

# Modelsko prediktivno upravljanje sustavom grijanja i hlađenja putničkoga prostora električnoga vozila

---

Cvok, Ivan

Doctoral thesis / Disertacija

2022

*Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj:* **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:627444>

*Rights / Prava:* [In copyright](#)/[Zaštićeno autorskim pravom.](#)

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-14**

*Repository / Repozitorij:*

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)





Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Ivan Cvok

**MODELSKO PREDIKTIVNO  
UPRAVLJANJE SUSTAVOM GRIJANJA I  
HLAĐENJA PUTNIČKOGA PROSTORA  
ELEKTRIČNOGA VOZILA**

DOKTORSKI RAD

Zagreb, 2022.



Sveučilište u Zagrebu

Fakultet strojarstva i brodogradnje

Ivan Cvok

**MODELSKO PREDIKTIVNO  
UPRAVLJANJE SUSTAVOM GRIJANJA I  
HLAĐENJA PUTNIČKOGA PROSTORA  
ELEKTRIČNOGA VOZILA**

DOKTORSKI RAD

Mentor: prof. dr. sc. Joško Deur

Zagreb, 2022.



University of Zagreb

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING AND NAVAL  
ARCHITECTURE

Ivan Cvok

**MODEL PREDICTIVE CONTROL OF A  
PASSENGER CABIN HEATING AND AIR-  
CONDITIONING SYSTEM OF AN  
ELECTRIC VEHICLE**

DOCTORAL DISSERTATION

Supervisor: Joško Deur, PhD, Full Professor

Zagreb, 2022.

---

## Podaci za bibliografsku karticu

UDK: \*\*\*.\*\*.\*\_\*\*

Ključne riječi: električno vozilo, grijanje i hlađenje, optimiranje, dinamičko programiranje, kaskadna regulacija, optimalna alokacija, modelsko prediktivno upravljanje

Znanstveno područje: Tehničke znanosti

Znanstveno polje: Strojarsstvo

Institucija: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mentor: prof. dr. sc. Joško Deur

Broj stranica: 222

Broj slika: 83

Broj tablica: 18

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 148

Datum obrane: 15.07.2022.

Povjerenstvo: Prof. dr. sc. Vladimir Soldo, red. prof., predsjednik  
(Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb)  
Doc. dr. sc. Branimir Škugor, član  
(Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb)  
Izv. prof. dr. sc. Šandor Ileš, član  
(Fakultet elektrotehnike i računarstva, Zagreb)

Institucija u kojoj je rad pohranjen: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje,  
Nacionalna i sveučilišna knjižnica u Zagrebu

---

---

## Podaci o mentoru

Joško Deur rođen je 1966. godine u Zadru. Diplomirao je 1989. godine na Elektrotehničkom fakultetu Sveučilišta u Zagrebu, smjer Automatika. Na istom je Fakultetu magistrirao 1993. i doktorirao 1999. godine.

Od svibnja 1990. godine uposlen je na Zavodu za robotiku i automatizaciju proizvodnih sustava, Fakulteta strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. U zvanje redovitog profesora u trajnom zvanju izabran je 2018. godine. Nakon jednogodišnjeg znanstvenog usavršavanja u istraživačkom centru tvrtke Ford Motor Company u Dearbornu, SAD (2000.), uspostavio je široku suradnju s tvrtkama Ford Motor i Jaguar Cars kroz više od 14 znanstveno-istraživačkih projekata na području modeliranja i regulacije automobilskih sustava. Osim toga, od 2001. godine vodio je desetak znanstveno-istraživačkih projekata poduprtih od strane Ministarstva znanosti i obrazovanja Republike Hrvatske, Hrvatske zaklade za znanosti, te Europske komisije (FP7, COST, Interreg, Horizon2020). Bio je voditelj nekoliko istraživačko-razvojnih projekata poduprtih od domaće industrije.

Znanstveno zanimanje prof. Deura obuhvaća područja automobilske mehatronike, električnih servopogona, električnih vozila i njihove integracije u energetske sustave, autonomnih vozila te sustava upravljanja općenito. Dobitnik je Državne nagrade za znanost za 2006. godinu u kategoriji godišnje nagrade za značajno znanstveno dostignuće u području tehničkih znanosti, srebrne plakete "Josip Lončar" za izrazito uspješnu doktorsku disertaciju, te pet nagrada za najbolje članke na međunarodnim konferencijama. Autor je preko 74 članka objavljenih u međunarodnim časopisima (od toga 48 objavljenih u CC/SCI-indeksiranim časopisima), preko 127 radova objavljenih na međunarodnim konferencijama, četiri patenta, šest poglavlja u međunarodnim enciklopedijama i knjigama, te jedne znanstvene knjige. Bio je organizator više specijalnih sekcija i mini-simpozija na međunarodnim konferencijama, te jedne međunarodne ljetne škole.

Prof. Deur je član društava KoREMA, IEEE, SAE i IFAC, te IFAC "Technical Committee 7.1 Automotive Control" i "IEEE Technical Committee on Automotive Control". Član je uređivačkog odbora i/ili pridruženi urednik triju časopisa (IEEE Transactions on Vehicular Technology, International Journal of Powertrain i World Electric Vehicle Journal).

---

---

# Zahvale

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Jošku Deuru na ukazanom povjerenju, korisnim sugestijama i diskusijama tijekom vođenja ovog istraživačkog rada te motivaciji pruženoj kroz zajednički rad na mnogim projektima od preddiplomskog studija sve do završetka doktorskog studija.

Zahvaljujem se članovima povjerenstva, prof. dr. sc. Vladimiru Soldi, doc. dr. sc. Branimiru Škugoru te doc. dr. sc. Šandoru Ilešu na korisnim komentarima i sugestijama.

Posebno se zahvaljujem mag. ing. Igoru Ratkoviću na podršci i pomoći u provođenju istraživačkog rada na predmetnom projektu. Njemu, kolegici mag. ing. Ivani Mijić, kolegama mag. ing. Juri Soldi, mag. ing. Filipu Maletiću i dr. sc. Jakovu Topiću te ostalim članovima istraživačke grupe Automotive Control Group toplo zahvaljujem na suradnji i prijateljstvu, uz koje je istraživanje bilo ugodnije.

Zahvaljujem Hrvatskoj zakladi za znanost koja je podržala moj istraživački rad kroz program "Projekt razvoja karijera mladih istraživača – izobrazba novih doktora znanosti". Također, zahvaljujem se dr. sc. Draganu Šimiću i M. Sc. Dominiku Dvoraku iz tvrtke Austrian Institute of Technology na pomoći oko implementacije upravljačke strategije u eksperimentalno vozilo, Dipl.-Ing. Steffenu Jahnu iz tvrtke Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH na podršci u provođenju eksperimentalnih ispitivanja te ostalim projektnim partnerima H2020 istraživačkog projekta „Qualifying and Implementing a user-centric designed and Efficient electric vehicle (QUIET)“ (Ugovor broj 769826) u sklopu kojeg je izrađen ovaj rad.

Zahvaljujem svojim roditeljima, Ljiljani i Ivanu te bratu Vilimu na bezuvjetnoj ljubavi i podršci tijekom cijelog života, ne samo školovanja. Njima, kao i široj obitelji i prijateljima, zahvaljujem na zajedničkim trenucima koji su ovaj period učinili zabavnijim i lakšim.

Naposljetku, najveću zahvalnost na bezuvjetnoj i stalnoj podršci, ljubavi, strpljenju i razumijevanju tijekom cijelog trajanja istraživačkog rada dugujem zaručnici Petri.

Zagreb, srpanj 2022.

Ivan Cvok

---

---

*“Work as hard as you possibly can on at least one thing  
and see what happens.”*

**Jordan Peterson**

---



---

## Sažetak

Baterijska električna vozila imaju značajno smanjen domet u ekstremno toplim i hladnim okolišnim uvjetima zbog visoke potrošnje električne energije od strane sustava grijanja i hlađenja putničkog prostora (HVAC sustavi). Stoga se električna vozila opremaju novim, energetske učinkovitim, integriranim HVAC sustavima, koji se trebaju optimalno upravljati radi postizanja maksimalne energetske učinkovitosti uz zadržavanje visokog stupnja toplinske ugone. U radu se prvo prikazuje novi koncept HVAC sustava temeljen na principu dizalice topline koji osim hlađenja omogućava i grijanje putničkog prostora. Za modelski zasnovano optimiranje i upravljanje postavljaju se upravljaju-orientirani modeli predmetnog HVAC sustava koji se parametriraju na temelju detaljnog fizikalnog simulacijskog modela. Zatim se provodi numeričko optimiranje upravljačkih varijabli, koje se temelji na dinamičkom programiranju te daje uvide u optimalno ponašanje sustava u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima, kao i temeljne smjernice za sintezu sustava upravljanja. Prvi predloženi sustav upravljanja uključuje kaskadnu regulaciju temperature zraka u putničkom prostoru vozila uz optimalnu alokaciju upravljačkih ulaza i podređenu regulaciju HVAC sustava. Mape optimalne alokacije formiraju se van realnog vremena primjenom višekriterijskog optimiranja na temelju genetskog algoritma i detaljnog fizikalnog modela, pri čemu se u prvom problemu optimiranja maksimizira koeficijent učinkovitosti HVAC sustava, a u drugom problemu minimizira potrošnja električne energije i indeks toplinske ugone. Drugi predloženi sustav upravljanja uključuje nelinearno modelsko prediktivno upravljanje (NMPC), koje zadaje reference podređenim regulacijskim krugovima HVAC sustava. NMPC minimizira potrošnju električne energije i indeks toplinske ugone, uzimajući u obzir dinamiku i ograničenja sustava te postojanje informacije o poremećajnim varijablama na pomičnom vremenskom horizontu u budućnosti. Projektirani upravljački sustavi detaljno su ispitani u simulacijskom okruženju. K tome, sustav kaskadne regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza implementiran je na eksperimentalnom električnom vozilu B klase i ispitan u laboratorijskim uvjetima.

*Ključne riječi:* električno vozilo, grijanje i hlađenje, optimiranje, dinamičko programiranje, kaskadna regulacija, optimalna alokacija, modelsko prediktivno upravljanje.

---

## Extended summary

Consumer acceptance of electric vehicles is increasing strongly, with the trend bound to continue in the future due to beneficial regulations, government incentives, and consumer's awareness and willingness to shift towards sustainable mobility. Although the innovation in automotive industry is accelerating and the declared range of current battery electric vehicles (BEVs) is increasing, their mass market share is still hindered due to long and widely unavailable charging and end-users' perception of lacking BEVs range. The already restricted driving range of BEVs is significantly reduced in extremely hot and cold ambient conditions due to high energy consumption of the heating, ventilation and air-conditioning (HVAC) system. To overcome the BEV range reduction in extreme weather conditions, new energy-efficient HVAC systems have been developed recently for improved cabin heating and cooling efficiency. These are typically vapor-compression cycle-based heat pump systems with integrated cabin, battery, and powertrain thermal management, and they support operation in both heating and cooling mode. The advanced BEV HVAC systems are characterized by an increased number of actuators, which makes the energy management and control system design more challenging. To minimize the power consumption at a favourable level of thermal comfort, it is necessary to develop new control systems that can optimally coordinate multiple and often redundant actuators of the HVAC system, and which utilize optimisation-based control methods, such as control allocation or model predictive control.

The thesis first presents modelling of an advanced heat pump-based BEV HVAC system and a cabin thermal dynamics system, which paves the road for model-based optimal control system design. Next, dynamic programming-based offline control trajectory optimization is carried out to gain insight into the optimal control actions for various operating conditions and obtain guidelines for the design of online control systems. Finally, a cascade control strategy based on the optimal control allocation and a nonlinear model predictive control strategy are designed for the considered HVAC system. Both control systems are verified in simulation environments, while the cascade control strategy is also implemented in a B-segment BEV and experimentally examined in hot and cold weather conditions.

The main aim of the thesis is to design optimal control systems for a passenger cabin heating and cooling system of an electric vehicle, which coordinate multiple redundant actuators, accounts for the dynamics and constraints of the overall system and utilizes predictive

---

information such as vehicle's driving cycle and ambient conditions, in order to improve energy efficiency and maintain high level of thermal comfort in extremely cold and hot weather conditions.

The thesis is organized in nine chapters, whose content is summarized in what follows.

**Chapter 1: *Introduction.*** Outlines the motivation for the presented research and gives a literature review of the three main topics of the thesis, which are modelling, optimization, and control of BEV HVAC systems. Finally, it states the main hypothesis and overviews the thesis.

**Chapter 2: *Functional description of passenger cabin heating and air-conditioning system.*** Presents the considered heat pump-based BEV HVAC system. The chapter first describes the working principle of two main operating modes: heating and cooling. Next, the main feedback control loops are defined, and the control system design requirements are described, including the considered thermal comfort index. Finally, two control system concepts, which are designed in the rest of the thesis, are proposed. The first concept is based on cascade control structure, in which the superimposed cabin air temperature controller commands the heating/cooling power to optimal control input allocation algorithm, which transforms the power demand into references for low-level feedback controllers and auxiliary open-loop control inputs. The second concept is based on nonlinear model predictive control (NMPC) that regulates the cabin air temperature and replaces the superimposed cabin air temperature controller and optimal allocation, while directly setting the references for low-level controllers.

**Chapter 3: *Modelling of passenger cabin heating and cooling system.*** Outlines several simulation models used in the thesis. Detailed physics-based HVAC system model, developed within a wider project team and implemented in *Dymola* environment, is used for the purpose of control system simulation verification, multi-objective optimisation-based control input allocation design, and low-order models' parametrization. The low-order control-oriented models are used for the low-level HVAC control system design, control trajectory optimization and NMPC system design. The low-level HVAC feedback control system design is based on a linear autoregressive model with exogenous inputs, which describes the cabin inlet air and superheat temperature transients with respect to compressor speed and electronic expansion valve control inputs. Next, nonlinear HVAC system models of first and second order are presented, which describe the low-level controlled cabin inlet air temperature dynamics including the superheat temperature control loop. Model parameters (time constants and

---

damping ratio) are determined by means of numerical identification procedure, which is based on detailed physics-based simulation model responses for a large set of operating points. The obtained model parameter maps are fitted by appropriate analytical functions. Next, nonlinear regression models of HVAC system power consumption and PMV thermal comfort index are presented, which are needed for the sake of cost function formulation. Finally, nonlinear single-zone cabin models of first and second order are presented. The first-order nonlinear cabin model describes the cabin air temperature transient process, and it is used in control trajectory optimization, whereas the second-order model additionally describes the cabin body temperature transient process, and it is used in NMPC system design.

**Chapter 4: *Control trajectory optimization.*** Proposes a dynamic programming-based (DP) method for optimization of HVAC system control trajectories. The HVAC system and cabin dynamics are represented by the first-order nonlinear models, and the DP algorithm is implemented in C++ programming language to enhance the computational efficiency. The cost function reflects the following two conflicting criteria: PMV-based thermal comfort index and HVAC system energy efficiency. Two approaches of accounting for the energy efficiency are considered: (i) through maximization of HVAC system coefficient of performance (COP) and (ii) via minimization of HVAC system electric power consumption. Minimization of the DP cost function is subject to hard constraints on control variables, as well as constraints that reflect a limited HVAC operating range. Control trajectory optimization is carried out for winter and summer ambient conditions, and different cost function setups, thus yielding Pareto optimal frontiers. The optimization results are analysed with the aim of gaining insights into the optimal control performance and obtaining guidelines for control system design.

**Chapter 5: *Optimal control input allocation.*** Proposes an offline multi-objective genetic algorithm-based optimization method for generating control input allocation maps. According to the cascade control concept, the inputs to optimal control allocation are the cooling or heating power demand, and the cabin air state determined by temperature and relative humidity. The optimization method relies on detailed physics-based HVAC simulation model, while cabin model is omitted as cabin air state is reflected by an operating point for which the optimization is conducted. Firstly, the COP is maximized in both operating modes to obtain optimal control inputs, which include cabin inlet air temperature reference, blower fan air mass flow, secondary coolant loop pumps' speeds and main radiator fan power level. The obtained optimal control input allocation maps are fitted by proper analytical functions to facilitate implementation and

---

calibration. Additionally, multi-objective optimization is carried out with the aim of simultaneously minimizing the HVAC power consumption and the thermal comfort index. In this case, infrared heating panels' (IRP) control inputs are considered, as well. The multi-objective optimization yields Pareto optimal frontiers, which are analysed with the aim of gaining insight into potential thermal comfort improvement when utilizing infrared heating panels and providing guidelines for online thermal comfort control system design.

**Chapter 6:** *Hierarchical control strategy design.* The optimal control input allocation maps, obtained in Chapter 5, are incorporated into a proper cascade control strategy. This chapter first outlines the design of a superimposed cabin air temperature feedback controller and a PMV-based feedback controller acting through IRPs. Next, the design of low-level feedback controllers is presented, including optimization-based design of gain-scheduling maps. The cascade control system performance is verified through simulations in heat-up and cool-down scenarios, which start from ambient conditions and last until the thermal comfort is reached. The impact of various superimposed controller and control allocation setups on energy consumption and thermal comfort metrics is analysed. Finally, steady-state simulations are carried out to analyse the extent to which the cabin air temperature reference can be lowered for reduced power consumption, where the thermal comfort degradation is compensated for by applying IRPs.

**Chapter 7:** *Nonlinear model predictive control (NMPC).* Presents the design of NMPC-based HVAC system control strategy. First, the optimal control problem is formulated, and it includes optimization of cabin inlet air temperature and mass flow trajectories on a receding horizon, which simultaneously minimizes the thermal comfort index and the HVAC system electric energy consumption. NMPC accounts for the HVAC system and cabin dynamics, a limited HVAC operating range and predictive information about disturbances, such as vehicle velocity and ambient air temperature. Next, transformation of the optimal control problem into a nonlinear program based on the direct multiple shooting method is presented. Finally, the NMPC system is verified in winter and summer ambient conditions for different cost function settings, and it is compared with cascade control strategy.

**Chapter 8:** *Experimental verification of cascade control strategy.* Presents implementation of the cascade control strategy, designed in Chapter 6, within an experimental B-segment battery electric vehicle (BEV). The chapter first describes the experimental vehicle and its control hardware system, consisting of the main computer, which is used for HVAC system control and

---

human-machine interface communication, and an electronic control unit, which communicates with actuators and sensors and contains safety features. Then, details of cascade control strategy implementation within the control hardware are presented, including implementation of practical modifications, such as safety-related refrigerant pressure controllers and robust HVAC system start-up procedure. Results of initial commissioning of the control strategy are presented, which are the basis for additional control strategy calibration. The modified control strategy is experimentally validated in a climate chamber in hot and cold ambient conditions, and the obtained performance metrics are analysed.

**Chapter 9: Conclusion.** Gives the concluding remarks, outlines the possible future work directions, and states the following main contributions of the doctoral thesis: (i) dynamic programming-based control trajectory optimization algorithm for a passenger cabin heating and cooling system of an electric vehicle, which minimizes the electric energy consumption and provides a high level of passenger thermal comfort; (ii) a cascade control strategy of passenger cabin heating and cooling system based on a superimposed cabin air temperature controller and optimal allocation of references for low-level controllers; (iii) an optimal control strategy of passenger cabin heating and cooling system based on model predictive control, which coordinates multiple actuators with the aim of increasing vehicle driving range while maintaining high level of passenger thermal comfort.

*Keywords:* electric vehicle, heating and air-conditioning, optimization, dynamic programming, cascade control, control allocation, model predictive control.

---

---

# Sadržaj

Popis slika .....	V
Popis tablica .....	XI
Popis oznaka i kratica.....	XII
Popis oznaka .....	XII
Popis kratica .....	XV
<b>1. Uvod .....</b>	<b>1</b>
1.1. Motivacija .....	1
1.2. Pregled dosadašnjih istraživanja .....	5
1.2.1. Modeliranje i simulacija sustava grijanja i hlađenja putničkog prostora .....	5
1.2.2. Optimiranje upravljačkih varijabli .....	10
1.2.3. Upravljanje grijanjem i hlađenjem putničkog prostora.....	13
1.3. Hipoteza .....	18
1.4. Pregled strukture rada .....	19
<b>2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora</b>	<b>23</b>
2.1. Napredni sustav grijanja i hlađenja.....	23
2.2. Zahtjevi na upravljanje .....	29
2.3. Koncepti upravljanja sustavom grijanja i hlađenja putničkog prostora.....	32
<b>3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora .....</b>	<b>36</b>
3.1. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja (HVAC) .....	36
3.1.1. Detaljni fizikalni simulacijski model .....	36
3.1.2. Linearni model orijentiran sintezi podređenog sustava upravljanja.....	40
3.1.3. Modeli orijentirani optimiranju .....	41
3.2. Modeliranje putničkoga prostora .....	49
3.2.1. Detaljni fizikalni simulacijski model .....	49
3.2.2. Model orijentiran sintezi sustava optimalnog upravljanja .....	54
3.2.3. Model orijentiran optimiranju upravljačkih varijabli.....	55
3.2.4. Parametiranje modela kabine prvog i drugog reda .....	56
3.3. Zaključne napomene .....	58
<b>4. Optimiranje upravljačkih varijabli.....</b>	<b>59</b>
4.1. Algoritam dinamičkog programiranja.....	59

---

4.2.	Formulacija problema optimiranja.....	61
4.2.1.	Model HVAC sustava .....	61
4.2.2.	Ciljna funkcija.....	62
4.2.3.	Ograničenja .....	63
4.2.4.	Postavke i implementacija DP algoritma .....	65
4.3.	Rezultati optimiranja.....	66
4.3.1.	Scenariji optimiranja i pokazatelji kvalitete upravljanja.....	66
4.3.2.	Režim grijanja .....	67
4.3.3.	Režim hlađenja.....	70
4.4.	Zaključne napomene .....	73
<b>5.</b>	<b>Optimalna alokacija upravljačkih ulaza .....</b>	<b>74</b>
5.1.	Generiranje mapa optimalne alokacije.....	74
5.1.1.	Struktura sustava optimalne alokacije.....	74
5.1.2.	Optimizacijski proces .....	75
5.1.3.	Maksimizacija učinkovitosti .....	77
5.1.4.	Višekriterijsko optimiranje potrošnje energije i toplinske ugone .....	78
5.1.5.	Optimizacijska metoda.....	79
5.2.	Rezultati optimiranja.....	81
5.2.1.	Maksimizacija učinkovitosti u režimu grijanja .....	81
5.2.2.	Maksimizacija učinkovitosti u režimu hlađenja.....	87
5.2.3.	Višekriterijsko optimiranje u režimu grijanja .....	89
5.2.4.	Višekriterijsko optimiranje u režimu hlađenja .....	96
5.3.	Analitičke funkcije za optimalno alociranje upravljačkih ulaza.....	97
5.3.1.	Metoda tvorbe analitičkih alokacijskih funkcija .....	98
5.3.2.	Analitičke alokacijske funkcije za režim grijanja .....	98
5.3.3.	Analitičke alokacijske funkcije za režim hlađenja.....	101
5.4.	Zaključne napomene .....	104
<b>6.</b>	<b>Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza .....</b>	<b>106</b>
6.1.	Sinteza nadređenog regulacijskog kruga temperature zraka u kabini.....	106
6.2.	Sinteza podređenog sustava regulacije .....	109
6.2.1.	Struktura sustava regulacija .....	109
6.2.2.	Optimiranje parametara regulatora.....	110
6.2.3.	Mape adaptacije parametara regulatora u režimu grijanja .....	111



---

6.2.4.	Mape adaptacije parametara regulatora u režimu hlađenja .....	114
6.3.	Simulacijski rezultati .....	115
6.3.1.	Scenarij zagrijavanja kabine za slučaj maksimizacije učinkovitosti.....	115
6.3.2.	Scenarij ohlađivanja kabine za slučaj maksimizacije učinkovitosti.....	120
6.3.3.	Analiza sustava regulacije proširenog s PMV regulatorima .....	122
6.4.	Zaključne napomene .....	127
<b>7.</b>	<b>Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje .....</b>	<b>130</b>
7.1.	Osnove modelskog prediktivnog upravljanja .....	130
7.1.1.	Koncept modelskog prediktivnog upravljanja .....	130
7.1.2.	Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje (NMPC) .....	132
7.1.3.	Implementacija u programskom paketu MATLAB .....	136
7.2.	Sinteza nadređenog NMPC sustava upravljanja HVAC sustavom.....	138
7.2.1.	Predikcijski model.....	138
7.2.2.	Ciljna funkcija .....	139
7.2.3.	Ograničenja .....	139
7.2.4.	Implementacijski aspekti.....	140
7.3.	Simulacijski rezultati .....	141
7.3.1.	Simulacijski model u Matlab okruženju.....	141
7.3.2.	Režim zagrijavanja uz konstantnu brzinu vozila.....	144
7.3.3.	Režim zagrijavanja uz promjenjivu brzinu vozila prema homologacijskom voznom ciklusu .....	151
7.3.4.	Režim ohlađivanja uz konstantnu brzinu vozila .....	156
7.3.5.	Režim ohlađivanja uz promjenjivu brzinu vozila prema homologacijskom voznom ciklusu .....	160
7.4.	Zaključne napomene .....	162
<b>8.</b>	<b>Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja .....</b>	<b>164</b>
8.1.	Eksperimentalno vozilo .....	164
8.2.	Implementacija upravljačke strategije .....	167
8.2.1.	Upravljanje toplinskim sustavima vozila .....	167
8.2.2.	Implementacija nadređenog regulatora i optimalne alokacije upravljačkih ulaza 170	
8.2.3.	Implementacija podređenog regulacijskog sustava.....	172
8.3.	Početno ispitivanje upravljačke strategije.....	175

---

8.3.1.	Upuštanje u režimu grijanja .....	175
8.3.2.	Upuštanje u režimu hlađenja .....	181
8.3.3.	Zaključne napomene o početnom upuštanju upravljačke strategije .....	184
8.4.	Rezultati konačnog ispitivanja upravljačke strategije.....	185
8.4.1.	Unaprjeđenje upravljačke strategije .....	185
8.4.2.	Rezultati u režimu grijanja .....	187
8.4.3.	Rezultati u režimu hlađenja.....	189
8.5.	Zaključne napomene .....	192
<b>9.</b>	<b>Zaključak .....</b>	<b>194</b>
	<b>Literatura .....</b>	<b>200</b>
	<b>Prilozi.....</b>	<b>211</b>
	Prilog A – Analitičke funkcije za vremenske konstante LPV modela prvog reda i regresijski modeli snage HVAC sustava.....	211
	Prilog B – Analitičke funkcije za optimalno alociranje upravljačkih ulaza prema kriteriju maksimalne učinkovitosti .....	213
	Prilog B.1 Analitičke funkcije za alociranje upravljačkih ulaza u režimu grijanja .....	213
	Prilog B.2 Analitičke funkcije za alociranje upravljačkih ulaza u režimu hlađenja.....	215
	Prilog C – Model procesa korišten u sintezi NMPC sustava.....	218
	<b>Životopis.....</b>	<b>219</b>
	<b>Curriculum vitae .....</b>	<b>222</b>

## Popis slika

<i>Slika 1-1. Razne izvedbe sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora u konvencionalnim (a) i električnim vozilima (b-d) [4],[10]. Slika d) detaljno je prikazana na slici 2-1. ....</i>	<i>3</i>
<i>Slika 2-1. Shematski prikaz razmatranog integriranog sustava grijanja i hlađenja električnoga vozila [10] .....</i>	<i>24</i>
<i>Slika 2-2. Pojednostavljeni shematski prikaz naprednog sustava grijanja i hlađenja u režimu grijanja (a) i hlađenja (b).....</i>	<i>26</i>
<i>Slika 2-3. Distribucija zraka u kabini (a) i smještaj infracrvenih grijaćih panela (b) [62], [115].....</i>	<i>28</i>
<i>Slika 2-4. Blokovski dijagrami sustava upravljanja temeljenih na kaskadnoj regulaciji temperature zraka u kabini s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza (a) i modelskom prediktivnom upravljanju (b) .....</i>	<i>33</i>
<i>Slika 3-1. Detaljni fizikalni simulacijski model HVAC sustava za režim grijanja, postavljen u Dymola okruženju. ....</i>	<i>37</i>
<i>Slika 3-2. Karakteristike (a) masenog protoka zraka prednjeg ventilatora, (b) masenog protoka zraka ventilatora kabine i (c) efektivne površine ekspanzijskog ventila.....</i>	<i>39</i>
<i>Slika 3-3. Usporedba odziva identificiranih ARX modela i detaljnog simulacijskog modela HVAC sustava za jednu radnu točku u režima grijanja. ....</i>	<i>41</i>
<i>Slika 3-4. Usporedba parametara i odziva optimiranju-orijentiranih modela HVAC sustava prvog i drugog reda s detaljnim fizikalnim simulacijskim modelom u režimu grijanja.....</i>	<i>43</i>
<i>Slika 3-5. Identificirane vremenske konstante reguliranog HVAC sustava u režimu hlađenja</i>	<i>44</i>
<i>Slika 3-6. Ilustracija aproksimacije vremenskih konstanti LPV modela prvog reda analitičkim funkcijama (a) i usporedba odziva u odnosu na detaljni fizikalni model u režimu grijanja (b) te aproksimacija vremenskih konstanti u režimu hlađenja (c).....</i>	<i>46</i>
<i>Slika 3-7. Usporedba odziva opteretne električne snage HVAC sustava detaljnog simulacijskog modela i regresijskog modela u režimu grijanja (a) i režimu hlađenja (b) .....</i>	<i>49</i>
<i>Slika 3-8. Strukturni blokovski dijagram detaljnog fizikalnog modela kabine vozila i distribucije zraka u kabini.....</i>	<i>50</i>
<i>Slika 3-9. Detaljni fizikalni jednozonski simulacijski model kabine implementiran u Dymola okruženju [44] .....</i>	<i>51</i>
<i>Slika 3-10. Uprosječeni PMV indeks u režimu hlađenja (a) i režimu grijanja (b). ....</i>	<i>53</i>
<i>Slika 3-11. Jednozonski model kabine drugog reda.....</i>	<i>55</i>

<i>Slika 3-12. Usporedba simulacijskih modela kabine u (a) zimskim i (b) ljetnim okolišnim uvjetima</i> .....	57
<i>Slika 4-1. Ograničenja upravljačkih varijabli HVAC sustava u režimima (a) grijanja i (b) hlađenja</i> .....	64
<i>Slika 4-2. Usporedni rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu grijanja za razne vrijednosti težinskih koeficijenata <math>K_{COP}</math> i <math>K_{PWR}</math></i> .....	68
<i>Slika 4-3. Rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu grijanja za tri rješenja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje HVAC sustava, označena sa R1, R2 i R3 na slici 4-2a</i> .....	69
<i>Slika 4-4. Usporedni rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu hlađenja za razne vrijednosti težinskih koeficijenata <math>K_{COP}</math> i <math>K_{PWR}</math></i> .....	71
<i>Slika 4-5. Rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu hlađenja za tri rješenja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje, označena sa R1, R2 i R3 na slici 4-4a</i> .....	71
<i>Slika 5-1. Primjer radnih točaka optimiranja danih u obliku mreže stanja zraka u kabini i zahtijevane ogrjevne snage</i> .....	76
<i>Slika 5-2. Struktura simulacijskog modela za potrebe optimiranja alokacijskih mapa</i> .....	77
<i>Slika 5-3. Radni proces optimizacije implementiran u modeFRONTIER okruženju (a) i tijekom procesa optimizacije (b)</i> .....	80
<i>Slika 5-4. Mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza i popratnih relevantnih veličina u režimu grijanja s obzirom na kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava</i> .....	82
<i>Slika 5-5. Utjecaj brzine vozila na mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza u režimu grijanja pri okolišnoj temperaturi <math>T_a = -10</math> °C i kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava</i> .....	85
<i>Slika 5-6. Utjecaj okolišne temperature na optimalne upravljačke ulaze u režimu grijanja pri nominalnoj brzini vozila <math>v_{veh} = 60</math> km/h i kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava</i> ...	86
<i>Slika 5-7. Mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza i popratnih relevantnih veličina u režimu hlađenja s obzirom na kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava</i> .....	88
<i>Slika 5-8. Pareto optimalne fronte višekriterijskog optimiranja u režimu grijanja za slučajeve bez i uz korištenje infracrvenih panela (IRP)</i> .....	90
<i>Slika 5-9. Pareto optimalne fronte višekriterijskog optimiranja u režimu grijanja prikazane u odnosu na snagu HVAC sustava <math>P_{HVAC}</math> umjesto ukupne snage <math>P_{tot} = P_{HVAC} + P_{IRP}</math> na slici 5-8</i> .....	91

<i>Slika 5-10. Usporedba Pareto optimalnih fronti višekriterijskog optimiranja bez korištenja infracrvenih grijačkih panela i maksimizacije učinkovitosti u režimu grijanja.....</i>	<i>92</i>
<i>Slika 5-11. Upravljački ulazi HVAC sustava koji odgovaraju rezultatima višekriterijskog optimiranja sa slike 5-8, prikazani za temperature zraka u kabini <math>T_c = -10\text{ }^\circ\text{C}</math> (lijeva kolona) i <math>T_c = +20\text{ }^\circ\text{C}</math> (desna kolona).....</i>	<i>94</i>
<i>Slika 5-12. Upravljački ulazi IRP sustava koji odgovaraju rezultatima višekriterijskog optimiranja sa slike 5-8, prikazani za temperature zraka u kabini <math>T_c = -10\text{ }^\circ\text{C}</math> (lijeva kolona) i <math>T_c = +20\text{ }^\circ\text{C}</math> (desna kolona).....</i>	<i>95</i>
<i>Slika 5-13. Pareto optimalne fronte i upravljački ulazi kabine u slučaju višekriterijskog optimiranja u režimu hlađenja za dvije temperature zraka u kabini, <math>T_c = 25\text{ }^\circ\text{C}</math> i <math>T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}</math> i relativnu vlažnost <math>\varphi_c = 20\%</math>.....</i>	<i>97</i>
<i>Slika 5-14. Usporedba optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza i analitičkih funkcija koje ih opisuju u režimu grijanja.....</i>	<i>99</i>
<i>Slika 5-15. Analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške analitičke aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa u režimu grijanja.....</i>	<i>101</i>
<i>Slika 5-16. Usporedba optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza i analitičkih funkcija u režimu hlađenja.....</i>	<i>102</i>
<i>Slika 5-17. Analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške analitičke aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa u režimu hlađenja.....</i>	<i>103</i>
<i>Slika 6-1. Blokovski dijagram kaskadnog sustava regulacije temperature zraka u kabini s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza, podređenom HVAC regulacijom i PMV regulatorom infracrvenih grijačkih panela (IRP).....</i>	<i>107</i>
<i>Slika 6-2. Ograničenja izlaza PI regulatora temperature zraka u kabini u režimu hlađenja (a) i režimu grijanja (b).....</i>	<i>108</i>
<i>Slika 6-3. Struktura podređenih regulacijskih krugova lineariziranog modela HVAC sustava.....</i>	<i>109</i>
<i>Slika 6-4. Optimalni parametri podređenih regulatora (plave točke) i konačne mape za adaptaciju parametara podređenih regulatora (obojane površine) u režimu grijanja.....</i>	<i>112</i>
<i>Slika 6-5. Odzivi linearnih podređenih regulacijskih krugova s izvorno optimiranim i finalnim podešenjem parametara regulatora, dani za režim malih signala zajedno s odzivom otvorenog kruga.....</i>	<i>113</i>
<i>Slika 6-6. Konačne mape za adaptaciju parametara podređenih regulatora (obojane površine) u režimu hlađenja.....</i>	<i>114</i>

<i>Slika 6-7. Usporedba vremenskih odziva kaskadnog sustava regulacije u režimu velikih signala za slučaj grijanja, uz postavke regulacije prema oprečnim Konfiguracijama 1 i 8 iz Tablice 6-1.....</i>	<i>118</i>
<i>Slika 6-8. Usporedba vremenskih odziva dviju razmatranih konfiguracija kaskadne regulacije u režimu hlađenja. ....</i>	<i>121</i>
<i>Slika 6-9. Rezultati simulacijske analize smanjenja opteretne snage baterije uz primjenu IRP-a u slučaju konstantne razlike referentne temperature zraka u kabini u odnosu na sustav bez IRP-a .....</i>	<i>124</i>
<i>Slika 6-10. Analiza uštede električne energije u slučaju povećavanja razlike referentnih temperatura zraka u kabini između slučaja bez i sa korištenjem infracrvenih grijaačih panela .....</i>	<i>125</i>
<i>Slika 6-11. Usporedba vremenskih odziva tijekom zagrijavanja kabine bez i sa korištenjem infracrvenih grijaačih panela.....</i>	<i>127</i>
<i>Slika 7-1. Ilustracija koncepta modelskog prediktivnog upravljanja kroz prikaz stvarnih (pune linije) i optimiranih/predviđanih upravljačkih varijabli i varijabli stanja (crtkane linije) u dva susjedna koraka uzorkovanja.....</i>	<i>131</i>
<i>Slika 7-2. Usporedba vremena izvođenja NMPC algoritma (a) s različitim vremenima uzorkovanja predikcijskog modela za istu duljinu predikcijskog horizonta <math>t_P = 120</math> s i vrijeme uzorkovanja <math>\tau_s = 1</math> s uz sačuvanu kvalitetu upravljanja (b).....</i>	<i>141</i>
<i>Slika 7-3. Prikaz varijabli relevantnih za statički proračun vlažnosti zraka u kabini u uvjetima ohlađivanja kabine vozila s okolišne temperature i usporedba s detaljnim fizikalnim simulacijskim modelom. ....</i>	<i>142</i>
<i>Slika 7-4. Funkcionalni blokovski dijagram simulacijskog modela kaskadnog sustava regulacija (a) i NMPC sustava (b) implementiranog u Matlab okruženju. ....</i>	<i>143</i>
<i>Slika 7-5. Mapa pokazatelja kvalitete upravljanja uz primjenu NMPC strategije i kaskadne regulacije bez i s modifikacijom upravljanja u scenariju zagrijavanja kabine .....</i>	<i>145</i>
<i>Slika 7-6. Usporedba triju toplinski ugodnih NMPC rješenja za tri različita iznosa penalizacije potrošnje energije <math>q_P</math>, označena s NMPC-4, 5 i 6 na slici 7-5.....</i>	<i>146</i>
<i>Slika 7-7. Usporedba triju energetski učinkovitih NMPC rješenja označena s NMPC-1, -2 i -3 na slici 7-5.....</i>	<i>148</i>
<i>Slika 7-8. Usporedba odziva NMPC sustava i kaskadnog sustava regulacije bez i s modifikacijom upravljanja za slučaj slične potrošnje električne energije u sva tri slučaja, označena s NMPC-4, ALLOC-1 i ALLOC Mod 1 na slici 7-5 .....</i>	<i>150</i>

<i>Slika 7-9. Profil brzine WLTC-3 homologacijskog voznog ciklusa [9] .....</i>	<i>151</i>
<i>Slika 7-10. Usporedba pokazatelja kvalitete kaskadnog i NMPC upravljanja za dvostruki WLTC-3 vozni ciklus (a, b) te pojedinačno za prvi toplinski dinamički i drugi toplinski kvacistacionarni vozni ciklus (c, d) u režimu grijanja. ....</i>	<i>152</i>
<i>Slika 7-11. Usporedni odzivi sustava NMPC i kaskadnog upravljanja za dva karakteristična podešenja NMPC sustava te kvacistacionarne toplinske uvjete voznog ciklusa.....</i>	<i>154</i>
<i>Slika 7-12. Usporedni odzivi dva karakteristična podešenja NMPC sustava upravljanja, označena s NMPC-W1 i NMPC-W2 na slici 7-10, za ilustraciju mehanizama snižavanja potrošnje energije u kvacistacionarnim toplinskim uvjetima voznog ciklusa .....</i>	<i>155</i>
<i>Slika 7-13. Mapa pokazatelja kvalitete upravljanja uz primjenu NMPC strategije i kaskadne regulacije u scenariju ohlađivanja kabine (podslika (b) prikazuje detalj s podslike (a)).....</i>	<i>156</i>
<i>Slika 7-14. Usporedba graničnih NMPC rješenja u scenariju ohlađivanja, bez postizanja toplinske ugone (NMPC-1) i s najboljom toplinskom ugodom (NMPC-5).....</i>	<i>157</i>
<i>Slika 7-15. Usporedba odziva NMPC sustava (NMPC-4) i kaskadnog sustava regulacije (ALLOC-2) za slučaj slične potrošnje električne energije .....</i>	<i>158</i>
<i>Slika 7-16. Usporedba odziva NMPC sustava i kaskadnog sustava regulacije (ALLOC-1) za slučajeve poboljšane učinkovitosti (NMPC-2) i toplinske ugone (NMPC-3).....</i>	<i>159</i>
<i>Slika 7-17. Usporedba pokazatelja kvalitete kaskadnog i NMPC upravljanja za dvostruki WLTC-3 vozni ciklus (a, b) te pojedinačno za prvi toplinski dinamički i drugi toplinski kvacistacionarni vozni ciklus (c, d) u režimu hlađenja. ....</i>	<i>161</i>
<i>Slika 7-18. Usporedni odzivi sustava NMPC i kaskadnog upravljanja za kvacistacionarne toplinske uvjete voznog ciklusa u režimu hlađenja .....</i>	<i>162</i>
<i>Slika 8-1. Eksperimentalno baterijsko električno vozilo (a) i ugrađeni HVAC sustav (b).....</i>	<i>165</i>
<i>Slika 8-2. Raspored senzora HVAC sustava [146] .....</i>	<i>166</i>
<i>Slika 8-3. Novorazvijeno korisničko sučelje [147] .....</i>	<i>166</i>
<i>Slika 8-4. Struktura (a) komunikacije između upravljačkih komponenti i (b) konačnog automata implementiranog u ECU .....</i>	<i>169</i>
<i>Slika 8-5. Krivulja zasićenja radne tvari R290 iskorištena za računanje temperaturnog pregrijanja.....</i>	<i>174</i>
<i>Slika 8-6. Eksperimentalni odzivi pokretanja HVAC sustava u režimu grijanja s okolišne temperature <math>T_a = -10\text{ }^\circ\text{C}</math> bez (lijeva kolona) i sa PTC dogrijavanjem (desna kolona).....</i>	<i>177</i>
<i>Slika 8-7. Eksperimentalni odzivi HVAC sustava u režimu grijanja u scenariju zagrijavanja kabine s blage okolišne temperature <math>T_a = +5\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>179</i>

<i>Slika 8-8. Detalj odziva sa slike 8-7, vezan uz početni dio odziva pokretanja sustava u scenariju zagrijavanja kabine na <math>T_a = +5\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>180</i>
<i>Slika 8-9. Eksperimentalni odzivi HVAC sustava u scenariju ohlađivanja kabine s blage okolišne temperature <math>T_a = +32\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>182</i>
<i>Slika 8-10. Usporedni odzivi za režim hlađenja uz <math>T_a = +32\text{ }^\circ\text{C}</math> za nominalno (sporo) (lijeva kolona) i novo (brzo) podešenje nadređenog regulatora (desna kolona).....</i>	<i>183</i>
<i>Slika 8-11. Krivulja upravljanja PTC grijačem.....</i>	<i>186</i>
<i>Slika 8-12. Eksperimentalni odzivi konačne (modificirane) upravljačke strategije HVAC sustava u scenariju zagrijavanja s okolišne temperature <math>T_a = -7\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>188</i>
<i>Slika 8-13. Detalj odziva sa slike 8-12, vezan uz početni dio odziva pokretanja sustava u scenariju zagrijavanja kabine na <math>T_a = -7\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>189</i>
<i>Slika 8-14. Eksperimentalni odzivi konačne (modificirane) upravljačke strategije HVAC sustava u scenariju ohlađivanja kabine s okolišne temperature <math>T_a = +35\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>190</i>
<i>Slika 8-15. Usporedba standardno mjerene i stvarne (precizno mjerene) temperature zraka u kabini u ljetnim okolišnim uvjetima na <math>T_a = +35\text{ }^\circ\text{C}</math>.....</i>	<i>191</i>



## Popis tablica

<i>Tablica 2-1. Ostvarivi režimi rada HVAC sustava [10],[114] i odgovarajući položaji proporcionalnih ventila posrednog medija prema slici 2-1.....</i>	<i>27</i>
<i>Tablica 2-2. PMV indeks toplinske ugone.....</i>	<i>31</i>
<i>Tablica 3-1. Detalji o rasporedu infracrvenih grijaćih panela unutar detaljnog fizikalnog modela kabine [123] .....</i>	<i>52</i>
<i>Tablica 3-2. Kalibracijski parametri simulacijskog modela kabine prvog reda u funkciji brzine vozila .....</i>	<i>58</i>
<i>Tablica 4-1. Postavke dinamičkog programiranja u režimu grijanja.....</i>	<i>66</i>
<i>Tablica 4-2. Postavke dinamičkog programiranja u režimu hlađenja.....</i>	<i>66</i>
<i>Tablica 4-3. Pokazatelji kvalitete upravljanja u režimu grijanja za DP rješenja prikazana na slici 4-3.....</i>	<i>70</i>
<i>Tablica 4-4. Pokazatelji kvalitete upravljanja u režimu hlađenja za rješenja prikazana na slici 4-5.....</i>	<i>72</i>
<i>Tablica 5-1. Ograničenja postavljena u procesu optimiranja alokacijskih mapa.....</i>	<i>78</i>
<i>Tablica 5-2 Radne točke optimiranja upravljačkih ulaza u režimu grijanja .....</i>	<i>81</i>
<i>Tablica 5-3 Radne točke optimiranja upravljačkih ulaza u režimu hlađenja .....</i>	<i>87</i>
<i>Tablica 6-1. Pokazatelji kvalitete kaskadne regulacije u režimu velikih signala za slučaj grijanja.....</i>	<i>117</i>
<i>Tablica 6-2 Pokazatelji kvalitete kaskadne regulacije bez i uz korištenje IRP za scenarij zagrijavanja kabine s okolišne temperature <math>T_a = -10</math> °C.....</i>	<i>126</i>
<i>Tablica 7-1. Pokazatelji kvalitete upravljanja za tri toplinski ugodna NMPC rješenja prikazana na slici 7-6.....</i>	<i>147</i>
<i>Tablica 7-2. Pokazatelji kvalitete upravljanja za tri energetske učinkovita NMPC rješenja prikazana na slici 7-7.....</i>	<i>149</i>
<i>Tablica 7-3. Pokazatelji kvalitete upravljanja NMPC-4 strategije i kaskadnog sustava regulacije bez i s modifikacijom upravljanja za rješenja prikazana na slici 7-8.....</i>	<i>150</i>
<i>Tablica 7-4. Pokazatelji kvalitete NMPC i kaskadnog upravljanja za odzive dane na slici 7-11 .....</i>	<i>153</i>
<i>Tablica 7-5. Pokazatelji kvalitete upravljanja za rješenja NMPC i kaskadnog sustava upravljanja prikazana na slici 7-16 .....</i>	<i>159</i>

# Popis oznaka i kratica

## Popis oznaka

Oznaka	Jedinica	Opis
$A_{ab}$	$m^2$	Površina konvekcijske izmjene topline vanjskog dijela karoserije
$A_{cb}$	$m^2$	Površina konvekcijske izmjene topline interijera kabine
$a_v$	-	Pozicija koračnog motora ekspanzijskog ventila
$c_p$	J/kgK	Specifični toplinski kapacitet zraka
$E_{el}$	Wh	Ukupna potrošnja električne energije HVAC sustava
$e_{Tin}$	-	Pogreška regulacije temperature ulaznog zraka u kabinu
$I_{C1}$	-	Indeks srednje toplinske ugone
$I_{C2}$	-	Indeks srednje toplinske ugone izvan toplinski ugodnog područja
$I_E$	-	Srednji koeficijent učinkovitosti HVAC sustava
$J$	-	Ciljna funkcija
$K_{COP}$	-	Težinski koeficijent učinkovitosti HVAC sustava u ciljnoj funkciji dinamičkog programiranja
$K_p$	$W/^\circ C$	Proporcionalno pojačanje regulatora temperature zraka u kabini
$K_{p11}$	-	Proporcionalno pojačanje regulatora temperature ulaznog zraka u kabinu
$K_{p22}$	-	Proporcionalno pojačanje regulatora pregrijanja radne tvari
$K_{PMV}$	-	Težinski koeficijent toplinske ugone u ciljnoj funkciji dinamičkog programiranja
$K_{PWR}$	-	Težinski koeficijent potrošnje u ciljnoj funkciji dinamičkog programiranja
$M$	met	Metabolička aktivnost
$\dot{m}_{bf}$	kg/s	Maseni protok zraka ventilatora kabine
$n_{com}$	okr/min	Brzina vrtnje kompresora
$N_p$	-	Duljina predikcijskog horizonta
$n_{p2}$	okr/min	Brzina vrtnje pumpe 2 (sekundarnog kruga isparivača)

---

$n_{p3}$	okr/min	Brzina vrtnje pumpe 3 (sekundarnog kruga kondenzatora)
$N_{pass}$	-	Broj putnika u vozilu
$P_{HVAC}$	W	Električna snaga (potrošnja) HVAC-a
$PMV$	-	Globalni PMV indeks u kabini
$PMV_{dr}$	-	PMV indeks vozača
$\bar{P}_{rf}$	-	Razina snage prednjeg ventilatora
$q_c$	-	Težinski koeficijent toplinske ugone u ciljnoj funkciji modelskog prediktivnog upravljanja
$\dot{Q}_{cR}$	W	Zahtjevana rashladna snaga
$\dot{Q}_{hR}$	W	Zahtjevana ogrjevna snaga
$\dot{Q}_{met}$	W	Metaboličko toplinsko opterećenje kabine
$q_P$		Težinski koeficijent opteretne snage HVAC sustava u ciljnoj funkciji modelskog prediktivnog upravljanja
$\dot{Q}_{sol}$	W	Toplinski tok solarne radijacije
$T_a$	°C	Temperatura okolišnog zraka
$T_b$	°C	Temperatura elemenata karoserije
$T_{bf,in}$	°C	Temperatura zraka na ulazu hladnjaka kabine
$T_c$	°C	Temperatura zraka u kabini
$T_{cR}$	°C	Referentna temperatura zraka u kabini
$T_{in}$	°C	Temperatura ulaznog zraka u kabinu
$T_{inR}$	°C	Referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu
$T_{IRP}$	°C	Temperatura površine infracrvenog grijačkog panela
$T_{IRP,R}$	°C	Referentna temperatura površine infracrvenog grijačkog panela
$T_s$	s	Vrijeme uzorkovanja
$\mathbf{u}$	-	Vektor upravljačkih varijabli
$U_{bf}$	V	Napon ventilatora kabine
$u_{IRP,1-6}$	-	Upravljački ulazi infracrvenih grijačkih panela
$v_{veh}$	m/s	Brzina vozila
$x$	-	Varijabla stanja
$\mathbf{x}$	-	Vektor varijabli stanja
$\Delta T_{SH}$	°C	Temperaturno pregrijanje radne tvari
$\Delta T_{SH,R}$	°C	Referentno temperaturno pregrijanje radne tvari

---

Popis oznaka i kratica

---

$\zeta$	-	Stupanj prigušenja modela HVAC sustava drugog reda
$\rho_c$	kg/m <sup>3</sup>	Gustoća zraka u kabini
$\tau_i$	s	Integralna vremenska konstanta regulatora temperature zraka u kabini
$\tau_{i11}$	s	Integralna vremenska konstanta regulatora temperature ulaznog zraka u kabinu
$\tau_{i22}$	s	Integralna vremenska konstanta regulatora temperaturnog pregrijanja radne tvari
$\tau_1$	s	Vremenska konstanta modela HVAC sustava prvog reda
$\tau_w$	s	Perioda neprigušenih oscilacija modela drugog reda
$\varphi_a$	%	Relativna vlažnost okolišnog zraka
$\varphi_c$	%	Relativna vlažost zraka u kabini
$\chi$	kg/kg	Apsolutna vlažnost zraka

## Popis kratica

ARX	autoregresijski egzogeni model (engl. <i>Autoregressive Model With Exogenous Inputs</i> )
BEV	Baterijsko električno vozilo
CHLR	Isparivač (engl. <i>Chiller</i> )
COP	Koeficijent učinkovitosti (engl. <i>Coefficient of Performance</i> )
DP	Algoritam dinamičkog programiranja
ECU	Upravljačka elektronika (engl. <i>Electronic Control Unit</i> )
EXV	Elektronički ekspanzijski ventil (engl. <i>Electronic Expansion Valve</i> )
GA	Genetski algoritam
HC	Grijač kabine (engl. <i>Heater Core</i> )
HEV	Hibridno električno vozilo
HMI	Korisničko sučelje (engl. <i>Human Machine Interface</i> )
HVAC	Sustav grijanja i hlađenja putničkog prostora (engl. <i>Heating, Ventilation and Air-Conditioning</i> )
ICOND	Kondenzator
IHX	Međuzmjenjivač (engl. <i>Internal Heat Exchanger</i> )
IRP	Infracrveni grijači panel (engl. <i>Infrared Heating Panel</i> )
LTR	Hladnjak kabine (engl. <i>Low-Temperature Radiator</i> )
MIMO	(sustav) s više ulaza i više izlaza (engl. <i>Multiple Input Multiple Output</i> )
MPC	Modelsko prediktivno upravljanje (engl. <i>Model Predictive Control</i> ).
MR	Glavni izmjenjivač topline (engl. <i>Main Radiator</i> )
MSUI	Motor s unutrašnjim izgaranjem
NLP	Nelinearno programiranje
NMPC	Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje
PHEV	Utično hibridno električno vozilo (engl. <i>Plug-in Hybrid Electric Vehicle</i> )
PI	Proporcionalni-integralni regulator
PID	Proporcionalni-integralni-derivacijski regulator
PMV	Indeks toplinske ugone (engl. <i>Predicted Mean Vote</i> )
PTC	Visokonaponski električni grijač (engl. <i>Positive Thermal Coefficient heater</i> )
SBC	Glavno računalo (engl. <i>Single-Board Computer</i> )
SR	Hladnjak pogona (engl. <i>Secondary Radiator</i> )
SISO	(sustav) s jednim ulazom i jednim izlazom (engl. <i>Single Input Single Output</i> )
WHHX	Izmjenjivač otpadne topline (engl. <i>Waste Heat Heat Exchanger</i> )

# 1. Uvod

## 1.1. Motivacija

Električna su vozila sve više zastupljena na tržištu osobnih automobila [1] te se očekuje nastavak uzlaznog trenda njihove popularnosti, pored ostalog zahvaljujući i poticajima vezanim uz smanjenje štetnih emisija [2], [3]. Iako su deklarirani dometi trenutno dostupnih baterijskih električnih vozila (BEV) porasli na vrijednosti između 300 km i 500 km, njihovo je šire prihvaćanje usporeno ne samo zbog percepcije nedostatnog dometa, već i zbog relativno dugog punjenja baterije, nedostatka punionica i povišene cijene.

