 Comparison of total energy consumption

謝辞

渡邊亮先生に多くのご指導とご助言を賜りましたことを深く感謝致します。研究室に配属されてからおよそ6年半となりますが、ここまで長期で深く研究を推し進めることができたのは、渡邊先生が魅力的なテーマを提示下さったこと、また、丁寧なご指導があったためだと実感しております。特に、先生との議論の中で常に研究の目標を明確にできたため、最終的にモデル化から制御系設計までの一貫した流れを構築できたことが大変嬉しく、この成果は先生のお力添えがあったためだと思っております。また、これまでに数多くの学会発表や投稿論文の執筆を経験させていただいたことを感謝しております。その中でいかに他者に理解してもらうかという点で多くの貴重な助言をいただき、人に伝えることのスキルを高めることができたと思っております。

副査を担当して下さった内田健康先生、松本隆先生、村田昇先生、井上真郷先生には、公聴会にて深く踏み込んだ議論をして下さったことを有り難く思っております。また、電気・情報生命工学科の先生方には助手としての業務を与えて下さったことに御礼を申し上げます。学生としてではなく、助手としての経験を通してしかわからない大学の仕組みというものを知ることができ、非常に有意義な経験となりました。

研究を進めるにあたり、カルソニックカンセイ株式会社の皆様に大変貴重なデータや助言をいただきましたことを深く感謝致します。カルソニックカンセイ株式会社の皆様のお力添えがなければ、研究を実際に応用するための視点を持つことができなかつたと思います。現実に則した研究を行うことができたのも、カルソニックカンセイ株式会社の皆様の後ろ盾があったからこそだと思っております。

最後に、これまでに研究室で出会った先輩、同輩、後輩の皆様のおかげで非常に有意義な研究生生活を送れたことに深く感謝致します。

平成26年2月
久保田拓也

業績一覧

投稿論文

- (1) 久保田拓也, 渡辺亮, “マルチゾーン空調システムのためのモデルベースによるエネルギー消費と乗員快適性の最適化”, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2, 2013年3月
- (2) 久保田拓也, 渡辺亮, 江崎浩, “自動車空調制御のための温熱環境および乗員快適性の動的モデルの構築”, 自動車技術会論文集, Vol.42, No.6, p.1315-1320, 2011年11月
- (3) 久保田拓也, 渡辺亮, 宮下徳英, “自動車室内における乗員への車室内長波放射と日射の影響”, システム制御情報学会論文誌 Vol.23, No.6, p.115-127, 2010年6月

講演

- (1) 久保田拓也, 渡辺亮, “温熱環境の動的モデルの構築と空調制御のモデルベース最適化”, 自動車技術会シンポジウム No.2-13, 2013年11月, 東京都
- (2) 久保田拓也, 渡辺亮, “マルチゾーン空調システムに対するゲインスケジューリング制御”, 2013年度自動車技術会秋季大会, 学術講演前刷集 No.119-13, p.13-18, 2013年10月, 愛知県
- (3) T. Kubota, R. Watanabe, “Model-based Optimization of a Multi-zone HVAC System for Cooling”, The 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, p.207-212, Tokyo, Japan, September, 2013
- (4) 久保田拓也, 渡辺亮, “冷房時の最適化に基づいたマルチゾーン空調制御の消費エネルギーと快適性に対する評価”, 2013年自動車技術会春季大会, 学術講演前刷集 No.51-13, p.15-20, 2013年5月, 神奈川県
- (5) 久保田拓也, 渡辺亮, “エネルギー消費と快適性の最適化に基づいたマルチゾーン自動車空調制御”, 計測自動制御学会第13回制御部門大会, SY002/13/0000-1075, 2013年3月, 福岡県
- (6) 久保田拓也, 渡辺亮, “マルチゾーン空調システムのためのモデルベースによるエネルギー消費と乗員快適性の最適化”, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.2, 2013年3月