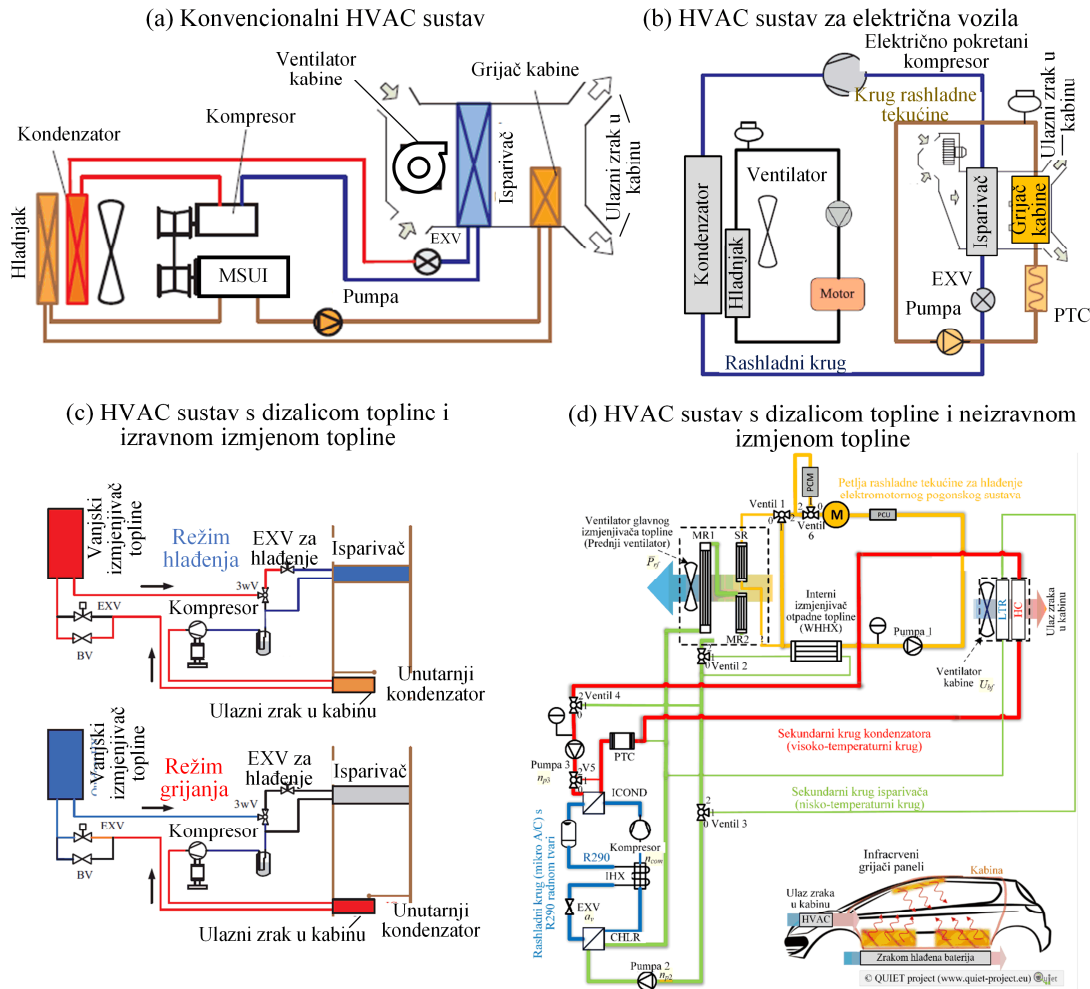
Kod konvencionalnih i hibridnih električnih vozila (HEV), sustav grijanja i hlađenja (engl. skrać. HVAC; *Heating, Ventilation and Air-Conditioning*) koristi otpadnu toplinu motora s unutarnjim izgaranjem (MSUI) za grijanje putničkog prostora (kabine; slika 1-1a) [4]. Također, kod konvencionalnih vozila je kompresor, kao najveći potrošač sustava hlađenja, pogonjen s pomoću MSUI. S druge strane, BEV ne sadrži dovoljnu količinu otpadne topline za grijanje kabine zbog visoke učinkovitosti elektromotornog pogonskog sustava i baterije. Stoga rani BEV modeli, poput prve generacije Nissan Leaf i Tesla Model S koriste visokonaponski električni grijač (engl. skrać. PTC; *Positive Thermal Coefficient Heater*) snage do 5 kW i otpornim grijanjem zagrijavaju ulazni zrak u kabinu (slika 1-1b). Međutim, koeficijent učinkovitosti, odnosno omjer dobivene topline i utrošene električne energije, kod PTC grijača iznosi maksimalno 1 [5], što uzrokuje visoku potrošnju HVAC sustava u režimu grijanja u odnosu na konvencionalna rješenja. Stoga je HVAC sustav najveći sekundarni potrošač energije kod BEV-a te ima iznimno negativan utjecaj na domet vozila [6], [7]. Na potrošnju HVAC sustava najviše utječu okolišni uvjeti i vozačeve preferencije za toplinskom ugodom. U referenci [8] pokazano je da u ekstremno hladnim okolišnim uvjetima može doći do smanjenja dometa od čak 60%, a u toplim okolišnim uvjetima i do 33%. Prvotno je potvrđeno i u [9], gdje je u laboratorijskim uvjetima na homologacijskom voznom ciklusu analiziran utjecaj temperature okolišnog zraka na smanjenje dometa BEV-a i pokazano da pri temperaturi okolišnog zraka od -10 °C dolazi do pada dometa od 59% u odnosu na nominalni domet pri temperaturi okolišnog zraka od 23 °C.

Stoga je kod BEV-a važno da HVAC sustav što učinkovitije iskorištava dostupnu, ograničenu električnu energiju baterije, posebice u ekstremno hladnim uvjetima. U tom se smislu razmatraju novi energetske učinkoviti koncepti HVAC sustava za BEV koji koriste višestruke tokove energije, integriraju grijanje i hlađenje putničkoga prostora, pogona i baterije [4], koriste nove tehnologije, poput dizalica topline [10], [11] koje omogućavaju koeficijente učinkovitosti iznad 1 [12], kao i metode lokaliziranog grijanja i hlađenja primjenom primjerice infracrvenih grijačkih panela (engl. skrać. IRP; *Infrared Heating Panel*) [13]. Primjena dizalice topline u HEV-u smanjuje potrošnju goriva i emisiju štetnih plinova [14] i povećava domet utičnog HEV-a (PHEV; *Plug-in HEV*) [15] te posebice BEV-a. Primjerice, primjena dizalice topline umjesto otpornog grijanja (PTC grijača) povećava domet BEV modela Fiat 500e za 18% pri temperaturi okolišnog zraka od -10 °C [16]. Trenutno dostupni BEV modeli s dizalicom topline su Nissan Leaf EV [17], Renault Zoe, BMW i3, VW Golf-e, Jaguar I-Pace [18], Tesla Model Y [19], VW ID.3 i ID.4 [20] te Porsche Taycan [21]. Dizalice topline za BEV primjenu temelje se na izravnoj izmjeni topline između radne tvari i zraka, poput sustava prikazanog na slici 1-1c ili na neizravnoj izmjeni topline gdje sekundarne krugovi s posrednim medijem (tipično mješavina vode i glikola) odvajaju radnu tvar i zrak kao u sustavu na slici 1-1d [4], [10], [22], [23]. Radne tvari su obično R134a, R1234yf, CO<sub>2</sub>, a noviji koncepti koriste i propan (R290) radi postizanja šireg radnog područja HVAC sustava, više učinkovitosti i smanjenja štetnog utjecaja na okoliš [10]. Obje spomenute izvedbe dizalice topline uključuju primjenu dodatnih troputnih ili četveroputnih ventila za usmjeravanje radne tvari (izravna izmjena topline) ili posrednog medija (neizravna izmjena topline) kako bi se ostvarili različiti režimi rada. Sa stanovišta upravljanja, potonja izvedba sa sekundarnim krugovima ima više aktuatora koje je potrebno koordinirati, što je čini kompleksnijom i općenito težom za upravljanje.

Osim dizalica topline, sve prisutniji je razvoj i primjena tehnika lokaliziranog grijanja i hlađenja kojima se stvaraju mikroklimatske zone oko vozača ili putnika. Zasebno regulacijom temperature zraka u pojedinoj zoni kabine moguće je postići bolju toplinsku ugodu te potencijalno smanjiti potrošnju HVAC sustava [24]. Poboľšanjem distribucije zraka u kabini i korištenjem grijanih površina poput sjedala, volana i tepiha moguće je uštediti do 29% električne energije u hladnim uvjetima [25]. Primjerice, zagrijavanje sjedala na temperaturu od 37 °C omogućava smanjenje temperature zraka u kabini sa 20 °C na 17 °C uz zadržanu toplinsku ugodu i smanjeno opterećenje HVAC sustava, a istovremenim korištenjem grijanih sjedala i IRP-a omogućava se smanjenje temperature zraka u kabini za dodatna 3 °C [26]. Primjena IRP-a u kabini može smanjiti potrošnju električne energije za 50% u odnosu na

## 1. Uvod

konvekcijsko grijanje zrakom [13]. Međutim, isključivo korištenje IRP-a nije dostatno za postizanje toplinske ugone, tj. zrak u kabini je potrebno dogrijavati konvekcijski (HVAC uređajem). U referenci [27], HVAC sustav prethodno spomenutog BEV modela Fiat 500e nadograđen je grijanim sjedalima i panelima ispred vozača i suvozača. Pokazano je da se primjenom lokaliziranog grijanja opteretna snaga HVAC sustava smanjuje sa 2.3 kW na oko 0.9 kW pri temperaturi okolišnog zraka od 0 °C.



Slika 1-1. Razne izvedbe sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora u konvencionalnim (a) i električnim vozilima (b-d) [4],[10]. Slika d) detaljno je prikazana na slici 2-1.

Konačno, uštede energije moguće je postići i boljim dizajnom vozila. Na primjer, u toplim okolišnim uvjetima moguće je smanjiti potrošnju energije HVAC sustava do 60% sa poboljšanjem distribucije rashladnog zraka u kabini primjenom nekonvencionalnog dovoda zraka i smanjenjem toplinskog opterećenja vozila primjenom reflektivnih premaza na vozilu i



tankih reflektivnih filmova na staklima [28]. S druge strane, poboljšanje energetske učinkovitosti električnog vozila može se postići smanjenjem mase vozila, smanjenjem toplinske inercije glavnih elemenata kabine poput sjedala i poboljšanjem toplinske izolacije kabine [29].

Novi koncepti HVAC sustava temeljeni na dizalici topline, poput primjera u [10], zahtijevaju nove sustave upravljanja za postizanje optimalnih performansi. Naime, uslijed korištenja nove radne tvari i tri sekundarna kruga s posrednim medijem (v. npr. sliku 1-1d), takvi HVAC sustavi zahtijevaju uvođenje dodatnih aktuatora poput pumpi i ventila, koji uz postojeće aktuatore (kompresor, ventilatori) uvode redundanciju u ostvarivanju, primjerice referentne temperature ulaznog zraka u kabinu, te ih je potrebno optimalno koordinirati za postizanje visoke učinkovitosti. Sa stanovišta kabine, uz već postojeću redundanciju u ostvarivanju rashladne ili ogrjevne snage zadavanjem različitog odnosa masenog protoka i temperature ulaznog zraka u kabinu, primjena IRP-a uvodi dodatnu redundanciju aktuatora za postizanje optimalne toplinske ugone. Dakle, s ciljem maksimizacije energetske učinkovitosti i stupnja toplinske ugone potrebno je razviti napredni sustav upravljanja koji na optimalan način koordinira rad redundantnih aktuatora u raznim režimima rada. Ako se k tome doda da je proces grijanja i hlađenja putničkog prostora vozila karakteriziran sporom i nelinearnom dinamikom uz prisustvo raznih ograničenja te mogućnost realizacije prediktivne informacije o voznom ciklusu i okolišnim uvjetima, on postaje posebno pogodan za primjenu naprednih postupaka optimalnog i prediktivnog upravljanja temeljenih na modelu procesa.

Cilj je ovoga rada razviti optimalno upravljanje naprednim HVAC sustavom BEV-a za postizanje optimalnih performansi u vidu energetske učinkovitosti i toplinske ugone u režimima grijanja i hlađenja. Sustavi upravljanja, koji se predlažu u ovom radu, demonstriraju se na novom HVAC sustavu [10], razvijenom u okviru H2020 projekta QUIET (engl. *Qualifying and Implementing a user-centric designed and Efficient electric vehicle*). U radu se prvo prikazuje upravljanju-orijentirano fizikalno modeliranje te numerička identifikacija pojednostavljenih, linearnih modela dinamike HVAC sustava električnoga vozila. Zatim se van realnog vremena provodi numeričko optimiranje upravljačkih varijabli koje daje uvid u optimalno ponašanje sustava u raznim radnim uvjetima. Nadalje, predlaže se sustav upravljanja temeljen na kaskadnoj regulaciji i optimalnoj alokaciji upravljačkih ulaza HVAC sustava, kao i sustav nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja. Konačno, prikazuju se eksperimentalni rezultati dobiveni primjenom razvijenog kaskadnog sustava upravljanja u električnom vozilu B-klase razvijenog u sklopu QUIET projekta.

## 1.2. Pregled dosadašnjih istraživanja

Predmetno područje može se podijeliti na sljedeće tri temeljne cjeline: 1) modeliranje i simulacija sustava grijanja i hlađenja putničkog prostora (HVAC sustav); 2) optimiranje upravljačkih varijabli s ciljem dobivanja uvida u optimalno ponašanje cjelokupnog sustava; 3) sinteza sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem za primjenu u realnom vremenu. Pregled područja istraživanja po navedenim cjelinama dan je u narednim odjeljcima.

### *1.2.1. Modeliranje i simulacija sustava grijanja i hlađenja putničkog prostora*

Matematičko modeliranje HVAC sustava, uključujući kabinu putničkoga vozila, preduvjet je za analizu i simulaciju sustava te modelski zasnovano optimiranje i sintezu sustava upravljanja. Za potrebe potonjeg, jednodimenzijski (1D) nelinearni dinamički modeli predstavljaju dobar kompromis između točnosti modela, kompleksnosti i numeričke učinkovitosti [30]. Najsloženiji dio 1D modela odnosi se na izmjenjivače topline u kojima se odvija promjena faze radne tvari, a to su kondenzator i isparivač. Aktuatori sustava, poput kompresora i ekspanzijskog ventila, modeliraju se statičkim izrazima ili mapama, jer je njihova dinamika redovito znatno brža od dinamike izmjenjivača topline [30]. Izmjenjivači topline uobičajeno se modeliraju primjenom jednog od sljedeća dva pristupa: 1) metode konačnih kontrolnih volumena, kod koje je izmjenjivač podijeljen na više jednakih volumena s vlastitim termodinamičkim veličinama, ili 2) metodom pomičnih granica faza, kod koje je izmjenjivač podijeljen u najviše tri dijela od kojih svaki predstavlja područje jednog agregatnog stanja (faze) radne tvari: pregrijana para, dvofazno stanje (mješavina kapljevine i plina) i pothlađena kapljevina. Prvotna metoda rezultira preciznijim, ali numerički manje učinkovitim modelom u odnosu na potonju [30], [31]. Autori u [31] pokazali su na primjeru isparivača da je metoda pomičnih granica faza 10 puta brža uz sličnu preciznost u odnosu na metodu konačnih kontrolnih volumena, dok su autori u [32] pokazali da se kvazi-statičkim modelima također može postići ubrzanje simulacije od 10 puta, a krajnje pojednostavljenim modelima temeljnim na oglednim tablicama i do 100 puta u odnosu na metodu konačnih kontrolnih volumena. Međutim, model izmjenjivača topline zasnovan na metodi pomičnih granica faza, poput modela u [33], nije izravno primjenjiv u simulacijama izraženih prijelaznih procesa poput pokretanja i isključivanja HVAC sustava ili u simulacijama za uvjete kod kojih dolazi do gubitka neke od faza. Za potrebe takvih simulacija, u [34] je predstavljeno prebacivanje između više modela s različitim rasporedom faza.

Simulacijski modeli HVAC sustava temeljeni na metodi pomičnih granica, poput onih u [33] i [34], sadrže od nekoliko do 20-tak varijabli stanja. Referenca [35] daje primjer simulacijskog modela konvencionalnog HVAC sustava temeljenog na primjeni metode konačnih kontrolnih volumena i implementiranog unutar *Matlab/Simulink* okruženja, koji je u [36] proširen s ostalim podsustavima vozila. Osim navedenih, detaljnijih 1D modela, pogodno je koristiti i modele nižeg reda. Redukcija reda modela konvencionalnog HVAC sustava zasnovanog na metodi pomičnih granica provedena je u [37] na temelju više pojednostavljenja, poput zanemarene izmjene topline između radne tvari i stijenki izmjenjivača. Na sličan je način postavljen model minimalnog (drugog) reda konvencionalnog HVAC sustava u [38], koji opisuje dinamiku tlaka u isparivaču i kondenzatoru. Međutim, model drugoga reda ne može opisati dinamiku procesa pregrijanja, već pretpostavlja regulirano temperaturno pregrijanje radne tvari, što ga čini nepogodnim za razvoj podređenih regulacijskih krugova.

Dinamičko ponašanje HVAC sustava može se za potrebe optimiranja i upravljanja aproksimirati ulazno/izlaznim modelima temeljenim na numeričkoj identifikaciji sustava. Tako je u [39] predložena identifikacija konvencionalnog HVAC sustava primjenom ARMAX modela (engl. *Autoregressive Moving Average Model with Exogenous Inputs*) na temelju eksperimentalnih odziva. Slično, u referenci [37] predložena je identifikacija parametara linearnog ARX modela (engl. *Autoregressive Model with Exogenous Inputs*) s više ulaza i izlaza (engl. skrać. MIMO; *Multi-Input Multi-Output*), koja se temelji na odzivima sustava dobivenih simulacijom detaljnih fizikalnih modela. Identifikacija linearnih sustava povoljna je sa stanovišta dobivanja jednostavnih, numerički učinkovitih modela tipa *crne kutije* i proizvoljne strukture, kao i izravne sinteze linearnih regulatora, poput proporcionalno-integralno-derivacijskih (PID) regulatora. Međutim, nedostatak identificiranih linearnih modela je ograničavanje njihove točnosti na područje rada oko identificirane radne točke (tzv. režim malih signala). Za potrebe sinteze sustava upravljanja u cijelom radnom području diskretiziranom u više radnih točaka, potrebno je identificirati više linearnih modela. Konačno, ukoliko je dinamika HVAC sustava višestruko brža od dinamike kabine, za potrebe optimiranja moguće je koristiti statičke HVAC modele. Referenca [40] aproksimira relevantne izlaze detaljnog simulacijskog modela HVAC sustava, poput potrošnje i toplinskih tokova u stacionarnom stanju, s neuronskom mrežom koja se kasnije koristi u optimizaciji upravljačkih varijabli. Slično, u referenci [41] HVAC sustav je za potrebe optimiranja upravljačkih varijabli modeliran statičkim oglednim tablicama.

Konačno, za detaljne simulacije HVAC sustava najčešće se koriste komercijalno dostupni programski paketi za višefizikalno modeliranje i simuliranje, poput *Dymola/Modelica*, *GT-Suite* i *Siemens Amesim*. Višefizikalno modeliranje podrazumijeva korištenje zakonitosti iz raznih disciplina poput mehanike, termodinamike, mehanike fluida i elektromagnetizma, kako bi se izgradili simulacijski modeli s visokom razinom točnosti. Ovi su alati široko korišteni u literaturi za simulacije HVAC sustava u sprezi s modelom kabine i ostalim sustavima vozila. Prednost upotrebe naprednih simulacijskih alata je jednostavnost izrade modela proizvoljne kompleksnosti i razine detalja, dok je nedostatak potencijalno sporije izvođenje simulacije. Stoga se ovakvi simulacijski modeli najčešće koriste za potrebe projektiranja HVAC sustava, te identifikaciju dinamike sustava i preciznije simulacijske provjere sustava upravljanja. Primjeri detaljnih simulacijskih modela implementiranih u *Dymola* okruženju dani su u [42], [43], i [44], za *GT-Suite* okruženje u [45] i *Siemens Amesim* okruženje u [46] i [47].

Osim modela HVAC sustava u užem smislu, koji određuje učinkovitost sustava i potrošnju električne energije, neophodno je postaviti i matematički model putničkoga prostora (kabine) za evaluaciju toplinske ugone putnika, koja se ocjenjuje indeksom toplinske ugone i to najčešće PMV indeksom (engl. *Predicted Mean Vote*) [48]. Jednozonski matematički model kabine s uključenim najutjecajnijim toplinskim opterećenjima pogodan je za određivanje globalnog indeksa toplinske ugone [49]. Složenost jednozonskih modela najčešće je određena brojem toplinskih masa (kapaciteta) s kojima zrak u kabini (jedan od kapaciteta) izmjenjuje toplinu, modelima izmjene topline između toplinskih masa (radijacija, konvekcija i kondukcija) i složenosti toplinskih opterećenja, poput solarnog opterećenja i toplinskog opterećenja uslijed otpadne topline. Veći broj toplinskih masa dovodi do većeg broja varijabli stanja modela, što rezultira preciznijim modelom, ali i manjom numeričkom učinkovitošću tj. sporijom simulacijom te općenito složenijom sintezom sustava upravljanja. Toplinske mase koje okružuju jednu zonu zraka najčešće su interijer, slojevi karoserije i stakla. Slično, proračun koeficijenta prijelaza topline utječe na složenost modela te najjednostavniji modeli koriste konstantne koeficijente prijelaza topline, dok detaljni modeli uključuju proračun koeficijenta prijelaza topline u ovisnosti o brzini i smjeru nestrujavanja zraka na stijenku i tipu konvekcije (slobodna/prisilna). Konačno, dodatna toplinska opterećenja mogu biti konstantna ili temeljena na detaljnijem proračunu, npr. otpadna toplina može biti temeljena na toplinskom modelu elektromotornog pogonskog sustava, a solarno opterećenje može biti temeljeno na primjeni geografskih podataka (relativnom položaju vozila u odnosu na Sunce) i geometrije vozila.

Za jednostavnije analize opterećenja HVAC sustava i modelski zasnovano upravljanje najčešće se koristi jednozonski model kabine s koncentriranom toplinskom masom elemenata koje okružuju putnički prostor. Razlike u kompleksnosti takvih modela najčešće su evidentne u proračunu dodatnih toplinskih opterećenja. Primjerice, model kabine konvencionalnog vozila predstavljen u [49] uključuje toplinska opterećenja MSUI i ispušnog sustava. Jednozonski model s koncentriranom toplinskom masom interijera predstavljen u [50] dodatno uključuje statički proračun temperature ostalih elemenata, poput vanjskog sloja karoserije i stakala, na temelju ravnoteže toplinskih opterećenja. Referenca [51] predstavlja sličan model koji dodatno opisuje više režima recirkulacije zraka u kabini. Autori u [52] koriste jednozonski model s tri toplinske mase (zrak u kabini, karoserija i elementi interijera) u sprezi s detaljnim fizikalnim modelom HVAC sustava i pogonskog sustava za dobivanje računalno učinkovite simulacije HEV-a. Na toplinsku ugodu osim temperature utječe i vlažnost zraka u kabini. Stoga je u [53] uz toplinsku masu zraka u kabini uključen jednostavni dinamički model apsolutne vlažnosti zraka, što rezultira modelom drugog reda (elementi karoserije i interijera nisu modelirani). Slično, model kabine predstavljen u [54] proširuje jednozonski model temperature zraka u kabini s dinamikom apsolutne vlažnosti zraka i koncentracijom CO<sub>2</sub>, što uz dinamiku koncentrirane toplinske mase interijera daje model četvrtog reda. Osim modela izvedenih na temelju termodinamičkih jednadžbi, za sintezu i optimiranje sustava upravljanja mogu se iskoristiti i nelinearni modeli dobiveni identifikacijom sustava. Primjer takvog nelinearnog modela kabine dan je u [55], gdje je predstavljen nelinearni regresijski model trećeg reda s konstantnim parametrima koji opisuje temperaturu karoserije i zraka u kabini, a čiji su parametri identificirani na temelju odziva detaljnijeg simulacijskog modela.

Za određivanje lokalne toplinske ugone potrebno je koristiti višezonske matematičke modele, poput onoga u [56] koji kabinu dijeli na pet zasebnih zona. Višezonski modeli zahtijevaju modeliranje izmjene zraka između različitih zona i najčešće svaka zona ima zasebne toplinske mase koje uključuje. Kabina se modelira s više zona i ukoliko je HVAC opremljen upravljivim zaklopkama za distribuciju zraka i omogućava lokalno hlađenje po zonama. Primjerice, [57] dijeli kabinu vozila u tri zasebne zone (vozač, suvozač i ostali putnici), te predstavlja model namijenjen sintezi sustava upravljanja temperaturom zraka u svakoj zoni. Referenca [58] predstavlja dvozonski model s dvije dodatne toplinske mase (karoserija i interijer) te dodatno opisuje dinamiku apsolutne vlažnosti zraka.

Kao i u slučaju HVAC uređaja, simulacijski model kabine moguće je implementirati u već spomenutim programskim paketima za višefizikalno modeliranje i simuliranje. U odnosu na upravljanju-orijentirane modele s koncentriranim parametrima, ovi paketi omogućavaju jednostavnije modeliranje jedne ili više zona s vlažnim zrakom s većim brojem toplinskih masa. Primjer višefizikalnog modela kabine implementiranog u *Dymola* okruženju dan je u [59]. Simulacijski model kabine predstavljen u [46] implementiran je u *Siemens Amesim* okruženju te uključuje jednu zonu zraka i više od deset dodatnih toplinskih masa (stakla, dijelovi interijera, pojedini paneli karoserije), uz detaljne proračune koeficijenata izmjene topline u ovisnosti o brzini i smjeru nastrijavanja zraka na stijenku i tipu konvekcije. Referenca [60] predstavlja model kabine u istom okruženju, ali koji obuhvaća tri zasebne zone zraka (vozač, suvozač, putnici). Još detaljniji, 3D model kabine dobiva se primjenom računalne dinamike fluida [61], a koristi se kao osnova za izradu 1D simulacijskog modela u *GT-Suite* okruženju. Kako bi se postigla visoka preciznost 1D modela u odnosu na polazni 3D model, korišten je veliki broj toplinskih masa. Popratni nedostatak je visoki omjer vremena izvođenja simulacije i realnog vremena (oko 1:1 u danom primjeru), što je najčešće presporo za modelski zasnovanu sintezu upravljanja. U odnosu na tvorbu 1D modela s velikim brojem toplinskih masa polazeći od 3D modela, referenca [62] nudi hibridno rješenje implementirano u *Dymola* okruženju, gdje je dinamika vlažnog zraka u kabini opisana jednozonskim modelom povezanim s četiri toplinske mase, a nezavisne 3D simulacije računalne dinamike fluida korištene su za dobivanje podmodela distribucije zraka u kabini i generiranje oglednih tablica koje se koriste u proračunu indeksa toplinske ugone.

Konačno, može se zaključiti da je modeliranje HVAC sustava izazovno te da razina detalja i kompleksnost modela ovise o njegovoj primjeni. Stoga je potrebno naći kompromis između točnosti modela i računalne učinkovitosti. U tom smislu, u ovomu će se radu predstaviti nekoliko vrsta modela, od detaljnog fizikalnog modela korištenog za optimiranje i simulacijske provjere sustava upravljanja, preko linearnih modela višeg reda za potrebe podešavanja parametara PID regulatora, do jednostavnih nelinearnih modela niskog reda za numerički učinkovito optimiranje upravljačkih varijabli i sintezu sustava nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja.

### ***1.2.2. Optimiranje upravljačkih varijabli***

Cilj optimiranja upravljačkih varijabli van realnog vremena i na punom vremenskom horizontu jest dobiti globalno optimalno rješenje za dani model sustava i radni scenarij, a koje može pružiti smjernice za razvoj realne upravljačke strategije te ujedno predstavljati referentno mjerilo za njeno ispitivanje [63]. Globalno optimalno rješenje za široku klasu nelinearnih, vremenski varijantnih i diskontinuiranih problema s nelinearnim ograničenjima, u koje spada HVAC sustav, moguće je dobiti primjenom algoritma dinamičkog programiranja (DP) [64]. Međutim, DP je iznimno numerički zahtjevno što ograničava njegovu primjenu na sustave niskog reda.

DP je široko primjenjivana metoda za optimiranje upravljačkih varijabli hibridnih pogona vozila, poput HEV [65], PHEV [66] i HEV s gorivim ćelijama [67], gdje je cilj minimiziranje ekvivalentne potrošnje goriva na danom voznom ciklusu uz zadržavanje stanja napunjenosti baterije koje je ujedno i jedina varijabla stanja. Pored optimiranja raspodjele toka snage između MSUI i elektromotora, DP se koristi i za dimenzioniranje komponenti pogonskog sustava [68].

Sa stanovišta teme ovog rada, ističe se korištenje DP u literaturi za optimiranje grijanja stambenih objekata, optimalno upravljanje HVAC sustavom konvencionalnog vozila, sustavom hlađenja MSUI kod gospodarskih vozila, te optimalno upravljanje sustavom hlađenja putničkoga prostora električnoga vozila. Referenca [69] predlaže primjenu DP-a za minimiziranje troškova grijanja kuće i emisije CO<sub>2</sub> tijekom jednog zimskog tjedna. Model kuće uključuje jednu varijablu stanja (ukupnu toplinsku energiju kuće) i jednu upravljačku varijablu (snagu grijanja). U radu je pokazano da se DP-om dobiva optimalni vremenski profil snage grijanja koji minimizira troškove električne energije, jer nalaže pojačano zagrijavanje kuće u periodima niže cijene energije te slabije zagrijavanje u dnevnim periodima s višom cijenom energije, pri čemu se kuća koristi kao spremnik toplinske energije. Primjena DP-a na optimiranje sustava hlađenja MSUI u autonomnim kamionima za razne scenarije slijeđenja u konvoju prikazana je u [70]. U ovom slučaju model sustava hlađenja ima tri varijable stanja (temperature hladnjaka, bloka motora i voštanog termostata) te jednu upravljačku varijablu (stanje spojke ventilatora hladnjaka), a minimizira se potrošnja goriva na danom voznom ciklusu, pogreška slijeđenja referentne temperature na ulazu u voštani termostat i broj uključivanja ventilatora.

Na području HVAC sustava vozila, DP je primijenjen u [71] na sustav hlađenja električnog autobusa, gdje se optimira brzina kompresora za slijeđenje referentne temperature zraka u kabini i minimizaciju potrošnje električne energije HVAC sustava na danom voznom ciklusu. Pritom je korišten jednostavni model kabine koji opisuje samo prijelaznu pojavu temperature zraka u kabini. Primjena DP-a na optimiranje upravljačkih varijabli HVAC uređaja konvencionalnih vozila prikazana je u [72] i [73]. U oba se rada optimira sekvenca uključivanja spojke kompresora na danom voznom ciklusu, a minimizira se potrošnja goriva, pogreška slijeđenja referentnog tlaka u isparivaču i broj uključivanja spojke kompresora. Dinamika HVAC sustava u režimu hlađenja pojednostavljeno je opisana modelom s dvije varijable stanja (tlakovima radne tvari u isparivaču i kondenzatoru), koji je dobiven redukcijom reda modela s pomičnim granicama. Pritom se radi smanjenja dimenzionalnosti problema ne koristi model kabine, već se pretpostavlja da je toplinska uгода zadovoljena preciznim slijeđenjem reference tlaka u isparivaču. Sličan optimizacijski problem formuliran je u [74] za određivanje vremenskog profila optimalne pohrane toplinske energije u isparivaču s fazno promjenjivim materijalom.

Za razliku od prethodno navedenih radova, u [53] uključuje se dinamika putničkoga prostora električnoga vozila, dok se s druge strane, HVAC model postavlja u statičkom obliku uz pretpostavku da je njegova dinamika bitno brža od dinamike zraka u kabini. Dinamika vlažnog zraka u kabini opisana je s dvije varijable stanja (temperatura i apsolutna vlažnost zraka u kabini), odnosno koristi se jednozonski model bez dodatnih toplinskih masa. Pored modela HVAC sustava, u DP je uključen i kvazistatički model BEV pogona čime se uključuje stanje napunjenosti baterije kao dodatna varijabla stanja. Ovdje DP minimizira grešku slijeđenja referentne temperature i vlažnosti zraka u putničkom prostoru na danom voznom ciklusu uz ograničenje na završno stanje napunjenosti baterije i maksimalnu opteretnu snagu baterije. U prethodnom radu autora [41], DP je primijenjen za optimiranje upravljačkih varijabli sustava hlađenja kabine BEV-a. Međutim, model kabine je pojednostavljen i opisuje samo dinamiku temperature zraka u kabini, a statički model HVAC sustava je dan u obliku oglednih tablica, gdje su temperatura ulaznog zraka u kabinu i koeficijent učinkovitosti opisani kao funkcije dviju upravljačkih varijabli (brzina kompresora i maseni protok zraka ventilatora kabine) i jedne poremećajne varijable (maseni protok zraka ventilatora na kondenzatoru). Ciljna funkcija uključuje minimizaciju pojednostavljenog PMV indeksa toplinske ugone i maksimizaciju koeficijenta učinkovitosti HVAC sustava. Konačno, u [75] model kabine je pojednostavljen i opisuje samo prijelaznu pojavu temperature zraka u kabini, a DP je primijenjen za optimiranje



sustava grijanja HEV-a i analizu utjecaja hlađenja MSUI i grijanja kabine na optimalni tok snage hibridnog pogona. Pored stanja napunjenosti baterije, kao varijable stanja definiraju se temperatura rashladne tekućine i temperatura zraka u kabini.

Prethodno navedeni radovi koriste klasičnu formulaciju dinamičkog programiranja (poglavlje 4), gdje algoritam kreće iz konačnog stanja, rješava problem unazad u vremenu za unaprijed poznate profile referentnih i poremećajnih varijabli, a potom iz poznatog (zadanog) početnog stanja rekonstruira optimalno rješenje u unaprijednoj fazi algoritma. Modifikacija DP-a, u kojoj je zamijenjen redoslijed unazadne i unaprijedne faze (tzv. unaprijedni DP), dana je u referenci [76], koja proširuje optimizacijski problem iz [53]. Model kabine proširen je temperaturom interijera kao dodatnom varijablom stanja te je primijenjen detaljniji model HVAC sustava u režimu hlađenja s tri varijable stanja i četiri upravljačke varijable (brzina kompresora, maseni protok ventilatora kabine i položaji zaklopki za dogrijavanje i recirkulaciju zraka). Konačno, posljednja varijabla stanja je ukupna potrošnja električne energije HVAC sustava. Ciljna funkcija DP-a uključuje minimizaciju pogreške slijeđenja ekvivalentne temperature, koja je korištena kao indeks toplinske ugone. Upravo stoga što ovako modelirani sustav sadrži preveliki broj varijabli stanja za primjenu klasičnog DP-a, redoslijed faza DP-a je okrenut tako da se prvo provodi unaprijedna faza iz poznatih početnih uvjeta. Ova faza uključuje zadavanje dvodimenzionalne matrice vremenskih uzoraka i iznosa utrošene električne energije za koje se provodi minimiziranje ciljne funkcije i pohranjivanje dobivenih rješenja u memoriju. Zatim se za dano konačno stanje provodi rekonstrukcija optimalnog rješenja unazad do zadanog početnog stanja, čime se ujedno dobivaju i trajektorije optimalnih upravljačkih varijabli i ostalih varijabli stanja.

Osim DP-a, za optimiranje upravljačkih varijabli mogu se koristiti i drugi pristupi. Na primjer, referenca [40] provodi optimizaciju upravljačkih varijabli HVAC sustava opisanog statičkim modelom u obliku neuronske mreže. Prvi predstavljani problem u tom radu svodi se na statičko minimiziranje snage HVAC sustava, a ograničenja uključuju tvrda ograničenja radnog područja aktuatora te vremenski preddefinirani profil ogrjevnog snage. Drugi problem u istom radu dodatno uključuje hlađenje baterije i rješava se primjenom Pontrjaginovog principa minimuma.

Zaključno se može istaknuti da optimiranje upravljačkih varijabli temeljeno na primjeni DP-a obično uključuje dinamiku temperature zraka u kabini za koju se podrazumijeva da je puno sporija od HVAC dinamike. Međutim, to nije nužno slučaj kod modernih, integriranih HVAC

sustava, čija je dinamika usporena zbog veće toplinske mase sustava zbog uvođenja sekundarnih petlji. Za postizanje točnijih rezultata optimiranja i preciznijih uvida u optimalno ponašanje sustava, postoji prostor za razvojem DP-a koji ne zanemaruje dinamiku HVAC sustava te zadržava temperaturu zraka u kabini kao varijablu stanja, a da pritom ukupan red sustava ostane nizak kako bi DP algoritam ostao numerički izvediv.

### ***1.2.3. Upravljanje grijanjem i hlađenjem putničkog prostora***

Optimalno rješenje dobiveno dinamičkim programiranjem nije primjenjivo u strategiji upravljanja HVAC sustavom, koja se izvodi u realnom vremenu u prisustvu mnogih poremećajnih djelovanja i pogrešaka modeliranja. Stoga se upravljanje HVAC sustavom i toplinskom ugodom putnika u praksi često temelji na primjeni kaskadne strukture regulacije, gdje nadređeni regulator temperature zraka u kabini zadaje reference za podređene krugove regulacije [77]. U nastavku je prvo predstavljen pregled metoda za podređenu regulaciju HVAC sustava, na koji se potom nastavlja pregled postupaka nadređene regulacije.

Podređeni sustav regulacije HVAC sustavom često se temelji na primjeni PID regulatora [78], [79]. Kod konvencionalnog HVAC sustava s direktnom izmjenom topline, PID regulatori se koriste za regulaciju temperaturnog pregrijanja radne tvari s jedne strane te tlaka radne tvari u isparivaču ili izlazne temperature zraka HVAC sustava s druge strane, a koji redom zadaju reference pozicije ekspanzijskog ventila te brzine vrtnje kompresora ukoliko je isti upravljiv, a u suprotnom zadaje referencu protoka zraka ventilatora kabine [80]. Osim za izravno upravljanje HVAC sustavom, PID regulator može se primijeniti i za sigurnosne funkcije. Na primjer, u [81] uz PID regulator izlazne temperature zraka dizalice topline, paralelno se postavlja i PID regulator izlaznog tlaka kompresora koji se aktivira kada ovaj tlak poraste iznad granične vrijednosti i preuzima upravljanje brzinom kompresora. Naprednija metoda upravljanja konvencionalnim HVAC sustavom predstavljena je u [80], gdje je primijenjen adaptivni linearni kvadratni regulator (LQR) za MIMO upravljanje temperaturnim pregrijanjem i tlakom radne tvari u isparivaču koordiniranjem pozicije ekspanzijskog ventila i masenog protoka zraka na isparivaču, dok je brzina kompresora određena brzinom vrtnje MSUI. LQR se osim za reguliranje brze dinamike konvencionalnog HVAC sustava može upotrijebiti i za upravljanje sporom dinamikom kabine [82]. Nedostatak LQR-a je što se temelji na poznavanju pojednostavljenog, linearnog modela sustava. Stoga je u [83] predstavljen robusni zakon upravljanja koji uzima u obzir nesigurnosti uslijed nemodelirane dinamike i promjenjivih

parametara modela konvencionalnog HVAC sustava. Nasuprot primjeni linearnih regulatora, upravljanje konvencionalnim HVAC sustavom predstavljeno u [73] ukapča spojku kompresora prema skupu pravila, koristeći pritom tlak isparivača i moment MSUI kao ulazne varijable u regulator.

Nadalje, podređeni sustav upravljanja može biti temeljen na primjeni naprednih metoda, poput modelskog prediktivnog upravljanja (engl. skrać. MPC; *Model Predictive Control*). Za razliku od LQR, koji je temeljen na fiksnim pojačanjima regulatora dobivenim za beskonačni horizont i bez mogućnosti specifikacije ograničenja, MPC optimira upravljačke varijable sustava na pomičnom horizontu, predviđajući pritom ponašanje sustava na temelju dinamičkog modela sustava [84]. Korištenje prediktivnog dinamičkog modela omogućava uključivanje ograničenja i unaprijed poznatih poremećaja u optimizaciju. MPC se široko primjenjuje za optimalno upravljanje raznim sustavima vozila. Primjene uključuju upravljanje momentom MSUI [85], regulaciju brzine praznog hoda [86] i vuče [87], upravljanje sustavima stabilnosti vozila [88], aktivnim ovjesom [89] i aktivnim skretanjem [90] te upravljanje hlađenjem pogonskog sustava PHEV-a [91]. U kontekstu grijanja i hlađenja, MPC je prvo našao primjenu u sustavima grijanja i hlađenja zgrada [92], gdje spora dinamika temperature zraka u zgradi dopušta veća vremena uzorkovanja koja su neophodna kako bi se izvršile optimizacije u realnom vremenu. Ipak, kontinuirano povećanje procesorske snage i razvoj računalno učinkovitih optimizacijskih algoritama, uključujući onih za nelinearne optimizacijske probleme, omogućili su primjenu MPC-a za upravljanje brzim sustavima vozila, uključujući HVAC sustav. Nelinearni MPC primijenjen je u [93] za postizanje kvalitetnije podređene regulacije temperature ulaznog zraka u kabinu koristeći pritom model HVAC sustava temeljen na metodi pomičnih granica. Zbog velikog broja varijabli stanja, od kojih su neke teško mjerljive, ovakav je nelinearni MPC ograničene primjene. Stoga je u [94] za upravljanje konvencionalnim HVAC sustavom korišten model drugoga reda, dobiven redukcijom modela višega reda temeljenog na metodi pomičnih granica. Slično, s ciljem postizanja računalno učinkovitijeg MPC algoritma, u [95] predlaže se primjena više strukturno istovjetnih linearnih MPC modula za podređeno upravljanje HVAC sustavom, pri čemu su pripadni predikcijski modeli dobiveni linearizacijom nelinearnog modela višeg reda preko specificiranog skupa radnih točki. Konačno, nelinearni MPC (NMPC) prikazan u [96] upravlja kompresorom i ekspanzijskim ventilom dizalice topline s ciljem slijeđenja referentne temperature zraka u kabini i pregrijanja radne tvari. Umjesto izvođenja upravljanju-orijentiranih modela, NMPC u [96] izravno koristi detaljni fizikalni simulacijski model postavljen u *Dymola* okruženju u obliku FMU (engl. skrać. *Functional Mock-up Unit*)

te napredni nelinearni optimizacijski algoritam [97]. Nedostatak ovog pristupa je otežana implementacija u realnoj primjeni zbog korištenja računalno zahtjevnog modela s više od 40 varijabli stanja, koje je također teško estimirati iz vrlo ograničenog broja mjerenih varijabli.