- ギー消費と乗員快適性の最適化”，2012年自動車技術会秋季大会，学術講演会前刷集 No.137-12, p.5-10, 2012年10月，大阪府
- (7) 久保田拓也, 渡辺亮, “自動車空調における乗員快適性と消費エネルギーのバランスに関する最適化”，第41回制御理論シンポジウム, p. 135-140, 2012年9月，大阪府
- (8) T. Kubota and R. Watanabe, Thermal Environment Modeling of Automotive Passenger Compartment and Model-Based Optimization of Multi-zone HVAC system Considering Passenger's Comfort, 9th International Meeting for Manikins and Modeling, ref.47, Tokyo, Japan, August, 2012
- (9) 久保田拓也, 渡辺亮, “マルチゾーン空調制御器設計に向けた自動車温熱環境のモデル化”，計測自動制御学会第12回制御部門大会, SY003/12/0000-P0007, 2012年3月，奈良県
- (10) 久保田拓也, 渡辺亮, “グラフ理論による温熱環境の状態空間表現”，計測自動制御学会第40回制御理論シンポジウム, p.15-20, 2011年9月，大阪府
- (11) 久保田拓也, 渡辺亮, 江崎浩, “自動車空調制御のための温熱環境および乗員快適性の動的モデリング”，自動車技術会2011年春季大会，学術講演前刷集 No.47-11, p.29-34, 2011年5月，神奈川県
- (12) 久保田拓也, 渡辺亮, “自動車空調制御系設計のための局所SET*による定量的快適性評価”，計測自動制御学会第11回制御部門大会, SY0004/11/0000-16231, 2011年3月，沖縄県
- (13) 久保田拓也, 渡辺亮, “自動車空調の制御系設計に用いる温熱環境モデル-快適性評価指標についての考察-”，計測自動制御学会第39回制御理論シンポジウム, p.135-140, 2010年9月，大阪府
- (14) T. Kubota, R. Watanabe, N. Miyashita, "Effects of Thermal Radiation and Insolation on Passenger Compartments of an Automobile", 2010 IEEE International Conference on Control Applications Part of 2010 IEEE Multi-Conference on Systems and Control, pp541-548, Kanagawa, Japan, September, 2010
- (15) 久保田拓也, 渡辺亮, 宮下徳英, “自動車室内の乗員に与える日射の影響”，計測自動制御学会第38回制御理論シンポジウム, p.379-384, 2009年9月，大阪府
- (16) 久保田拓也, 渡辺亮, 宮下徳英, “自動車室内空調評価のための人体体温調節モデルと人体外部環境モデル-車室内輻射と太陽光の評価-”，計測自動制御学会第9回制御部門大会, SY0003/09/0000-FC54, 2009年3月，広島県
- (17) 久保田拓也, 渡辺亮, 宮下徳英, “自動車室内空調設計・評価のための人体体温調節モデル-モンテカルロ法を用いた形態係数の算出-”，計測自動制御学会第9回システムイン

テグレーション部門講演会 (SI2008), p.1103-1104, 2008年12月, 岐阜県

その他 (論文)

- (1) 末木智大, 久保田拓也, 渡辺亮, “デフォグガー設計に向けた結露モデルの構築と車室内の結露シミュレーション”, 自動車技術会論文集 Vol. 44, No. 5, p.1295-1299, 2013年9月

その他 (講演)

- (1) 末木智大, 久保田拓也, 渡辺亮, “デフォグガー設計に向けた結露モデルの構築と車室内の結露シミュレーション”, 2013年自動車技術会春季大会, 学術講演前刷集 No. 51-13, p.9-14, 2013年5月, 神奈川県
- (2) 末木智大, 吉田友毅, 久保田拓也, 渡辺亮, “デフォグガー設計に向けた結露の定量的観測とモデリング”, 計測自動制御学会第12回制御部門大会, SY003/12/0000-P0008, 2012年3月, 奈良県