Nadređeni sustav upravljanja zadužen je za održavanje toplinske ugone u kabini uz minimalnu potrošnju električne energije. Takvi se sustavi najčešće temelje na regulaciji temperature zraka u kabini primjenom PID regulatora [77], [79]. Primjer projektiranja nadređenog PID regulatora koji zadaje zahtjev za rashladnom snagom podređenim regulacijskim krugovima dan je u [41]. Osim klasičnih metoda upravljanja, za upravljanje toplinskom ugodom moguće je primijeniti i nekonvencionalne metode poput pojačanog učenja [98] ili neizrastog upravljanja [99]. Neizrasti regulator može iskoristiti PMV indeks toplinske ugone kao izlaznu varijablu i poboljšati upravljanje toplinskom ugodom u odnosu na regulator temperature zraka u kabini [99]. Korištenje PMV indeksa u povratnoj vezi primijenjeno je i u PI regulatoru koji uz toplinsku ugodu u obzir uzima i učinkovitost HVAC sustava [100]. Pokazano je da tako projektirani sustav upravljanja rezultira primjetnim smanjenjem potrošnje goriva u odnosu na konvencionalni sustav, uz zadržavanje jednake toplinske ugone. Alternativni pristup predstavljen je u [101], gdje PID regulator temperature zraka u kabini koristi neuronsku mrežu za adaptiranje pojačanja regulatora te skup pravila za upravljanje ostalim aktuatorima sustava, poput ventilatora kabine i zaklopki za distribuciju zraka. Referenca [102] predstavlja sustav upravljanja HVAC sustavom BEV-a, koji se zasniva na bazi pravila i upravlja HVAC sustavom u tri karakteristične faze. U prvoj fazi, za dani vozni ciklus sustav upravljanja estimira dostupnu električnu energiju za HVAC sustav na temelju predikcije potrošnje energije pogonskog sustava i stanja napunjenosti baterije. U drugoj fazi HVAC sustav radi na punoj snazi do postizanja idealne toplinske ugone, nakon čega se prelazi u treću fazu. Tijekom druge faze, sustav upravljanja kontinuirano predviđa koliko bi se energije utrošilo do kraja ciklusa za trenutnu razinu toplinske ugone. Ukoliko previđena energija prelazi dostupnu energiju određenu u prvoj fazi, druga se faza prekida i prelazi se u treću fazu. U trećoj fazi, HVAC sustav održava postignutu razinu toplinske ugone (tj. aktualni PMV indeks) prikladnim odabirom upravljačkih ulaza.

Kako je istaknuto u potpoglavlju 1.1, moderni HVAC sustavi električnih vozila opremljeni su s više, često redundantnih aktuatora, te je za postizanje maksimalne učinkovitosti i toplinske ugone potrebna realizacija sustava upravljanja koji optimalno koordinira rad redundantnih aktuatora. U tu je svrhu moguće koristiti optimalnu alokaciju. Optimalna alokacija široko je

primjenjivana metoda za koordiniranje sustava s više aktuatora i temeljena je na trenutačnoj minimizaciji ciljne funkcije [103]. Optimalna alokacija, koja je razvijena u okviru ranije faze ovog rada za konvencionalni HVAC sustav [41], koristi trenutačnu optimizaciju za određivanje temperature i masenog protoka ulaznog zraka u kabinu koji zadovoljavaju rashladnu snagu zadanu od nadređenog regulatora temperature zraka u kabini. S druge strane, višekriterijsko optimiranje van realnog vremena strategije upravljanja HVAC sustavom HEV-a primjenjeno je u [104] za optimiranje raznih parametara strategije, poput referentnih temperatura i parametara regulatora, s ciljem istovremene minimizacije potrošnje goriva i minimizacije vremena postizanja referentne temperature zraka u kabini.

Osim kod sustava podređenog upravljanja, MPC se također primjenjuje za potrebe nadređenog upravljanja HVAC sustavom. U odnosu na optimalnu alokaciju, MPC u optimizaciji upravljačkog djelovanja uzima u obzir dinamiku i ograničenja sustava na pomičnom horizontu u budućnosti, što je posebice bitno kod dugih prijelaznih procesa poput početnog zagrijavanja kabine (tzv. režim velikih signala). Osim toga, MPC koristi mogućnost predviđanja poremećajnih varijabli, poput brzine vozila i toplinskih opterećenja, što nudi mogućnost unaprijednog djelovanja. Zahvaljujući razvoju povezanih vozila i komunikacije vozilo-vozilo i vozilo-infrastruktura te sustava navigacije i strojnog učenja, u literaturi se sve češće predlažu postupci za predviđanje brzine vozila [105], [106] te također za predikciju toplinskog opterećenja na temelju dostupnih meteoroloških prognoza i senzora u vozilu [107].

Kod HEV-a, MPC se može iskoristiti za koordinirano hlađenje MSUI i grijanje kabine korištenjem otpadne topline MSUI [108]. Pritom, nadređeni MPC temeljen na Pontrjaginovom principu minimuma generira referencu stanja napunjenosti baterije, dok podređeni MPC temeljen na unaprijednom DP-u slijedi referencu stanja napunjenosti baterije koordiniranjem snage MSUI i snage iz baterije. Konačni je cilj minimizirati potrošnju goriva na danom voznom ciklusu uz zadovoljavanje ograničenja na ogrjevnu snagu osiguravanjem dovoljne količine otpadne topline. Autori u [55] predstavljaju hijerarhijski nelinearni MPC za hlađenje kabine i baterije HEV-a, kod kojeg se snaga iz baterije koristi za hlađenje. Hijerarhijski NMPC sastoji se od nadređenog MPC-a za generiranje referentnih trajektorija temperature zraka u kabini i temperature baterije, uzimajući pritom u obzir informacije o zagušenosti prometa i brzini vozila na dužem horizontu, te podređenog MPC-a za slijeđenje generiranih referenci koji upravlja konvencionalnim HVAC sustavom na kraćem horizontu. Ovdje je toplinska uгода garantirana slijeđenjem referentne temperature zraka u kabini, a u predikciji je korišten pojednostavljeni

nelinearni regresijski model trećeg reda čiji su parametri identificirani van realnog vremena na temelju detaljnijeg simulacijskog modela.

Osim kod HEV-a, MPC primjenu nalazi i kod regulacije toplinske ugone BEV-a. Referenca [109] predstavlja nadređenu MPC strategiju koja osim slijeđenja referentne temperature zraka u kabini uzima u obzir i slijeđenje reference stanja napunjenosti baterije. Varijable stanja predikcijskog modela jesu temperatura zraka u kabini i stanje napunjenosti baterije, a pretpostavlja se mogućnost predikcije poremećajnih varijabli. Budući da ova MPC strategija uzima u obzir upravljanje pogonom vozila, ona pri velikim snagama pogonskog sustava nalaže smanjenje snage HVAC sustava čime se smanjuje opterećenje baterije, a time i njeni gubitci i starenje. Nelinearna i linearna MPC strategija orijentirane isključivo upravljanju HVAC sustavom BEV-a predstavljene su u [54]. Ondje je pretpostavljeno da je HVAC sustav brži od dinamike temperature zraka u kabini pa je u predikciji modeliran kvazistatičkim modelom. Dinamika zraka u kabini modelirana je jednozonskim modelom s koncentriranom toplinskom masom interijera i dodatno je proširena dinamikom apsolutne vlažnosti zraka i koncentracije CO<sub>2</sub>. U odnosu na [55], MPC strategija postavljena u [54] u ciljnoj funkciji ne koristi slijeđenje referentne temperature zraka u kabini, već na temelju ograničenja temperature i vlažnosti zraka u kabini osigurava održavanje kabine u toplinski ugodnom području prema PMV indeksu. Proširenje ove MPC strategije sa binarnom upravljačkom varijablom koja uzima u obzir logičko stanje HVAC sustava (uključen/isključen) dano je u [110] i rezultira s MIQP formulacijom (engl. *Mixed Integer Quadratic Program*). Grijanje kabine BEV-a pomoću NMPC-a dano u [111] uključuje dinamiku HVAC sustava i putničke kabine. U odnosu na prethodne radove, ova NMPC strategija ima veći broj varijabli stanja, koje uključuju temperature tri izmjenjivača topline, zraka u kabini i više elemenata karoserije. Detaljniji model HVAC sustava uključuje izmjenjivač topline između radne tvari i posrednog medija te izmjenjivač topline između posrednog medija i ulaznog zraka u kabinu te podrazumijeva da se toplinski tok radne tvari (jedna od upravljačkih varijabli) osigurava trenutno s podređenim sustavom upravljanja. Također, model kabine uključuje toplinske inercije stakala, karoserije i interijera. Iako je ovakva NMPC strategija preciznija u opisu dinamike sustava, nedostatak je što zahtijeva upotrebu estimatora za nemjerljive varijable stanja poput temperature stakala i zahtijeva detaljnije poznavanje parametara modela kabine i izmjene topline u izmjenjivačima, što potencijalno ograničava točnost predikcije. Također, zbog većeg broja varijabli stanja numerička učinkovitost ove strategije je niska. Osim korištenja predikcijskih modela dobivenih postavljanjem osnovnih jednadžbi izmjene topline, u NMPC-u je moguće koristiti i neuronsku

mrežu za predviđanje dinamike sustava [112]. Prednost neuronske mreže je njena općenitost, zahvaljujući kojoj može opisati dinamiku složenih sustava bez poznavanja strukture i parametara sustava. Međutim, potrebno je uložiti značajan napor na postavljanje strukture neuronske mreže i njeno učenje van realnog vremena. Konačno, osim za upravljanje toplinskom ugodom u cijeloj kabini, centralni NMPC može se primjeniti i za održavanje lokalizirane toplinske ugone, poput regulacije temperature zraka u tri zone putničkoga prostora [113].

Na temelju prikazanog pregleda može se zaključiti da kod sinteze sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora BEV-a postoji prostor za razvojem novog sustava upravljanja, posebice za napredne HVAC sustave s velikim brojem aktuatora kakvi se susreću kod BEV. Poželjno je razviti sustav koji je jednostavan i numerički učinkovit u implementaciji te ujedno optimalno koordinira rad više aktuatora. Uz to, manji se broj radova bavi analizama ušteda električne energije primjenom infracrvenim grijačih panela [13], [27], ali bez njihova upravljanja, te postoji prostor za razvojem dodatnog regulatora toplinske ugone koji upravlja grijačim panelima. U primjeni modelskog prediktivnog upravljanja tipično se dinamika HVAC uređaja zanemaruje, što može rezultirati netočnim predikcijama ili je, s druge strane, predetaljno modelirana što ograničava primjenu u realnom vremenu. Također, velika većina radova u literaturi fokusirana je na konvencionalne HVAC sustave. Stoga, postoji prostor za razvojem nadređene MPC strategije koja će, osim dinamike temperature zraka u kabini, uzimati u obzir i dinamiku modernog HVAC uređaja. Izazov je razviti prediktivni sustav upravljanja koji posjeduje povoljan kompromis između kompleksnosti i točnosti predikcijskog modela za postizanje što bolje numeričke učinkovitosti.

### **1.3. Hipoteza**

Cilj istraživanja je provesti sintezu sustava optimalnog upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora baterijskoga električnoga vozila, koji koordinira rad redundantnih aktuatora uzimajući u obzir njihova ograničenja, dodatna ograničenja sustava i postojanje prediktivne informacije o voznom ciklusu i okolišnim uvjetima.

Temeljna hipoteza rada jest da se primjenom algoritama trenutačne optimizacije i modelskog prediktivnog upravljanja može optimalno koordinirati rad redundantnih aktuatora te unaprijediti učinkovitost sustava grijanja i hlađenja u odnosu na konvencionalna regulacijska rješenja, čime se ostvaruje veći domet vožnje uz zadržavanje visoke toplinske ugone putnika, posebice u iznimno hladnim i toplim okolišnim uvjetima.

## 1.4. Pregled strukture rada

Rad je organiziran u devet poglavlja, uključujući uvod i zaključak, te prikazuje upravljanju-orientirano modeliranje dinamike HVAC sustava uključujući kabine, numeričko optimiranje upravljačkih varijabli, sintezu kaskadne strukture upravljanja s optimalnom alokacijom upravljačkih varijabli te sintezu nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja sustavom grijanja i hlađenja putničkoga prostora. U nastavku potpoglavlja opisuje se sadržaj rada po poglavljima.

**Drugo poglavlje:** *Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora.* Opisuje se ciljani HVAC sustav s dizalicom topline, koji je namijenjen ugradnji u BEV. U poglavlju se prvo detaljno opisuju dva ključna režima rada razmatrana u ovom istraživanju: režim grijanja i režim hlađenja. Zatim se definiraju osnovne regulacijske petlje i zahtjevi koje razvijeni sustav upravljanja treba zadovoljiti, uključujući definiciju korištenog indeksa toplinske ugone. Konačno, predlažu se dva koncepta upravljanja koja se nadalje razrađuju i ispituju u radu. Prvi koncept temeljen je na kaskadnoj strukturi upravljanja, gdje nadređeni regulator temperature zraka u kabini zadaje zahtjev ogrjevnog ili rashladnog snage algoritmu optimalne alokacije, koji potom generira reference podređenih regulacijskih krugova i popratne upravljačke ulaze. Drugi koncept koristi nelinearno modelsko prediktivno upravljanje (NMPC) za regulaciju temperature zraka u kabini, koje zamjenjuje nadređeno upravljanje s optimalnom alokacijom, uz zadržavanje podređenog upravljanja HVAC sustavom.

**Treće poglavlje:** *Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora.* Prikazuje se više simulacijskih modela koji se koriste u radu. Detaljni fizikalni simulacijski model HVAC sustava i kabine, razvijen u okviru šireg projektnog tima i implementiran u *Dymola* okruženju, koristi se u simulacijskoj provjeri sustava upravljanja, višekriterijskom optimiranju za generiranje mapa optimalne alokacije upravljačkih ulaza i parametriranju modela nižega reda. Modeli nižega reda HVAC sustava koriste se u sintezi podređenog sustava regulacije, optimiranju upravljačkih varijabli i sintezi NMPC sustava. Model namijenjen sintezi podređenih regulacijskih krugova je linearni ARX model, koji opisuje prijelazne pojave pregrijanja radne tvari i temperature ulaznog zraka u kabinu s obzirom na promjene brzine kompresora i pozicije ekspanzijskog ventila u režimu malih signala (tj. u okolini definirane radne točke). Potom se predstavljaju nelinearni modeli HVAC sustava prvoga i drugoga reda,



koji opisuju dinamiku zatvorenog regulacijskog kruga temperature ulaznog zraka u kabinu s popratnim regulatorom pregrijanja radne tvari. Parametri modela, odnosno vremenske konstante i faktor relativnog prigušenja, dobivaju se numeričkom identifikacijom za široki skup radnih točaka i na temelju odziva detaljnog fizikalnog simulacijskog modela, te se opisuju prikladnim analitičkim funkcijama. K tome, predstavljaju se nelinearni regresijski modeli za opisivanje snage HVAC sustava i PMV indeksa, a koji su neophodni za formulaciju ciljnih funkcija kod optimalnog upravljanja. Potom su predstavljeni jednozonski nelinearni modeli putničke kabine prvoga i drugoga reda temeljeni na termodinamičkim jednadžbama. Model kabine prvoga reda opisuje prijelaznu pojavu temperature zraka u kabini i namijenjen je optimiranju upravljačkih varijabli, dok model kabine drugoga reda dodatno opisuje prijelaznu pojavu temperature elemenata karoserije i koristi se pri sintezi NMPC-a.

**Četvrto poglavlje:** *Optimiranje upravljačkih varijabli.* Predlaže se metoda za optimiranje upravljačkih varijabli sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora koja je temeljena na dinamičkom programiranju (DP). HVAC sustav i kabina predstavljeni su nelinearnim modelima prvoga reda, te se algoritam implementira u C++ programskom jeziku kako bi se postigla što veća računalna učinkovitost DP-a. Ciljna funkcija problema optimiranja odražava dva oprečna kriterija kvalitete upravljanja: toplinsku ugodu danu PMV indeksom i energetska učinkovitost HVAC sustava. Pritom je u prvoj izvedbi formulacije DP problema energetska učinkovitost HVAC sustava dana maksimizacijom koeficijenta učinkovitosti (COP), a u drugoj je izvedbi dana minimizacijom snage HVAC sustava, odnosno potrošnjom električne energije iz baterije vozila. Osim tvrdim ograničenjima na upravljačke varijable, optimiranje je podložno i mekim ograničenjima koja definiraju radno područje HVAC sustava. Optimiranje se provodi u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima s raznim postavkama ciljne funkcije, što rezultira Pareto optimalnim frontama. Rezultati optimiranja analiziraju se s ciljem dobivanja uvida u optimalno ponašanje HVAC sustava i s tim u vezi smjernicama za razvoj sustava upravljanja.

**Peto poglavlje:** *Optimalna alokacija upravljačkih ulaza.* Predlaže se višekriterijska optimizacijska metoda temeljena na genetskom algoritmu, koja se koristi za dobivanje optimalnih mapa alokacije upravljačkih ulaza HVAC sustava. Prema konceptu kaskadnog sustava upravljanja, ulazi alokacijskih mapa jesu stanje zraka u kabini i zahtjev za rashladnom ili ogrjevnom snagom. Kod optimiranja se koristi detaljni fizikalni simulacijski model HVAC sustava, a model kabine se izostavlja jer je stanje zraka u kabini odraženo radnom točkom za koju se provodi optimizacija. Prvo se provodi maksimizacija koeficijenta učinkovitosti HVAC

sustava u oba radna režima za dobivanje optimalnih vrijednosti upravljačkih ulaza, koji uključuju maseni protok ventilatora kabine, referentnu temperaturu ulaznog zraka u kabinu, brzine pumpi i razinu snage prednjeg ventilatora glavnog izmjenjivača topline. Zatim se tako dobivene optimalne alokacijske mape aproksimiraju analitičkim funkcijama za jednostavniju implementaciju i kalibraciju. K tome, provodi se višekriterijska optimizacija s ciljem minimiziranja snage HVAC sustava i indeksa toplinske ugone. U tom se slučaju, uz prethodno spomenute upravljačke ulaze HVAC sustava, optimiraju i upravljački ulazi infracrvenih grijaćih panela (IRP). Ova višekriterijska optimizacija rezultira Pareto frontama optimalnih rješenja, koje su analizirane s ciljem dobivanja uvida u potencijalno poboljšanje toplinske ugone u slučaju korištenja IRP-a i smjernica za optimalno upravljanje toplinskom ugodom u realnom vremenu.

**Šesto poglavlje:** *Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza.* Optimalne alokacijske mape dobivene u petom poglavlju uključuju se u prikladnu strukturu kaskadne strategije upravljanja. Prvo se provodi sinteza nadređenog regulatora temperature zraka u kabini, uključujući i popratni PMV regulator koji djeluje preko infracrvenih grijaćih panela. Potom se provodi sinteza podređenih regulacijskih krugova HVAC sustava, uključujući optimiranje parametara podređenih regulatora i generiranje mapa za adaptaciju parametara. Provode se simulacije zagrijavanja i ohlađivanja kabine s početnih okolišnih uvjeta do postizanja toplinske ugone i analiziraju se performanse HVAC sustava u vidu potrošnje električne energije i toplinske ugone za razne postavke nadređenog regulatora i optimalne alokacije. Konačno, provode se simulacije u stacionarnim uvjetima s ciljem analize u kojoj mjeri se može smanjiti referentna temperatura zraka u kabini a time i potrošnja energije, pri čemu se degradacija toplinske ugone kompenzira primjenom IRP-a.

**Sedmo poglavlje:** *Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje.* Provodi se sinteza sustava nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja (NMPC). Prvo se formulira problem optimalnog upravljanja koji uključuje optimiranje trajektorija masenog protoka i temperature ulaznog zraka u kabinu na pomičnom horizontu, kako bi se istovremeno minimizirao indeks toplinske ugone i potrošnja električne energije HVAC sustava. Pritom NMPC u obzir uzima dinamiku kabine i HVAC sustava, ograničeno radno područje HVAC sustava i predviđanje poremećajnih varijabli poput brzine vozila i temperature okolišnog zraka. Nadalje, prikazuje se postupak pretvaranja problema optimalnog upravljanja u problem nelinearnog programiranja primjenom izravne višestruke metode gađanja (engl. *direct multiple shooting method*).

Konačno, NMPC sustav upravljanja ispituje se u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima za razne postavke ciljne funkcije i uspoređuje se sa kaskadnim sustavom upravljanja projektiranim u šestom poglavlju.

**Osmo poglavlje:** *Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja.* Prikazuje se implementacija cjelokupnog kaskadnog sustava upravljanja iz šestog poglavlja u eksperimentalno baterijsko električno vozilo (BEV). Prvo se opisuje eksperimentalno vozilo i daje pregled upravljačkog sustava vozila koji se sastoji od glavnog računala za upravljanje HVAC sustavom i komunikaciju s vozačem, te podređenog računala koje komunicira s aktuatorima i sensorima i sadrži osnovne sigurnosne značajke. Potom se opisuju detalji implementacije kaskadnog sustava upravljanja u sklopu upravljačkog sustava na glavnom računalu. Uz to, prikazuju se detalji praktičnih proširenja, poput regulatora tlaka radne tvari za zaštitu kompresora i procedure za robusno pokretanje HVAC sustava. Potom se daju rezultati početnog upuštanja upravljačke strategije, na temelju kojih se sustav upravljanja dodatno kalibrira. Dorađena upravljačka strategija eksperimentalno se ispituje u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima te se analizira kvaliteta upravljanja.

**Deveto poglavlje:** *Zaključak.* Na kraju rada dana su zaključna razmatranja, smjernice za buduća istraživanja, kao i znanstveni doprinosi doktorskog rada.

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

U ovom se poglavlju opisuje razmatrani integrirani sustav grijanja i hlađenja (HVAC) baterijskog električnog vozila (BEV). Potom se definiraju zahtjevi na upravljanje te konačno predlažu koncepti upravljačkih sustava koji se detaljnije razvijaju u narednim poglavljima.

### 2.1. Napredni sustav grijanja i hlađenja

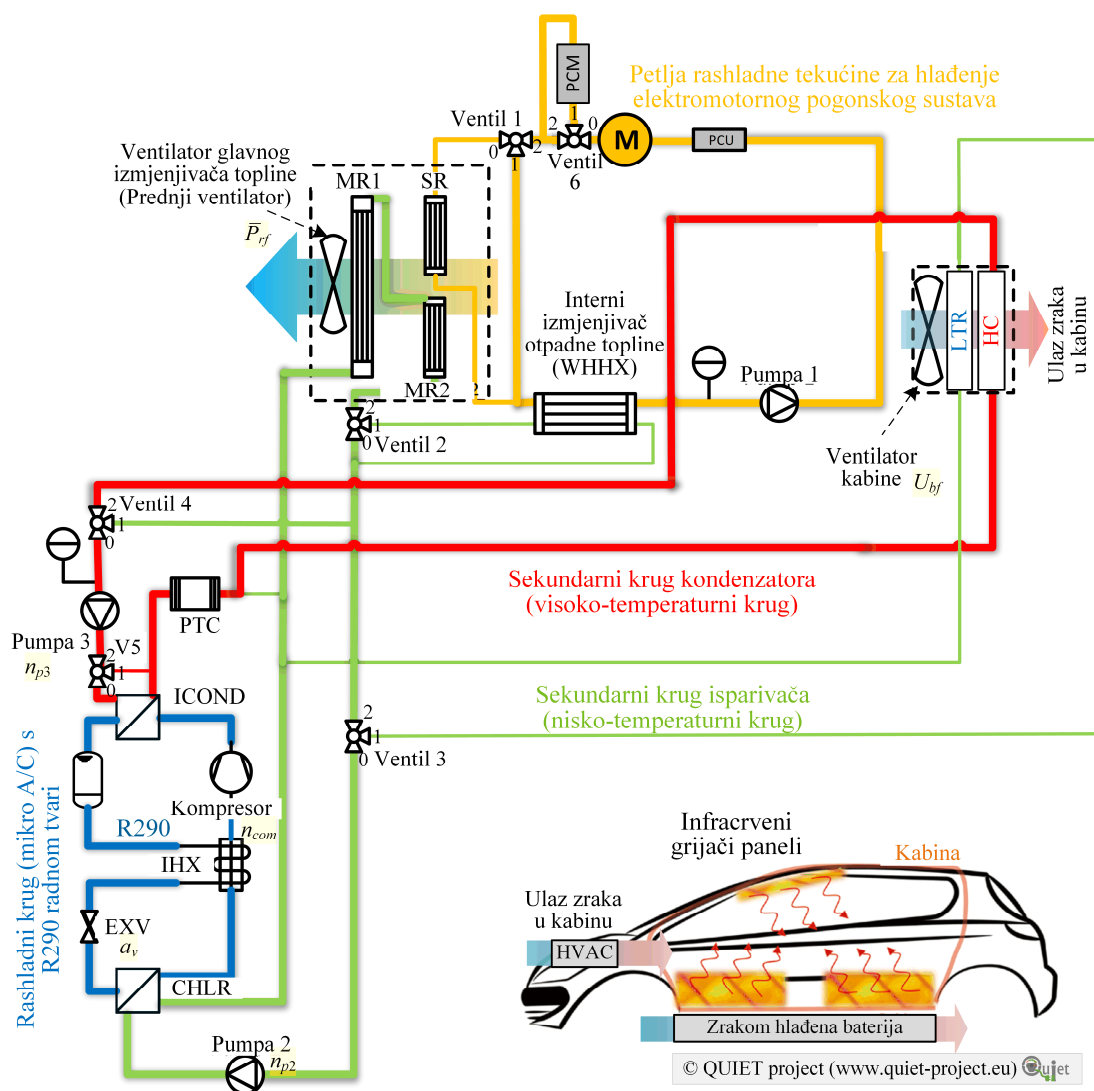
U ovom se radu razmatra napredni, integrirani HVAC sustav s neizravnom izmjenom topline koji, osim hlađenja putničkog prostora BEV-a, omogućava i njegovo grijanje u režimu rada dizalice topline. Ovaj HVAC sustav sadrži sveukupno sedam režima rada, pri čemu su detalji razvoja sustava i njegovih režima rada dani u [10] i [114].

Sustav se sastoji od nekoliko karakterističnih petlji izmjene topline prikazanih shemom na slici 2-1. Središnji dio sustava je rashladni krug (plavo; mikro A/C jedinica) koji izmjenjuje toplinu s dvije sekundarne petlje (crveno i zeleno) u kojima se nalazi posredni medij. Sekundarne petlje posrednici su između rashladnog kruga i više izmjenjivača topline prema zraku (oboјane strelice) te usmjeravaju posredni medij između izmjenjivača topline, odnosno mijenjaju izvore i ponore topline čime se mijenja režim rada. Konačno, treća petlja rashladne tekućine (narančasto) hladi pogonski sustav BEV-a (motor i elektronički energetski pretvarač).

Rashladni krug (plave linije) temeljen je na R290 radnoj tvari (propan) i sastoji se od električno-pogonjenog spiralnog kompresora, elektroničkog ekspanzijskog ventila (EXV), sakupljača radne tvari i tri izmjenjivača topline: kondenzatora (ICOND), isparivača (CHLR) i međuizmjenjivača za dogrijavanje pare (IHX). Upravljački ulazi rashladnog kruga jesu referentna brzina vrtnje kompresora  $n_{com}$  (ostvaruje se regulacijskim krugom brzine vrtnje koji je sastavni dio kompresora) i položaj koračnog motora ekspanzijskog ventila  $a_v$ . Tok radne tvari u krugu uvijek je u istom (ljevakretnom) smjeru. Kompresor komprimira pregrijanu paru te ona s visokim tlakom i visokom temperaturom ulazi u kondenzator, gdje predaje toplinu sekundarnom krugu kondenzatora (visoko-temperaturni krug; crvena linija) i pritom kondenzira. Na izlazu iz kondenzatora ukapljena radna tvar ulazi u separator koji osigurava kapljevину na ulazu EXV-a u slučaju da propan ne kondenzira u potpunosti te prije ulaska u

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

EXV prolazi kroz interni izmjenjivač (IHX). Upravljeni EXV prigušuje kapljevinu, snižava joj tlak te ona parcijalno isparava i ulazi u isparivač u dvofaznom stanju niskog tlaka i niske temperature. U isparivaču (CHLR) radna tvar prima toplinu od sekundarnog kruga isparivača (nisko-temperaturni sekundarni krug; zelena linija), u potpunosti isparava i dobivena para obično blago pregrijava, odnosno temperatura pare povisi se iznad temperature isparavanja. Konačno, u internom izmjenjivaču (IHX) dobivena se para dodatno pregrijava pomoću toplije kapljevine radne tvari iz kondenzatora, kako bi se na ulazu u kompresor osigurala pregrijana para.



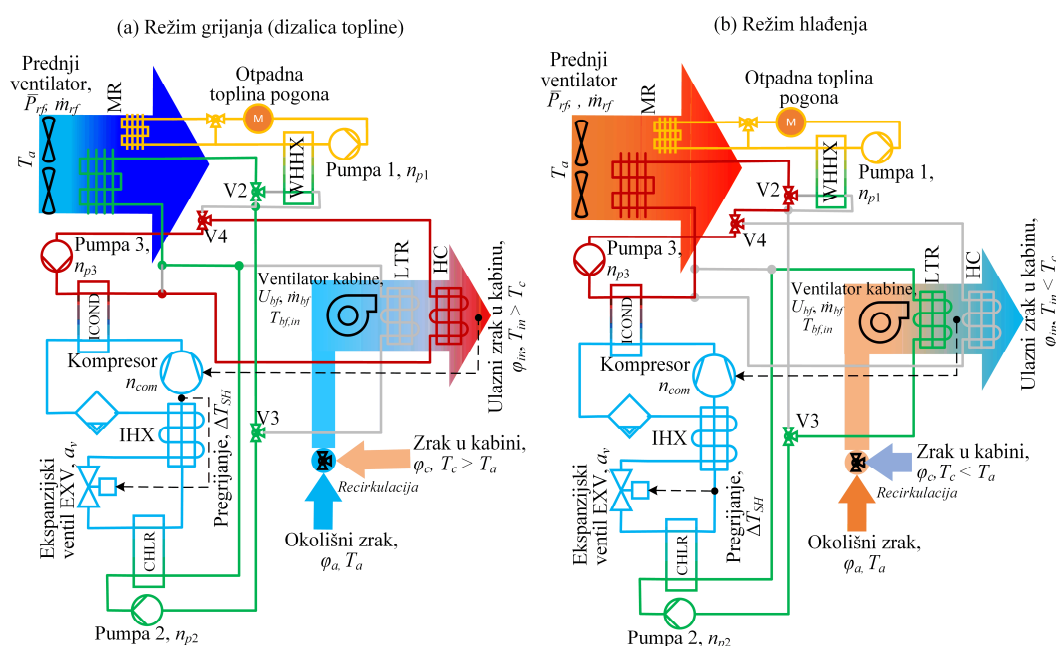
Slika 2-1. Shematski prikaz razmatranog integriranog sustava grijanja i hlađenja električnoga vozila [10]

Kako je prethodno spomenuto, sekundarni krugovi s posrednim medijem (mješavinom vode i glikola) omogućavaju izmjenu topline između rashladnog kruga i zraka te usmjeravanjem posrednog medija mijenjaju režime rada. Dodatno, one omogućavaju iskorištavanje otpadne topline preko internog izmjenjivača otpadne topline (WHHX) i dogrijanje PTC grijačem koji je postavljen u sekundarnom krugu kondenzatora. Svaka od tri sekundarne petlje opremljena je vlastitom elektronički upravljanom pumpom za cirkulaciju posrednog medija (Pumpe 1-3) i proporcionalnim ventilima (Ventili 1-6), što uvodi dodatne upravljačke ulaze: brzine vrtnji pumpi ( $n_{p1}$ ,  $n_{p2}$ ,  $n_{p3}$ ) i položaji proporcionalnih ventila. Prva sekundarna petlja (narančasto) hladi pogonski sustav, odnosno motor M i elektronički energetska pretvarač PCU (baterija predmetnog BEV-a hlađena je zrakom), što se provodi usmjeravanjem posrednog medija putem ventila 1 u hladnjak pogona (SR) u slučaju toplog vremena ili u WHHX izmjenjivač u slučaju hladnog vremena. Ventil 1 je proporcionalnog tipa tj. on omogućava proizvoljnu raspodjelu toka posrednog medija kroz SR i WHHX. Ventil 6 dodatno omogućava pohranu topline u fazno-promjenjivom materijalu (PCM) za potrebe kasnijeg bržeg zagrijavanja pogonskih komponenti u ekstremno hladnim uvjetima. Upravljanje hlađenjem pogona vozila prelazi okvire ovog rada. Preostale dvije sekundarne petlje povezuju kondenzator ICOND i isparivač CHLR rashladnog kruga s glavnim izmjenjivačem topline (MR1 i MR2), u kojem posredni medij izmjenjuje toplinu s okolišnim zrakom, te hladnjakom kabine (LTR) i grijačem kabine (HC) na kojima se ulazni zrak iz HVAC sustava u kabinu redom hladi ili zagrijava posrednim medijem.

U **režimu grijanja**, koji je pojednostavljeno prikazan na slici 2-2a, HVAC sustav sa slike 2-1 postaje dizalica topline. Proporcionalni ventil 3 (V3) u potpunosti usmjerava posredni medij sekundarnog kruga isparivača (zeleno) u glavni izmjenjivač topline (MR). Budući da je temperatura ovog posrednog medija niža od temperature okolišnog zraka, posredni medij prima toplinu iz okoliša i zagrijava se. Potom, tako zagrijani medij u isparivaču CHLR predaje toplinu rashladnom krugu jer je topliji od radne tvari te omogućava njeno isparavanje. Ukoliko je pogon na nominalnoj radnoj temperaturi, proporcionalnim ventilom 2 (V2) moguće je dijelom usmjeriti posredni medij sekundarnog kruga isparivača kroz WHHX za iskorištavanje otpadne topline pogona. Kako je u ovom radu pretpostavljeno da je pogon u početnim uvjetima hladan, odnosno u ravnoteži s okolišnim zrakom, otpadna se toplina ne koristi. Proporcionalni ventili 4 i 5 (v. sl. 2-1) u ovom režimu rada usmjeravaju posredni medij sekundarnog kruga kondenzatora kroz kondenzator ICOND i grijač kabine HC. Posredni se medij u kondenzatoru ICOND zagrijava te u grijaču kabine HC predaje toplinu ulaznom zraku u kabinu. Ukoliko dizalica

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

topline ne generira dovoljno toplinskog toka u kondenzatoru, npr. kad je temperatura okolišnog zraka ispod  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , posredni se medij može upravljano dogrijavati PTC grijačem. K tome se dio posrednog medija ventilom 5 može preusmjeriti izravno na PTC grijač (v. sl. 2-1). U ovom se radu PTC grijač načelno ne koristi (stoga PTC i ventil 5 nisu prikazani na slici 2-2a), osim u eksperimentalnom vozilu za robusnije pokretanje HVAC sustava (poglavlje 8).



Slika 2-2. Pojednostavljeni shematski prikaz naprednog sustava grijanja i hlađenja u režimu grijanja (a) i hlađenja (b)

U **režimu hlađenja**, koji je shematski prikazan na slici 2-2b, ventil V3 usmjerava posredni medij sekundarnog kruga isparivača, ohlađenog u isparivaču, kroz hladnjak kabine LTR gdje se zagrijava toplim ulaznim zrakom u kabinu vozila. Pritom ulazni zrak predaje toplinu posrednom mediju, hladi se i odvlažuje ukoliko je temperatura vanjskih stijenki LTR-a niža od temperature rosišta ulaznog zraka. Ventil V4 usmjerava zagrijani posredni medij sekundarnog kruga kondenzatora u glavni izmjenjivač toplote MR kako bi se toplina generirana u rashladnom krugu predala okolišnom zraku.

Osim prethodno opisana dva glavna režima, koji se razmatraju u ovom radu, moguće je ostvariti i rjeđe korištene režime poput odvlaživanja zraka i ponovnog dogrijavanja, odleđivanja glavnog izmjenjivača toplote i slično, koji su navedeni u tablici 2-1.

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

Tablica 2-1. Ostvarivi režimi rada HVAC sustava [10],[114] i odgovarajući položaji proporcionalnih ventila posrednog medija prema slici 2-1.

Režim	Ventil 1	Ventil 2	Ventil 3	Ventil 4	Ventil 5	PTC
<b>Grijanje bez otpadne topline</b>	<b>Hlađenje pogona<sup>1</sup></b>	<b>0-2</b>	<b>0-2</b>	<b>0-2</b>	<b>0-2</b>	<b>Ne<sup>2</sup></b>
Grijanje s otpadnom toplinom	1-2	0-1	0-2	0-2	0-2	Ne <sup>2</sup>
Grijanje s odvlaživanjem	Hlađenje pogona <sup>1</sup>	0-2 ili 0-1	Podjela 0-1 i 0-2	Podjela 0-1 i 0-2	0-2	Ne <sup>2</sup>
<b>Hlađenje</b>	<b>Hlađenje pogona<sup>1</sup></b>	<b>0-2</b>	<b>0-1</b>	<b>0-1</b>	<b>0-2</b>	<b>Ne</b>
Hlađenje s dogrijavanjem zraka		0-2	0-1	Podjela 0-1 i 0-2	0-2	Ne
Grijanje PTC grijačem	Hlađenje pogona <sup>1</sup>	0-2	0-1 ili 0-2	0-2	1-2	Da
Odleđivanje glavnog izmjenjivača <sup>3</sup>	1-2	0-2	0-2	0-1	1-2	Da

<sup>1</sup> Hlađenje pogona: Ventil 1 kontinuirano određuje raspodjelu protoka kroz SR (položaj 0-2) i WHHX (položaj 1-2). Ukoliko pogon nije na radnoj temperaturi, Ventil 1 postavlja se u položaj 1-2.

<sup>2</sup> PTC se načelno ne koristi u ovim režimima, ali je moguće njegovo kratkotrajno aktiviranje pri pokretanju na iznimno niskim okolišnim temperaturama radi postizanja stabilnijeg rada dizalice topline (pag. 8).

<sup>3</sup> Dizalica topline može se koristiti i u ovom slučaju u režimu grijanja, uz podjelu protoka ventilom 4.

Ventilator glavnog izmjenjivača topline (prednji ventilator) i ventilator kabine pospješuju izmjenu topline između posrednog medija i zraka. Prednji ventilator može raditi na tri razine snage  $\bar{P}_{rf} \in \{0, 0.5, 1\}$ , koji odgovaraju isključenom ventilatoru, polovini snage i punoj snazi. Pri niskim brzinama vozila, prednji je ventilator obično uključen i propuhuje zrak kroz glavni izmjenjivač topline kako bi pospješio izmjenu topline. Ventilator kabine postavljen je prije hladnjaka i grijača kabine (LTR i HC) te je opremljen istosmjernim motorom, koji se upravlja naponom  $U_{bf}$  koji određuje brzinu vrtnje elektromotora, odnosno maseni protok zraka kroz ventilator kabine  $\dot{m}_{bf}$ . U sabirnoj kutiji zraka prije ventilatora kabine postavljena je zaklopka za recirkulaciju zraka. Recirkulacija zraka može se ostvariti u dva režima. Tijekom grijanja koristi se *FRESH* režim kojim se svježi okolišni zrak usmjerava na ulaz ventilatora kabine, dok se u hlađenju koristi *RECIRC* režim, kojim se 90% zraka iz kabine usmjerava na ulaz ventilatora kabine i upuhuje se samo 10% svježeg okolišnog zraka radi održavanja kvalitete u vidu razine

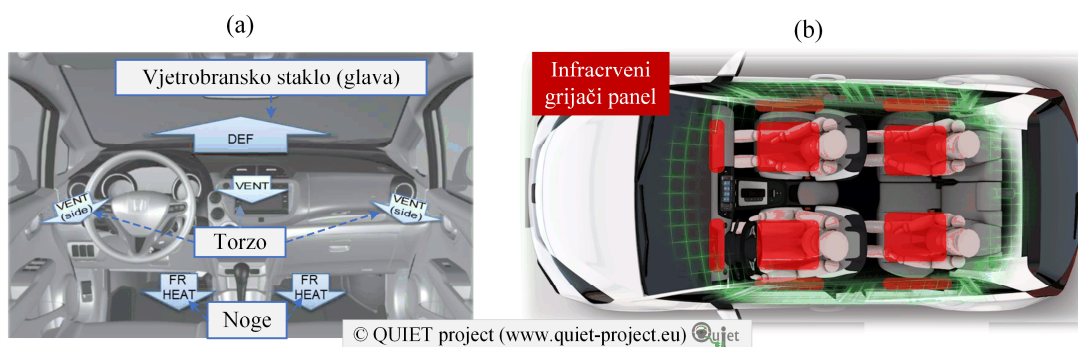


## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

CO<sub>2</sub> i vlage. U ovom se HVAC sustavu ne koriste zaklopke za miješanje toplog zraka s HC i hladnog zraka s LTR prije ulaska u kabinu.

Ohlađeni ili zagrijani zrak ulazi u kabinu kroz više dovoda (mlaznica), čiji je raspored prikazan na slici 2-3a, u jednom od pet mogućih režima distribucije zraka u kabini. Režim distribucije zraka određuje raspodjelu protoka ulaznog zraka kroz pojedinu mlaznicu te su za ciljano vozilo B-kalse režimi distribucije zraka dani u [62]. Tijekom grijanja koristi se režim *HEAT*, koji veći dio ulaznog zraka usmjerava na noge, a u hlađenju je korišten režim *BI-LEV*, koji veći dio zraka usmjerava na gornji dio tijela (torzo). Određivanje optimalnog režima distribucije zraka u grijanju i hlađenju prelazi granice ovog rada jer zahtijeva 3D model kabine i primjenu računalne dinamike fluida.

Kabina ciljanog vozila dodatno je opremljena sa 16 infracrvenih grijaćih panela koji su smješteni na vratima, krovu, vizirima i iznad nogu vozača i suvozača, a njihov je smještaj načelno prikazan na slici 2-3b [114], [115]. IRP pružaju dodatno grijanje zračenjem i time omogućavaju rasterećivanje HVAC sustava i/ili poboljšanje toplinske ugone. Također, IRP omogućavaju lokalizirano grijanje putnika zahvaljujući zasebnom upravljanju pojedinom skupinom panela. Ova je mogućnost u ciljanom vozilu od posebne važnosti, jer se lokalizirano kondicioniranje ne može postići zrakom zbog neupravljivih zaklopki i mlaznica distribucije zraka.



Slika 2-3. Distribucija zraka u kabini (a) i smještaj infracrvenih grijaćih panela (b) [62], [115]

## 2.2. Zahtjevi na upravljanje

Glavna zadaća HVAC sustava predstavljenog u potpoglavlju 2.1 jest osigurati toplinsku ugodu putnika uz što višu energetska učinkovitost. Ova zadaća ostvaruje se posredstvom sustava upravljanja, koji uključuje regulaciju temperature zraka u kabini zadavanjem protoka i temperature ulaznog zraka u kabinu na jedan od tri načina. U prvom se načinu postavlja konstantna temperatura ulaznog zraka i upravlja se protokom zraka pomoću ventilatora kabine. U drugom se načinu regulira temperatura ulaznog zraka uz konstantni protok, što je tipično za poluautomatski HVAC sustav, gdje vozač upravlja postavkom ventilatora i referencom temperature zraka u kabini. Konačno, istovremeno upravljanje protokom i temperaturom ulaznog zraka daje najveću fleksibilnost i ovaj se način koristi u modernim vozilima s potpuno automatskim HVAC sustavom. Osim temperature i protoka zraka u kabini, na toplinsku ugodu utječe i distribucija zraka u kabini, koja se određuje položajem zaklopki i mlaznica. Ostale zadaće HVAC sustava odnose se na posebne scenarije, poput odvlaživanja zraka radi sprječavanja magljenja vjetrobranskog stakla ili osiguranja komforne razine vlage i ugljičnog dioksida u kabini.

Referentnu temperaturu ulaznog zraka u kabinu moguće je ostvariti na više načina, ovisno o strukturi HVAC sustava, dostupnim aktuatorima i režimu rada. Kod poluautomatskog HVAC sustava konvencionalnog vozila ovo se tipično ostvaruje upravljanjem položaja zaklopke za miješanje zraka jer su brzina kompresora i brzina pumpe određene brzinom vrtnje MSUI (v. sl. 1-1a). Za razmatrani se HVAC sustav u oba režima rada slijeđenje reference temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  može postići regulacijom brzine vrtnje kompresora  $n_{com}$  i pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$ . Dodatno, u specijalnim režimima, poput odvlaživanja ili dogrijavanja zraka, u kojima postoji istovremeni protok posrednog medija kroz LTR i HC, temperaturu ulaznog zraka u kabinu moguće je postići i upravljanjem protoka pomoću ventila V3 i V4 (v. sl. 2-1). Uz raspodjelu protoka, dodatni upravljački kanal postigao bi se upravljivom zaklopkom za miješanje zraka u sabirnoj kutiji zraka. Kako su fokus ovoga rada dva osnovna režima (grijanje i hlađenje), referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu regulirati će se putem promjene brzine vrtnje kompresora, bez miješanja toplog i hladnog zraka te bez podjele protoka posrednog medija u sekundarnim petljama. Zahtjevi na ovaj regulacijski krug su precizno, brzo i robusno slijeđenje referentne temperature koju zadaje nadređeni regulator temperature zraka u kabini. Primarni poremećaj ovog regulacijskog kruga je promjena masenog protoka zraka ventilatora  $\dot{m}_{bf}$ , koji se mijenja s obzirom na radnu točku kabine prema optimalnoj alokaciji (v.

potpoglavlje 2.3). Obično veći maseni protok zraka zahtijeva veće brzine kompresora kako bi se zadržala ista ulazna temperatura te ujedno ubrzava prijelaznu pojavu temperature ulaznog zraka. U slučaju razmatranog HVAC sustava, dodatni, blagi poremećaji regulaciji temperature ulaznog zraka u kabinu dolaze iz sekundarnih petlji, jer brzine pumpi, odnosno protok posrednog medija, utječu na dinamiku izmjene topline u izmjenjivačima. Za postizanje maksimalne učinkovitosti HVAC sustava pri danom masenom protoku i referentnoj temperaturi ulaznog zraka u kabinu, potrebno je optimalno upravljati brzinama pumpi, primjerice u otvorenoj petlji s obzirom na radne uvjete HVAC sustava.

Osim osiguravanja dobrih performansi, upravljački sustav mora držati HVAC sustav u sigurnom radnom području. Osnovni sigurnosni zahtjevi uključuju osiguravanje dovoljno visokog pregrijanja radne tvari na ulazu u kompresor  $\Delta T_{SH}$ , osiguravanje dovoljnog protoka zraka na glavnom izmjenjivaču topline putem upravljanja brzinom vrtnje prednjeg ventilatora, odnosno zadavanja odgovarajuće razine snage  $\bar{P}_{rf}$ , a kako bi se toplina učinkovito odvodila u okoliš, te održavanje tlakova radne tvari unutar dozvoljenog radnog područja kompresora. Regulacijom temperaturnog pregrijanja radne tvari osigurava se pregrijana para na ulazu u kompresor, odnosno sprječava se pojava kapljica koje bi mogle oštetiti kompresor. Temperaturno pregrijanje radne tvari kod HVAC sustava redovno se upravlja pomoću ekspanzijskog ventila (EXV na slici 2-1), čijim se zatvaranjem smanjuje dotok radne tvari u isparivač što povećava pregrijanje. U režimu grijanja regulira se pregrijanje nakon internog izmjenjivača IHX, a u režimu hlađenja nakon isparivača CHLR (v. sliku 2-2a i 2-2b). Regulacijski krug pregrijanja osim slijeđenja reference mora osigurati i robusnost na poremećajne varijable. Najbrži i najznačajniji poremećaj ovom regulacijskom krugu predstavlja promjena brzine kompresora, odnosno sprega između masenog protoka radne tvari (određenog brzinom kompresora) i pregrijanja. Uz kompresor, nešto sporiji poremećaj unosi i promjena brzine pumpe 2 koja određuje dinamiku izmjene topline u isparivaču. Osim pregrijanja radne tvari, upravljački sustav mora zadržati tlakove radne tvari u sigurnom radnom području. Pritom se tlak na ulazu kompresora mora održati iznad minimalne razine, a tlak na izlazu kompresora održati ispod maksimalne razine. Također, postoji i gornje ograničenje na omjer ovih tlakova. Tlakovi radne tvari najučinkovitije se drže unutar radnog područja pomoću kompresora te se vraćaju u radno područje (pad izlaznog tlaka i porast ulaznog tlaka) snižavanjem brzine kompresora, odnosno smanjivanjem opterećenja kompresora. Ova se sigurnosna funkcija može izvesti u obliku zasebnih regulatora tlaka, koji će se aktivirati i snižavati brzinu kompresora u slučaju prelaženja granica radnog područja tlaka [81].

Upravljanje HVAC sustavom treba postići optimalne performanse u vidu energetske učinkovitosti i toplinske ugone. Učinkovitost HVAC sustava obično se ocjenjuje koeficijentom učinkovitosti (engl. skrać. *COP*; *Coefficient of Performance*) [116]. Uz to, važno je i u radu sustava smanjiti potrošnju električne energije. S druge strane, za objektivno ocjenjivanje toplinske ugone u kabini koriste se indeksi toplinske ugone [48]. Za globalnu toplinsku ugodu najšire korišteni indeks je PMV (engl. *Predicted Mean Vote*) (Tablica 2-2) [117]. Međutim, u kabini vozila temperatura nije nužno jednoliko raspoređena i u tom se slučaju koriste indeksi lokalne toplinske ugone. Jedna od metoda određivanja lokalne toplinske ugone jest metoda ekvivalentne temperature [118], koja definira raspon ugodnih temperatura pojedinog dijela tijela u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima. Ostale moguće metode za određivanje toplinske ugone su globalni DTS model (engl. skrać. *DTS*; *Dynamic Thermal Sensation*) [119], te precizniji, lokalni, Zhangov model toplinske ugone [120]. Međutim, ove metode zahtijevaju primjenu višezonskih modela kabine u simulaciji, kompleksne proračune termofizioloških stanja čovjeka poput temperature kože i stoga su pogodniji za primjene u 3D simulacijama računalne dinamike fluida. Kako je u ovom radu fokus na upravljanju i primjenjuje se jednozonski model kabine, za ocjenu toplinske ugone koristit će se globalni PMV indeks toplinske ugone. Načelno, PMV indeks može biti primjenjen i za određivanje lokalne toplinske ugone uz primjenu pojednostavljenog proračuna lokalne temperature i brzine nastrujavanja zraka (v. poglavlje 3).

Tablica 2-2. PMV indeks toplinske ugone

Subjektivni opis	PMV indeks
Hladno	-3
Prohladno	-2
Blago hladno	-1
Ugodno	0
Blago toplo	1
Toplo	2
Vruće	3

PMV indeks predviđa subjektivnu percepciju toplinske ugone grupe osoba koje borave u prostoru u obliku numeričke vrijednosti, kao što je prikazano u tablici 2-2. Pozitivna vrijednost PMV-a ukazuje na pretoplo okruženje, dok negativna vrijednost ukazuje na prehladno okruženje. PMV jednak nuli predstavlja idealnu toplinsku ugodu, a toplinski ugodno područje prema standardu je  $|PMV| < 0.5$  [117]. PMV je funkcija temperature ( $T_c$ ) i relativne vlažnosti zraka u kabini ( $\phi_c$ ), brzine nastrujavanja zraka na putnika  $v_c$ , srednje radijacijske temperature

okolnih površina  $T_{mr}$ , otpora odjeće  $I_{cl}$  i metaboličke aktivnosti putnika  $M$ . Detaljni matematički proračun PMV indeksa na temelju ovih šest ulaznih varijabli dan je u [117]. U ovom se radu PMV indeks koristi u sklopu detaljnog simulacijskog modela kabine za određivanje toplinske ugone pojedinog dijela tijela (glava, torzo, noge) svakog putnika na temelju lokalnih temperatura i protoka zraka.

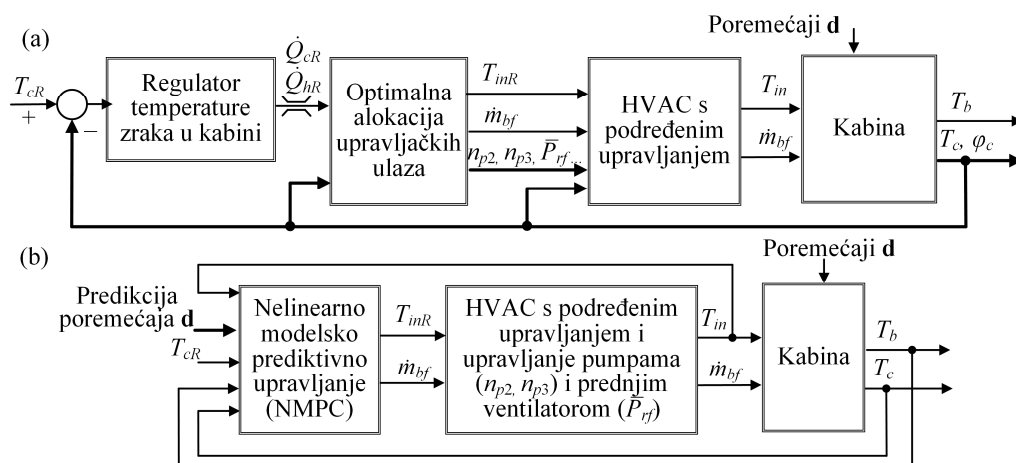
### 2.3. Koncepti upravljanja sustavom grijanja i hlađenja putničkog prostora

Slika 2-4 prikazuje funkcionalne blokovske dijagrame dvije karakteristične strategije upravljanja HVAC sustavom, koje se detaljnije razrađuju u ostatku ovog rada. Prva strategija, prikazana na slici 2-4a, temelji se na kaskadnoj regulaciji temperature zraka u kabini i optimalnoj alokaciji upravljačkih ulaza. Strategija uključuje nadređeni regulator temperature zraka u kabini koji zadaje zahtjev za ogrjevnom snagom  $\dot{Q}_{hR}$  u režimu grijanja ili zahtjev za rashladnom snagom  $\dot{Q}_{cR}$  u režimu hlađenja. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza na danoj temperaturi ( $T_c$ ) i relativnoj vlažnosti zraka u kabini ( $\phi_c$ ) pridružuje zahtijevanu ogrjevnu/rashladnu snagu u reference podređenih regulacijskih krugova i izravne (neregulirane) upravljačke ulaze HVAC sustava. Ovakav odabir ulaza u optimalnu alokaciju omogućava izostavljanje modela kabine i njenih poremećaja iz procesa generiranja optimalne alokacije te daje univerzalne rezultate za dani HVAC uređaj koji su primjenjivi i na ostale kabine.

U ovom radu optimalna alokacija upravljačkih ulaza zadaje brzine pumpi ( $n_{p2}$ ,  $n_{p3}$ ) i upravljačke ulaze ventilatora ( $\bar{P}_{rf}$ ,  $\dot{m}_{bf}$ ), koji se ostvaruju u okviru aktuatorskih komponenti (eventualni regulatori nisu predmet razvoja u ovom radu), te referencu temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$  podređenom regulacijskom krugu. Dva osnovna podređena regulacijska kruga HVAC sustava uključuju regulaciju ulazne temperature zraka u kabinu  $T_{in}$  zadavanjem brzine kompresora  $n_{com}$  i regulaciju pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SH}$  zadavanjem pozicije ekspanzijskog ventila  $a_v$ . Kao što je spomenuto u pregledu literature u poglavlju 1, optimalna alokacija može biti temeljena na primjeni optimiranja u ili van realnog vremena. U prvotnom slučaju, optimizacija se izvodi zajedno s ostalim komponentama sustava upravljanja, pri čemu se model HVAC sustava nalazi unutar algoritma optimalne alokacije, npr. u obliku statičke mape učinkovitosti u funkciji upravljačkih ulaza. Za relativno veliki broj upravljačkih ulaza u ovdje razmatranom slučaju složenog HVAC sustava, izvođenje ovakvog modela i napose rješavanje optimizacijskog problema u realnom vremenu postaje računalno zahtjevno te je teže garantirati postizanje

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

globalno optimalnog rješenja (primjerice ako se koriste računalno učinkoviti algoritmi traženja optimuma). Stoga se, u potonjem slučaju optimiranje provodi van realnog vremena i dobivene mape optimalnih upravljačkih ulaza spremaju se u memoriju upravljačkog sustava u obliku ogleđnih tablica ili se interpoliraju analitičkim funkcijama koje se pogodno programiraju za izvođenje u realnom vremenu. Pritom su zahtjevi na računalnu učinkovitost optimizacije niži tj. procesorska je snaga veća, što omogućava korištenje detaljnih fizikalnih simulacijskih modela u optimizaciji, kao i složenijih i računalno zahtjevnijih optimizacijskih algoritama koji izbjegavaju lokalne optimume, poput genetskih algoritama. Zbog dostupnosti detaljnog fizikalnog simulacijskog modela i kompleksnosti HVAC sustava, u ovom je radu optimalna alokacija upravljačkih ulaza izračunata van realnog vremena (poglavlje 5).



Slika 2-4. Blokovski dijagrami sustava upravljanja temeljenih na kaskadnoj regulaciji temperature zraka u kabini s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza (a) i modelskom prediktivnom upravljanju (b)

Važno je napomenuti da optimalna alokacija osigurava optimalne performanse sustava u kvazistacionarnom stanju, odnosno stanju u kojem podređeno upravljanje HVAC sustava precizno prati referentne vrijednosti. U naglim i dugim prijelaznim pojavama, poput početnog zagrijavanja ili ohlađivanja kabine, stanje HVAC sustava može biti daleko od referentnog jer je sustav prije početka rada u ravnoteži s okolišnim uvjetima i postizanje referentnog stanja nije nužno brzo. Naime, HVAC sustav sa sekundarnim petljama sadrži više unutarnjih toplinskih masa (radna tvar, posredni medij, stijenke izmjenjivača) koje je potrebno zagrijati ili ohladiti, što zahtijeva određeno vrijeme koje ne mora biti znatno kraće od dinamike odziva temperature zraka u kabini vozila (koja diktira dinamiku alokacijskih varijabli; slika 2-4). Međutim, nakon

završetka početnog prijelaznog procesa, reference se obično sporo mijenjaju i optimalna alokacija osigurava optimalne performanse. Ovo kvazistacionarno stanje ima veći utjecaj na potrošnju jer početni prijelazni procesi obično predstavljaju manji dio ukupnog voznog ciklusa, što u konačnici opravdava korištenje optimalne alokacije.

Slika 2-4b prikazuje blokovski dijagram optimalne strategije upravljanja HVAC sustavom temeljene na modelskom prediktivnom upravljanju (MPC). U odnosu na kaskadnu regulaciju, MPC objedinjuje nadređeni regulator temperature zraka u kabini i optimalnu alokaciju te k tome provodi optimizaciju upravljačkih varijabli na pomičnom vremenskom horizontu u budućnosti. Time se u odnosu na trenutačnu optimizaciju primijenjenu kod alokacije može općenito ostvariti viša kvaliteta upravljanja, tj. ona koja je bliža rezultatima globalnog optimiranja preko punog horizonta van realnog vremena. Za predviđanje ponašanja sustava na danom horizontu, MPC se oslanja na dinamički predikcijski model sustava. Osim dinamike sustava, MPC u optimizaciji uzima u obzir i ograničenja sustava, što ga čini optimalnim i tijekom prijelaznog procesa. K tome, u okviru predikcijskog modela moguće je iskoristiti prediktivnu informaciju o poremećajnim varijablama s ciljem postizanja boljih performansi. Ključne poremećajne varijable HVAC sustava jesu temperatura okolišnog zraka, solarno opterećenje, brzina vozila i eventualno metaboličko opterećenje putnika. Pretpostavka o postojanju prediktivne informacije zasniva se na: i) trendu lako dostupnog mjerenja sporo-promjenjive temperature okolišnog zraka i/ili mogućnosti predviđanja okolišne temperature na temelju meteoroloških podataka, ii) dostupnoj informaciji o broju putnika u vozilu, na temelju kojeg se može estimirati metaboličko opterećenje i primjeniti u predikcijskom modelu kao poznati poremećaj; iii) trendu mjerenja solarnog opterećenja vozila i/ili predviđanju istog iz meteoroloških podataka i iv) mjerenju brzine vozila, primjeni povijesnih podataka i podataka o planiranoj putanji kao i podatak o brzini vozila ispred predmetnog vozila (uz postojanje komunikacije vozilo-vozilo ili vozilo-infrastruktura).

Kao što je spomenuto u pregledu dosadašnjih istraživanja u poglavlju 1, MPC može biti primijenjeno za podređeno i nadređeno upravljanje. U ovom radu MPC strategija (poglavlje 7) preuzima ulogu nadređenog upravljačkog sustava koji zadaje referentnu temperaturu i maseni protok ulaznog zraka u kabinu ( $T_{inR}$  i  $\dot{m}_{bf}$ ), dok su brzine pumpi sekundarnih petlji ( $n_{p2}$  i  $n_{p3}$ ) i razina snage prednjeg ventilatora ( $\bar{P}_{rf}$ ) upravljani prema brzini vrtnje kompresora u sklopu podređenog upravljanja te ih MPC strategija ne zadaje (više detalja dano je u poglavljima 5 i 6). Pritom se u predikciji MPC oslanja na pojednostavljeni model HVAC sustava koji uključuje

## 2. Funkcionalni opis sustava upravljanja grijanjem i hlađenjem putničkoga prostora

---

dinamiku zatvorenog regulacijskog kruga temperature ulaznog zraka u kabinu i to ne samo u režimu malih već i velikih signala. To daje dodatan potencijal za unapređenje ukupne kvalitete upravljanja u odnosu na optimalnu alokaciju koja pretpostavlja brz odziv HVAC uređaja. Načelno se MPC može primijeniti i za podređeno upravljanje razmatranim HVAC sustavom, no razvoj takvog sustava prelazi okvire ovoga rada.



## **3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora**

U ovom poglavlju predstavljene su detaljni simulacijski modeli HVAC sustava i kabine te modeli orijentirani sintezi upravljačkog sustava i optimiranju upravljačkih varijabli. U potpoglavlju 3.1 prikazuju se modeli HVAC uređaja, a u potpoglavlju 3.2 modeli kabine.

### **3.1. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja (HVAC)**

Simulacijski modeli HVAC uređaja podijeljeni su u tri kategorije. Prvo se predstavlja detaljni simulacijski model razmatranog HVAC uređaja. Potom se prikazuje linearni model namijenjen sintezi podređenog upravljanja. Naposljetku su prikazani nelinearni modeli nižega reda namijenjeni optimiranju upravljačkih varijabli i sintezi modelskog prediktivnog upravljanja.

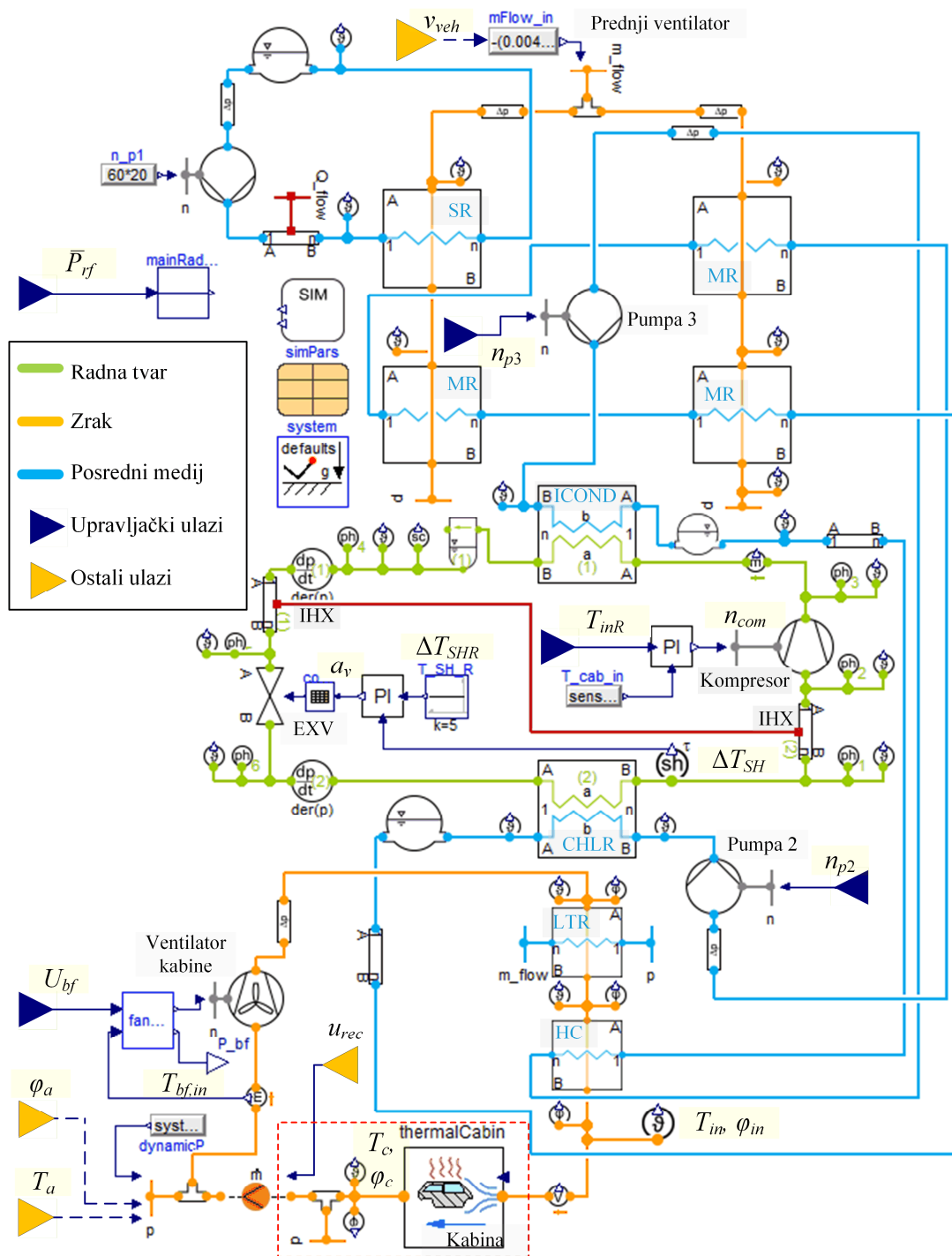
#### ***3.1.1. Detaljni fizikalni simulacijski model***

Detaljni fizikalni simulacijski model HVAC sustava implementiran je u Dymola simulacijskom okruženju od strane partnera u okviru QUIET projekta. Pritom je korištena modelska knjižnica *TIL Suite* [121], koja sadrži detaljne modele komponenti HVAC sustava, poput kompresora, pumpi i izmjenjivača topline, kao i termodinamičkih svojstava radnih tvari, posrednih medija i vlažnog zraka. Simulacijski je model parametriran na temelju dostupnih konstrukcijskih podataka, eksperimentalnih podataka dobivenih mjerenjem pojedinačnih komponenti i testnog sustava u cjelini [44]. Spajanjem svih komponenti modela dobiva se sustav diferencijalnih algebarskih jednadžbi koji se rješava primjenom DASSL integracijske metode.

Struktura modela u režimu grijanja (dizalica topline) prikazana je na slici 3-1 (usp. sl. 2-2a). Rashladni krug, sekundarne petlje i zrak prikazani su redom zelenim, plavim i narančastim linijama. Kako su u ovom radu razmatrani samo režimi prikazani na slici 2-2, radi jednostavnosti ventili u sekundarnim petljama nisu modelirani, već su odgovarajući izmjenjivači topline izravno povezani. Modeli izmjenjivača topline temeljeni su na metodi konačnih volumena, s tri do pet volumena po izmjenjivaču, dok su modeli cijevi i crijeva predstavljeni konstantnim hidrauličkim otporima (padom tlaka) kako bi se postigla visoka

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

računalna učinkovitost modela [44]. Struktura modela, odnosno poveznice izmjenjivača, mijenjaju se u režimu hlađenja prema shematskom prikazu na slici 2-2b.



Slika 3-1. Detaljni fizikalni simulacijski model HVAC sustava za režim grijanja, postavljen u Dymola okruženju.

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

---

Sa stanovišta modeliranja aktuatora ključni su podmodeli kompresora, ventilatora, pumpi i ekspanzijskog ventila. Simulacijski model spiralnog kompresora volumena  $27 \text{ cm}^3$  zasnovan je na primjeni statičkog termodinamičkog modela, koji određuje razliku entalpija na priključcima kompresora, maseni protok radne tvari i potrošnju električne energije na temelju brzine vrtnje kompresora  $n_{com}$ , volumena kompresora te koeficijentata volumetričkog i izentropskog stupnja djelovanja. Kako je dinamika zatvorenog kruga regulacije brzine vrtnje kompresora iznimno brza, ista nije uključena u simulacijski model kompresora. Fizičko ograničenje ubrzanja implementirano je ograničenjem promjene brzine.

Simulacijski model pumpi zasnovan je na statičkom modelu koji na temelju brzine vrtnje ( $n_{p2}$  ili  $n_{p3}$ ) i poznatog volumena pumpe prema kvadratnoj karakteristici određuje prirast tlaka, odnosno protok posrednog medija te snagu pumpe. Kao i kod kompresora, dinamika regulacijskog kruga brzine vrtnje pumpe nije uključena u simulacijski model.

Simulacijski model ventilatora glavnog izmjenjivača topline (prednjeg ventilatora), maksimalne snage 240 W, sastoji se od linearnih funkcija koje određuju maseni protok zraka prednjeg ventilatora  $\dot{m}_{rf}$  u ovisnosti o razini snage  $\bar{P}_{rf}$  i brzini vozila  $v_{veh}$  [114]. Linearne funkcije određene su na temelju eksperimentalnih mjerenja i prikazane su na slici 3-2a za tri ostvarive razine snage (isključen, polovina pune snage i puna snaga):

$$\dot{m}_{rf} = (k_{rf1} + k_{rf2} v_{veh}) \bar{P}_{rf} + (k_{rf3} + k_{rf4} v_{veh}) (1 - \bar{P}_{rf}) \quad (3-1)$$

gdje je su  $k_{rfi}$ ,  $i = 1, \dots, 4$  koeficijenti linearnih funkcija.

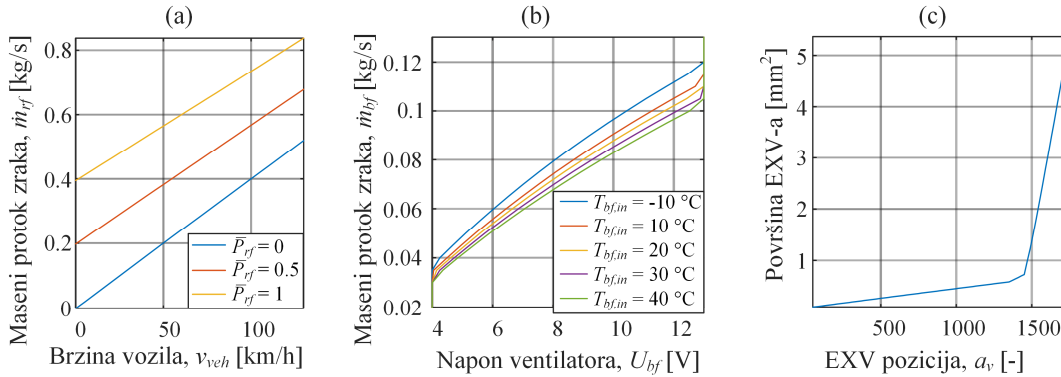
Ventilator kabine opisan je statičkim modelom karakteristike ventilatora, koja opisuje protok i pad tlaka zraka na ventilatoru u ovisnosti o brzini vrtnje ventilatora te dvije ogledne tablice, temeljene na mjerenjima, koje daju brzinu vrtnje ventilatora i potrošnju električne energije u funkciji napona motora ventilatora  $U_{bf}$  i temperature ulaznog zraka hladnjak kabine, odnosno ventilatora  $T_{bf,in}$ . U konačnici, time se dobiva maseni protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  koji je funkcija napona  $U_{bf}$  i temperature zraka  $T_{bf,in}$ ,  $\dot{m}_{bf} = f_{bf}(U_{bf}, T_{bf,in})$ , čiji je primjer za nekoliko ulaznih temperatura prikazan na slici 3-2b. Za potrebe upravljanja, izvedena je inverzna karakteristika ventilatora kabine koja opisuje napon ventilatora u funkciji masenog protoka i temperature zraka, tj.  $U_{bf} = f_{bf}^{-1}(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in})$  te je opisana polinomom trećeg reda s obzirom na  $\dot{m}_{bf}$ , uz linearno promjenjive koeficijente polinoma s obzirom na  $T_{bf,in}$ :

$$U_{bf} = (k_{bf1} + k_{bf2} T_{bf,in}) + (k_{bf3} + k_{bf4} T_{bf,in}) \dot{m}_{bf} + (k_{bf5} + k_{bf6} T_{bf,in}) \dot{m}_{bf}^2 + (k_{bf7} + k_{bf8} T_{bf,in}) \dot{m}_{bf}^3 \quad (3-2)$$

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

gdje su  $k_{bfi}$ ,  $i = 1, \dots, 8$  koeficijenti polinoma. Napon ventilatora kabine ograničen je s donje strane na  $U_{bf} = 4$  V, koji odgovara minimalnom protoku zraka, a s gornje strane na  $U_{bf} = 13$  V, koji odgovara maksimalnom protoku zraka.

Detaljni simulacijski model ekspanzijskog ventila sastoji se od ventila s promjenjivom efektivnom površinom prigušnice i nelinearne karakteristike efektivne površine prigušnice u funkciji pozicije koračnog motora EXV-a  $a_v$ , koja je prikazana na slici 3-2c. Pritom  $a_v = 50$  koraka odgovara potpuno zatvorenom ventilu, a  $a_v = 1750$  koraka potpuno otvorenom ventilu. Snaga EXV-a je zanemariva i nije modelirana. Kašnjenja senzora temperature i tlaka su zanemarena zbog njihove brže dinamike u odnosu na dinamiku toplinskog sustava.



Slika 3-2. Karakteristike (a) masenog protoka zraka prednjeg ventilatora, (b) masenog protoka zraka ventilatora kabine i (c) efektivne površine ekspanzijskog ventila

Upravljački ulazi u model su brzina kompresora  $n_{com}$ , pozicija koračnog motora EXV-a  $a_v$ , brzine pumpi  $n_{p1}$ ,  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$ , napon ventilatora kabine  $U_{bf}$  i razina snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$ . Brzina vozila  $v_{veh}$  promatra se kao poremećajni ulaz. Temperatura i relativna vlažnost okolišnog zraka (označeni kao  $T_a$  i  $\varphi_a$ ) postavljeni su na konstantne vrijednosti jednake  $T_a = -10$  °C i  $\varphi_a = 60\%$  u grijanju i  $T_a = +40$  °C i  $\varphi_a = 60\%$  u hlađenju. S obzirom da hlađenje pogona nije razmatrano, brzina pumpe 1 postavljena je na konstantnu vrijednost  $n_{p1} = 1000$  okr/min i ne koristi se otpadna toplina pogona u režimu grijanja.

Simulacijski model zbog visoke razine detalja podmodela sadrži mnoštvo izlaznih varijabli. Ključni izlazi HVAC sustava sa stanovišta upravljanja i optimizacije su temperaturno pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$ , temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$ , maseni protok ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$ , ukupna snaga aktuatora HVAC sustava  $P_{HVAC}$  i koeficijent učinkovitosti  $COP$ . U režimu grijanja,  $COP_H$  je jednak:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{HC}}{P_{HVAC}} \quad (3-3)$$

gdje je  $\dot{Q}_{HC}$  izmjenjeni toplinski tok na grijaču kabine HC. U režimu hlađenja  $COP_C$  je jednak:

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{LTR}}{P_{HVAC}} \quad (3-4)$$

gdje je  $\dot{Q}_{LTR}$  izmjenjeni toplinski tok na hladnjaku kabine LTR, koji uključuje latentni i osjetni toplinski tok.

### 3.1.2. Linearni model orijentiran sintezi podređenog sustava upravljanja

Podređeno upravljanje HVAC sustavom uključuje regulaciju pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SH}$  preko zadavanja pozicije EXV-a  $a_v$  i regulaciju temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  preko zadavanja brzine kompresora  $n_{com}$ . Za potrebe sinteze podređenog sustava upravljanja (poglavlje 6), razvijen je programski alat za identifikaciju dinamike sustava s ove dvije temperature kao izlazima, a koji se temelji na odskočnom odzivu detaljnog simulacijskog modela u okolini zadane radne točke. Ponavljanje procedure za više radnih točaka rezultira s više identificiranih linearnih modela, čiji se parametri mogu iskoristiti za generiranje mapa za adaptaciju parametara regulatora.

Razvijeni alat prvo simulira sustav u otvorenom krugu s obzirom na odskočne pobude brzine kompresora ( $\pm 2.5\%$  u odnosu na stacionarno stanje) i ekspanzijskog ventila ( $\pm 5\%$  u odnosu na stacionarno stanje) te uz konstantne brzine pumpi i ventilatora koje su definirane radnom točkom. Potom se provodi identifikacija vremenski diskretnog, linearnog ARX modela s dva ulaza i dva izlaza, koji je zapisuje u diskretnoj Laplaceovoj ( $z$ ) domeni kao:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{11}(z)y_1(z) + \mathbf{A}_{12}(z)y_2(z) &= \mathbf{B}_{11}(z)u_1(z^{-n_{k11}}) + \mathbf{B}_{12}(z)u_2(z^{-n_{k12}}) + \mathbf{e}_1(z) \\ \mathbf{A}_{22}(z)y_2(z) + \mathbf{A}_{21}(z)y_1(z) &= \mathbf{B}_{21}(z)u_1(z^{-n_{k21}}) + \mathbf{B}_{22}(z)u_2(z^{-n_{k22}}) + \mathbf{e}_2(z) \end{aligned} \quad (3-5)$$

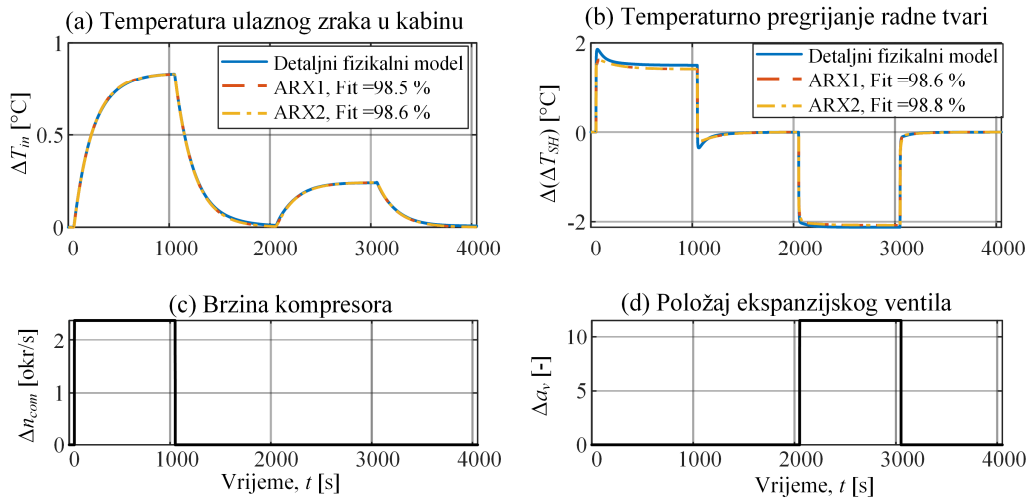
gdje su parametri modela definirani koeficijentima polinoma:

$$\begin{aligned} \mathbf{A}_{ij}(z) &= 1 + a_{ij,1}z^{-1} + \dots + a_{ij,n_{ij,a}}z^{-n_{ij,a}}, & i=1,2, & j=1,2 \\ \mathbf{B}_{ij}(z) &= 1 + b_{ij,1} + b_{ij,2}z^{-1} + \dots + b_{ij,n_{ij,b}}z^{-n_{ij,b}+1} \end{aligned} \quad (3-6)$$

gdje je  $u_1 = n_{com}$ ,  $u_2 = a_v$ ,  $y_1 = T_{in}$ ,  $y_2 = \Delta T_{SH}$ ,  $n_{ij,a}$  je red karakterističnog polinoma  $\mathbf{A}_{ij}(z)$ ,  $n_{ij,b}$  je red polinoma u brojniku prijenosne funkcije  $\mathbf{B}_{ij}(z)$ ,  $n_{kij}$  je broj koraka transportnog kašnjenja, a

$e_1$  i  $e_2$  su vrijednosti poremećajnog bijelog šuma. Red polinoma postavlja se unaprijed, a suma redova svih polinoma određuje broj nepoznatih koeficijenata linearnog regresijskog problema koji se rješava primjenom metode najmanjih kvadrata. Procedura identifikacije modela implementirana je u MATLAB okruženju koristeći funkciju *arx* [122]. U ovom su radu razmatrana dva ARX modela različitog reda. Prvi model (ARX1) koristi polinome trećeg reda ( $n_{ij,a} = 3, n_{ij,b} = 3$ ), dok drugi model ARX2 koristi polinome šestog reda ( $n_{ij,a} = 6, n_{ij,b} = 6$ ), a u oba je modela transportno kašnjenje izuzeto ( $n_{kij} = 0$ ).

Slika 3-3 prikazuje rezultate identifikacije ARX modela za jednu radnu točku u režimu grijanja, koja je definirana s  $T_{in} = 44.75$  °C,  $\Delta T_{SH} = 5$  °C,  $n_{com} = 5720$  okr/min,  $a_v = 458$ ,  $\bar{P}_{rf} = 0$ ,  $\dot{m}_{bf} = 0.08$  kg/s,  $n_{p2} = 1854$  okr/min i  $n_{p3} = 2964$  okr/min. U legendi slike indeks kvalitete *Fit* daje vrijednost normaliziranog korijena srednjeg kvadrata odstupanja odziva ARX modela u odnosu na odziv detaljnog fizikalnog modela. Model višega reda (ARX2) neznatno bolje opisuje prijelaznu pojavu detaljnog fizikalnog modela od modela nižega reda (ARX1).



Slika 3-3. Usporedba odziva identificiranih ARX modela i detaljnog simulacijskog modela HVAC sustava za jednu radnu točku u režima grijanja.

### 3.1.3. Modeli orijentirani optimiranju

Modeli HVAC sustava orijentirani optimiranju koristit će se u optimiranju upravljačkih varijabli i NMPC sustavu u sprezi s modelom kabine. Stoga bi ovi modeli trebali biti niskog reda radi postizanja bolje računalne učinkovitosti, no i ostati nelinearni radi dobre točnosti u širokom radnom području. Računalna učinkovitost je od posebne važnosti za DP optimiranje,

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

---

gdje bi stoga bio poželjan model prvog reda (vidi diskusiju u poglavlju 1). S obzirom na ciljane primjene, u ovom se radu predlažu dva modela (prvog i drugog reda) koji opisuju dinamiku zatvorenog regulacijskog kruga temperature ulaznog zraka u kabinu. Pritom se pretpostavlja da HVAC sustav uključuje kvalitetno podešene podređene regulatore temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  i pregrijanja  $\Delta T_{SH}$  (vidi sliku 2-4b).

Predloženi linearni parametarski varijabilni (LPV), vremenski kontinuirani model prvog reda dan je izrazom:

$$\tau_1(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}, v_{veh})\dot{T}_{in}(t) = -T_{in}(t) + T_{inR}(t) \quad (3-7)$$

gdje je vremenska konstanta  $\tau_1$  funkcija masenog protoka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$ , brzine vozila  $v_{veh}$ , a u režimu hlađenja i funkcija temperatura ulaznog zraka u hladnjak kabine  $T_{bf,in}$ , kako bi se u obzir uzela recirkulacija zraka iz kabine. Za modeliranje početnog zagrijavanja ili ohlađivanja HVAC sustava, odnosno rada u režimu velikih signala, koristi se jedan skup promjenjivih parametara (ovdje  $\tau_1$ ), a za područje zagrijanog/ohlađenog HVAC sustava, odnosno režim malih signala, koristi se drugi skup promjenjivih parametara. Više detalja o modeliranju vremenske konstante  $\tau_1$  dano je u nastavku ovog odjeljka.

Predloženi model drugog reda s promjenjivim parametrima dan je izrazom:

$$\tau_0^2(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}, v_{veh})\ddot{T}_{in}(t) + 2\zeta(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}, v_{veh})\tau_0(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}, v_{veh})\dot{T}_{in}(t) + T_{in}(t) = T_{inR}(t) \quad (3-8)$$

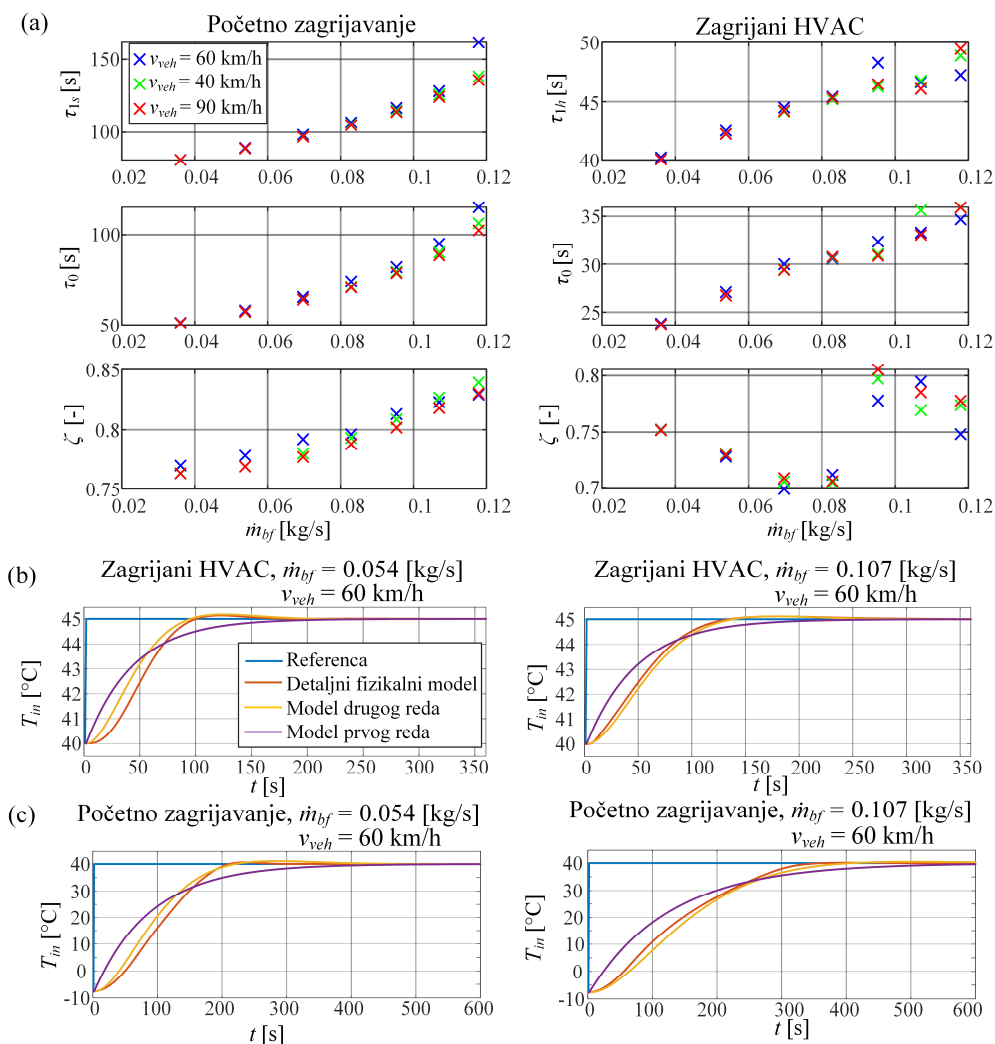
gdje su perioda neprigušenih oscilacija (inverz neprigušene vlastite frekvencije)  $\tau_0$  i faktor relativnog prigušenja  $\zeta$  parametrirani također kao funkcije masenog protoka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$ , brzine vozila  $v_{veh}$  i temperature ulaznog zraka u hladnjak kabine  $T_{bf,in}$ .

Parametri modela u (3-7) i (3-8) identificirani su numerički koristeći Matlab funkciju *procest* iz *System Identification Toolbox* na temelju višestrukih odziva detaljnog fizikalnog modela na razne odskočne promjene referentne temperature  $T_{inR}$  za široki skup radnih točaka ( $\dot{m}_{bf}$ ,  $v_{veh}$ ,  $T_{bf,in}$ ). Simulacija detaljnog fizikalnog modela sastoji se od početnog zagrijavanja HVAC sustava s okolišne temperature do ulaska u radno područje („početno zagrijavanje“) te potom odziva na odskočne promjene referentne temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  („zagrijani HVAC“). Pritom su za dobivanje širokog skupa podataka, simulacije detaljnog fizikalnog modela ponovljene za sedam razina napona ventilatora kabine  $U_{bf} \in \{4, 5.5, 7, 8.5, 10, 11.5, 13\}$  V, tri različite brzine vozila  $v_{veh} \in \{40, 60, 90\}$  km/h te u režimu hlađenja za četiri temperature ulaznog zraka u hladnjak kabine  $T_{bf,in} \in \{25, 30, 35, 40\}$  °C. U režimu grijanja, ulazna

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

temperatura u hladnjak (u tom slučaju grijač) kabine jednaka je okolišnoj temperaturi  $T_{bf,in} = T_a = -10$  °C. Pritom je važno napomenuti da identificirana dinamika zatvorenog regulacijskog kruga ovisi o postavkama podređenih regulacijskih krugova. Ovdje su primijenjeni podređeni regulatori projektirani u poglavljima 5 i 6.

Slika 3-4 prikazuje identificirane parametre modela u režimu grijanja. Ovi rezultati pokazuju da u režimu grijanja glavni utjecaj na dinamiku HVAC sustava ima maseni protok zraka  $\dot{m}_{bf}$ , dok je utjecaj brzine vozila zanemariv (Slika 3-4a).



Slika 3-4. Usporedba parametara i odziva optimiranju-orijentiranih modela HVAC sustava prvog i drugog reda s detaljnim fizikalnim simulacijskim modelom u režimu grijanja

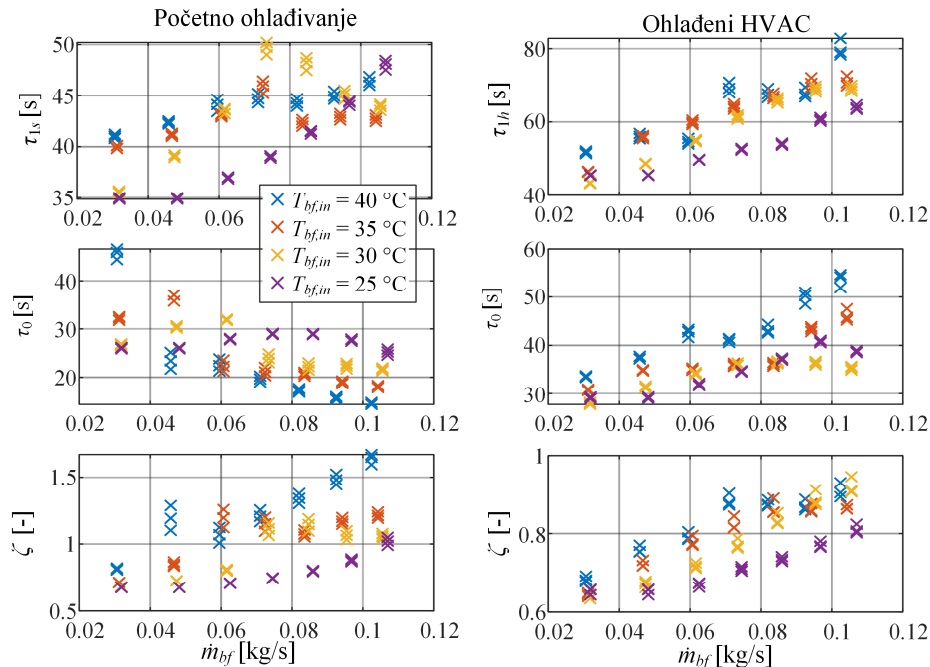
Pritom kod oba modela vremenske konstante rastu s porastom masenog protoka zraka te su u slučaju početnog zagrijavanja HVAC sustava vremenske konstante oko 3 puta više nego u



### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

slučaju zagrijanog HVAC sustava. Duže početno zagrijavanje s okolišnih uvjeta uzrokovano je zasićenjem brzine kompresora tj. aktiviranjem režima velikih signala. Faktor relativnog prigušenja modela drugog reda je iznad 0.7, odnosno odziv sustava je dobro prigušen, pri čemu, s porastom masenog protoka ventilatora kabine faktor relativnog prigušenja blago raste. Slika 3-4b i 3-4c prikazuju usporedbu odziva HVAC sustava na dvije razine protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$  i brzini vozila  $v_{veh} = 60$  km/h. Odstupanja modela prvog reda (ljubičasta linija) nisu jako izražena zbog dobro prigušenog odziva sustava (crvena linija), no model drugog reda (žuta linija) preciznije opisuje stvarno ponašanje sustava, posebno početno sporiji rast temperature i blago nadvišenje odziva.

Slika 3-5 prikazuje identificirane parametre oba modela u režimu hlađenja. Slično kao u režimu grijanja, primarni utjecaj na dinamiku HVAC sustava ima maseni protok zraka, pri čemu veći protok usporava odziv sustava (v. prvi redak), te je utjecaj brzine vozila na dinamiku zanemariv. Kako opterećenje HVAC sustava pada sa smanjenjem temperature  $T_{bf,in}$ , temperatura ulaznog zraka u kabini brže se postiže, što se odražava u nižim vremenskim konstantama pri nižoj temperaturi  $T_{bf,in}$ . U odnosu na režim grijanja, odziv sustava u režimu hlađenja je najčešće potpuno prigušen tj. aperiodski ( $\zeta > 1$ ).



Slika 3-5. Identificirane vremenske konstante reguliranog HVAC sustava u režimu hlađenja

Za potrebe optimiranja upravljačkih trajektorija i sinteze optimalnog upravljanja, poželjno je vremensku konstantu  $\tau_1$  u modelu (3-7) opisati kontinuiranom analitičkom funkcijom. Kako bi

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

---

se uzeo u obzir režim velikih signala kod početnog zagrijavanja ili ohlađivanja, vremenska konstanta  $\tau_1$  računa se sljedećim nelinearnim modelom:

$$\tau_1 = \left( \tau_{1s} - \frac{1}{2} \tau_{1h} \right) (2 - H_{\tau_{1h}} - H_{\tau_{1p}}) + \frac{1}{2} \tau_{1h} (H_{\tau_{1h}} + H_{\tau_{1p}}) \quad (3-9)$$

gdje su  $\tau_{1s}$  i  $\tau_{1h}$  vremenske konstante početnog zagrijavanja odnosno ohlađivanja i zagrijanog odnosno ohlađenog HVAC sustava (npr. one prikazane na slici 3-4a ili slici 3-5), a  $H_{\tau_{1h}}$  i  $H_{\tau_{1p}}$  aproksimacije su odskočne (Heavisideove) funkcije, koje na temelju regulacijske pogreške  $e_{Tin} = T_{inR} - T_{in}$  određuju koja je vremenska konstanta dominantnije aktivna:

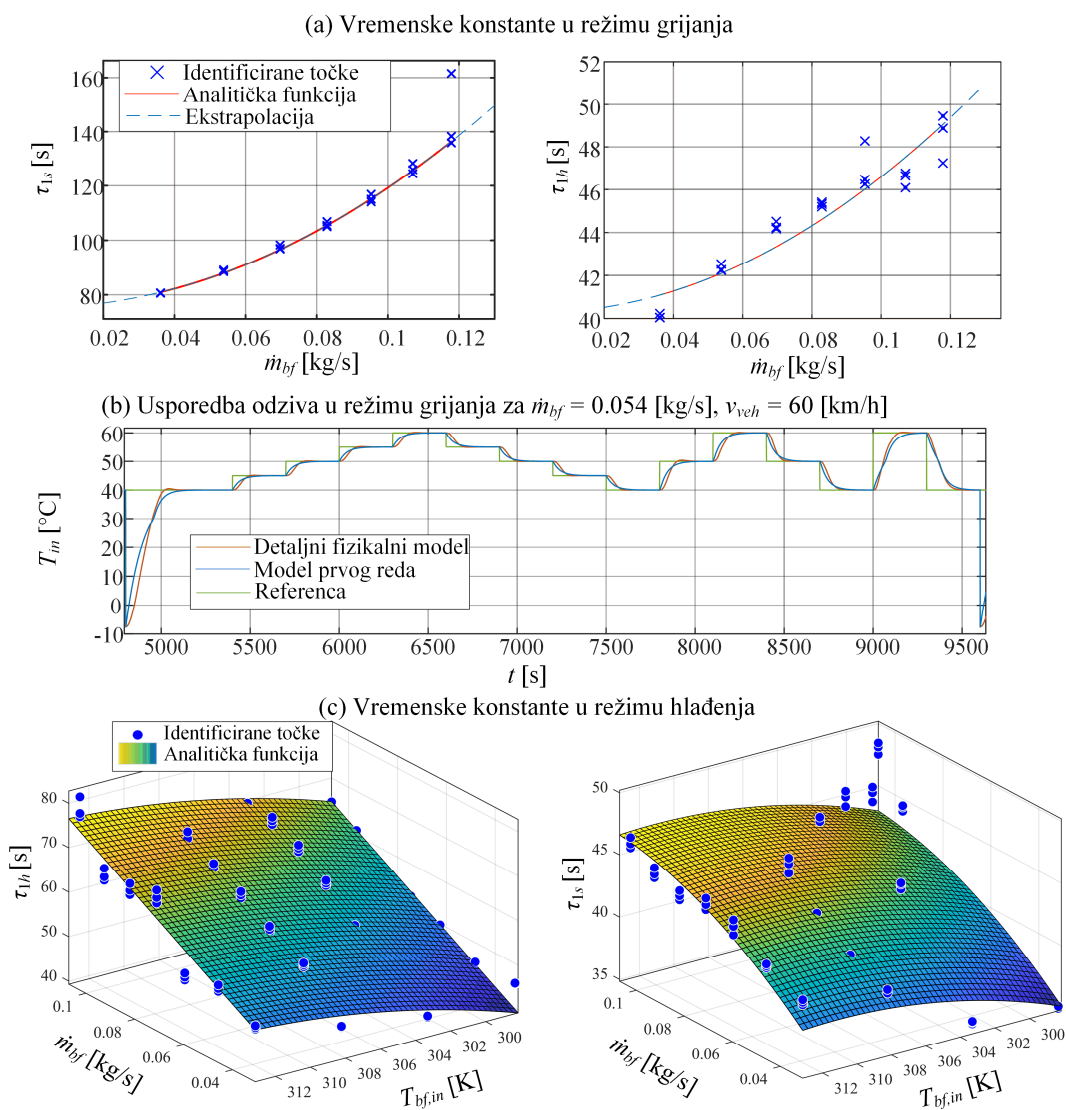
$$\begin{aligned} H_{\tau_{1h}} &= \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(e_{Tin} + e_{Timp}) \\ H_{\tau_{1p}} &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(e_{Tin} - e_{Timp}) \end{aligned} \quad (3-10)$$

gdje su  $e_{Timp}$  i  $e_{Tin}$  pragovi negativne i pozitivne regulacijske pogreške na kojima se mijenja vremenska konstanta i ovdje su postavljeni na 10 °C u režimu grijanja i 15 °C u režimu hlađenja. Heavisideova funkcija  $H(a)$ , koja se glatko opisuje preko  $\tanh$  funkcije u izrazu (3-10), definirana je kao:  $H(a) = 0$  za  $a < 0$  i  $H(a) = 1$  za  $a \geq 0$ . Vremenske konstante  $\tau_{1s}$  i  $\tau_{1h}$  mogu se implementirati u obliku oglednih tablica ili analitičkih funkcija (korišteno ovdje). Izrazi (3-9) i (3-10) koriste se za određivanje dominantne vremenske konstante  $\tau_0$  i faktora relativnog prigušenja  $\zeta$  modela drugog reda (3-8), gdje su konstante početnog zagrijavanja/ohlađivanja i zagrijanog/ohlađenog HVAC sustava implementirane u obliku oglednih tablica.

Primjeri analitičkih funkcija za određivanje vremenske konstante  $\tau_{1s}$  i  $\tau_{1h}$  dani su u Prilogu A izrazom (A-1) za režim grijanja i izrazom (A-2) za režim hlađenja. Pritom je, s obzirom na numeričke rezultate na slikama 3-4 i 3-5, u oba režima zanemaren utjecaj brzine vozila na iznose vremenskih konstanti. Usporedba vremenskih konstanti dobivenih analitičkim funkcijama i identificiranih vremenskih konstanti (Slika 3-4) za režim grijanja prikazana je na slici 3-6a. Greška aproksimacije analitičkom funkcijom je minimalna te se kod aproksimacije vremenske konstante početnog zagrijavanja  $\tau_{1s}$  dobiva koeficijent determinacije  $R^2 = 0.998$  (idealno je jednak 1), a kod vremenske konstante zagrijanog sustava  $\tau_{1h}$  vrijedi  $R^2 = 0.929$ . Iako je u potonjem slučaju  $R^2$  manji zbog većeg odstupanja na dvije izolirane vrijednosti masenog protoka, to odstupanje iznosi oko 1 s (2%) i nema praktičnog značaja (v. desnu kolonu slike 3-6a). Odgovarajući vremenski odzivi za brzinu vozila  $v_{veh} = 60$  km/h prikazani su na slici 3-6b. Postavljeni LPV model prvog reda dobro opisuje odziv detaljnog fizikalnog modela, uz manja

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

odstupanja tijekom prijelazne pojave, kako je diskutirano uz slike 3-4b,c. U slučaju svih razmatranih brzina vozila, odzivi LPV modela prvog reda s analitičkim izrazima za vremenske konstante i LPV modela drugog reda s ogleđnim tablicama rezultiraju redom vrijednostima  $R^2 = 0.972$  i  $R^2 = 0.979$  u odnosu na odziv detaljnog fizikalnog modela.



Slika 3-6. Ilustracija aproksimacije vremenskih konstanti LPV modela prvog reda analitičkim funkcijama (a) i usporedba odziva u odnosu na detaljni fizikalni model u režimu grijanja (b) te aproksimacija vremenskih konstanti u režimu hlađenja (c)

Slika 3-6c prikazuje usporedbu analitički izračunatih i identificiranih vremenskih konstanti u režimu hlađenja. U odnosu na režim grijanja, razlike su nešto veće što rezultira nižim  $R^2$  vrijednostima, koje iznose  $R^2 = 0.916$  za  $\tau_{1h}$  i  $R^2 = 0.592$  za  $\tau_{1s}$ . Međutim, niža vrijednost  $R^2$  u

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

---

slučaju  $\tau_{1s}$  nema značajan utjecaj na dinamiku sustava, jer standardna devijacija pogreške aproksimacije iznosi samo 2.4 s, što je zanemarivo s praktičnog stajališta zbog protezanja skale vremenske konstante do vrijednosti od 50 s. Uz to, veće razlike u slučaju vremenske konstante  $\tau_{1s}$  nastaju pri temperaturi  $T_{bf,in} = 25$  °C tj. 298 K, na kojoj je HVAC obično već ohlađen. Kao u režimu grijanja, oba su modela ispitana u slučaju svih razmatranih brzina vozila i ulaznih temperatura zraka  $T_{bf,in}$  te dobiveni odzivi LPV modela prvog reda s analitičkim izrazima i LPV modela drugog reda s oglednim tablicama rezultiraju redom vrijednostima  $R^2 = 0.98$  i  $R^2 = 0.987$  u odnosu na odziv detaljnog fizikalnog modela.

Snaga kojom HVAC sustav tereti bateriju,  $P_{HVAC}$ , opisuje se regresijskim modelom čiji su parametri dobiveni numerički primjenom Matlab funkcije *fitlm* na temelju velikog skupa podataka generiranog simuliranjem detaljnog fizikalnog modela u raznim uvjetima. Regresijski je model dan sljedećim općim izrazom:

$$P_{HVAC} = f(T_{inR}, T_{in}, e_{Tin}, \dot{m}_{bf}, v_{veh}, T_{bf,in}) \quad (3-11)$$

gdje su ulazne varijable (prediktori) referentna i stvarna temperatura ulaznog zraka u kabinu,  $T_{inR}$  i  $T_{in}$ , regulacijska pogreška  $e_{Tin}$ , maseni protok ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  i brzina vozila  $v_{veh}$ . U režimu hlađenja dodatna ulazna varijabla je temperatura ulaznog zraka u hladnjak kabine  $T_{bf,in}$ . Pritom se ponovno koristi pristup modeliranju zasnovan na kombiniranju modela identificiranih za režime velikih i malih signala (indeksi s i h).

Opteretna električna snaga baterije u režimu grijanja opisuje se izrazom:

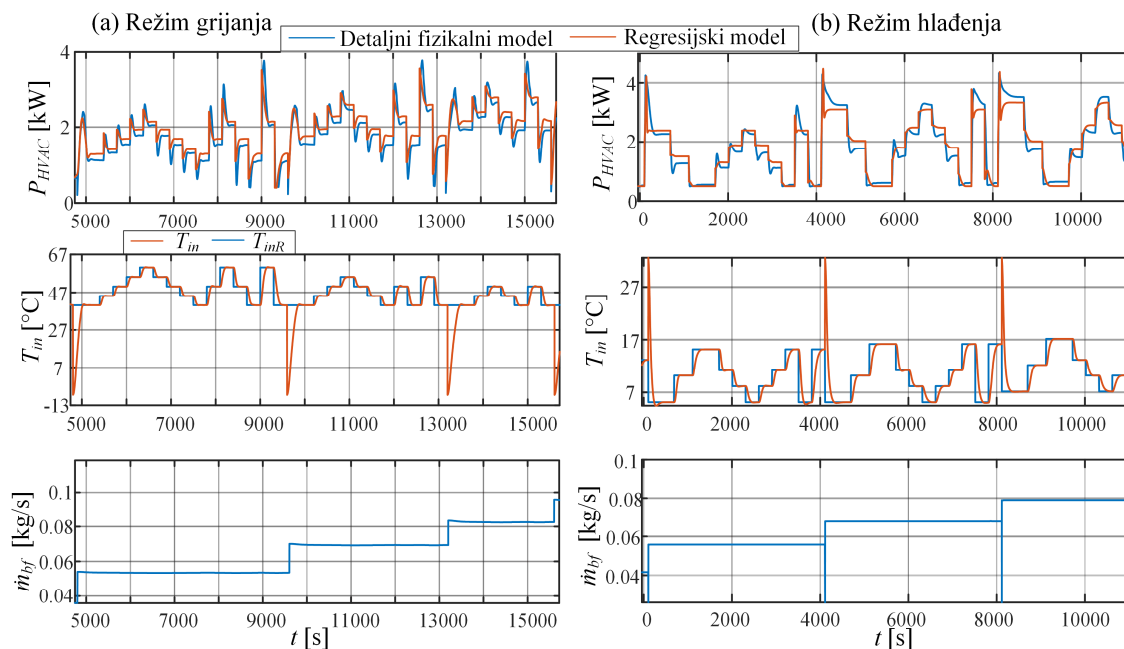
$$P_{HVAC} = P_{HVAC,s} H_s + P_{HVAC,h} (1 - H_s) \quad (3-12)$$
$$H_s = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(T_{in} - 313.15)$$

a  $H_s$  je glatka aproksimacija Heavisideove funkcije koja na temelju stvarne temperature ulaznog zraka  $T_{in}$  određuju je li HVAC sustav zagrijan i stavlja naglasak na model u režimu malih signala  $P_{HVAC,h}$  i obratno. Slično, u režimu hlađenja opteretna električna snaga opisuje se izrazom:

$$\begin{aligned}
 P_{HVAC} &= \left( P_{HVAC,s} - \frac{1}{2} P_{HVAC,h} \right) (H_{Psn} + H_{Psp}) + \frac{1}{2} P_{HVAC,h} (2 - H_{Psn} - H_{Psp}), \\
 H_{Psn} &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(e_{Tin} + 12), \\
 H_{Psp} &= \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(e_{Tin} - 12)
 \end{aligned} \tag{3-13}$$

gdje su  $P_{HVAC,s}$  i  $P_{HVAC,h}$  redom regresijski modeli snage početnog ohlađivanja i ohlađenog HVAC sustava, a  $H_{Psn}$  i  $H_{Psp}$  su Heavisideove aproksimacije koje na temelju regulacijske pogreške  $e_{Tin}$  aktiviraju odgovarajući model. Puni izrazi za  $P_{HVAC,s}$  i  $P_{HVAC,h}$  za oba režima hlađenja dani su u Prilogu A izrazima (A-3)-(A-6).

Koeficijent determinacije prethodno opisanog modela opteretne snage HVAC sustava iznosi  $R^2 = 0.915$  u režimu grijanja i  $R^2 = 0.902$  u režimu hlađenja u odnosu na snagu dobivenu detaljnim fizikalnim modelom. Slika 3-7a prikazuje usporedbu snage detaljnog fizikalnog modela i prethodno opisanog regresijskog modela u režimu grijanja za konstantnu brzinu  $v_{veh} = 60$  km/h i tri razine masenog protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$ . Pri pokretanju sustava, npr. u  $t \approx 4800$  s i  $t \approx 9600$  s, snaga  $P_{HVAC}$  je niska i raste s porastom temperature ulaznog zraka  $T_{in}$ . Ovo je povezano s niskim tlakovima radne tvari koji postupno rastu kako se HVAC sustav zagrijava, a s njihovim povećanjem raste i opterećenje kompresora te u konačnici i snaga. Nakon što je HVAC sustav zagrijan ( $T_{in} > 40$  °C), snaga u stacionarnom stanju raste primarno s porastom masenog protoka  $\dot{m}_{bf}$  i temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$ . K tome, u prijelaznoj pojavi zagrijanog HVAC sustava, snaga  $P_{HVAC}$  je veća nego u stacionarnom stanju jer razlika između referentne temperature  $T_{inR}$  i stvarne temperature ulaznog zraka  $T_{in}$  uzrokuje forsiranje brzine, odnosno snage kompresora. Slika 3-7b nadalje prikazuje usporedne odzive u režimu hlađenja za  $v_{veh} = 60$  km/h,  $T_{bf,in} = 35$  °C i tri razine masenog protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$ . Do vršnog opterećenja  $P_{HVAC}$  dolazi pri početnom ohlađivanju sustava (npr. u  $t \approx 0$  s) te promjeni referentne temperature. Generalno, ovdje snaga raste s padom ulazne temperature  $T_{in}$ .



Slika 3-7. Usporedba odziva opteretne električne snage HVAC sustava detaljnog simulacijskog modela i regresijskog modela u režimu grijanja (a) i režimu hlađenja (b)

## 3.2. Modeliranje putničkoga prostora

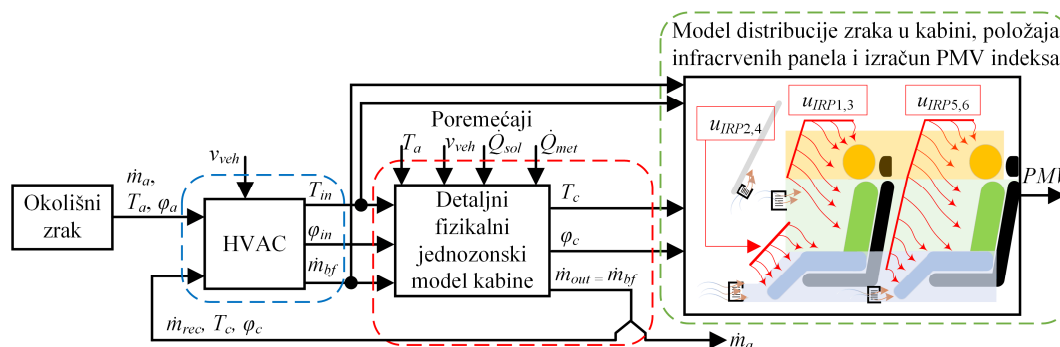
Slično kao i simulacijski modeli HVAC sustava, predstavljeni modeli putničkoga prostora tj. kabine vozila dijele se u tri kategorije. Prvo se opisuje detaljni fizikalni simulacijski model, koji je implementiran u Dymola simulacijskom okruženju i isporučen od strane partnera na QUIET projektu [44], [62]. Potom se prikazuju nelinearni modeli nižega reda namijenjeni DP optimiranju upravljačkih varijabli i primjeni u sintezi NMPC sustava. Konačno, u posljednjem odjeljku modeli nižega reda parametriraju se i uspoređuju s detaljnim simulacijskim modelom.

### 3.2.1. Detaljni fizikalni simulacijski model

Struktura detaljnog fizikalnog simulacijskog modela kabine prikazana je na slici 3-8. Model se sastoji od jednozonskog modela kabine (crvena kućica; vidi i crveno zaokruženi podsustav na slici 3-1) koji je spojen s HVAC sustavom (plava kućica na slici 3-8) i podmodelom distribucije zraka u kabini, infracrvenih grijaćih panela i proračuna indeksa toplinske ugone (zelena kućica). Ulaz u model kabine spojen je na izlaz HVAC sustava te ohlađeni ili zagrijani zrak temperature  $T_{in}$  i relativne vlažnosti  $\varphi_{in}$  ulazi u kabinu s masenim protokom  $\dot{m}_{bf}$ . Pretpostavljeno je da se ulazni zrak idealno miješa sa zrakom u kabini pri konstantnom tlaku  $p_a = 101325$  Pa, čime se

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

održava konstantna masa zraka u kabini. Posljedično, ulazni maseni protok zraka u kabinu  $\dot{m}_{bf}$  jednak je zbroju izlaznog masenog protoka zraka iz kabine  $\dot{m}_a$  (koji se nadomješta svježim zrakom) i recirkulacijskog protoka zraka  $\dot{m}_{rec}$ . Recirkulacija zraka određuje svojstva zraka na ulazu u HVAC sustav. Kako je spomenuto u poglavlju 2, postavkom *RECIRC* uključuje se recirkulacija zraka koja se koristi u režimu hlađenja i kojom se 90% zraka iz kabine prosljeđuje na ulaz HVAC sustava, čime se dobiva, uz pretpostavku idealnog miješanja zraka,  $T_{bf,in} = 0.9T_c + 0.1T_a$ .



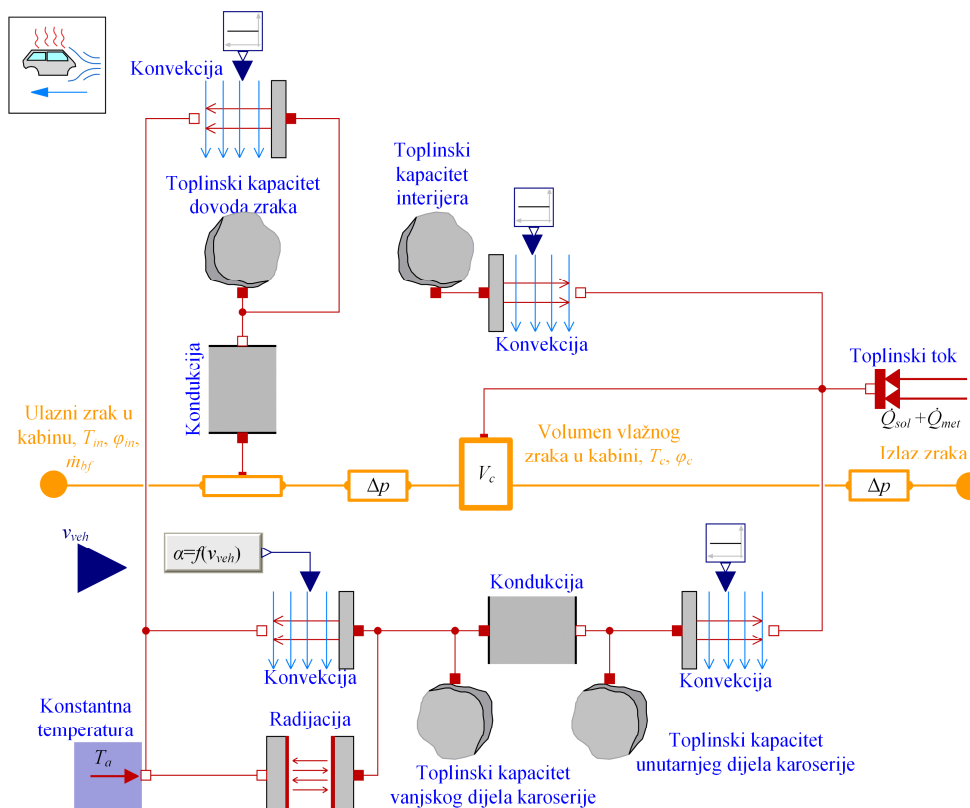
Slika 3-8. Strukturni blokovski dijagram detaljnog fizikalnog modela kabine vozila i distribucije zraka u kabini

Detaljni jednozonski simulacijski model kabine prikazan je na slici 3-9 u Dymola okruženju te je parametriran na temelju dostupnih laboratorijskih mjerenja [44]. Model se sastoji od volumena zraka  $V_c$  i više toplinskih masa koje uključuju elemente interijera, unutarnji i vanjski dio karoserije te dovod zraka. Vanjski dio karoserije konvekcijski izmjenjuje toplinu s okolišnim zrakom temperature  $T_a$  uslijed kretanja brzinom  $v_{veh}$  te kondukcijski izmjenjuje toplinu s unutarnjim dijelom karoserije. Volumen zraka u kabini konvekcijski izmjenjuje toplinu s unutarnjim dijelom karoserije i elementima interijera. Dodatno toplinsko opterećenje volumena zraka u kabini uključuje solarno opterećenje  $\dot{Q}_{sol}$  i metaboličko opterećenje putnika  $\dot{Q}_{met}$ , koje za dva putnika ( $N_{pass} = 2$ ) iznosi 150 W. Solarno opterećenje jednako je  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW (odnosno iradijacija iznosi  $850$  W/m<sup>2</sup>) u režimu hlađenja i  $\dot{Q}_{sol} = 0$  kW u režimu grijanja, odnosno bez solarnog opterećenja kao najnepovoljniji slučaj.

Model distribucije zraka u kabini koristi se za određivanje PMV indeksa toplinske ugone u četiri glavne zone vozila, koje uključuju vozača, suvozača i dvoje stražnjih putnika, te koje su dodatno podijeljene na tri dijela: glava, torzo i noge (ukupno 12 PMV podmodela/zona). Svaka PMV zona sadrži i model infracrvenog grijačeg panela (IRP-a), gdje je raspored svih 16 panela

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

u 12 zona dan u tablici 3-1. IRP su dodatno raspoređeni u šest upravljačkih skupina: gornji i donji dio dijela tijela vozača ( $u_{IRP1,2}$ ) i suvozača ( $u_{IRP3,4}$ ) te po jedna skupina za svakog putnika straga ( $u_{IRP5,6}$ ) (v. tablicu 3-1). Ovakva podjela omogućuje detaljniji, lokalni izračun PMV indeksa u ovisnosti o lokalnom IRP grijanju i odabranom režimu distribucije zraka (v. poglavlje 2).



Slika 3-9. Detaljni fizikalni jednozonski simulacijski model kabine implementiran u Dymola okruženju [44]

Ulazi u model distribucije zraka su temperatura i protok ulaznog zraka u kabinu,  $T_{in}$  i  $\dot{m}_{bf}$ , temperatura i relativna vlažnost zraka u kabini,  $T_c$  i  $\varphi_c$ , te upravljački ulazi IRP  $u_{IRP1-6}$ , koji određuju referentnu temperaturu panela. Model distribucije zraka u kabini, za odabrani režim distribucije zraka (v. sliku 2-3) određuje lokalnu brzinu nastrujavanja zraka  $v_{cz}$  i lokalnu temperaturu zraka u pojedinoj zoni  $T_{cz}$  na temelju oglednih tablica, koje su dobivene pomoću složenog i nezavisnog računalnog modela dinamike fluida [62]. IRP jedne zone modeliran je toplinskom masom koja se zagrijava električnom snagom iz baterije prema zahtjevu internog regulatora temperature panela  $T_{IRP}$  te konveksijski izmjenjuje toplinu sa zrakom u kabini. Maksimalna električna snaga panela ovisi o veličini panela; npr. maksimalna snaga panela



### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

skupine 1 i 2 (vozač) iznosi redom 390 W i 160 W. Referentna temperatura panela  $T_{IRP,R}$  određena je kao linearna funkcija upravljačkog ulaza  $u_{IRP}$  te je jednaka  $T_{IRP,R} = T_{cz}$  za  $u_{IRP} = 0\%$  i  $T_{IRP,R} = T_{IRP,max}$  za  $u_{IRP} = 100\%$  (v. tablicu 3-1). Stvarna temperatura panela  $T_{IRP}$ , uz lokalnu temperaturu zraka  $T_{cz}$ , određuje srednju radijacijsku temperaturu  $T_{mrz} = 0.75T_{cz} + 0.25T_{IRP}$ , koja se koristi u proračunu PMV indeksa.

Tablica 3-1. Detalji o rasporedu infracrvenih grijaćih panela unutar detaljnog fizikalnog modela kabine [123]

	Vozač	Suvozač	Putnik iza vozača	Putnik iza suvozača
<b>Glava</b>	Dva panela, Skupina 1 ( $u_{IRP1}$ ) $T_{IRPmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Dva panela, Skupina 3 ( $u_{IRP3}$ ) $T_{IRPmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 5 ( $u_{IRP5}$ ) $T_{IRPmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 6 ( $u_{IRP6}$ ) $T_{IRPmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
<b>Torzo</b>	Jedan panel, Skupina 1 ( $u_{IRP1}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 3 ( $u_{IRP3}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 5 ( $u_{IRP5}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 6 ( $u_{IRP6}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$
<b>Noge</b>	Dva panela, Skupina 2 ( $u_{IRP2}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Dva panela, Skupina 4 ( $u_{IRP4}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 5 ( $u_{IRP5}$ ) $T_{IRPmax} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$	Jedan panel, Skupina 6 ( $u_{IRP6}$ ) $T_{IRPmax} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$

Izračun PMV indeksa pojedine zone temelji se na standardu danom u [117] (poglavlje 2), uz primjenu lokalne brzine nastrojavanja i temperature zraka,  $v_{cz}$  i  $T_{cz}$ , lokalne srednje radijacijske temperature  $T_{mrz}$  i globalne relativne vlažnosti zraka u kabini  $\phi_c$ . Metabolička aktivnost  $M$  i otpor odjeće  $I_{cl}$  postavljeni su na konstantne vrijednosti, koje za režim grijanja iznose  $M = 1.5$  met i  $I_{cl} = 1.2$  clo, dok u režimu hlađenja iznose  $M = 1.5$  met i  $I_{cl} = 0.8$  clo.

Globalni indeks toplinske ugone u kabini  $PMV$  određen je prosjekom lokalnih PMV indeksa  $PMV_z$ :

$$PMV = \frac{1}{12} \sum_{z=1}^{12} PMV_z \quad (3-14)$$

Za potrebe određivanja mapa optimalne alokacije upravljačkih ulaza (poglavlje 5 i 6) razmatra se samo toplinska uгода vozača dana uprosječenim indeksom toplinske ugone vozača  $PMV_{dr}$ :

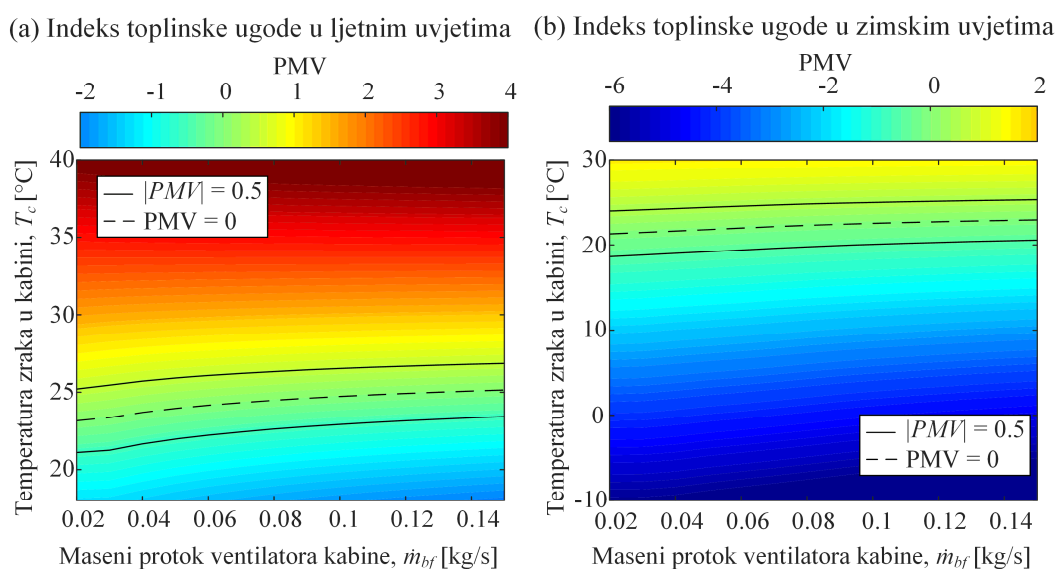
$$\overline{PMV}_{dr} = \frac{1}{3} \sum_{z=1}^3 PMV_z \quad (3-15)$$

gdje su zone 1, 2 i 3 redom područje glave, torza i nogu vozača.

Primjeri uprosječenog (globalnog) PMV indeksa kabine (3-14) u ovisnosti o temperaturi zraka u kabini  $T_c$  i masenom protoku zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  prikazani su na slici 3-10a za režim

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

hlađenja (ljetni okolišni uvjeti) i slici 3-10b za režim grijanja (zimski okolišni uvjeti). Crne linije omeđuju područje toplinske ugone ( $|PMV| < 0.5$ ), a idealna toplinska uгода dana je crnom crtkanom linijom. U ljetnim okolišnim uvjetima, ugodna temperatura zraka u kabini kreće se između 21 °C i 27 °C, te raste s porastom masenog protoka zraka u kabini, odnosno s porastom brzine nastrojavanja zraka. U zimskim okolišnim uvjetima, ugodne temperature zraka u kabini su niže zbog većeg otpora odjeće i kreću se između 18 °C i 24 °C, s tim da se ponovno više temperature odnose na veće masene protoke zraka.



Slika 3-10. Uprosječeni PMV indeks u režimu hlađenja (a) i režimu grijanja (b).

PMV mapa prikazana na slici 3-10 za primjenu u optimiranju upravljačkih varijabli (poglavlje 4) i sintezi NMPC sustava upravljanja (poglavlje 7) aproksimirana je analitičkom funkcijom:

$$PMV(T_c, \dot{m}_{bf}) = a_0 + a_{t1}T_c + a_{m1}\dot{m}_{bf} + a_{t2}T_c^2 + a_{m2}\dot{m}_{bf}^2 + a_{tm1}T_c\dot{m}_{bf} \quad (3-16)$$

gdje su  $a_{xy}$  konstantni koeficijenti koji su određeni numerički primjenom Matlab funkcije *fit*.

Koeficijenti analitičke funkcije (3-16) za zimsku su PMV mapu jednaki:

$$a_0 = -39.06, a_{t1} = 0.08102, a_{m1} = -50.48, a_{t2} = 0.0001761, a_{m2} = 3.458, i a_{tm1} = 0.1605,$$

dok su za ljetnu PMV mapu:

$$a_0 = -9.376, a_{t1} = -0.1674, a_{m1} = -128.7, a_{t2} = 0.0006727, a_{m2} = 9.496, i a_{tm1} = 0.4141.$$

### 3.2.2. Model orijentiran sintezi sustava optimalnog upravljanja

Upravljanju-orijentiran jednozonski model kabine, prikazan na slici 3-11, opisuje stanje zraka u kabini volumena  $V_c$ , karakterizirano temperaturom  $T_c$ , te elementa karoserije toplinskog kapaciteta  $C_b$  i temperature  $T_b$ :

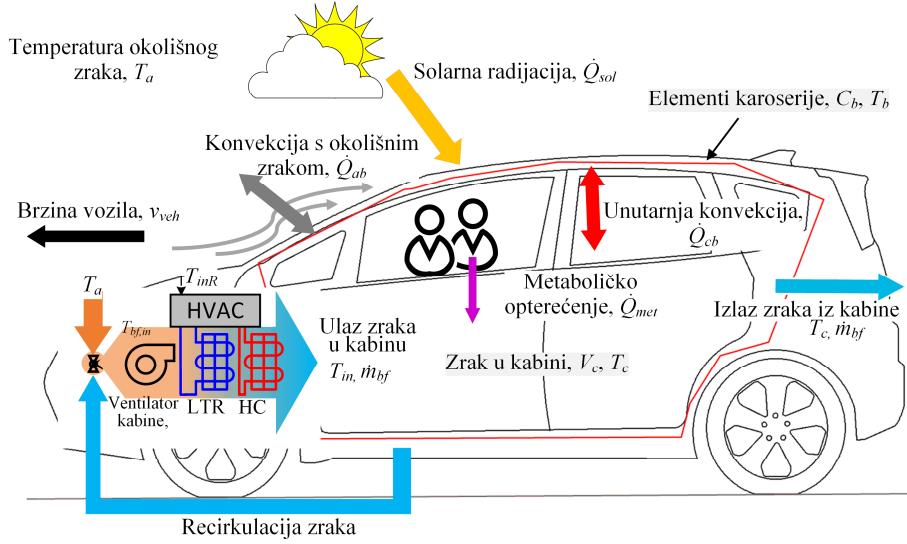
$$\begin{aligned} (c_{pc}(T_c)\rho_c(T_c)V_c + C_{c,eq})\dot{T}_c &= \dot{m}_{bf}(h_{in}(T_{in}) - h_c(T_c)) + \dot{Q}_{met} + k_{sol,t}\dot{Q}_{sol} + k_{cb}(T_b - T_c) \\ C_b\dot{T}_b &= -k_{cb}(T_b - T_c) + k_{sol,a}\dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{ab} \end{aligned} \quad (3-17)$$

gdje je  $c_{pc}$  specifični toplinski kapacitet zraka u kabini,  $\rho_c$  je gustoća zraka,  $\dot{m}_{bf}$  je maseni protok zraka ventilatora kabine,  $h_{in}$  i  $T_{in}$  su specifična entalpija i temperatura ulaznog zraka u kabinu, a  $h_c$  je entalpija zraka u kabini. Entalpije  $h_{in}$  i  $h_c$ , toplinski kapacitet zraka  $c_{pc}$  i gustoća  $\rho_c$  dobiveni su korištenjem oglednih tablica za vlažni zrak primjenom alata *Coolprop* [124] uz pretpostavku konstantnog tlaka zraka  $p_a = 101325$  Pa i konstantne apsolutne vlažnosti zraka  $\chi = 0.0077$  kg/kg.  $C_{c,eq}$  je ekvivalentni toplinski kapacitet zraka, čijom se kalibracijom u obzir uzimaju nemodelirani toplinski kapaciteti interijera koji utječu na prijelaznu pojavu temperature zraka u kabini. Kalibracijski koeficijenti  $k_{sol,t}$  i  $k_{sol,a}$  određuju udio solarne radijacije koja zagrijava zrak u kabini (ekvivalent zagrijavanju nemodeliranih toplinskih masa u interijeru) i elemente karoserije (ekvivalent apsorpciji solarne radijacije na vanjskim dijelovima karoserije).

Toplinska opterećenja kabine uključuju: i) konstantni toplinski tok metaboličkog opterećenja  $\dot{Q}_{met}$  ukoliko je temperatura zraka u kabini  $T_c$  niža od temperature ljudskog tijela iznosa  $36$  °C, koji je jednak umnošku broja putnika u kabini  $N_{pass}$  i bazične metaboličke topline koja je pretpostavljena na vrijednost  $75$  W, ii) konstantni toplinski tok solarne radijacije  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW u hlađenju i  $\dot{Q}_{sol} = 0$  kW u grijanju, iii) konvekcijsku izmjenu topline između zraka u kabini i elementa karoserije  $\dot{Q}_{cb} = k_{cb}(T_b - T_c)$  preko ukupne unutarnje površine  $A_{cb}$  s konstantnim koeficijentom prijelaza topline  $\alpha_{cb}$ , odnosno ukupnim koeficijentom  $k_{cb} = \alpha_{cb}A_{cb}$ , te iv) konvekcijsku izmjenu topline između elementa karoserije i okolišnog zraka  $\dot{Q}_{ab}$ . Konvekcija s vanjske strane karoserije  $\dot{Q}_{ab}$  odvija se preko vanjske površine  $A_{ab}$  s promjenjivim koeficijentom prijelaza topline [125]:

$$\dot{Q}_{ab} = (4.65 + 13.95\sqrt{v_{veh}})A_{ab}(T_a - T_b) \quad (3-18)$$

gdje je  $v_{veh}$  brzina vozila i  $T_a$  temperatura okolišnog zraka.



Slika 3-11. Jednozonski model kabine drugog reda

Model (3-17) može se dodatno pojednostaviti ukoliko se pretpostave konstantni toplinski kapacitet zraka  $c_{pc}$  i gustoća  $\rho_c$  te ukoliko se razlika entalpija  $h_{in} - h_c$  zamijeni s  $c_{pa,in}(T_{in} - T_c)$ , gdje je  $c_{pa,in}$  konstantni specifični toplinski kapacitet ulaznog zraka u kabinu. Takav je model korišten u sintezi NMPC sustava (v. poglavlje 7 i Prilog C).

### 3.2.3. Model orijentiran optimiranju upravljačkih varijabli

Za numerički učinkovito optimiranje upravljačkih varijabli, model (3-17) reducira se na model prvoga reda uz pretpostavku da je dinamika temperature elemenata karoserije  $T_b$  sporija od dinamike temperature zraka u kabini  $T_c$ , odnosno da vrijedi  $\dot{T}_b \ll \dot{T}_c$ . Uz tu se pretpostavku dobiva sljedeći model:

$$(c_{pc}(T_c)\rho_c(T_c)V_c + C_{c,eq2})\dot{T}_c = \dot{m}_{bf}(h_{in}(T_{in}) - h_c(T_c)) + \dot{Q}_{met} + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{ab} \quad (3-19)$$

gdje je  $C_{c,eq,2}$  ekvivalentni toplinski kapacitet interijera i karoserije koji se kalibrira na temelju simulacijskog modela višeg reda ili eventualno eksperimentalnih podataka.

Kako je dinamika temperature  $T_b$  zanemarena, u modelu nema izmjene topline između elemenata karoserije i zraka u kabini. Stoga se proračun konveksijske izmjene topline  $\dot{Q}_{ab}$ , izvorno dan izrazom (3-18), modificira na sljedeći način:

$$\dot{Q}_{ab} = k_{\alpha,ab}(v_{veh})\left(4.65 + 13.95\sqrt{v_{veh}}\right)A_{ab}(T_a - T_{b,eq}) \quad (3-20)$$

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

---

gdje je  $k_{a,ab}$  kalibracijski koeficijent u ovisnosti o brzini vozila kojim se prilagođava koeficijent izmjene topline, a koji je implementiran u obliku ogleadne tablice (v. odjeljak 3.2.4). Ekvivalentna temperatura elemenata karoserije  $T_{b,eq}$  u zimskim okolišnim uvjetima dana je izrazom:

$$T_{b,eq} = T_a + k_{Tc,ab}(v_{veh})T_c \quad (3-21)$$

gdje je  $k_{Tc,ab}$  kalibracijski koeficijent u ovisnosti o brzini vozila koji skalira temperaturu zraka u kabini. U ljetnim okolišnim uvjetima  $T_{b,eq}$  dana je izrazom:

$$T_{b,eq} = \begin{cases} T_c + k_{\Delta T_b}(v_{veh}), & \text{za } T_{b,eq} \leq T_a + k_{\Delta T_{b,max}}(v_{veh}) \\ T_a + k_{\Delta T_{b,max}}(v_{veh}), & \text{inače} \end{cases} \quad (3-22)$$

gdje su  $k_{\Delta T_b}$  i  $k_{\Delta T_{b,max}}$  kalibracijski koeficijenti implementirani u obliku ogleadne tablice.

Uvedeni kalibracijski koeficijenti  $k_{aab}$ ,  $k_{Tc,ab}$ ,  $k_{\Delta T_b}$ , i  $k_{\Delta T_{b,max}}$  koriste se za postizanje preciznog stacionarnog stanja temperature zraka u kabini i određuju se na temelju simulacijskih odziva detaljnog simulacijskog modela (dano u idućem odjeljku) ili eksperimentalnih podataka.

#### 3.2.4. Parametriranje modela kabine prvog i drugog reda

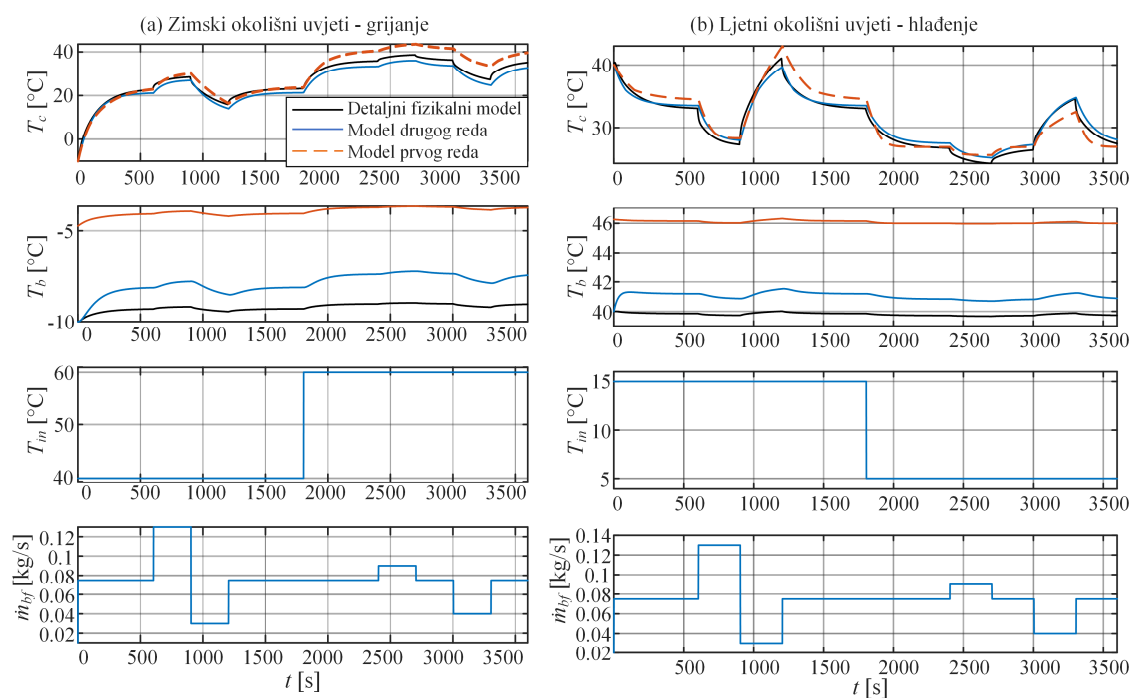
Modeli kabine prvoga reda (odjeljak 3.2.3) i drugoga reda (odjeljak 3.2.2) parametrirani su s ciljem postizanja što vjernijeg opisa prijelaznog procesa temperature zraka u kabini u odnosu na detaljni fizikalni simulacijski model. Kalibracija parametara temeljena je na odzivima dobivenim za šest brzina vozila  $v_{veh} \in \{0, 10, 40, 60, 90, 130\}$  km/h, uz pobudne profile ulazne temperature  $T_{in}$  i masenog protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$  prikazane na slici 3-12. U zimskim okolišnim uvjetima temperatura okolišnog zraka postavljena je na  $T_a = -10$  °C i solarno opterećenje je  $\dot{Q}_{sol} = 0$  W, a u ljetnim okolišnim uvjetima temperatura okolišnog zraka je  $T_a = +40$  °C uz solarno opterećenje  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW. U oba je slučaja pretpostavljeno da su u vozilu dva putnika ( $\dot{Q}_{met} = 150$  W). Ovi su uvjeti razmatrani kao najnepovoljniji uvjeti rada HVAC sustava.

Kalibrirani parametri modela drugoga reda su ekvivalentni toplinski kapacitet  $C_{c,eq}$  te koeficijenti solarnog opterećenja,  $k_{sol,t}$  i  $k_{sol,a}$ . U ovom su radu ovi parametri postavljeni na konstantne vrijednosti i za kvalitetno opisivanje odziva detaljnog fizikalnog modela iznose  $C_{c,eq} = 12000$  J/K,  $k_{sol,t} = 0.3$  i  $k_{sol,a} = 0.5$ , što za razmatrane brzine daje koeficijent determinacije  $R^2 = 0.923$  u zimskim okolišnim uvjetima i  $R^2 = 0.961$  u ljetnim okolišnim uvjetima.

### 3. Modeliranje sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora

Sličnim su pristupom dobiveni i parametri modela prvoga reda u kojem je ekvivalentni toplinski kapacitet  $C_{c,eq2} = 12000 \text{ J/K}$ , dok su kalibrirani koeficijenti u ovisnosti o brzini vozila dani u tablici 3-2 te se u modelu koriste u obliku ogleđne tablice. Kod modela prvog reda, u zimskim okolišnim uvjetima za sve brzine vozila koeficijent determinacije iznosi  $R^2 = 0.88$ , a u ljetnim okolišnim uvjetima  $R^2 = 0.91$ .

Slika 3-12 prikazuje vremenske odzive temperature zraka u kabini  $T_c$  i karoserije  $T_b$  u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima uz konstantnu brzinu vozila  $v_{veh} = 40 \text{ km/h}$ . Odzivi oba modela reduciranog reda približno su jednaki odzivu detaljnog fizikalnog modela danog u odjeljku 3.2.1. Rezultati ukazuju na vjerno opisivanje prijelazne pojave temperature zraka u kabini  $T_c$ . Određene razlike između modela primjetne su u stacionarnom stanju, posebice za model prvog reda. No, u realnom sustavu upravljanja stacionarne netočnosti će kompenzirati integralno djelovanje regulatora temperature, dok je kod optimiranja upravljačkih varijabli prvenstveno relevantna prijelazna pojava odziva za vjernije uvide u optimalno ponašanje sustava (kvalitativna usporedba), dok su kvantitativni iznosi manje relevantni.



Slika 3-12. Usporedba simulacijskih modela kabine u (a) zimskim i (b) ljetnim okolišnim uvjetima

Tablica 3-2. Kalibracijski parametri simulacijskog modela kabine prvog reda u funkciji brzine vozila

Okolišni uvjeti	$v_{veh}$ [km/h]	$k_{Tc,ab}$	$k_{aab}$	$k_{\Delta Tb}$	$k_{\Delta Tb,max}$
Zimski	0	0.04	2.5	-	-
	10	0.03	0.6	-	-
	40	0.02	0.5	-	-
	90	0.01	0.7	-	-
	130	0.006	1.1	-	-
Ljetni	0	-	2.5	22	12
	10	-	0.6	18	11
	40	-	0.5	17	6.5
	90	-	0.5	15	5.0
	130	-	0.5	15	4.0

### 3.3. Zaključne napomene

Može se zaključiti da u oba razmatrana režima rada (grijanje i hlađenje) nelinearni modeli nižega reda HVAC sustava vjerno opisuju dinamiku zatvorenog regulacijskog kruga temperature ulaznog zraka u kabinu. Također, regresijski modeli opteretne snage HVAC sustava daju rezultate bliske onima dobivenim primjenom detaljnog fizikalnog modela, uz blage razlike u prijelaznom procesu i minimalne razlike u stacionarnom stanju. Budući razvoj ovih modela mogao bi biti orijentiran na: i) identifikaciju vremenskih konstanti LPV modela u režimu grijanja za druge okolišne temperature, ii) proširenje LPV modela u oba režima s dinamičkom spregom između temperature i masenog protoka ulaznog zraka u kabinu kako bi se u obzir uzelo potencijalno sporije otklanjanje poremećaja uzrokovanog promjenom masenog protoka ulaznog zraka, iii) proširenje modela s apsolutnom vlažnošću zraka kao ulaznom varijablom, što bi posebice doprinijelo kvalitetnijem opisu procesa odvlaživanja zraka u režimu hlađenja i iv) primjenu drugačijih nelinearnih funkcija ili neuronske mreže za opisivanje opteretne snage HVAC sustava.

Modeli kabine nižeg reda parametrirani su s obzirom na navedene, ciljane okolišne uvjete koji se koriste u ostatku rada i vjerno opisuju prijelazni proces temperature zraka u kabini kakvog daje detaljni fizikalni simulacijski model. Oba se modela kabine u budućem radu mogu dodatno poboljšati u pravcima: i) kalibriranja s obzirom na širi skup okolišnih uvjeta, ii) kalibriranja s obzirom na odzive dobivene eksperimentalnim ispitivanjima i iii) uključivanja dinamike apsolutne vlažnosti zraka u kabini za precizniji opis stanja zraka u kabini u ljetnim okolišnim uvjetima.

## 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

U ovom poglavlju postavlja se formulacija problema optimiranja upravljačkih varijabli sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora, odnosno referentne temperature i masenog protoka ulaznog zraka u kabinu, kojima se postiže toplinska ugodu u kabini uz minimalnu potrošnju električne energije iz baterije. Za rješavanje postavljenog problema optimalnog upravljanja razvijen je algoritam temeljen na dinamičkom programiranju. Konačno, prikazuju se i analiziraju rezultati optimiranja u režimima grijanja i hlađenja.

### 4.1. Algoritam dinamičkog programiranja

Dinamičko programiranje (DP) rastavlja složeni optimizacijski problem na jednostavnije rekurzivne podprobleme [64]. DP rješava svaki podproblem i pohranjuje njegovo rješenje u memoriju, a potom pohranjena rješenja koristi u rekonstrukciji optimalne trajektorije za dane početne uvjete. U ovom je potpoglavlju opisana formulacija algoritma dinamičkog programiranja koji je korišten u svrhu dobivanja globalno optimalnih trajektorija upravljačkih varijabli HVAC sustava.

Dinamičkim programiranjem minimizira se vremenski-diskretna ciljna funkcija [126]:

$$J = \sum_{k=0}^{N_t-1} F(\mathbf{x}_{k+1}, \mathbf{u}_k, k) \quad (4-1)$$

gdje je  $N_t$  ukupan broj diskretnih vremenskih intervala,  $\mathbf{x}_k = \mathbf{x}(t_k)$  i  $\mathbf{u}_k = \mathbf{u}(t_k)$  su vektori varijabli stanja i upravljačkih varijabli u  $k$ -tom vremenskom intervalu  $t_k = k\tau_s$ ,  $k = 0, 1, \dots, N_t-1$ , gdje je  $\tau_s$  trajanje jednog intervala, odnosno vrijeme uzorkovanja. Podintegralna funkcija  $F(\mathbf{x}_{k+1}, \mathbf{u}_k, k)$  u jednadžbi (4-1) može uključiti i penalizaciju različitih ograničenja na upravljačke varijable i varijable stanja (tzv. meka ograničenja).

Dinamika procesa opisana je vremenski diskretnim sustavom u obliku jednadžbi diferencija:

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, k), \quad k = 0, 1, \dots, N_t - 1 \quad (4-2)$$

gdje su vektori stanja u početnom i konačnom vremenskom trenutku definirani kao  $\mathbf{x}_0 = \mathbf{x}_i = \mathbf{x}(0)$  i  $\mathbf{x}_{N_t} = \mathbf{x}_f = \mathbf{x}(t_f)$ . Važno je napomenuti da iz rekurzivne funkcije (4-2) slijedi da  $\mathbf{x}_1$  ovisi



#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

samo o  $\mathbf{x}_0$  i  $\mathbf{u}_0$  (svojstvo kauzalnosti). Minimizacija ciljne funkcije (4-1) podložna je ograničenju dinamikom procesa (4-2) i ograničenjima vektora upravljačkih varijabli:

$$\mathbf{u}_{k\min}(k) \leq \mathbf{u}_k \leq \mathbf{u}_{k\max}(k) \quad (4-3)$$

gdje su vektori  $\mathbf{u}_{k\min}$  i  $\mathbf{u}_{k\max}$  donje i gornje ograničenje na upravljački vektor.

Na temelju svojstva kauzalnosti funkcije (4-2), minimizacija funkcije (4-1) može se zapisati kao rekurzivna funkcija u kojoj  $k$ -ti problem ovisi o  $(k-1)$ -om problemu (puni izvod je u [126]):

$$J_k(\mathbf{x}_{N_t-k}) = \min_{\mathbf{u}_{N_t-k}} \{F(\mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_t-k}, \mathbf{u}_{N_t-k}, N_t - k), \mathbf{u}_{N_t-k}, N_t - k) + J_{k-1}(\mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_t-k}, \mathbf{u}_{N_t-k}, N_t - k))\} \quad (4-4)$$

gdje  $k$  poprima vrijednosti  $\{2, \dots, N_t\}$ . Slučaj  $k = 1$  odgovara uvjetu na konačni vektor stanja  $\mathbf{x}_{N_t} = \mathbf{x}_f$  i rješava se prvi te se svodi na minimizaciju:

$$J_1(\mathbf{x}_{N_t-1}) = \min_{\mathbf{u}_{N_t-1}} F(\mathbf{x}_{N_t}, \mathbf{u}_{N_t-1}, N_t - 1) \quad (4-5)$$

Ukoliko je konačno stanje  $\mathbf{x}_f$  zadano, u ciljnu funkciju (4-5) dodaje se član:

$$J_f = K_f (\mathbf{x}_f - \mathbf{x}_{N_t})^T (\mathbf{x}_f - \mathbf{x}_{N_t}) \quad (4-6)$$

gdje je  $\mathbf{x}_f$  traženo konačno stanje i  $K_f$  je težinski koeficijent koji se postavlja na dovoljno visoku vrijednost da se konačni uvjet zadovolji.

U DP algoritmu koristi se preddefinirani, konačni broj uniformno-diskretiziranih vrijednosti upravljačkog vektora  $\mathbf{u} \in \mathbf{U}$  i vektora varijabli stanja  $\mathbf{x} \in \mathbf{X}$  za koje se provodi rješavanje problema (4-4) i (4-5). Prvi korak DP optimiranja sastoji se od pronalaženja optimalnih rješenja problema (4-5), odnosno optimalnih upravljačkih varijabli  $\mathbf{u}_{N_t-1}$  iz prostora (4-3), za različite, preddefinirane diskretne vrijednosti vektora stanja  $\mathbf{x}_{N_t-1} \in \mathbf{X}$ . Optimalna rješenja  $\mathbf{u}_{N_t-1}$  i odgovarajući iznos ciljne funkcije  $J_1(\mathbf{x}_{N_t-1})$  spremaju se u memoriju i koriste za dobivanje ostalih rješenja pomoću (4-4) unatrag u vremenu. Rekurzivno rješavanje (4-4) daje preostali skup optimalnih rješenja  $\{J_2(\mathbf{x}_{N_t-2}), \mathbf{u}_{N_t-2}\}$ ,  $\{J_3(\mathbf{x}_{N_t-3}), \mathbf{u}_{N_t-3}\}$ , ...,  $\{J_{N_t}(\mathbf{x}_0), \mathbf{u}_0\}$ . Nakon prethodno opisane, unazadne faze optimiranja, optimalne trajektorije upravljačkih varijabli dobivaju se u rekonstrukcijskoj (unaprijednoj) fazi algoritma iz spremljenih podataka, koja se odvija unaprijed u vremenu. U unaprijednoj se fazi kreće od zadanog početnog stanja  $\mathbf{x}_i$  i odgovarajućeg optimalnog rješenja  $\mathbf{u}_{0F}$  koje se dobije iz pretraživanja skupa  $\{J_{N_t}(\mathbf{x}_0), \mathbf{u}_0\}$  te se uz (4-2) dobiva sljedeći vektor stanja unaprijedne faze  $\mathbf{x}_{1F}$ . Iz spremljenih podataka  $\{J_{N_t-1}(\mathbf{x}_1), \mathbf{u}_1\}$ , dobivenog za različite vrijednosti vektora stanja  $\mathbf{x}_1 \in \mathbf{X}$ , dobiva se upravljački vektor  $\mathbf{u}_{1F}$  koji odgovara vektoru stanja  $\mathbf{x}_{1F}$ . Ponavljanjem navedene procedure (pretraživanja pohranjenih

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

rješenja) dobivaju se optimalni upravljački vektori za sve diskretne vremenske trenutke, odnosno optimalne trajektorije  $\{\mathbf{u}_{0F}, \mathbf{u}_{1F}, \dots, \mathbf{u}_{N-1,F}\}$ .

Budući da se unazadna faza provodi za konačni broj diskretnih stanja  $\mathbf{X}$  i upravljačkih varijabli  $\mathbf{U}$ , primjena jednadžbe stanja (4-2) općenito rezultira novim vektorom stanja (npr.  $\mathbf{x}_{N-k+1}$ ) koji se nalazi između dviju susjednih vrijednosti u skupu  $\mathbf{X}$ . U tom se slučaju u unazadnoj fazi iznos ciljne funkcije  $J_{k-1}(\mathbf{x}_{N-k+1})$  u (4-4) dobiva linearnom interpolacijom na temelju iznosa ciljnih funkcija  $J_{k-1}$  u susjednim diskretnim vrijednostima vektora stanja iz skupa  $\mathbf{X}$ . Iz istog se razloga linearna interpolacija koristi i u unaprijednoj fazi za dobivanje optimalnih upravljačkih vektora iz skupa podataka  $\{J_k(\mathbf{x}_{N-k}), \mathbf{u}_{N-k}\}$  dobivenih u unazadnoj fazi.

U implementaciji DP algoritma, veći konačni broj diskretnih vrijednosti u skupu  $\mathbf{U}$  i  $\mathbf{X}$  (veća rezolucija) povećava točnost, ali i računalno vrijeme izvođenja algoritma. Slično, veći broj upravljačkih varijabli  $n_u$  ili varijabli stanja  $n_x$  eksponencijalno povećava vrijeme izvođenja. Naime, problem (4-4) rješava se  $N_t \cdot \prod_{i=1}^{n_x} N_{xi} \cdot \prod_{i=1}^{n_u} N_{ui}$  puta gdje su  $N_{xi}$  i  $N_{ui}$  rezolucije  $x_i$ -te varijable stanja i  $u_i$ -te upravljačke varijable. Stoga je poželjno dinamiku sustava opisati modelom što nižega reda (manji  $n_x$ ).

## 4.2. Formulacija problema optimiranja

U ovom se potpoglavlju definiraju glavne komponente DP problema za slučaj razmatranog HVAC sustava, a koje uključuju model sustava, ciljnu funkciju i ograničenja.

### 4.2.1. Model HVAC sustava

U ovom je radu dinamičko programiranje primijenjeno za optimiranje upravljačkih varijabli HVAC sustava električnog vozila, koje uključuju referentnu temperaturu i maseni protok ulaznog zraka u putničku kabinu:

$$\mathbf{u} = [T_{inR} \dot{m}_{bf}]^T.$$

Dinamika procesa definirana je s dvije varijable stanja, a to su temperatura zraka u kabini i temperatura ulaznog zraka u kabinu:

$$\mathbf{x} = [T_c T_{in}]^T.$$

Tako definirani proces uključuje podređeni regulacijski sustav (vidi poglavlje 3).

Dinamike temperature zraka u kabini  $T_c$  i temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  opisane su pojednostavljenim modelima prvog reda (3-19) i (3-7). Vremenska konstanta  $\tau_1$  modela (3-7)

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

računa se nelinearnim modelom prema izrazima (3-9) i (3-10), uz korištenje analitičkih funkcija (A-1)–(A-2). U režimu hlađenja, temperatura ulaznog zraka hladnjaka kabine računa se kao  $T_{bf,in} = 0.9T_c + 0.1T_a$  za dani režim recirkulacije s fiksnim omjerom (vidi poglavlje 2). Električna snaga  $P_{HVAC}$  u režimu grijanja dana je izrazom (3-12), a u režimu hlađenja izrazom (3-13). U ovom se radu za numeričko integriranje varijabli stanja, odnosno rješavanje (4-2), koristi unaprijedna Euler-ova metoda prvog reda. PMV mape prikazane na slici 3-10 za slučajeve hlađenja i grijanja aproksimiraju se analitičkom funkcijom (3-16) za potrebe implementacije u DP-u.

Koeficijent učinkovitosti  $COP$  ovdje je definiran kao omjer osjetnog izmijenjenog toplinskog toka zraka na HVAC sustavu i snage koju HVAC sustav uzima iz baterije:

$$COP = \frac{\dot{m}_{bf} c_p (T_{in} - T_a)}{P_{HVAC}} \quad (4-7)$$

uz napomenu da se u režimu hlađenja u brojniku umjesto razlike temperatura  $T_{in} - T_a$  koristi razlika temperatura  $T_{bf,in} - T_{in}$ . Kako je primarni cilj optimiranja upravljačkih varijabli dobivanje uvida u optimalno ponašanje sustava grijanja i hlađenja kabine u vidu osjetne topline te kako bi se zadržao nizak red modela sustava neophodan za provedivost optimizacije, dinamika latentnog toplinskog toka na hladnjaku kabine nije modelirana u ovom poglavlju te uzeta u obzir u proračun COP-a. To će rezultirati nižim vrijednostima COP-a u režimu hlađenja u odnosu na realni sustav, ali uz zadržane trendove tj. kvalitativne odnose. U daljnim poglavljima rada posvećenim razvoju upravljačkih strategija za izvođenje u realnom vremenu (vidi npr. poglavlje 5), latentni toplinski tok uzima se u obzir.

##### 4.2.2. Ciljna funkcija

Kako bi se osiguralo postizanje referentne temperature zraka u kabini  $x_{1f} = T_{cR}$  u konačnom vremenskom trenutku  $t_f$ , ciljna funkcija uključuje penalizaciju konačnog stanja (4-6):

$$J_f = K_{ff} (x_{1f} - x_1(t_f))^2 \quad (4-8)$$

gdje je  $K_{ff}$  težinski koeficijent visokog iznosa koji osigurava precizno slijeđenje referentne temperature i ovdje je postavljen na  $K_{ff} = 10000$ .

Podintegralna ciljna funkcija  $F(\cdot)$  (vidi (4-1)) uključuje minimizaciju apsolutnog iznosa PMV indeksa toplinske ugone i maksimizaciju koeficijenta učinkovitosti  $COP$  ili minimizaciju snage

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

$P_{HVAC}$ , te meka ograničenja na iznos vektora stanja  $\mathbf{x}$  i upravljačkih varijabli  $\mathbf{u}$ , čime se dobiva konačna ciljna funkcija:

$$\begin{aligned} J = J_f + \sum_{k=0}^{N_f-1} & \left( K_{PMV} |PMV(k)| + K_{COP} COP^{-1}(k) + K_{PWR} P_{HVAC}(k) \right. \\ & + K_{lim} \left[ H(\mathbf{x}(k) - \mathbf{x}_{max}) + H(\mathbf{x}_{min} - \mathbf{x}(k)) \right] \\ & \left. + K_{lim} \left[ H(\mathbf{u}(k) - \mathbf{u}_{max}(\mathbf{u}(k), \mathbf{x}(k))) + H(\mathbf{u}_{min}(\mathbf{u}(k), \mathbf{x}(k)) - \mathbf{u}(k)) \right] \right) \end{aligned} \quad (4-9)$$

gdje su  $K_{PMV}$ ,  $K_{COP}$  i  $K_{PWR}$  težinski koeficijenti, čijim se odnosom definira kompromis između toplinske ugone i energetske učinkovitosti. Pritom se za maksimizaciju koeficijenta učinkovitosti  $COP$  (tj. minimizaciju  $1/COP$  prema (4-9)) koristi koeficijent  $K_{COP}$  uz  $K_{PWR} = 0$ , a za minimizaciju potrošnje energije iz baterije definira se  $K_{PWR}$  uz  $K_{COP} = 0$ , čime se dobiva optimiranje orijentirano maksimizaciji energetske ekonomičnosti cijelog sustava. Prvotni je slučaj orijentiran na maksimalno iskorištenje HVAC uređaja, dok je potonji orijentiran postizanju maskimalne energetske ekonomičnosti HVAC sustava u cjelini. Oba su slučaja analizirana kako bi se utvrdile eventualne razlike između dvaju pristupa. Težinski koeficijent mekih ograničenja  $K_{lim}$  postavljen je na visoku vrijednost (ovdje 10000) i  $H(a)$  je Heavisideova funkcija:  $H(a) = 0$  za  $a < 0$  i  $H(a) = 1$  za  $a \geq 0$ . Meka ograničenja na varijable stanja  $\mathbf{x}$  koriste se kako bi optimirani upravljački vektor  $\mathbf{u}$  zadržao sustav u željenom radnom području. Primjerice, u ljetnim okolišnim uvjetima kabina se može dodatno zagrijati uslijed solarnog opterećenja ukoliko je HVAC sustav preslabo hladi, te bi ograničenje temperature zraka u kabini zadano preko raspona diskretnih vrijednosti varijabli stanja dalo pogrešne rezultate. Meka ograničenja na upravljački vektor  $\mathbf{u}$  definiraju promjenjivo radno područje HVAC sustava.

#### 4.2.3. Ograničenja

Zasićenja upravljačkih varijabli aktuatora, primarno kompresora, ograničavaju radno područje HVAC sustava u smislu ostvarive temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  na danom protoku zraka  $\dot{m}_{bf}$ . Funkcija zasićenja dobivena je na temelju simulacija detaljnog fizikalnog simulacijskog modela HVAC sustava te je prikazana na slici 4-1 za režime grijanja i hlađenja.

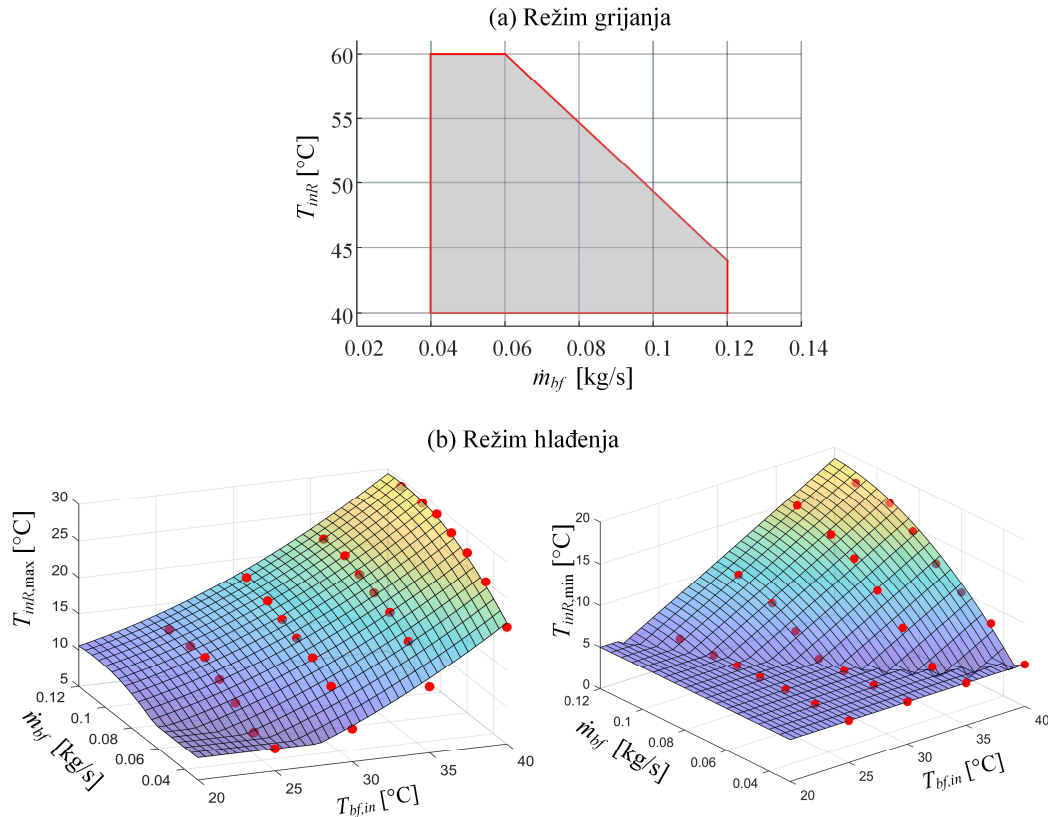
U režimu grijanja, područje pretraživanja upravljačkog vektora tvrdo je ograničeno s fiksnim vrijednostima koje u DP-u ulaze kroz raster upravljačkih varijabli (4-3), te ono slijedi iz slike 4-1a:

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

$$\begin{aligned} 0.04 \leq \dot{m}_{bf} [\text{kg/s}] \leq 0.12 \\ 40 \leq T_{inR} [^{\circ}\text{C}] \leq 60 \end{aligned} \quad (4-10)$$

Pad maksimalno ostvarive temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  s povećanjem masenog protoka iznad  $\dot{m}_{bf} = 0.06 \text{ kg/s}$  objašnjava se zasićenjem brzine kompresora te je ova pojava uključena kao meko ograničenje u ciljnoj funkciji (4-9) prema izrazu

$$T_{inR} \leq -266.67\dot{m}_{bf} + 349.15 \quad (4-11)$$



Slika 4-1. Ograničenja upravljačkih varijabli HVAC sustava u režimima (a) grijanja i (b) hlađenja

U režimu hlađenja, tvrdo ograničeno područje pretraživanja upravljačkog vektora definira se prema slici 4-1b kao:

$$\begin{aligned} 0.03 \leq \dot{m}_{bf} [\text{kg/s}] \leq 0.11 \\ 5 \leq T_{inR} [^{\circ}\text{C}] \leq 29 \end{aligned} \quad (4-12)$$

uz dodatno meko ograničenje:

$$T_{inR,\min}(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}) \leq T_{inR} \leq T_{inR,\max}(\dot{m}_{bf}, T_{bf,in}) \quad (4-13)$$

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

Meka ograničenja reference  $T_{inR}$  u režimu hlađenja ne ovise samo o masenom protoku ulaznog zraka u kabinu  $\dot{m}_{bf}$ , već i o temperaturi ulaznog zraka u hladnjak kabine  $T_{bf,in}$ . Gornji i donji limit ostvarive temperature ulaznog zraka u kabinu,  $T_{inR,max}$  i  $T_{inR,min}$ , određeni su redom donjim i gornjim limitom brzine kompresora. Obje granične temperature padaju sa smanjenjem ulazne temperature  $T_{bf,in}$  i smanjenjem masenog protoka  $\dot{m}_{bf}$  (slika 4-1b). Ove granične temperature opisuju se sljedećim analitičkim izrazima

$$\begin{aligned} T_{inR,min} [\text{K}] &= 233.02 + 435.8\dot{m}_{bf} - 1720\dot{m}_{bf}^2 + 0.7822(T_{bf,in} - 273.15) \\ T_{inR,max} [\text{K}] &= \max(281.15, 268.44 + 274\dot{m}_{bf} - 1252\dot{m}_{bf}^2 \\ &\quad - 0.4343(T_{bf,in} - 273.15) + 0.02286(T_{bf,in} - 273.15)^2) \end{aligned} \quad (4-14)$$

gdje se funkcija  $\max(a,b)$  definira kao  $a$  za  $a \geq b$ , tj.  $b$  za  $b > a$ . Parametri modela (4-14) određeni su numerički primjenom Matlab funkcije *fit* na podacima dobivenim simulacijama detaljnog fizikalnog modela. U režimu hlađenja primijenjeno je dodatno meko ograničenje na temperaturu zraka u kabini  $T_c$ , kako bi se spriječilo zagrijavanje kabine u slučaju slabog hlađenja HVAC sustavom i jakog solarnog opterećenja:

$$T_c \leq 41 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4-15)$$

#### 4.2.4. Postavke i implementacija DP algoritma

DP optimiranje u zimskim okolišnim uvjetima provedeno je koristeći parametre dane u tablici 4-1. Prvi slučaj (S1) uključuje istovremenu minimizaciju PMV indeksa toplinske ugone i maksimizaciju koeficijenta učinkovitosti, odnosno u ciljnoj funkciji (4-9) postavlja se

$$\text{S1: } K_{PMV} = 1, K_{COP} \in \{0.5, 1, 2, 5, 10, 20, 100, 200\} \text{ i } K_{PWR} = 0.$$

Drugi slučaj (S2) usmjeren je na istovremenu minimizaciju PMV indeksa i snagu HVAC sustava, gdje je

$$\text{S2: } K_{PMV} = 1, K_{PWR} \in \{0.1, 0.15, 0.2, 1, 5, 8, 10, 50\} \text{ i } K_{COP} = 0.$$

Uz to, provedene su optimizacije za tri krajnja slučaja orijentirana isključivo k: i) toplinskoj ugoni (S3:  $K_{PMV} = 1, K_{COP} = 0, K_{PWR} = 0$ ), ii) energetske učinkovitosti (S4:  $K_{PMV} = 0, K_{COP} = 1, K_{PWR} = 0$ ), i iii) ekonomičnosti te dometu (S5:  $K_{PMV} = 0, K_{COP} = 0, K_{PWR} = 1$ ). DP optimiranje u režimu hlađenja provedeno je u ljetnim okolišnim uvjetima koristeći parametre dane u tablici 4-2. U režimu hlađenja zadržana je ista rezolucija varijabli stanja i upravljačkih varijabli kao i u režimu grijanja. Slično kao u režimu grijanja, optimiranje je provedeno za slučaj simultane minimizacije kumulativnog PMV indeksa toplinske ugone i maksimizaciju kumulativnog koeficijenta učinkovitosti

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

S1:  $K_{PMV} = 1$ ,  $K_{COP} \in \{0.5, 0.65, 0.8, 1, 1.3, 1.6, 2, 3.3, 5, 10, 20\}$  i  $K_{PWR} = 0$ ,  
te simultane minimizacije kumulativnog PMV-a i potrošnje električne energije HVAC sustava

S2:  $K_{PMV} = 1$ ,  $K_{PWR} \in \{0.5, 1, 1.3, 1.6, 2, 3, 4, 5, 7, 10, 20\}$  i  $K_{COP} = 0$ .

I ovdje su provedene optimizacije za tri krajnja slučaja orijentirana isključivo k: i) toplinskoj ugodu (S3:  $K_{PMV} = 1$ ,  $K_{COP} = 0$ ,  $K_{PWR} = 0$ ), ii) energetske učinkovitosti (S4:  $K_{PMV} = 0$ ,  $K_{COP} = 1$ ,  $K_{PWR} = 0$ ), i iii) ekonomičnosti tj. dometu (S5:  $K_{PMV} = 0$ ,  $K_{COP} = 0$ ,  $K_{PWR} = 1$ ).

Tablica 4-1. Postavke dinamičkog programiranja u režimu grijanja

Parametar	Simbol	Raspon	Korak
Vrijeme	$t$ [s]	0 ÷ 600	1
Temperatura zraka u kabini	$T_c$ [°C]	-10 ÷ 30	0.5
Temperatura ulaznog zraka u kabinu	$T_{in}$ [°C]	-10 ÷ 60	1
Referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu	$T_{inR}$ [°C]	40 ÷ 60	1
Maseni protok ulaznog zraka u kabinu	$\dot{m}_{bf}$ [kg/s]	0.04 ÷ 0.12	0.005

Tablica 4-2. Postavke dinamičkog programiranja u režimu hlađenja

Parametar	Simbol	Raspon	Korak
Vrijeme	$t$ [s]	0 ÷ 600	1
Temperatura zraka u kabini	$T_c$ [°C]	20 ÷ 50	0.5
Temperatura ulaznog zraka u kabinu	$T_{in}$ [°C]	5 ÷ 40	1
Referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu	$T_{inR}$ [°C]	5 ÷ 30	1
Maseni protok ventilatora kabine	$\dot{m}_{bf}$ [kg/s]	0.03 ÷ 0.11	0.005

Algoritam dinamičkog programiranja implementiran je u C++ programskom jeziku i preveden je u .exe format za brzo izvođenje. Prosječno vrijeme izvođenja jedne optimizacije (jedan set težinskih koeficijenata) u zimskim okolišnim uvjetima za parametre dane u tablici 4-1 je 213 minuta, dok je u ljetnim okolišnim uvjetima broj diskretnih stanja manji te je prosječno vrijeme izvođenja jedne optimizacije smanjeno na 102 minute. DP optimiranje je provedeno na radnoj stanici HP Z4 G4 opremljenoj procesorom Intel® Xeon® W-2123 CPU @ 3.60GHz bez paralelnog izvođenja.

### 4.3. Rezultati optimiranja

#### 4.3.1. Scenariji optimiranja i pokazatelji kvalitete upravljanja

Optimiranje upravljačkih varijabli HVAC sustava provedeno je u zimskim okolišnim uvjetima ( $T_a = -10$  °C,  $\dot{Q}_{sol} = 0$  W; režim grijanja) i ljetnim okolišnim uvjetima ( $T_a = +40$  °C,  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW; režim hlađenja) te pri konstantnoj brzini vozila  $v_{veh} = 60$  km/h s dva putnika u vozilu ( $\dot{Q}_{met} = 150$  W). U oba je slučaja cilj optimiranja dovesti temperaturu zraka u kabini iz početnih,

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

---

okolišnih uvjeta ( $T_c(0) = T_a$ ) na referentnu temperaturu zraka u kabini  $T_{cR}$  unutar 10 minuta ( $t_f = 600$  s), koja je jednaka  $T_{cR} = 22$  °C u režimu grijanja i  $T_{cR} = 25$  °C u režimu hlađenja. Rezultati optimiranja vrednovani su s obzirom na četiri pokazatelja kvalitete upravljanja:

- Ukupna potrošnja električne energije HVAC sustava,  $E_{el}$  [Wh], gdje niža vrijednost indicira povećani domet električnog vozila:

$$E_{el} = \int_0^{t_f} \frac{P_{HVAC}(t)}{3600} dt \quad (4-16)$$

- Srednji koeficijent učinkovitosti,  $I_E$ , gdje viša vrijednost indicira bolju učinkovitost:

$$I_E = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} COP(t) dt \quad (4-17)$$

- Dva indeksa srednje toplinske ugone,  $I_{C1}$  [-] i  $I_{C2}$  [-], gdje prvi uključuje integral apsolutne vrijednosti PMV indeksa:

$$I_{C1} = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} |PMV(t)| dt \quad (4-18)$$

a drugi uključuje integral apsolutne vrijednosti PMV indeksa isključivo izvan toplinski ugodnog područja:

$$I_{C2} = \frac{1}{t_f} \int_0^{t_f} |PMV(t)| dt, \text{ za } |PMV(t)| \geq 0.5 \quad (4-19)$$

Niže vrijednosti ovih indeksa indiciraju bolju toplinsku ugodu. Pritom je pokazatelj  $I_{C2}$  dodatni pokazatelj koji nije odražen u ciljnoj funkciji (4-9). Slučaj  $I_{C1} = I_{C2}$  ukazuje na nepostizanje toplinske ugone.

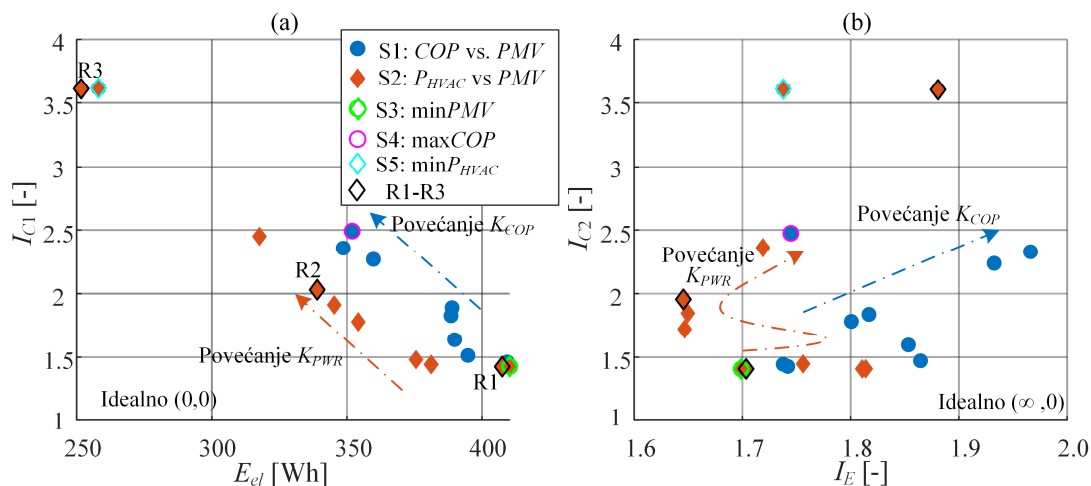
#### 4.3.2. Režim grijanja

Usporedba rezultata u smislu vrijednosti četiriju pokazatelja kvalitete upravljanja definiranih u odjeljku 4.3.1 prikazana je na slici 4-2. Ovi rezultati pokazuju da ukupno potrošena električna energija  $E_{el}$  pada s povećanjem odgovarajućeg težinskog koeficijenta ( $K_{COP}$  i  $K_{PWR}$ ), dok srednji indeksi toplinske ugone  $I_{C1}$  i  $I_{C2}$  istovremeno rastu. Dakle, postoji jasan kompromis između energetske učinkovitosti i udobnosti. Pritom, povećanje  $K_{PWR}$  u slučaju S1 (crveni rombovi) konzistentno rezultira nižom potrošnjom električne energije, dok srednji indeks učinkovitosti  $I_E$  nema konzistentan rast, već uglavnom pada, što sugerira da veza između pokazatelja  $I_E$  i  $E_{el}$  nije monotono padajuća tj. da nisu u potpunosti (anti-)korelirani. Drugim riječima, postizanje maksimalnog koeficijenta učinkovitosti u svakom trenutku odziva ne rezultira nužno i najnižom



#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

moogućom potrošnjom električne energije. Rješenje orijentirano isključivo ekonomičnosti (S5; crveni romb sa svijetlo plavim rubom) rezultira s ukupnom potrošnjom energije od samo  $E_{el} = 258$  Wh, ali i najvišim indeksom toplinske ugone ( $I_{C1} = 3.62$ ), što ukazuje na to da u DP u tom rješenju sporo zagrijava kabinu. Suprotno tome, rješenje orijentirano isključivo toplinskoj ugodu (S3; zeleni obrub) daje najbolji indeks toplinske ugone ( $I_{C1} = 1.42$ ) ali i najveću potrošnju električne energije ( $E_{el} = 410$  Wh).

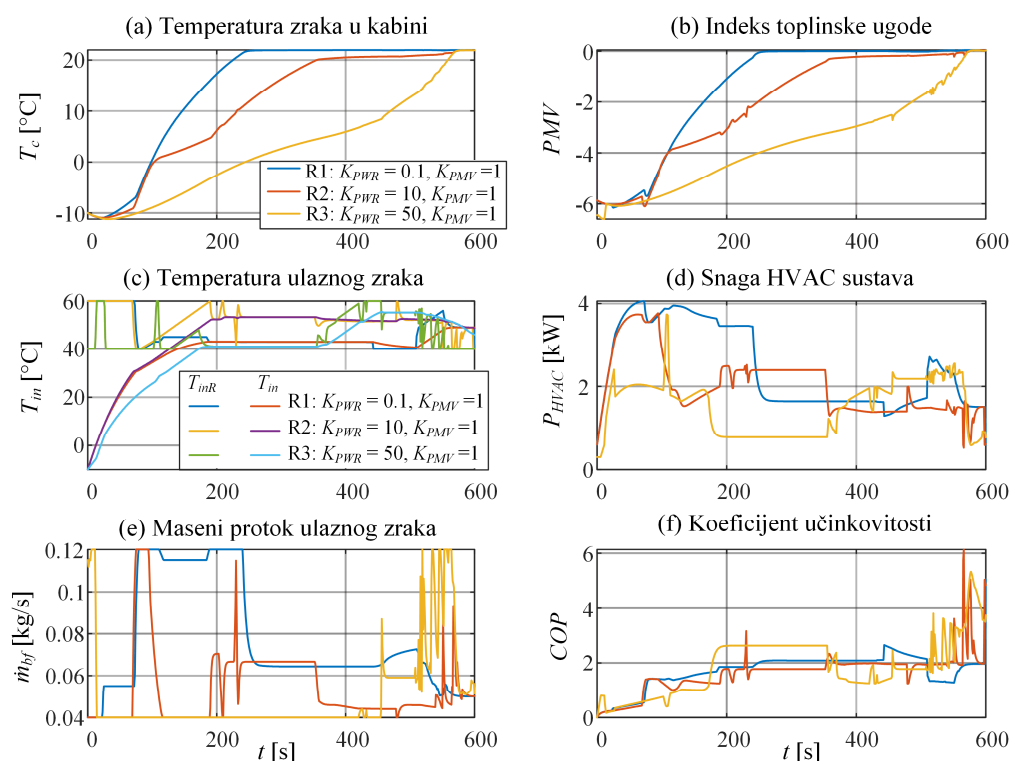


Slika 4-2. Usporedni rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu grijanja za razne vrijednosti težinskih koeficijenata  $K_{COP}$  i  $K_{PWR}$

Vremenski odzivi prikazani na slici 4-3 odnose se na tri slučaja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje (S2) koji su na slici 4-2 označeni sa R1, R2 i R3. Pritom je rješenje R1 blisko rješenju orijentiranom toplinskoj ugodu (S3), a rješenje R3 najbliže je rješenju orijentiranom ekonomičnosti (S5). U sva tri rješenja, maseni je protok  $\dot{m}_{bf}$  (Slika 4-3e) u prvoj minuti postavljen blizu minimalne vrijednosti kako bi se ulazni zrak u kabinu  $T_{in}$  (Slika 4-3c) što prije zagrijao na visoke vrijednosti kojima može grijati kabinu. U suprotnom, upuhivanje hladnog zraka u kabinu snizilo bi PMV indeks i narušilo toplinsku ugodu (v. sl. 3-10b). Za postizanje najbolje toplinske ugone u kabini, rješenje R1 ukazuje na to da se početno niski maseni protok zraka nakon zagrijavanja ulaznog zraka treba podići na maksimalnu vrijednost kako bi se kabina što prije zagrijala do referentne temperature (Slika 4-3a). Nakon postizanja toplinski ugodnog područja, protok zraka se spušta na relativno visoku razinu potrebnu za održavanje temperature zraka u kabini uz gotovo minimalnu ulaznu temperaturu zraka  $T_{in}$ . Koeficijent učinkovitosti  $COP$  tijekom održavanja toplinske ugone u rješenju R1 iznosi oko 2 (slika 4-3f), što je 100% povećanje u odnosu na PTC grijač.

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

S druge strane, za postizanje što niže potrošnje, rješenje R3 održava niski, minimalni protok zraka  $\dot{m}_{bf}$ , čime se HVAC sustav rasterećuje (opteretna snaga pada; Slika 4-3d) te polagano zagrijava kabinu. Pritom se, u odnosu na rješenje R1, približavanjem kraju odziva ( $t > 360$  s) podiže referentna temperatura  $T_{inR}$ , a potom i protok zraka ( $t > 450$  s), a sve kako bi se kabina do kraja odziva zagrijala na referentnih 22 °C. U posljednjem dijelu odziva ( $t > 500$  s), DP algoritam intermitiranim podizanjem i spuštanjem referentne temperature  $T_{inR}$  i masenog protoka  $\dot{m}_{bf}$  povremeno rasterećuje HVAC sustav i iskorištava toplinsku inerciju kabine i HVAC sustava kako bi se smanjila snaga  $P_{HVAC}$  za rješenje R3.



Slika 4-3. Rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu grijanja za tri rješenja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje HVAC sustava, označena sa R1, R2 i R3 na slici 4-2a

Prema slici 4-2, rješenje R2 predstavlja kompromis između prethodno opisana dva rješenja te je u tom smislu pozicioniran i odgovarajući vremenski odziv (slika 4-3). U početnom je periodu zagrijavanja kabine ono bliže odzivu za rješenje R1, a nakon što se HVAC sustav zagrije, rješenje R2 podiže temperaturu  $T_{inR}$  i spušta protok  $\dot{m}_{bf}$  kako bi se kabina nastavila grijati brže u odnosu na R3 ali s nižom potrošnjom energije u odnosu na R1. Nakon  $t = 360$  s, temperatura zraka u kabini je iznad 20 °C i kabina se nalazi u toplinski ugodnom području ( $|PMV| < 0.5$ ) te

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

DP do kraja odziva ( $t = 600$  s) sporo grije kabinu do referentnih  $22\text{ }^{\circ}\text{C}$  kako bi smanjio potrošnju energije.

Usporedba pokazatelja kvalitete upravljanja danih u tablici 4-3 pokazuje da se odabirom rješenja R3 u odnosu na R1, ukupna potrošnja električne energije  $E_{el}$  uspijeva smanjiti za 38% uz iznimno narušavanje pokazatelja toplinske ugone  $I_{C1}$  od 153%, dok kompromisno rješenje R2 smanjuje potrošnju za 16% uz narušavanje udobnosti od 42%.

Tablica 4-3. Pokazatelji kvalitete upravljanja u režimu grijanja za DP rješenja prikazana na slici 4-3.

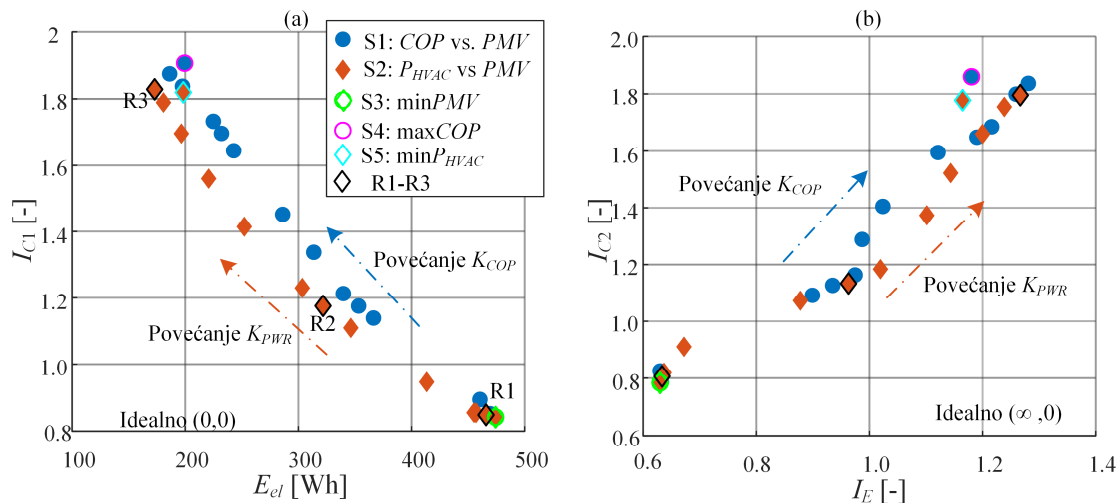
Rješenje	$K_{PWR}$	$E_{el}$ [Wh]	$I_E$ [-]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
R1	0.1	407 (0.0%)	1.70 (0.0%)	1.43 (0.0%)	1.41 (0.0%)
R2	10	339 (-16.7%)	1.65 (-3.0%)	2.03 (42%)	1.96 (39%)
R3	50	252 (-38.2%)	1.88 (10.6%)	3.61 (153%)	3.60 (156%)

#### 4.3.3. Režim hlađenja

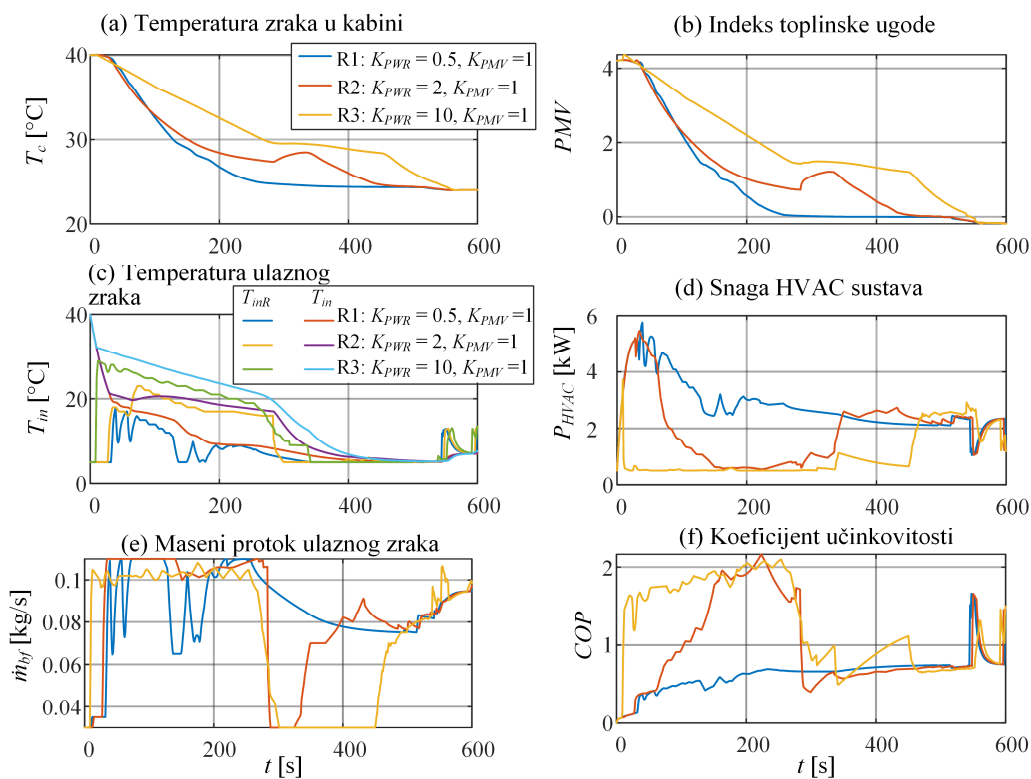
Slika 4-4 prikazuje optimizacijske rezultate u obliku Pareto fronte za režim hlađenja. Slika 4-4a potvrđuje da i u režimu hlađenja postoji kompromis između energetske ekonomičnosti (tj. dometa) i toplinske ugone, jer ukupna potrošnja električne energije iz baterije  $E_{el}$  pada sa povećanjem težinskog koeficijenta  $K_{PWR}$  ili  $K_{COP}$ , dok indeks toplinske ugone  $I_{C1}$  raste. Za razliku od režima grijanja, prema slici 4-4b, srednji koeficijent učinkovitosti  $I_E$  raste s povećanjem težinskog koeficijenta  $K_{PWR}$  ili  $K_{COP}$ . Kao i u grijanju, izravno minimiziranje potrošnje energije (S2) daje nešto nižu utrošenu energiju  $E_{el}$  za približno jednaku toplinsku ugodu u odnosu na maksimizaciju koeficijenta učinkovitosti (S1), dok potonje daje blago veći indeks  $I_E$ . Toplinski najugodniji slučaj (S3; zeleni obrub) u ovom scenariju rezultira ukupnom potrošnjom  $E_{el} = 474$  Wh, koju je moguće smanjiti za 63% ukoliko se odabere ekonomičnosti orijentirano rješenje (S5; svijetlo plavi obrub), a koje s druge strane rezultira 115% većim indeksom  $I_{C1}$ .

Slika 4-5 i tablica 4-4 uspoređuju tri odabrana rješenja iz slučaja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje (S2), označena s R1, R2 i R3 na Pareto fronti na slici 4-4a. Toplinski najugodnije rješenje R1 (plava linija) brzo spušta temperaturu zraka u kabini  $T_c$  blizu

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli



Slika 4-4. Usporedni rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu hlađenja za razne vrijednosti težinskih koeficijenata  $K_{COP}$  i  $K_{PWR}$ .



Slika 4-5. Rezultati optimiranja upravljačkih varijabli u režimu hlađenja za tri rješenja istovremene minimizacije indeksa toplinske ugone i potrošnje, označena sa R1, R2 i R3 na slici 4-4a.

#### 4. Optimiranje upravljačkih varijabli

referentne vrijednosti i postiže idealnu toplinsku ugodu ( $PMV = 0$ ; Slika 4-5b) unutar četiri minute. U ovom je rješenju to postignuto upuhivanjem hladnog zraka u kabinu (niska referentna temperatura  $T_{inR}$ ) te visokim masenim protokom  $\dot{m}_{bf}$ , što iznimno povećava snagu  $P_{HVAC}$ , koja doseže 5.7 kW. Zbog povećanja snage, koeficijent učinkovitosti COP (Slika 4-5f) je u ovom slučaju najniži, a u stacionarnom stanju je manji od 1 zbog nemodelirane latentne topline. Za održavanje toplinske ugone do kraja odziva, referentna temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  drži se na minimalnoj vrijednosti od 5 °C i maseni se protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  postupno spušta s blagim padom temperature zraka u kabini prema referentnoj vrijednosti  $T_{cR}$ .

S druge strane, u energetski najučinkovitijem rješenju R3 (žuta linija), optimalno upravljanje u početku sporo spušta temperaturu zraka u kabini (Slika 4-5a). Kako bi se snaga  $P_{HVAC}$  smanjila (Slika 4-5d), u ovom se rješenju referentna temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  (Slika 4-5c) i maseni protok  $\dot{m}_{bf}$  (Slika 4-5e) održavaju na visokoj razini, blizu maksimalne vrijednosti tijekom prvih pet minuta odziva. U ovom je periodu prijelazne pojave koeficijent učinkovitosti  $COP$  visok zbog niske snage  $P_{HVAC}$ . Kako temperatura ulaznog zraka  $T_{in}$  pada prema minimalnoj vrijednosti od 5 °C, za održavanje niske razine snage  $P_{HVAC}$  optimalno rješenje je spuštanje protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$ . Međutim, maseni se protok zraka mora podići u zadnje dvije i pol minute za postizanje referentne temperature zraka u kabini  $T_{cR}$  i toplinska je ugodu postignuta tek pri kraju odziva. Zbog toga su u ovom dijelu prijelazne pojave snaga HVAC sustava i koeficijent učinkovitosti bliski onima iz rješenja R1. Unatoč tome, rješenje R3 rezultira 63% nižom potrošnjom električne energije u odnosu na rješenje R1 (Tablica 4-4) uz približno 2.2 puta veće indekse toplinske ugone  $I_{C1}$  i  $I_{C2}$ . Očekivano, u kompromisnom srednjem slučaju R2 (crvena linija) optimalni odziv pozicionira se između odziva dobivenih za krajnja rješenja R1 i R3. Pritom se relativna (postotna) ušteda u potrošenoj energije prepolavlja u odnosu na rješenje R3. No, s druge strane, relativno pogoršanje pokazatelja toplinske ugone smanjuje se za tri puta.

Tablica 4-4. Pokazatelji kvalitete upravljanja u režimu hlađenja za rješenja prikazana na slici 4-5.

Rješenje	$K_{PWR}$	$E_{el}$ [Wh]	$I_E$ [-]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
R1	0.5	465 (0.0%)	0.63 (0.0%)	0.85 (0.0%)	0.81 (0.0%)
R2	2	321 (-31%)	0.96 (52%)	1.18 (38%)	1.13 (40%)
R3	10	173 (-63%)	1.27 (100%)	1.83 (115%)	1.80 (122%)

## 4.4. Zaključne napomene

Predstavljena metoda optimiranja upravljačkih varijabli HVAC sustava, pored dinamike zraka u kabini uzima u obzir i dinamiku HVAC sustava u užem smislu. U odnosu na rješenja u literaturi, koja pretpostavljaju za red veličine brži odziv temperature ulaznog zraka u kabinu u odnosu na odziv temperature zraka u kabini te zanemaruju dinamiku HVAC sustava, pokazano je da sporiji odziv temperature ulaznog zraka, kao što je slučaj kod ovdje razmatrane dizalice topline, utječe na optimalno upravljanje sustavom. Utjecaj kasnijeg postizanja referentne ulazne temperature posebice se očituje u početnom dijelu prijelazne pojave u režimu grijanja, gdje DP gotovo ne upuhuje zrak u kabinu dok se ne postigne visoka ulazna temperatura.

Postavljeni problem optimiranja neovisan je o vrsti HVAC sustava i kabine te isključivo ovisi o njihovim parametrima. Stoga, osim za dobivanje uvida u optimalno upravljanje HVAC sustavom, razvijeni se algoritam može primijeniti za evaluaciju i usporedbu različitih HVAC sustava sa stanovišta ne samo stacionarnog nego i dinamičkog ponašanja. Dodatno, u sprezi s modelom pogona vozila, koji obično opisuje stanje napunjenosti baterije, upravljanje grijanjem i hlađenjem moglo bi se optimirati na voznom ciklusu uzimajući u obzir zahtjeve i ograničenja pogona, koji također crpi energiju iz baterije, a sve s ciljem povećanja energetske učinkovitosti cijelog vozila i smanjenja starenja baterije. Primjerice, za očekivati je da će se opterećenje sporog HVAC sustava smanjiti u intervalima značajnog pogonskog opterećenja vozila, kako bi se smanjilo opterećenje, a time i posljedično gubitci i starenje baterije.

Uz navedene prednosti, postoji nekoliko nedostataka predstavljene metode optimiranja. Prvi nedostatak je nemogućnost penalizacije i ograničenja promjena upravljačkih ulaza. U izostanku takvog ograničenja, DP algoritam u pojedinim periodima brzim prebacivanjem između niskih i visokih vrijednosti upravljačkih ulaza uspijeva pronaći numerički bolje rješenje koje nije nužno praktično. Također, u režimu hlađenja poželjno bi bilo proširiti DP algoritam s dodatnom varijablom stanja za opisivanje dinamike vlažnosti zraka u kabini. Time bi se povećala preciznost opisivanja procesa odvlaživanja zraka, koji može utjecati na dinamiku, ograničenja i potrošnju energije od strane HVAC sustava. Slično, u režimu grijanja, DP algoritam bi se mogao proširiti modelom infracrvenih grijaćih panela, no to bi vodilo uvođenju barem po još jedne varijable stanja i upravljačke varijable, te bi značajno produljilo vrijeme izvođenja optimiranja. Stoga, vrijedilo bi posvetiti napor optimiranju C-koda i uvođenju paralelnog izvođenja programa kako bi se računalna učinkovitost algoritma povećala.

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

Ključna komponenta predloženog kaskadnog sustava regulacije temperature zraka u putničkoj kabini (poglavlje 2) odnosi se na optimalnu alokaciju upravljačkih ulaza, koja se razrađuje u ovom poglavlju. Prvo se postavlja optimizacijski problem vezan uz alokaciju, koji se rješava primjenom genetskog algoritma. Potom se analiziraju dobiveni rezultati te se mape optimalne alokacije aproksimiraju analitičkim funkcijama za primjenu u kaskadnom regulacijskom sustavu.

### 5.1. Generiranje mapa optimalne alokacije

Nakon rekapitulacije strukture optimalne alokacije, ovo potpoglavlje opisuje optimizacijski proces kojim se generiraju mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza. Potom se definiraju dva karakteristična optimizacijska problema koja se rješavaju primjenom metode opisane na kraju potpoglavlja. Prvi optimizacijski problem orijentiran je na maksimizaciju učinkovitosti HVAC sustava, dok su u drugom optimizacijskom problemu uključeni i grijači paneli te je provedeno višekriterijsko optimiranje s ciljem minimiziranja potrošnje električne energije HVAC sustava i indeksa toplinske ugone.

#### 5.1.1. *Struktura sustava optimalne alokacije*

Na temelju koncepta kaskadnog sustava regulacije, prikazanog na slici 2-4a, sustav optimalne alokacije upravljačkih ulaza transformira zahtijevanu rashladnu ili ogrjevnu snagu ( $\dot{Q}_{cR}$  ili  $\dot{Q}_{hR}$ ) te temperaturu i relativnu vlažnost zraka u kabini ( $T_c$  i  $\varphi_c$ ) u upravljačke ulaze podređenog sustava regulacije HVAC sustava. Za razmatrani HVAC sustav, ulazi koji se alociraju za izravno izvršenje od strane aktuatora uključuju: maseni protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  (u stvarnosti napon ventilatora kabine  $U_{bf}$ , poglavlje 3), razina snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  i brzine pumpi sekundarnih petlji  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$ . Osim navedenih upravljačkih ulaza, optimalna alokacija zadaje i referentnu temperaturu ulaznog zraka u kabinu ( $T_{inR}$ ) odgovarajućem podređenom regulatoru.

Pritom valja napomenuti da za danu temperaturu zraka u kabini  $T_c$  i rashladni/ogrjevni zahtjev  $\dot{Q}_{cR}$  ili  $\dot{Q}_{hR}$ , referentna temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  i maseni protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  međusobno su povezani izrazom:

$$\dot{m}_{bf} = \frac{\dot{Q}_{c,hR}}{c_p (T_{inR} - T_c)}, \quad (5-1)$$

gdje je  $c_p$  specifični toplinski kapacitet zraka.

Postizanje referentne temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  osigurano je podređenim PI regulatorom koji zadaje brzinu kompresora  $n_{com}$ . Slično, održavanje referentnog pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SHR}$  osigurano je podređenim PI regulatorom koji zadaje poziciju ekspanzijskog ventila  $a_v$ . Budući da se generiranje mapa optimalne alokacije provodi za stacionarno stanje HVAC sustava, pojačanja podređenih PI regulatora su konstantna i podešena za spori odziv, pri čemu je dovoljno da osiguraju stabilnost sustava i stacionarnu točnost. Referentno pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SHR}$  ovdje je postavljeno na fiksnu vrijednost iznosa 5 °C, iako je u općem slučaju moguće alocirati i tu varijablu u određenom, relativno uskom opsegu vezanom uz sigurnosne značajke rada HVAC sustava (pog. 2). Nadalje, alokacijske mape mogu se proširiti za ostale režime rada, npr. brzinom pumpe 1 ukoliko se razmatra hlađenje pogona i iskorištavanje otpadne topline u grijanju, kao i upravljačkim ulazima ventila V3 i V4 ukoliko se razmatra režim odvlaživanja zraka s ponovnim dogrijavanjem (v. sl. 2-1 i pog. 2). Pritom treba voditi računa o kompromisu između poboljšanja kvalitete upravljanja putem alociranja dodatnog ulaza i povećanja kompleksnosti alokacijskih mapa tj. odgovarajućih analitičkih izraza.

Kako je diskutirano u poglavlju 2, formuliranje alokacijskog problema na način da se pored zahtijevane rashladne ili ogrjevne snage na ulazu koristi i stanje zraka u kabini omogućava izostavljanje modela kabine iz procesa optimiranja. Drugim riječima, simulacijski model kabine, prikazan crvenim obrubom na slici 3-1, zamjenjuje se rubnim uvjetima koji određuju svojstvo zraka u kabini, određeno temperaturom  $T_c$  i relativnom vlažnošću  $\varphi_c$ .

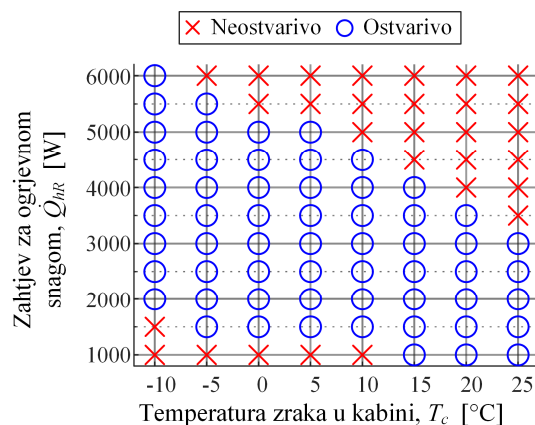
### 5.1.2. Optimizacijski proces

Optimalne mape alokacije upravljačkih ulaza dobivaju se ponavljanjem optimizacijske procedure, opisane u nastavku, za različita stanja zraka kabini ( $T_c$ ,  $\varphi_c$ ) i različite iznose zahtijevane rashladne  $\dot{Q}_{cR}$  i ogrjevne snage  $\dot{Q}_{hR}$ , npr. one prikazane na slici 5-1 te eventualno za različite okolišne uvjete ( $T_a$ ,  $\varphi_a$ ) i više brzina vozila  $v_{veh}$ . Pored optimalnih mapa upravljačkih ulaza, ponavljanje optimizacijske procedure rezultira i granicama radnog područja HVAC sustava, odnosno ostvarivim snagama pri zadanom stanju zraka u kabini i okolišnim uvjetima, kao što je prikazano na slici 5-1 plavim kružićima. Povećanje rezolucije mreže radnih uvjeta,



## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

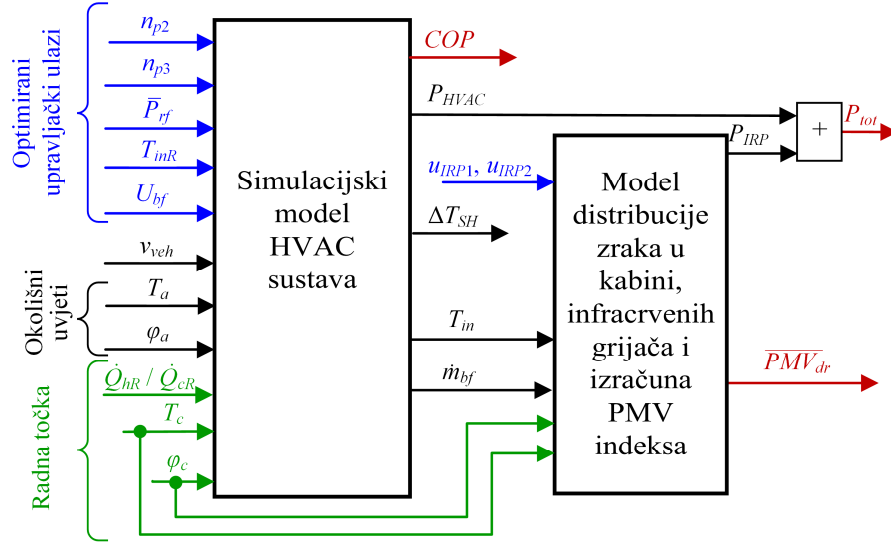
odnosno pogašćanje radnih točaka na slici 5-1, rezultira preciznijom alokacijskom mapom i preciznijim granicama radnog područja HVAC sustava, ali s druge strane produžuje vrijeme izvršenja optimizacije.



Slika 5-1. Primjer radnih točaka optimiranja danih u obliku mreže stanja zraka u kabini i zahtijevane ogrjevne snage.

Struktura detaljnog fizikalnog simulacijskog modela korištenog u optimizaciji prikazana je na slici 5-2. Prethodno definirani upravljački ulazi HVAC sustava (odjeljak 5.1.1) označeni su plavom bojom na slici 5-2, uz napomenu da je maseni protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  pretvoren u napon ventilatora  $U_{bf}$  prema izrazu (3-2). Iz istog razloga, okolišni uvjeti radne točke ( $T_a$  i  $\phi_a$ ) i stanje zraka u kabini ( $T_c$  i  $\phi_c$ ; zelene linije na slici 5-2) definirani su konstantnim parametrima.

Izlazne varijable modela koje se koriste u optimizaciji su koeficijent učinkovitosti  $COP$ , definiran izrazom (3-3) za grijanje i (3-4) za hlađenje, odnosno snaga HVAC sustava  $P_{HVAC}$  na koju se pridodaje snaga infracrvenih grijačkih panela  $P_{IRP}$ , ostvarena temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  i pregrijanje  $\Delta T_{SH}$ , kao i prosječni indeks toplinske ugone vozača  $PMV_{dr}$  dan izrazom (3-15).



Slika 5-2. Struktura simulacijskog modela za potrebe optimiranja alokacijskih mapa

### 5.1.3. Maksimizacija učinkovitosti

Prvi problem optimiranja odnosi se na određivanje vektora ulaza  $\mathbf{p}_{ctrl} = [n_{p2} \ n_{p3} \ \bar{P}_{rf} \ T_{inR}]^T$  u danoj radnoj točki kabine  $(T_c, \varphi_c, \dot{Q}_{h,cR})$ , za dane okolišne uvjete  $(T_a, \varphi_a)$  i brzinu vozila  $v_{veh}$ , koji u stacionarnom stanju daje maksimalni koeficijent učinkovitosti HVAC sustava:

$$J = \max_{\mathbf{p}_{ctrl}} COP. \quad (5-2)$$

Pritom je potrebno zadovoljiti ograničenja na upravljačke ulaze i regulacijske pogreške podređenih regulatora, kako je definirano u tablici 5-1. Ograničenja upravljačkih ulaza odnose se na fizička ograničenja aktuatora te na programsko ograničenje referentne temperature ulaznog zraka u kabinu ( $T_{inR}$ ). Ograničenja brzine kompresora, pozicije ekspanzijskog ventila i napona ventilatora kabine implementirana su izravno u simulacijskom modelu jer ove ulaze zadaju podređeni regulatori. Ograničenja na pogreške slijeđenja osiguravaju postizanje referentnih vrijednosti  $T_{inR}$  i  $\Delta T_{SHR}$  te postizanje zadane ogrjevnog/rashladne snage  $\dot{Q}_{h,cR}$  za dani skup upravljačkih ulaza, odnosno postizanje stacionarnog stanja HVAC sustava, za koje se računa ciljna funkcija (5-2). Nezaovoljavanje ovih ograničenja ukazuje na zasićenje podređenih regulatora u simulacijskom modelu. Konkretno, visoka regulacijska pogreška  $|\Delta T_{SHR} - \Delta T_{SH}|$  ukazuje na zasićenje pozicije ekspanzijskog ventila, dok visoka regulacijska pogreška  $|T_{inR} - T_{in}|$  ukazuje na zasićenje brzine kompresora. Ovdje se toleriraju regulacijske pogreške do 1 °C (Tablica 5-1). Treće se ograničenje odnosi na pogrešku postizanja zahtijevane rashladne ili ogrjevnog snage, gdje je ostvarena rashladna/ogrjevnog snaga dobivena primjenom

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

izraza (5-1) uz korištenje ostvarene temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  umjesto referentne  $T_{inR}$ . Ovo ograničenje može ostati nezadovoljeno ukoliko je brzina ventilatora kabine u zasićenju ili ako ulazna temperatura zraka u kabinu  $T_{in}$  nije postignuta. U ovom se radu tolerira razlika zahtjevane i ostvarene ogrjevne/rashladne snage do 100 W. Općenito, sužavanje tolerancije stacionarnih pogreški osigurava preciznije postizanje referentnih vrijednosti, ali očekivano rezultira povećanim vremenom izvršavanja optimiranja.

Tablica 5-1. Ograničenja postavljena u procesu optimiranja alokacijskih mapa

Ograničenja upravljačkih ulaza	Ograničenja na greške slijedenja
$40 \leq T_{inR} [^{\circ}\text{C}] \leq 65$ (grijanje)	$ \Delta T_{SHR} - \Delta T_{SH}  \leq 1 \text{ } ^{\circ}\text{C}$
$5 \leq T_{inR} [^{\circ}\text{C}] \leq T_c$ (hlađenje)	$ T_{inR} - T_{in}  \leq 1 \text{ } ^{\circ}\text{C}$
$1600 \leq n_{p2} [\text{okt/min}] \leq 8000$	$ \dot{Q}_{hR} - \dot{m}_{bf}c_p(T_{in} - T_c)  \leq 100 \text{ W}$ (grijanje)
$1600 \leq n_{p3} [\text{okt/min}] \leq 8000$	$ \dot{Q}_{cR} - \dot{m}_{bf}c_p(T_c - T_{in})  \leq 100 \text{ W}$ (hlađenje)
$\bar{P}_{rf} \in \{0, 0.5, 1\}$	

### 5.1.4. Višekriterijsko optimiranje potrošnje energije i toplinske ugone

U slučaju korištenja infracrvenih grijaćih panela (IRP), u danoj radnoj točki ( $T_c, \varphi_c, \dot{Q}_{hR}$ ) provodi se višekriterijsko optimiranje upravljačkih ulaza, sadržanih u vektoru  $\mathbf{p}_{ctrl} = [n_{p2} \ n_{p3} \ \bar{P}_{rf} \ T_{inR} \ u_{IRP1} \ u_{IRP2}]^T$ , tj. pored ulaza razmatranih uz optimizacijski problem (5-2), dodaju se IRP upravljački ulazi  $u_{IRP1,2}$  definirani u poglavlju 3. Istovremeno se minimiziraju dvije ciljne funkcije, od kojih prva predstavlja ukupnu potrošnju energije  $P_{tot} = P_{HVAC} + P_{IRP}$  (v. sliku 5-2):

$$J_1 = \min_{\mathbf{p}_{ctrl}} P_{tot} \quad (5-3)$$

Druge ciljne funkcije definira se kao apsolutna srednja vrijednost PMV indeksa vozača (v. (3-15):

$$J_2 = \min_{\mathbf{p}_{ctrl}} \left| \overline{PMV}_{dr} \right| \quad (5-4)$$

U općem slučaju ove su dvije ciljne funkcije oprečne (v. npr. rezultate DP optimiranja u pog. 4). Njihova minimizacija podložna je istim ograničenjima na upravljačke ulaze i regulacijske pogreške, sadržanim u tablici 5-1. Uz ova ograničenja, dodaje se ograničenje IRP upravljačkih ulaza:  $0 \leq u_{IRP1,2} \leq 1$ .

### 5.1.5. Optimizacijska metoda

Optimizacijski problemi definirani u odjeljcima 5.1.3 i 5.1.4 mogu se riješiti primjenom nekog od višekriterijskih algoritama optimiranja. U ovom radu koristi se višekriterijski genetski algoritam (GA) pod nazivom MOGA-II (engl. *Multi-Objective Genetic Algorithm*) dostupan unutar *modeFRONTIER* optimizacijskog okruženja. MOGA-II koristi učinkovito višestruko pretraživanje postupkom *elitizma*, odnosno selekcijskog postupka koji očuva najbolju jedinku/rješenje kako bi neizmijenjena sudjelovala u sljedećoj iteraciji GA. Elitizam omogućava očuvanje najboljih (Pareto ili nedominiranih) rješenja bez preuranjene konvergencije k lokalnom optimumu [127].

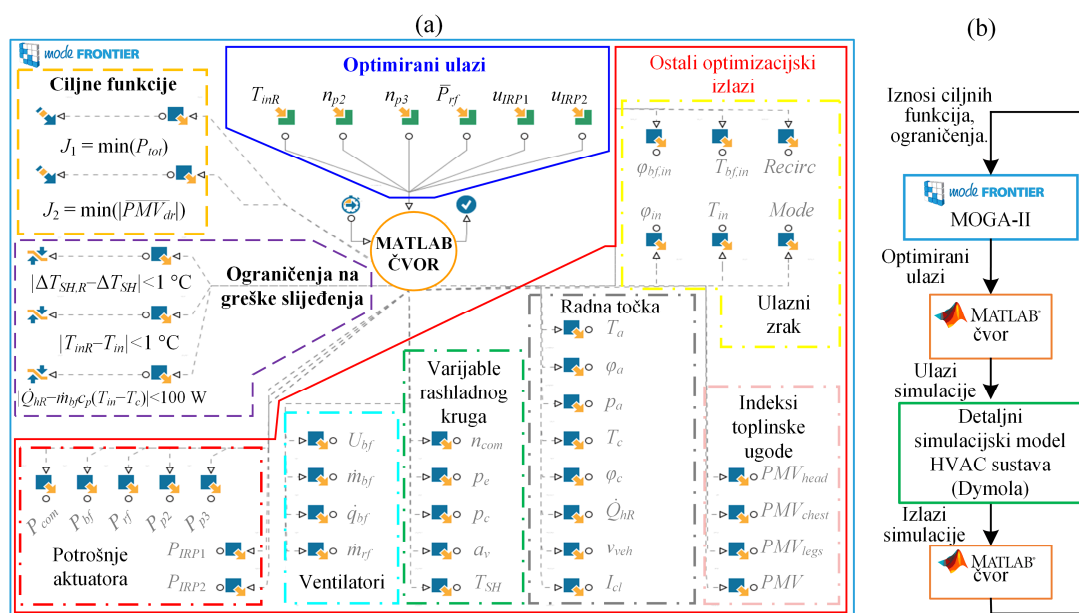
Genetski algoritmi pripadaju skupini heurističkih metoda optimiranja, a oponašaju prirodni evolucijski proces i primjenjuju ga u traženju optimalnog rješenja zadanog problema. Princip rada GA je sljedeći [126]: prije početka optimizacije, zadaju se početne populacije „jedinki“, gdje jedinka predstavlja potencijalno rješenje zadanog problema. Za svaku se jedinku izračunava iznos jedne ili više ciljnih funkcija (višekriterijsko optimiranje), gdje veći iznos ciljne funkcije (kod minimizacije) znači da je jedinka lošija. Za danu početnu populaciju jedinki primjenom operatora *selekcije* odabiru se jedinke iz kojih će se generirati nova populacija. Nad odabranim jedinkama ("roditeljima") primjenjuje se operator *križanja* čime se dobivaju nove jedinke ("djeca"), a na „djecu“ djeluje operator *mutacije* koji unosi dodatne slučajne varijacije u rješenja. Konačno, primjenom operatora *zamjene* u populaciju ulaze nove jedinke. Opisani se koraci ponavljaju u petlji (iteriraju) do ostvarenja uvjeta za zaustavljanje, npr. maksimalnog broja iteracija.

Rješavanjem višekriterijskog optimiranja dobiva se Pareto optimalni skup rješenja (Pareto optimalna fronta), a to su ona rješenja koja su bolja u najmanje jednom kriteriju od bilo kojeg drugog rješenja [128]. Prema tome, sve su točke na Pareto fronti jednako vrijedne u smislu optimalnosti. Osim Pareto optimalnih točaka, GA tijekom brojnih iteracija generira mnoga druga rješenja, koja mogu biti ostvariva (ne krše nametnuta ograničenja) ili neostvariva (prekršeno je barem jedno ograničenje). Rješenja koja nisu Pareto optimalna, ali su istovremeno ostvariva predstavljaju podoptimalna rješenja.

Radni proces optimizacije implementiran unutar *modeFRONTIER* okruženja prikazan je na slici 5-3a. Središnji element procesa je *MATLAB* čvor (skripta) koji povezuje detaljni fizikalni simulacijski model, implementiran u *Dymola* okruženju i izvezen u *.exe* formatu, i

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

optimizacijski algoritam u *modeFRONTIER* okruženju. Ograničenja upravljačkih ulaza implementirana su kao ograničenja područja pretraživanja optimizacijskih ulaza u GA. Svi upravljački ulazi imaju kontinuirane vrijednosti, osim razine snage prednjeg ventilatora, koji ima tri diskretne vrijednosti koje GA može postaviti. Ograničenja na pogreške regulacije implementirana su kao tvrda ograničenja u radnom procesu. *modeFRONTIER* ova tvrda ograničenja interno pretvara u meka ograničenja za GA [129], odnosno uključuje ih u ciljnu funkciju GA. Dakle, dozvoljava kršenje ograničenja i interno provjerava ostvarivost rješenja.



Slika 5-3. Radni proces optimizacije implementiran u *modeFRONTIER* okruženju (a) i tijekom procesa optimizacije (b)

Tijek radnog procesa shematski je prikazan na slici 5-3b. *Matlab* čvor pretvara optimirane ulaze  $\mathbf{p}_{ctrl}$  zadane od strane GA u upravljačke ulaze simulacijskog modela, pokreće simulaciju modela te na kraju simulacije iz simulacijskih rezultata očitava vrijednosti  $COP$ ,  $P_{HVAC}$  i  $PMV_{dr}$  u stacionarnom stanju (zadnjem koraku simulacije), izračunava regulacijske pogreške i prosljeđuje ih u *modeFRONTIER*. *modeFRONTIER* na temelju primljenih vrijednosti određuje iznose ciljnih funkcija i generira novi skup upravljačkih ulaza  $\mathbf{p}_{ctrl}$  te se proces ponavlja. Simulacija modela izvodi se na dugom vremenskom prozoru (ovdje 1200 s) kako bi se sa sigurnošću postiglo stacionarno stanje.

Početna populacija optimiranih (upravljačkih) ulaza dobivena je primjenom kvazi-slučajne Sobol metode. U ovom radu generirano je 20 početnih populacija i optimizacija se provodi u

512 evaluacija. Vrijeme izvođenja ovako definirane optimizacije za jednu radnu točku ( $T_c$ ,  $\varphi_c$ ,  $\dot{Q}_{hr}$ ) iznosi približno 40 minuta uz paralelno izvođenje na tri procesorske jezgre.

## 5.2. Rezultati optimiranja

U nastavku su prikazani i analizirani rezultati dobiveni rješavanjem dvaju prethodno opisanih problema optimiranja u režimu grijanja i hlađenja.

### 5.2.1. Maksimizacija učinkovitosti u režimu grijanja

Maksimizacija učinkovitosti u režimu grijanja (ciljna funkcija (5-2)) provedena je za radne točke i uvjete dane u tablici 5-2. U nominalnom slučaju razmatraju se zimski okolišni uvjeti definirani temperaturom  $T_a = -10$  °C i brzinom vozila  $v_{veh} = 60$  km/h. Bez gubitka općenitosti, u optimizaciji je za izračun PMV indeksa korišten jedan iznos relativne vlažnosti zraka u kabini ( $\varphi_c = 10\%$ ), za koji se pokazalo da se postiže u stacionarnom stanju simuliranjem vjernog, fizikalnog modela kabine (v. pogl. 2) u otvorenoj petlji za razne upravljačke ulaze.

Tablica 5-2 Radne točke optimiranja upravljačkih ulaza u režimu grijanja

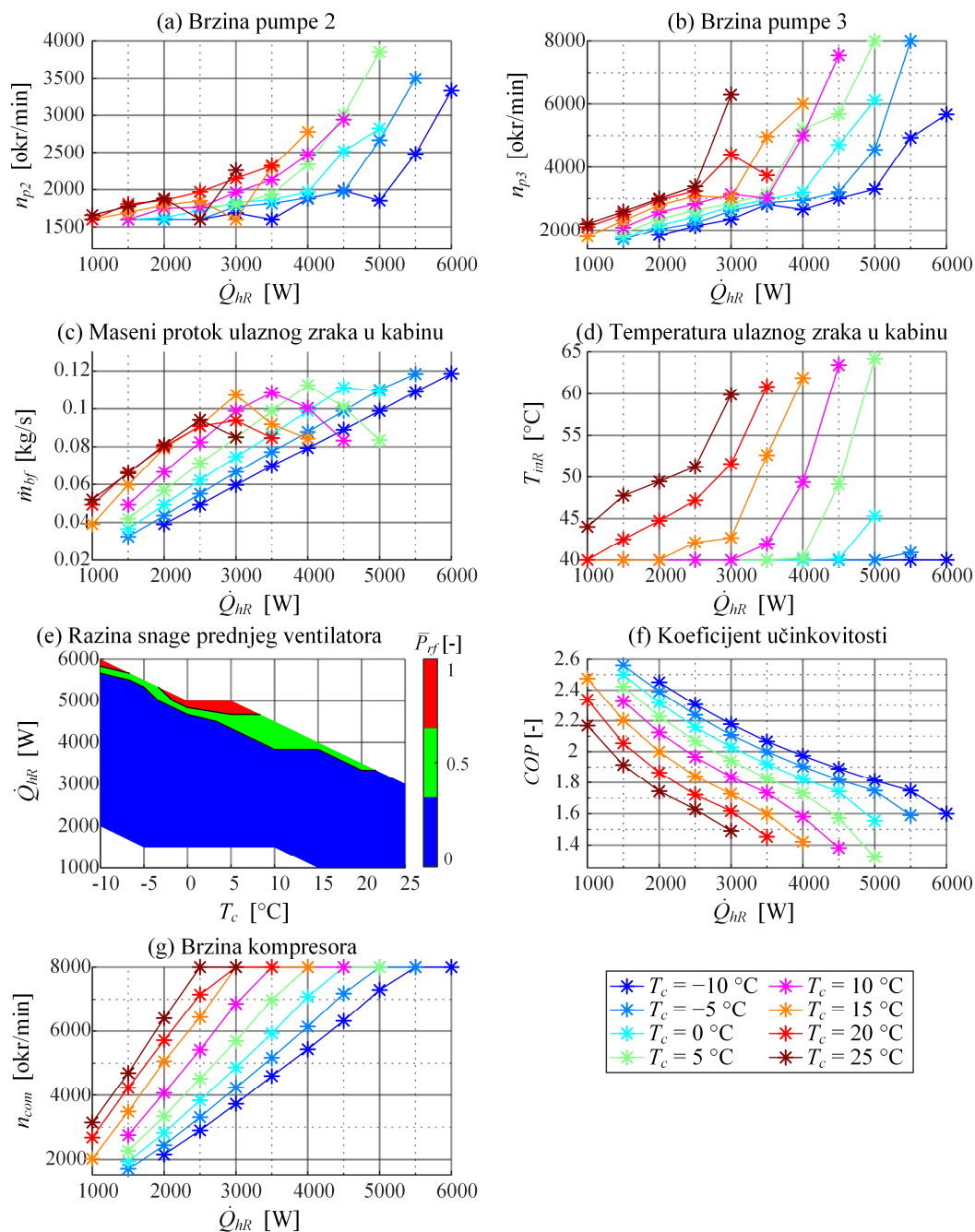
Parametar	Vrijednost
Raspon ogrjevnog zahtjeva	$\dot{Q}_{hr} \in \{1:0.5:6\}$ kW
Raspon temperature zraka u kabini	$T_c \in \{-10:5:25\}$ °C
Brzina vozila	$v_{veh} = 60$ km/h
Okolišni uvjeti	$T_a = -10$ °C, $\varphi_a = 60\%$

Napomena: Skup linearno raspoređenih razmatranih vrijednosti parametra  $x$  između minimalne  $x_{\min}$  i maksimalne  $x_{\max}$  vrijednosti s korakom  $\Delta x$  dan je kraćim zapisom  $x \in \{x_{\min}:\Delta x:x_{\max}\}$ .

Slika 5-4 prikazuje optimizacijske rezultate, odnosno mape upravljačkih ulaza za dane radne točke (zvijezde). Rezultati pokazuju da je optimalna referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  (Slika 5-4d) često jednaka donjoj graničnoj vrijednosti  $T_{inR\min} = 40$  °C kako bi se smanjilo opterećenje kompresora (Slika 5-4g) i povećao koeficijent učinkovitosti  $COP$  (Slika 5-4f). U tom slučaju postavljanja  $T_{inR}$  u ili blizu donjeg limita, protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  linearno se povećava sa zahtijevanom ogrjevnom snagom  $\dot{Q}_{hr}$  (Slika 5-4c). Ovi trendovi vrijede do ulaska u zasićenje brzine kompresora ( $n_{com,max} = 8000$  okr/min). Nakon zasićenja brzine kompresora, referentna se temperatura  $T_{inR}$  povećava s  $\dot{Q}_{hr}$  i protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  se smanjuje. Smanjenje protoka zraka omogućava postizanje viših ulaznih temperatura i time se zadržava ostvarivost rješenja, jer bi u suprotnom pogreška regulacije ulazne temperature  $|T_{inR} - T_{in}|$  bila previsoka. Za skup najviših temperatura zraka u kabini,  $T_c > 15$  °C, povećavanje

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

ogrjevnog zahtjeva u području van zasićenja brzine kompresora rezultira istovremenim povećanjem protoka  $\dot{m}_{bf}$  i temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$ . Također, kada brzina kompresora nije u zasićenju, povećanje temperature zraka u kabini  $T_c$  za istu ogrjevnu snagu  $\dot{Q}_{hR}$  tipično zahtijeva povišen protok ulaznog zraka u kabinu  $\dot{m}_{bf}$ , dok se isti efekt uz zasićenje brzine kompresora postiže povišenjem temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$ .



Slika 5-4. Mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza i popratnih relevantnih veličina u režimu grijanja s obzirom na kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava

Optimalna brzina pumpe u sekundarnom krugu isparivača,  $n_{p2}$ , progresivno se povećava s povećanjem ogrjevnog snage  $\dot{Q}_{hR}$  za konstantnu temperaturu zraka u kabini  $T_c$  te raste s povećanjem temperature zraka  $T_c$  za danu ogrjevnost snagu (Slika 5-4a). Optimalna brzina pumpe sekundarnog kruga kondenzatora,  $n_{p3}$ , linearno raste s povećanjem ogrjevnog zahtjeva  $\dot{Q}_{hR}$  (Slika 5-4d), tipično do zasićenja brzine kompresora, nakon čega se znatnije povećava kako bi se poboljšala izmjena topline u grijaču kabine. Slično kao i kod pumpe 2, optimalna brzina  $n_{p3}$  raste s povećanjem temperature zraka u kabini  $T_c$  za istu ogrjevnost snagu.

Slika 5-4e prikazuje u boji optimalne razdiobe tri razine snage ventilatora glavnog izmjenjivača topline (prednjeg ventilatora)  $\bar{P}_{rf}$ , gdje apcisa prikazuje temperaturu zraka u kabini  $T_c$ , a ordinata prikazuje ogrjevnost zahtjev  $\dot{Q}_{hR}$ . U velikoj većini radnih točaka ( $\dot{Q}_{hR}$ ,  $T_c$ ) prednji je ventilator ugašen, dok se rad s pola snage ili na punoj snazi zahtijeva samo kod povećanih ogrjevnih zahtjeva. Ovi rezultati sugeriraju da je pri razmatranoj brzini vozila  $v_{veh} = 60$  km/h (Tablica 5-2) maseni protok zraka kroz glavni izmjenjivač topline uslijed samog kretanja vozila dovoljan i da ga nije potrebno dodatno povećavati uključanjem prednjeg ventilatora (v. sl. 3-2a).

Konačno, koeficijent učinkovitosti  $COP$  (Slika 5-4f) veći je na nižim ogrjevnim zahtjevima i nižoj temperaturi zraka u kabini jer te radne točke predstavljaju slabije opterećenje za HVAC sustav te je snaga HVAC sustava (primarno kompresora) niža. Najniža vrijednost  $COP$ -a je oko 1.35, dok je za većinu radnih točaka  $COP$  viši od 1.5, uz najvišu vrijednost jednaku 2.6. Prema tome, ovaj će HVAC sustav u svim radnim točkama u razmatranim hladnim okolišnim uvjetima za 1 kW električne snage dati minimalno 1.35 kW toplinskog toka na grijaču kabine, što je u najgorem slučaju 35% bolje od otpornog (PTC) grijanja.

Kako bi se analizirao utjecaj brzine vozila  $v_{veh}$  i temperature okolišnog zraka  $T_a$  na optimalne upravljačke ulaze, optimiranje je ponovljeno za dva dodatna slučaja. Prvo je provedena usporedba pri dosada primijenjenoj okolišnoj temperaturi  $T_a = -10$  °C i za dvije različite brzine vozila,  $v_{veh} = 0$  km/h i  $v_{veh} = 60$  km/h, a druga je usporedba provedena s dosad razmatranom brzinom vozila  $v_{veh} = 60$  km/h i dvije temperature okolišnog zraka:  $T_a = -10$  °C i  $T_a = 0$  °C.

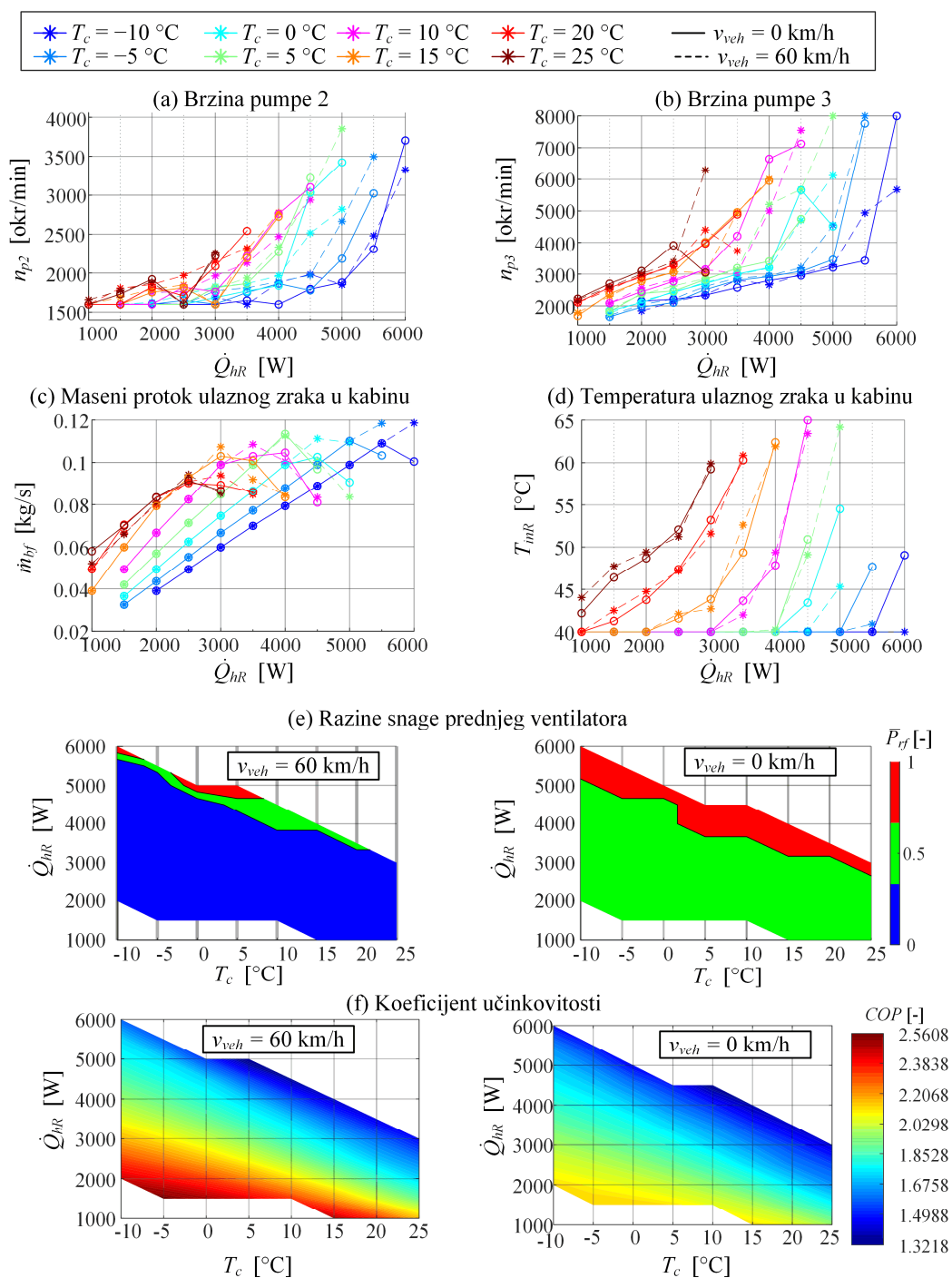
Slika 5-5 prikazuje utjecaj brzine vozila na mape optimalne alokacije. Optimalne brzine pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  te referentna temperatura i maseni protok ulaznog zraka u kabinu ( $T_{inR}$  i  $\dot{m}_{bf}$ ) vrlo su slični u oba slučaja, odnosno utjecaj brzine vozila na ove upravljačke ulaze je zanemariv. Najveća je razlika prisutna u optimalnoj razini snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$ , koji je uvijek



uključen ukoliko vozilo stoji ( $v_{veh} = 0$  km/h) kako bi se osigurao dovoljan maseni protok zraka na glavnom izmjenjivaču topline. Uslijed toga, potrošnja HVAC sustava je povećana tj. koeficijent učinkovitosti  $COP$  je snižen u odnosu na slučaj nominalne brzine vozila ( $v_{veh} = 60$  km/h). Dakle, brzina vozila ima značajan utjecaj isključivo na upravljanje prednjim ventilatorom te se pri implementaciji optimalne alokacije ovaj utjecaj treba uzeti u obzir kroz korekciju razine snage  $\bar{P}_{rf}$  s obzirom na brzinu  $v_{veh}$ . Korekcija bi se mogla temeljiti na održavanju nominalnog masenog protoka zraka kroz glavni izmjenjivač topline uključivanjem prednjeg ventilatora pri nižim brzinama i isključivanju prednjeg ventilatora pri višim brzinama.

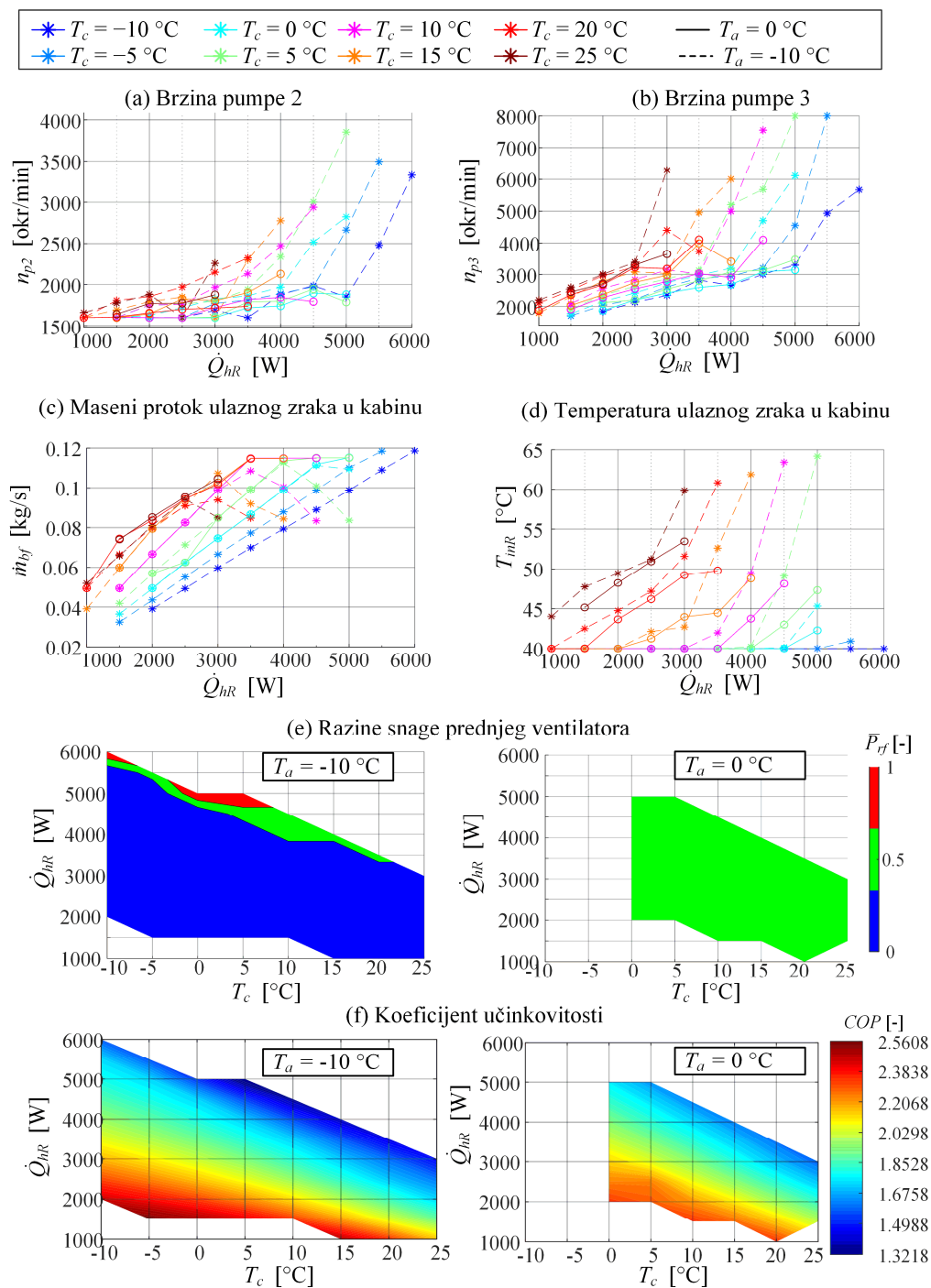
Slika 5-6 prikazuje utjecaj temperature okolišnog zraka  $T_a$  na mape optimalne alokacije. U slučaju povišenja  $T_a$  na  $0$  °C, radne točke u kojima je  $T_c < T_a = 0$  °C nisu razmatrane i radno je područje HVAC sustava suženo. Slično kao u prethodnom slučaju, promjena okolišne temperature  $T_a$  ima zanemariv utjecaj na optimalne brzine pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$ . Optimalna referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu,  $T_{inR}$ , blago je niža pri višoj okolišnoj temperaturi  $T_a$ , što rezultira povećanim protokom ulaznog zraka  $\dot{m}_{bf}$ . Ovaj je efekt moguće uzeti u obzir u implementaciji optimalne alokacije kroz korekciju referentne temperature  $T_{inR}$  s obzirom na temperaturu okolišnog zraka  $T_a$ . Pri višoj okolišnoj temperaturi prednji ventilator pretežno radi na pola snage, kako bi se s povećanim masenim protokom zraka na glavnom izmjenjivaču topline kompenzirala manja razlika temperature između okolišnog zraka i posrednog medija u sekundarnom krugu kondenzatora, odnosno, kako bi se osigurao dovoljan toplinski tok na glavnom izmjenjivaču topline. Slično kao i kod promjene brzine vozila, ovaj je efekt moguće uzeti u obzir kroz korekciju razine snage  $\bar{P}_{rf}$  s obzirom na okolišnu temperaturu. Konačno, koeficijent učinkovitosti  $COP$  je povećan pri  $T_a = 0$  °C u odnosu na  $T_a = -10$  °C.

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza



Slika 5-5. Utjecaj brzine vozila na mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza u režimu grijanja pri okolišnoj temperaturi  $T_a = -10\text{ }^\circ\text{C}$  i kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza



Slika 5-6. Utjecaj okolišne temperature na optimalne upravljačke ulaze u režimu grijanja pri nominalnoj brzini vozila  $v_{veh} = 60\text{ km/h}$  i kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava

### 5.2.2. Maksimizacija učinkovitosti u režimu hlađenja

Maksimizacija učinkovitosti u režimu hlađenja provedena je za radne točke definirane u tablici 5-3. U odnosu na režim grijanja, u obzir je uzeta relativna vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$ , koja uz zahtijevanu rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR}$  i temperaturu zraka u kabini  $T_c$  definira radnu točku. Naime, u režimu hlađenja vlažnost zraka utječe na performanse HVAC sustava zbog odvlaživanja ulaznog zraka u kabinu (kondenzacije vodene pare iz zraka na LTR-u), koje nije bilo prisutno u režimu grijanja. Uz to, recirkulacijom zraka iz kabine (v. pog. 2) stanje zraka na ulazu u HVAC sustav određeno je primarno stanjem zraka u kabini.

Tablica 5-3 Radne točke optimiranja upravljačkih ulaza u režimu hlađenja

Parametar	Vrijednost
Raspon rashladnog zahtjeva	$\dot{Q}_{cR} \in \{0.4:0.2:3\}$ kW
Raspon temperature zraka u kabini	$T_c \in \{20:5:40\}$ °C
Relativna vlažnost zraka u kabini	$\varphi_c \in \{20, 40, 60\}$ %
Brzina vozila	$v_{veh} = 60$ km/h
Okolišni uvjeti	$T_a = 40$ °C, $\varphi_a = 60\%$

Napomena: Skup linearno raspoređenih razmatranih vrijednosti parametra  $x$  između minimalne  $x_{min}$  i maksimalne  $x_{max}$  vrijednosti s korakom  $\Delta x$  dan je kraćim zapisom  $x \in \{x_{min}:\Delta x:x_{max}\}$ .

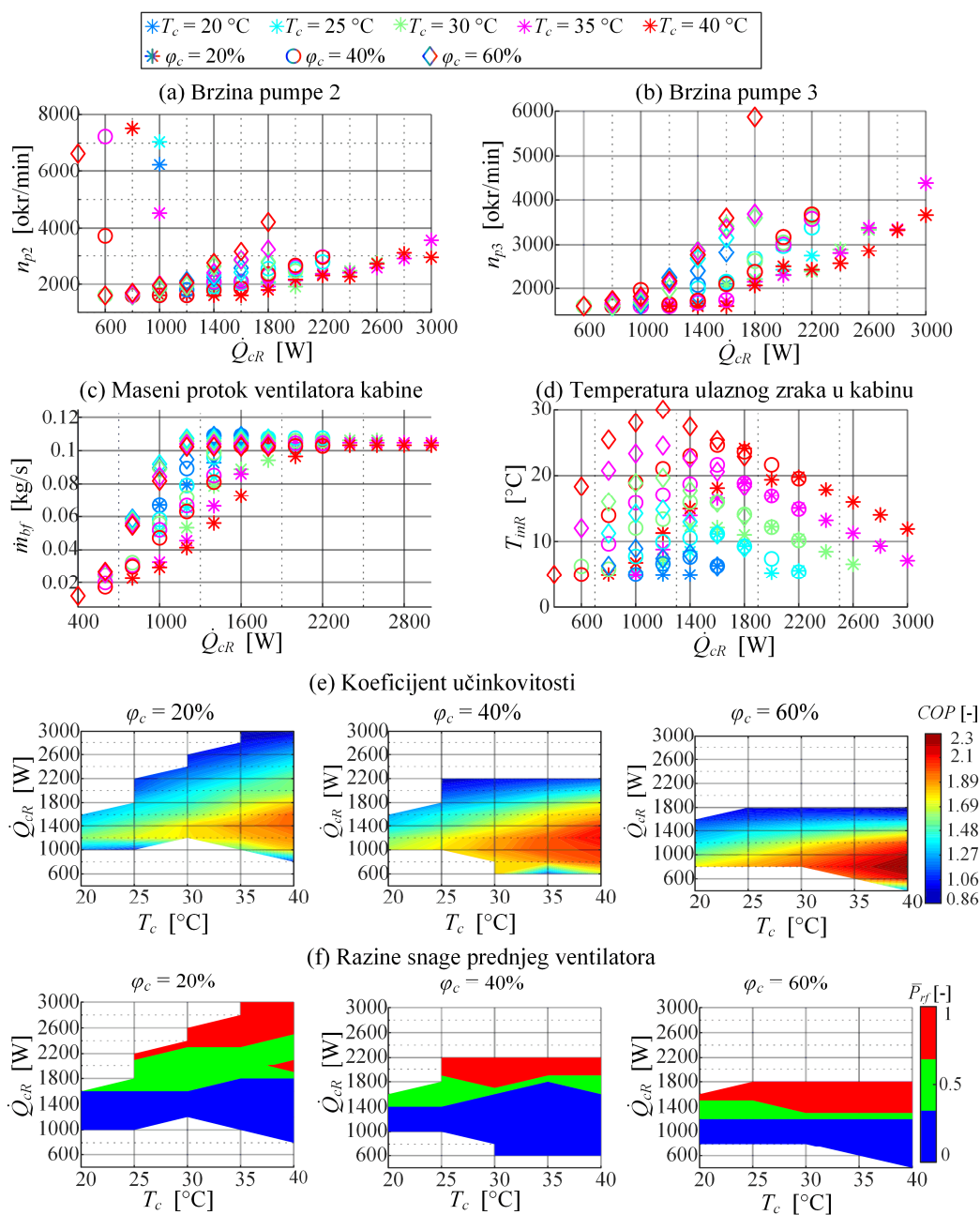
Slika 5-7 prikazuje dobivene rezultate optimiranja. U režimu hlađenja povećana relativna vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$  smanjuje radno područje HVAC sustava (Slika 5-7e), jer je u tom slučaju povećan udio latentne topline u ukupno izmijenjenom toplinskom toku na hladnjaku kabine (LTR). Slično kao u režimu grijanja, koeficijent učinkovitosti  $COP$  pada s porastom opterećenja, odnosno porastom rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  i padom zahtijevane temperature zraka u kabini  $T_c$ . Drugim riječima, najveća se učinkovitost ostvaruje pri niskom opterećenju (niski  $\dot{Q}_{cR}$  i visoka  $T_c$  i  $\varphi_c$ ) jer je radna točka u tom slučaju najbliže okolišnim uvjetima.

Osim na ostvarivo radno područje i učinkovitost HVAC sustava, relativna vlažnost zraka utječe i na optimalne upravljačke ulaze. Pored zahtijevane rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$ , relativna vlažnost zraka  $\varphi_c$  ima dominantni utjecaj na optimalne brzine pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  (slike 5-7a i 5-7b), dok je utjecaj temperature zraka u kabini  $T_c$  zanemariv. Kao i u režimu grijanja, brzine pumpi rastu s porastom zahtijevane snage, a ovdje i s porastom relativne vlažnosti zraka.

Na optimalnu referentnu temperaturu  $T_{inR}$  i maseni protok zraka na ulazu u kabinu  $\dot{m}_{bf}$  (slike 5-7c i 5-7d) utječu sve tri varijable radne točke ( $\dot{Q}_{cR}$ ,  $T_c$ ,  $\varphi_c$ ). Pritom se ove mape mogu podijeliti na dva karakteristična područja. U prvom području, kojem odgovaraju niže rashladne snage

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

$\dot{Q}_{cR}$ , protok i temperatura ulaznog zraka povećavaju se s porastom  $\dot{Q}_{cR}$  i relativne vlažnosti  $\varphi_c$ . U području više rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  (iznad 1200 W) brzina ventilatora kabine se zasićuje ( $\dot{m}_{bf}$  je na gornjoj granici), što rezultira smanjenjem temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$  kako bi se postigla zahtjevana rashladna snaga (v. izraz (5-1)). Rashladna snaga  $\dot{Q}_{cR}$  na kojoj dolazi do zasićenja brzine ventilatora kabine, odnosno prijelaza iz prvog u drugo područje, pada s porastom relativne vlažnosti zraka u kabini  $\varphi_c$ .



Slika 5-7. Mape optimalne alokacije upravljačkih ulaza i popratnih relevantnih veličina u režimu hlađenja s obzirom na kriterij maksimalne učinkovitosti HVAC sustava

Za razliku od režima grijanja, prednji je ventilator većinom uključen. Razina snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  (Slika 5-7f) uglavnom raste s porastom rashladne snage  $\dot{Q}_{CR}$  uz zanemariv utjecaj temperature zraka u kabini  $T_c$ . Kako se radno područje HVAC sustava sužava s porastom relativne vlažnosti zraka  $\varphi_c$ , iznos rashladne snage  $\dot{Q}_{CR}$  na kojoj se mijenja razina snage  $\bar{P}_{rf}$  pada.

K tome, radi dobivanja šireg uvida, provedene su simulacije HVAC sustava s dobivenim optimalnim upravljačkim ulazima (slika 5-7) za druge okolišne uvjete i brzine vozila, te se pokazalo da su njihovi utjecaji slični kao u režimu grijanja.

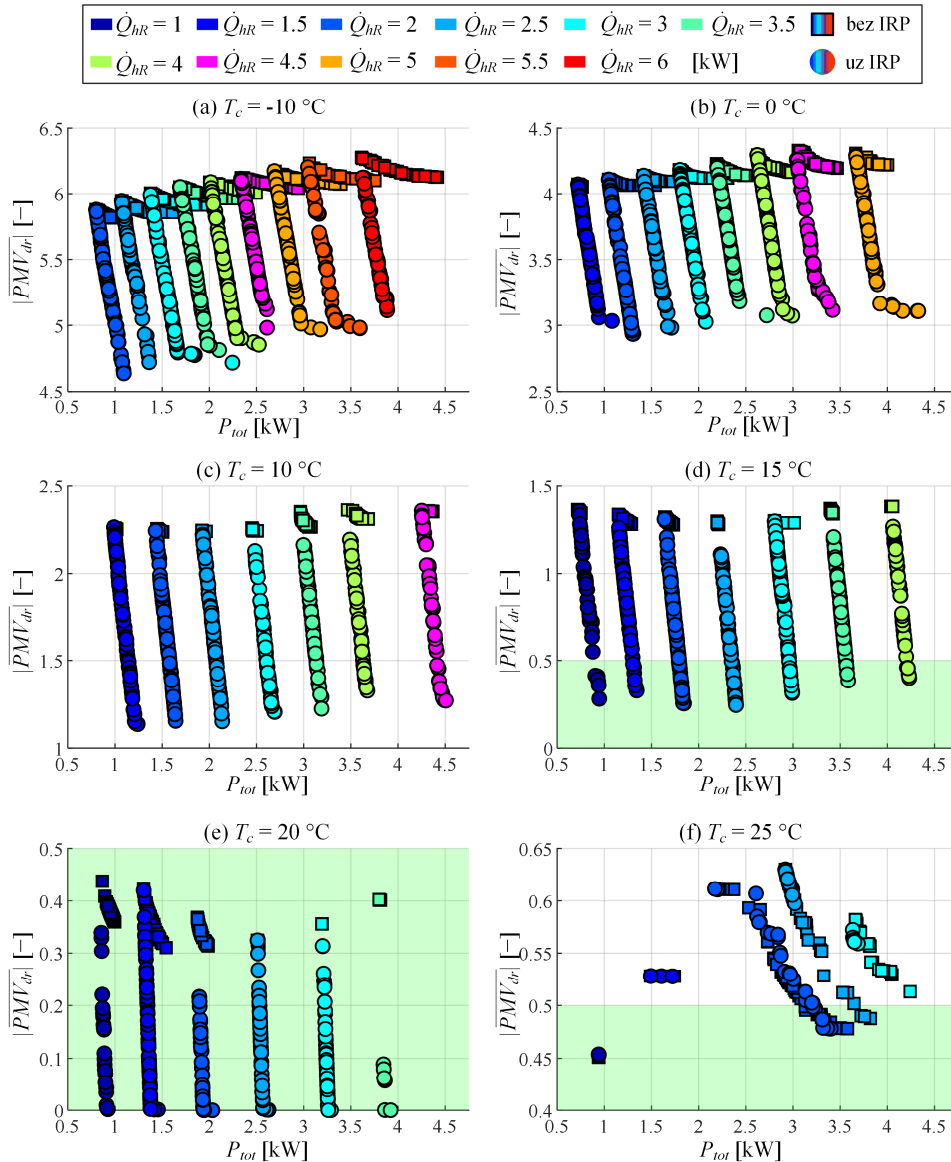
### 5.2.3. Višekriterijsko optimiranje u režimu grijanja

Višekriterijsko optimiranje u režimu grijanja, odnosno istovremena minimizacija ukupne snage HVAC sustava i PMV indeksa toplinske ugone, prema ciljnim funkcijama (5-3) i (5-4), provedena je za radne točke prethodno definirane za režim grijanja u tablici 5-2. Pored primjene aktuatora HVAC sustava, razmatra se i opcija uključenja infracrvenih grijaćih panela (IRP).

Slika 5-8 prikazuje dobivene Pareto optimalne fronte za dva karakteristična scenarija: bez korištenja IRP (kvadrati) i uz korištenje IRP (krugovi). Ovi rezultati pokazuju da je uz korištenje IRP u hladnoj kabini ( $T_c < 20$  °C) moguće postići znatno poboljšanje toplinske ugone u vidu smanjenja PMV indeksa za gotovo 1.5 bod. No, poboljšanje toplinske ugone plaćeno je s povećanjem ukupnog opterećenja baterije  $P_{tot}$ . Korištenje IRP je posebno povoljno kada je temperatura zraka u kabini  $T_c$  blago izvan toplinski ugodnog područja, jer se njima PMV indeks može spustiti u područje toplinske ugone ( $|PMV| < 0.5$ ; npr. uz  $T_c = 15$  °C; Slika 5-8d).

S druge strane, višekriterijsko optimiranje bez korištenja IRP-a (kvadrati na slici 5-8) ne doprinosi znatnom poboljšanju toplinske ugone, tj. PMV indeks je moguće smanjiti samo za oko 0.2 boda. U ovom se slučaju to ostvaruje promjenom referentne temperature  $T_{inR}$  i protoka ulaznog zraka u kabinu  $\dot{m}_{bf}$  uz zadovoljavanje zahtjeva za ogrjevnom snagom, o čemu je detaljnija diskusija dana niže uz sliku 5-11. Međutim, ovo može rezultirati znatnim povećanjem ukupne opteretne električne snage  $P_{tot}$ , posebice pri visokim ogrjevnim snagama  $\dot{Q}_{hR}$  i niskim temperaturama zraka u kabini  $T_c$ . Stoga se može zaključiti da sam HVAC sustav ima vrlo malu i praktički neisplativu mogućnost postizanja kompromisa između učinkovitosti i toplinske ugone, te se prvenstveno treba podesiti za maksimalnu učinkovitost ili energetske ekonomičnost.

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

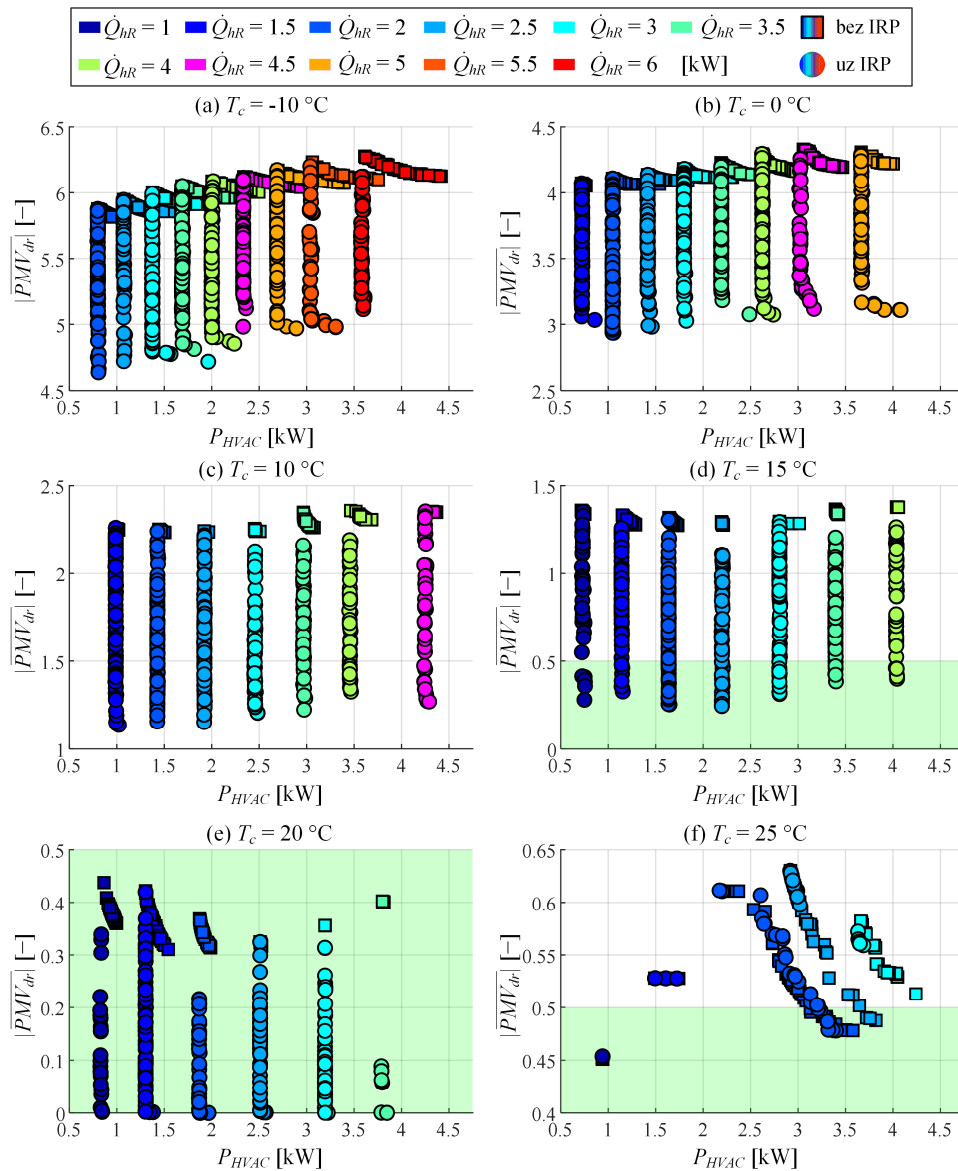


Slika 5-8. Pareto optimalne fronte višekriterijskog optimiranja u režimu grijanja za slučajeve bez i uz korištenje infracrvenih panela (IRP)

Slika 5-9 prikazuje kompromis između minimizacije PMV-a i snage HVAC sustava, tj. za slučaj da se snaga IRP izuzme iz kriterija optimiranja ( $P_{tot} = P_{HVAC}$  u ciljnoj funkciji (5-3)). Rezultati ukazuju na to da je u slučaju korištenja IRP-a (krugovi), utjecaj upravljačkih ulaza IRP-a na potrošnju HVAC sustava  $P_{HVAC}$  minimalan, tj. Pareto fronte su gotovo vertikalne. S druge strane, pri vrlo niskim vrijednostima PMV-a, Pareto fronte teže u nekim slučajevima (npr.  $T_c = -10\text{ °C}$  i  $\dot{Q}_{hr} = 5.5\text{ kW}$ ) poprimiti horizontalni oblik sličan frontama dobivenim u slučaju da se ne koristi IRP upravljanje, čime se postiže marginalno poboljšanje toplinske ugone uz naglašeno povećanje potrošnje HVAC sustava. Prema tome, upravljanje HVAC sustavom i

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

grijačim panelima može se raspregnuti bez značajnog utjecaja na performanse cjelokupnog sustava. Upravljanje HVAC sustavom potrebno je orijentirati na postizanje minimalne opteretne snage baterije, dok se upravljački ulazi IRP-a koriste za postizanje zadovoljavajuće toplinske ugone. Drugim riječima, podešenje kaskadnog sustava HVAC regulacije, uključujući optimalnu alokaciju, može ostati isto kao slučaju bez IRP, dok se upravljanje IRP sustava može nadograditi HVAC regulaciji uz potencijalnu prilagodbu reference temperature zraka u kabini  $T_{cR}$  (poglavlje 6).

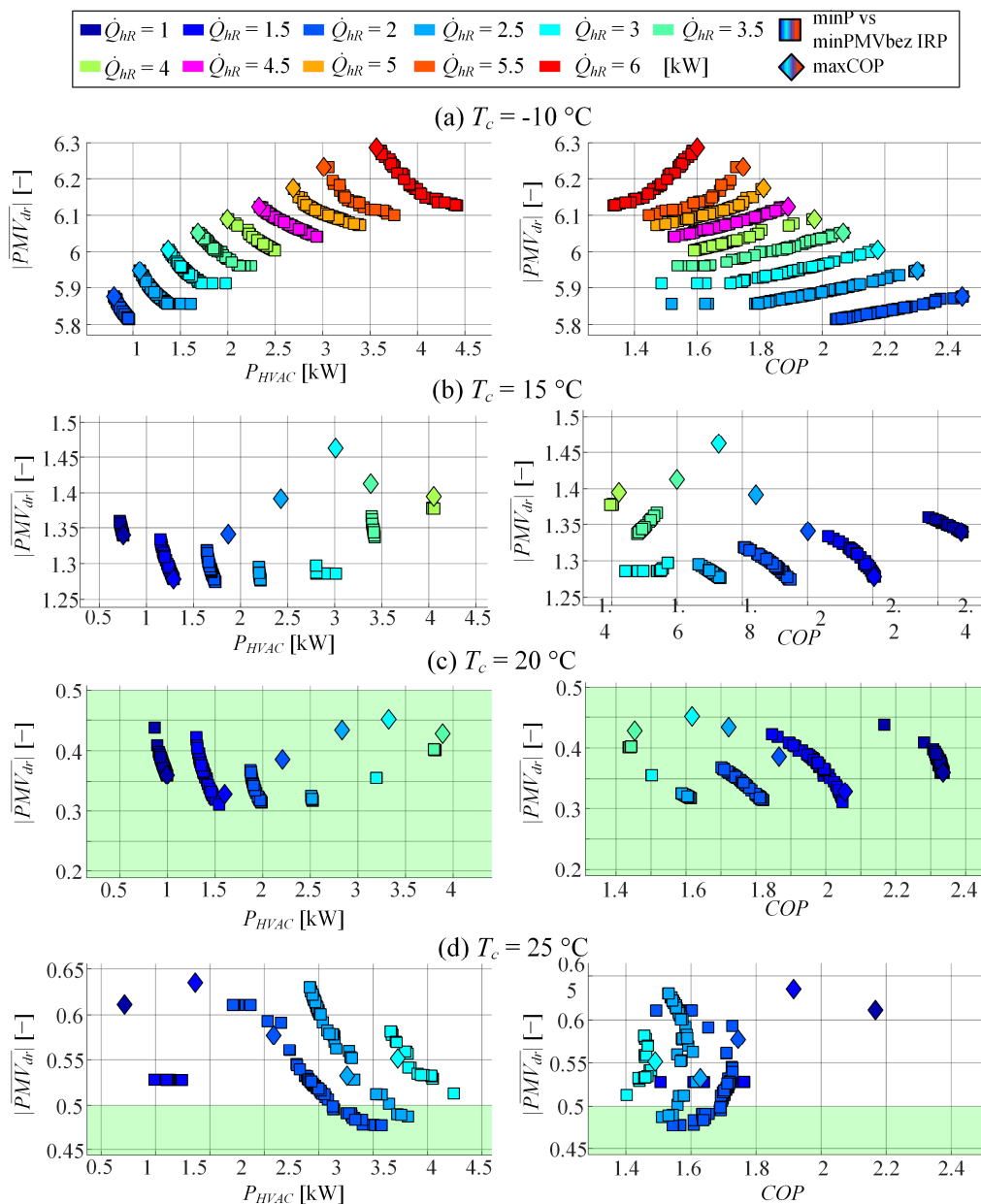


Slika 5-9. Pareto optimalne fronte višekriterijskog optimiranja u režimu grijanja prikazane u odnosu na snagu HVAC sustava  $P_{HVAC}$  umjesto ukupne snage  $P_{tot} = P_{HVAC} + P_{IRP}$  na slici 5-8



## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

Rješenja višekriterijskog optimiranja (minimizacija PMV-a i snage HVAC sustava) bez korištenja IRP uspoređena su s Pareto optimalnim rješenjima dobivenim maksimizacijom učinkovitosti (rombovi na slici 5-10; maxCOP). Na nižim temperaturama zraka u kabini (npr.  $T_c = -10$  °C; slika 5-11a), maksimizacija učinkovitosti podudara se s rješenjima minimalne snage (lijevi kraj fronte), dok su pri toplinski ugodnim temperaturama ( $T_c \geq 20$  °C), po opterećenju snazi bliska rješenjima višekriterijskog optimiranja, uz ponegdje lošiji PMV indeks, te iznimno bolji koeficijent učinkovitosti  $COP$ .

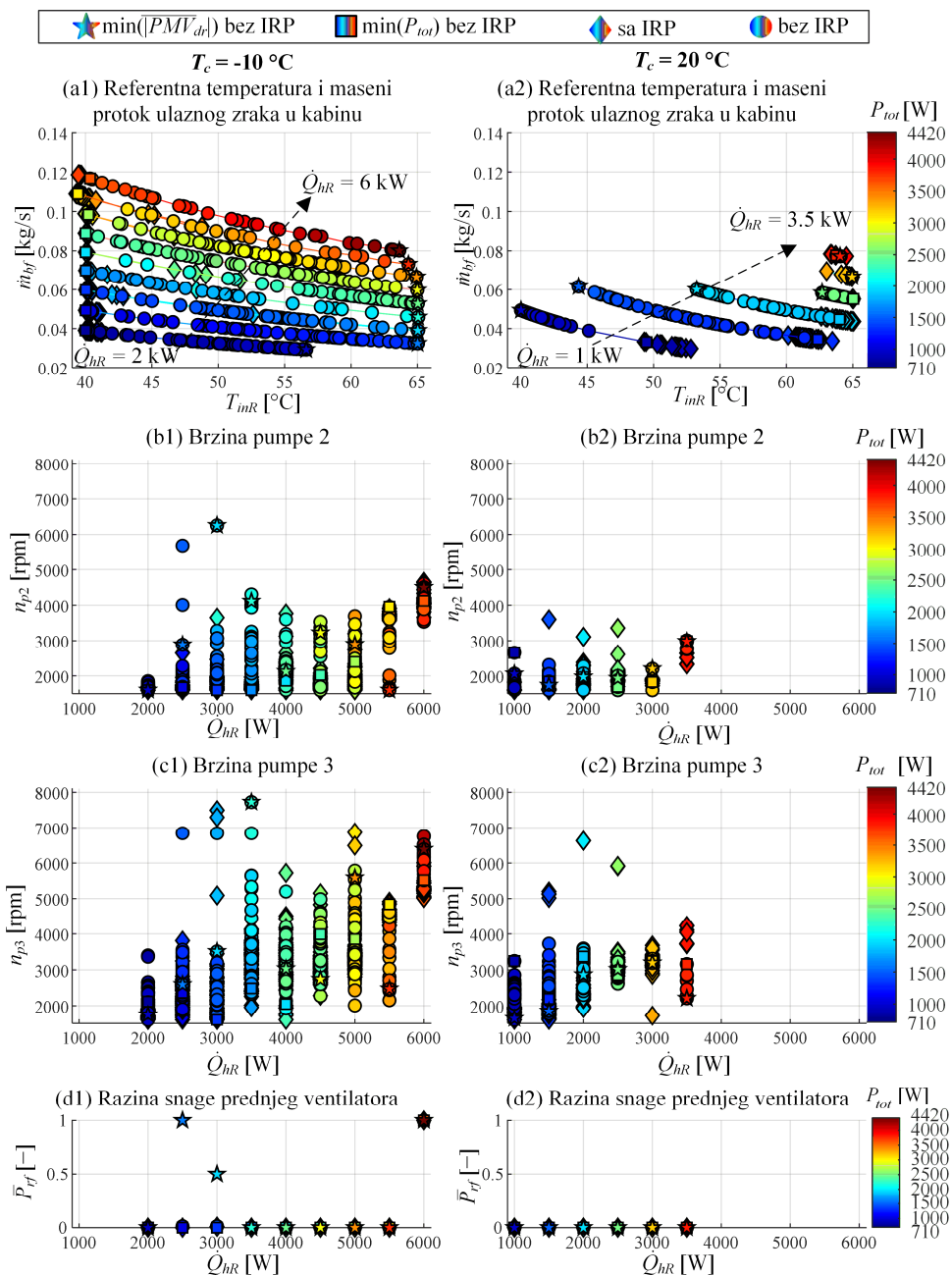


Slika 5-10. Usporedba Pareto optimalnih fronti višekriterijskog optimiranja bez korištenja infracrvenih grijačkih panela i maksimizacije učinkovitosti u režimu grijanja

Desna kolona slike 5-11 prikazuje optimalne upravljačke ulaze HVAC sustava koji odgovaraju Pareto frontama danim na Slici 5-8a za nisku temperaturu zraka u kabini  $T_c = -10$  °C. Slika 5-11a1 prikazuje maseni protok  $\dot{m}_{bf}$  i referentnu temperaturu ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  za različite ogrjevne snage. U slučaju bez korištenja IRP-a (krugovi), raspon upravljačkih ulaza je širok jer se najniža potrošnja ostvaruje na lijevom kraju (niska  $T_{inR}$  i visoki  $\dot{m}_{bf}$ ; kvadrati na slici 5-11a1), dok se najveća toplinska uгода ostvaruje na desnom kraju (visoka  $T_{inR}$  i niski  $\dot{m}_{bf}$ ; označeno zvijezdama). Optimalne brzine pumpe  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  (slike 5-11b1 i 5-11c1) blago se povećavaju s ogrjevnom snagom  $\dot{Q}_{hR}$ , a na fiksnoj ogrjevnoj snazi uglavnom su više u slučaju maksimalne toplinske ugone i niže u slučaju najmanje potrošnje. Slično kao i kod maksimizacije učinkovitosti, prednji je ventilator većinom isključen (Slika 5-11d1), jer je maseni protok zraka kroz glavni izmjenjivač topline dostatan na brzini  $v_{veh} = 60$  km/h. Ukoliko se koriste IRP-i (rombovi), upravljački ulazi uglavnom su grupirani oko najmanje potrošnje (lijevi kraj).

Upravljački ulazi za ugodnu temperaturu zraka u kabini  $T_c = 20$  °C prikazani su u desnoj koloni slike 5-11. U ovom je slučaju raspon masenog protoka i temperature ulaznog zraka uži u odnosu na prethodni slučaj  $T_c = -10$  °C. Također, nasuprot prethodnom slučaju, niža potrošnja (kvadrati) postignuta je na nižim masenim protocima ulaznog zraka (desni kraj), dok se najveća toplinska uгода postiže s višim masenim protokom zraka. Raspon brzina  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  na fiksnom ogrjevnom zahtjevu je uži u odnosu na prethodni slučaj. Konačno, prednji ventilator je ugašen u svim radnim točkama.

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza



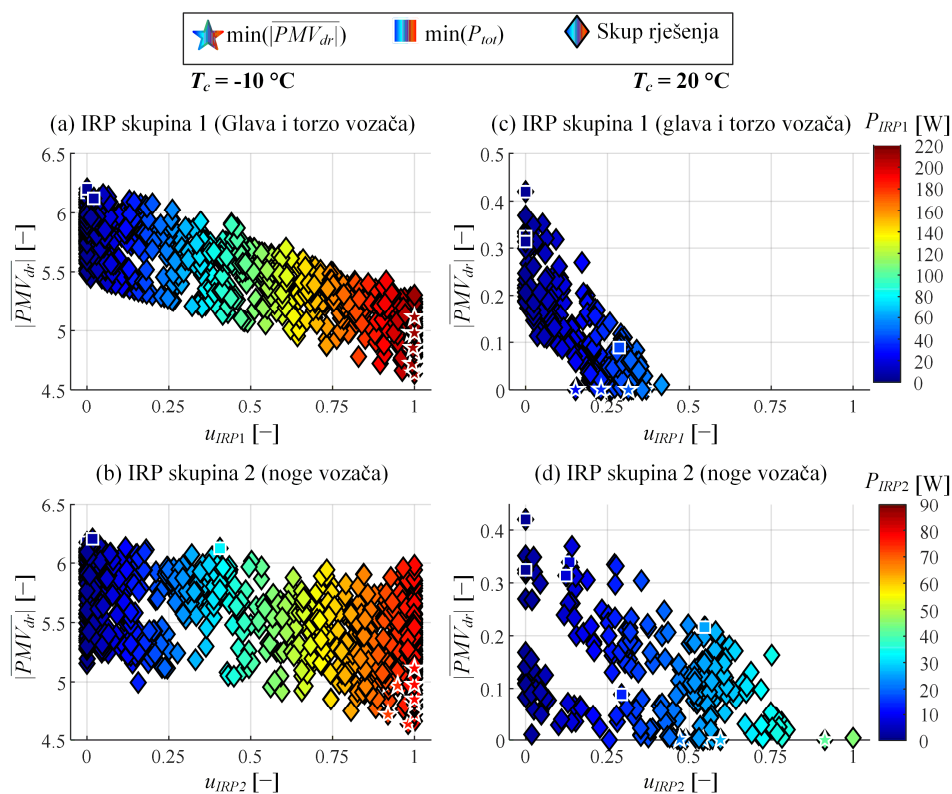
Slika 5-11. Upravljački ulazi HVAC sustava koji odgovaraju rezultatima višekriterijskog optimiranja sa slike 5-8, prikazani za temperature zraka u kabini  $T_c = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (lijeva kolona) i  $T_c = +20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (desna kolona)

Slika 5-12 prikazuje optimalne upravljačke ulaze IRP-a, koji odgovaraju Pareto frontama na slici 5-8. S rastom upravljačkog ulaza  $u_{IRP}$  smanjuje se PMV tj. povećava toplinska uroda, no istovremeno se povećava snaga koju IRP povlače iz baterije (prikazano bojom). Pri višoj temperaturi zraka u kabini ( $T_c = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; desna kolona), idealna se toplinska uroda ( $|PMV| < 0.5$ )

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

postiže s nižim iznosom upravljačkog ulaza  $u_{IRP}$  (i nižom snagom) u odnosu na nižu temperaturu zraka u kabini ( $T_c = -10\text{ °C}$ ; lijeva kolona), kada se IRP maksimalno iskorištava ( $u_{IRP} = 1$ ), a toplinska uгода ostaje daleko od optimalne ( $|PMV| > 4.5$ ). Vertikalna distribucija PMV-a pri fiksnom upravljačkom ulazu jedne skupine panela, npr.  $u_{IRP1}$ , rezultat je različitog upravljačkog ulaza druge skupine panela ( $u_{IRP2}$ ) i različitih iznosa zahtjevane ogrjevne snage. Naime, zajedničko djelovanje oba panela, protoka i temperature ulaznog zraka u kabinu određuje prikazani PMV indeks.

Očekivano, maksimalna toplinska uгода pri niskoj temperaturi zraka u kabini (zvijezde na slici 5-12a) postiže se s maksimalnim korištenjem obje IRP skupine, dok je pri višoj temperaturi zraka u kabini potpuna toplinska uгода ( $PMV = 0$ ) dobivena s upravljačkim ulazima postavljenim na otprilike 25% za predjel glave i torza vozača i 50% za noge vozača.



Slika 5-12. Upravljački ulazi IRP sustava koji odgovaraju rezultatima višekriterijskog optimiranja sa slike 5-8, prikazani za temperature zraka u kabini  $T_c = -10\text{ °C}$  (lijeva kolona) i  $T_c = +20\text{ °C}$  (desna kolona)

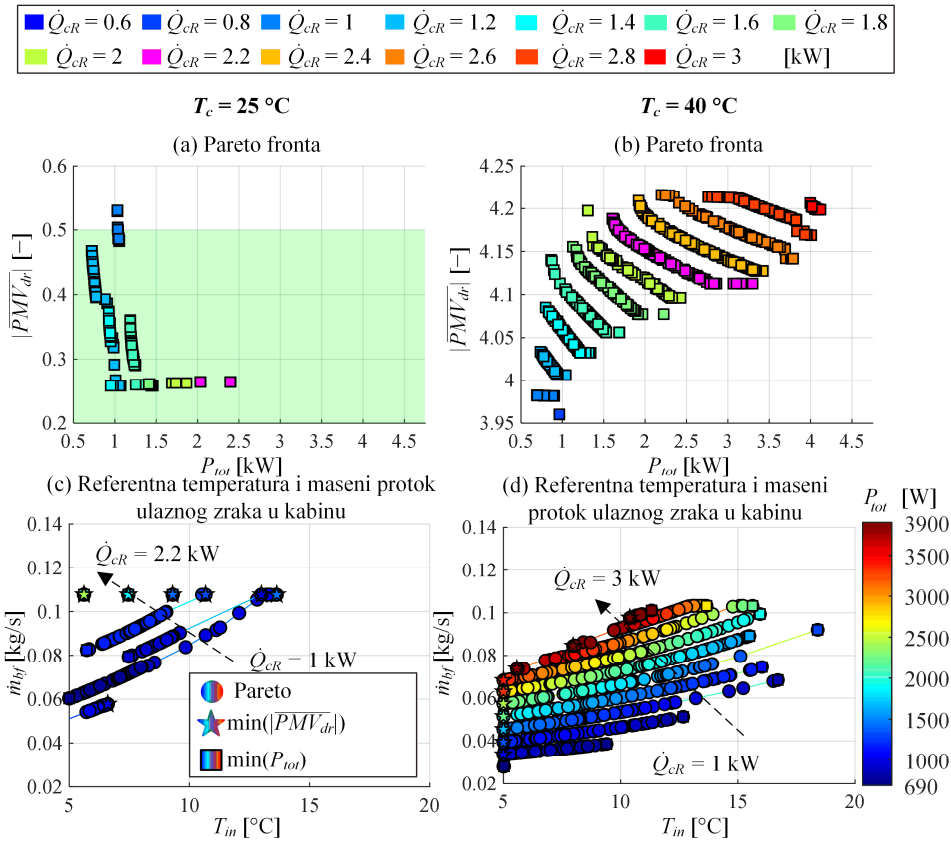
#### 5.2.4. Višekriterijsko optimiranje u režimu hlađenja

Višekriterijsko optimiranje u režimu hlađenja, odnosno istovremena minimizacija ukupne snage HVAC sustava i PMV indeksa toplinske ugone, prema ciljnim funkcijama (5-3) i (5-4), provedena je za radne točke prethodno definirane za režim hlađenja u tablici 5-3. U hlađenju se ne koriste infracrveni grijači paneli, već je višekriterijsko optimiranje provedeno s ciljem dobivanja uvida u moguća poboljšanja toplinske ugone na temelju djelovanja HVAC sustava, tj. promjene odnosa između temperature i protoka ulaznog zraka u kabinu.

Pareto optimalni rezultati prikazani su na slici 5-13 za dvije temperature u kabini: toplinski ugodnu  $T_c = 25\text{ °C}$  i početnu, izrazito toplu  $T_c = 40\text{ °C}$ , te jednu relativnu vlažnost zraka za koju je provedeno optimiranje,  $\varphi_c = 20\%$ . Ovi rezultati pokazuju da se pri ugodnoj temperaturi  $T_c = 25\text{ °C}$  (Slika 5-13a) HVAC sustavom može postići toplinska ugoda ( $|PMV| < 0.5$ ). Pritom, bolja toplinska ugoda (zvijezde) postiže se s višim masenim protokom manje hladnog ulaznog zraka u kabinu (Slika 5-13c), dok najniži maseni protok  $\dot{m}_{bf}$  i najniža referentna temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  daju najmanju potrošnju HVAC sustava (kvadrati). No, kao i u režimu grijanja (vidi sliku 5-9), Pareto fronte su uske, posebice kod visokih zahtjeva rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  zbog zasićenja ventilatora kabine, što sužava mogući kompromis između učinkovitosti i toplinske ugone, te se PMV indeks može smanjiti za manje od 0.1 bod od  $\sim 0.4$  boda.

Pri visokoj temperaturi zraka u kabini ( $T_c = 40\text{ °C}$ ; Slika 5-13b) poboljšanje toplinske ugone mijenjanjem odnosa protoka i temperature ulaznog zraka je minimalno. PMV indeks moguće je smanjiti tek za 0.1 bod na skali od 4 boda (2.5%), dok se s druge strane opteretna električna snaga baterije značajno povećava. Stoga je u ovom slučaju HVAC sustavom potrebno upravljati s ciljem postizanja minimalne potrošnje (kvadrati na slici 5-13d). Ovdje se, za razliku od slučaja ugodne temperature zraka u kabini, minimalna potrošnja postiže pri najvećem ostvarivom protoku  $\dot{m}_{bf}$  a time i najtoplijim ulaznim zrakom u kabinu. Utjecaj relativne vlažnosti zraka u kabini  $\varphi_c$  na HVAC sustav pokazuje se kvalitativno istim kao i u slučaju maksimizacije učinkovitosti (vidi odjeljak 5.2.2), dok PMV zanemarivo raste s njenim povećanjem na istoj temperaturi zraka  $T_c$ .

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza



Slika 5-13. Pareto optimalne fronte i upravljački ulazi kabine u slučaju višekriterijskog optimiranja u režimu hlađenja za dvije temperature zraka u kabini,  $T_c = 25\text{ }^\circ\text{C}$  i  $T_c = 40\text{ }^\circ\text{C}$  i relativnu vlažnost  $\phi_c = 20\%$

### 5.3. Analitičke funkcije za optimalno alociranje upravljačkih ulaza

Implementacija optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza u sklopu kaskadne strategije upravljanja može se izvesti izravno, u obliku više ogleđnih tablica koje daju upravljačke ulaze za definirani skup radnih točaka (v. npr. sliku 5-4). Međutim, naknadna kalibracija ovih mapa, gdje bi se svaka točka morala zasebno mijenjati, može biti zahtjevna, primjerice pri implementaciji i ispitivanju upravljačke strategije na vozilu. Stoga se za lakšu implementaciju i kalibraciju alokacijskih mapa u ovom potpoglavlju predlaže aproksimiranje alokacijskih mapa s analitičkim funkcijama. Analitičke funkcije trebale bi sadržavati čim manji broj parametara s jasnim fizikalnim ili geometrijskim značenjem, kako bi se njihovom promjenom jednostavnije kalibrirala optimalna alokacija upravljačkih ulaza. U ovom se potpoglavlju prikazuje tvorba analitičkih funkcija za aproksimaciju optimalnih alokacijskih mapa za slučaj maksimizacije

učinkovitosti (COP) i režime grijanja i hlađenja (slike 5-4 i 5-7). Ovaj izbor je motiviran nalazom da upravljanje HVAC sustavom minorno utječe na toplinsku ugodu (PMV) uz značajan utjecaj na koeficijent učinkovitosti. Ako bi se, ipak, željeli iskoristiti rezultati višekriterijskog optimiranja, prikazani postupak analitičke aproksimacije alokacijskih mapa ostaje primjenjiv. Pritom bi bilo potrebno odabrati jedno Pareto optimalno rješenje za koje se izvlače alokacijske mape i postavljaju analitičke funkcije.

### **5.3.1. Metoda tvorbe analitičkih alokacijskih funkcija**

Za potrebe određivanja parametara analitičkih funkcija optimalne alokacije upravljačkih ulaza razvijen je numerički alat temeljen na primjeni *MATLAB* funkcije *fit* [130]. U alatu se zadaje oblik analitičke funkcije s jednim ili više slobodnih koeficijenata, a alat primjenom nelinearne metode najmanjih kvadrata određuje vrijednosti slobodnih koeficijenata za opisivanje optimalne alokacijske mape. Oblik analitičkih funkcija i broj slobodnih koeficijenata postavlja se heuristički, na temelju pregleda optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza, te se za svaki upravljački ulaz i režim rada može definirati drugačija funkcija.

U ovom su radu predstavljena dva pristupa tvorbi analitičkih funkcija. Kod prvog pristupa, ulazne varijable analitičkih funkcija su parametri radne točke, odnosno rashladna ili ogrjevna snaga  $\dot{Q}_{h,CR}$  i stanje zraka u kabini ( $T_c, \varphi_c$ ), a izlazne su varijable upravljački ulazi, npr. brzine pumpi. Na temelju detaljnijih analiza optimalnih mapa upravljačkih ulaza, prikazanih na slici 5-4 i 5-7, predložen je drugi, alternativni pristup tvorbi analitičkih funkcija za alociranje brzina pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  te razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$ . Ovdje se analitičke funkcije vežu na brzinu kompresora  $n_{com}$  kao ključnu pomoćnu varijablu. Ovaj alternativni pristup pojednostavljuje implementaciju i kalibraciju alokacijskih funkcija te odvaja upravljanje pomoćnim aktuatorima HVAC sustava od radne točke kabine.

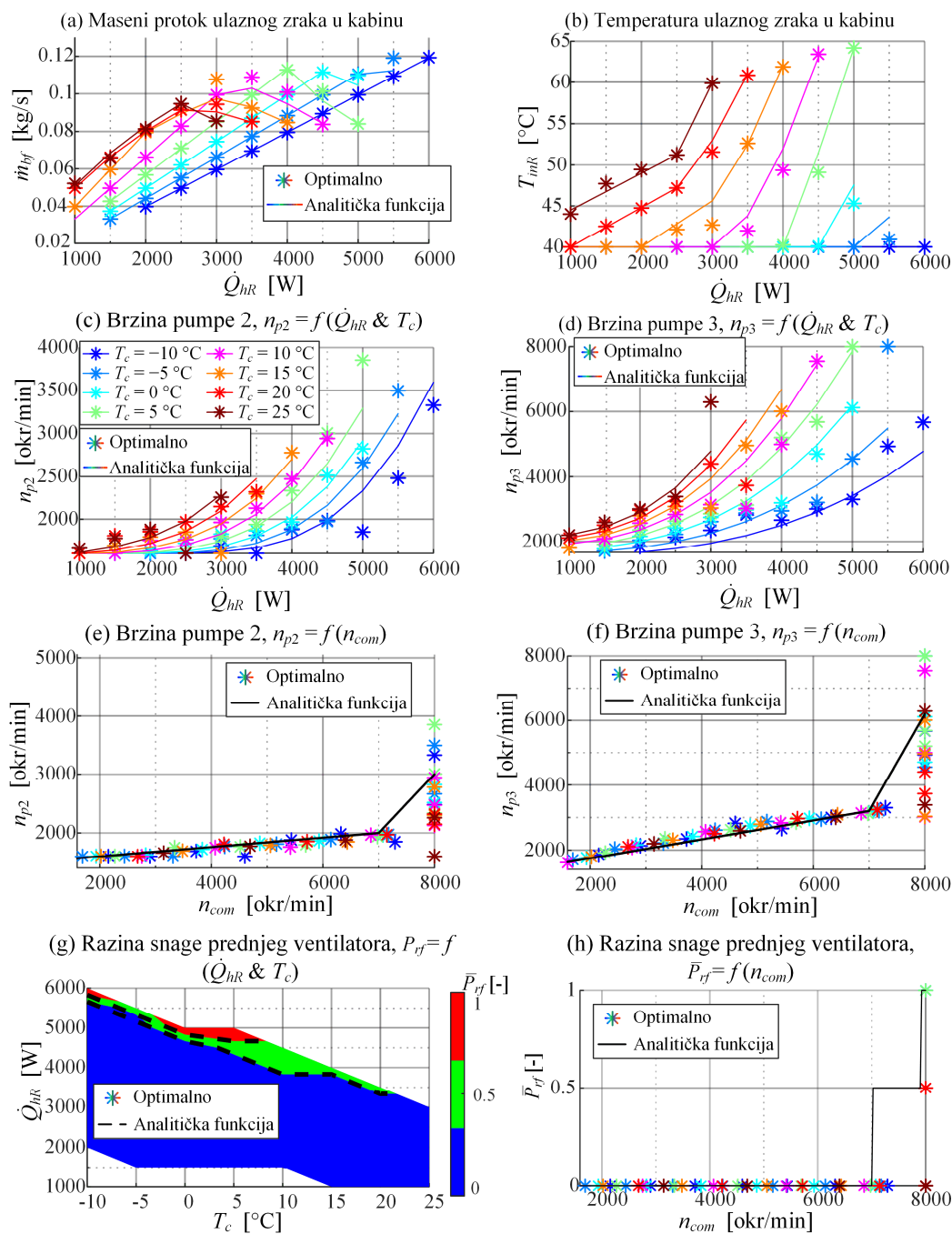
Detalji o izboru oblika analitičkih funkcija i njihovoj točnosti u opisivanju optimalnih alokacijskih mapa dani su u sljedeća dva odjeljka za režime grijanja i hlađenja, dok su same funkcije s parametrima u cjelini prikazane u prilogu B.

### **5.3.2. Analitičke alokacijske funkcije za režim grijanja**

U režimu grijanja analitičkom se funkcijom aproksimira optimalna mapa referentne temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$ , dok je maseni protok  $\dot{m}_{bf}$  određen izrazom (5-1). Predložena analitička funkcija  $T_{inR} = f(\dot{Q}_{hR}, T_c)$ , dana izrazom (B-2), je po dijelovima linearna funkcija

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

obaju ulaza, na koju je dodatno primijenjeno zasićenje kako bi se zadovoljila ograničenja dana u tablici 5-1. Usporedni rezultati na slikama 5-14a i 5-14b potvrđuju da je odabrana analitička funkcija (linije) precizna u opisu optimalnih alokacijskih mapa (simboli zvijezde), uz mjestimična manja odstupanja.



Slika 5-14. Usporedba optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza i analitičkih funkcija koje ih opisuju u režimu grijanja

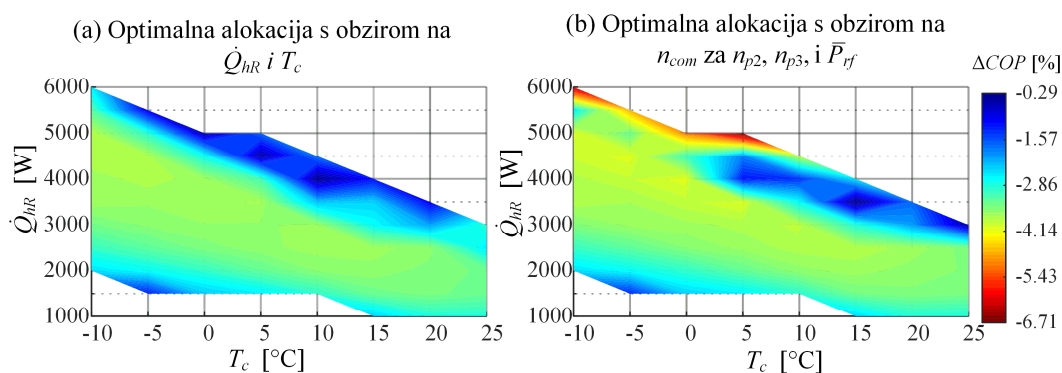


Brzine pumpi aproksimirane su kubičnim polinomima u ovisnosti ogrjevnog zahtjeva  $\dot{Q}_{hR}$ , gdje se koeficijenti polinoma mijenjaju s temperaturom zraka u kabini  $T_c$ . Ove su funkcije dane izrazima (B-3) i (B-4) i prikazane su punim linijama na slikama 5-14c i 5-14d. Ove slike potvrđuju da predložene kubične funkcije kvalitetno opisuju optimalne ulaze, uz manja odstupanja u pojedinim radnim točkama pri visokim ogrjevnim snagama  $\dot{Q}_{hR}$ . Kao što je ranije spomenuto, analitičke funkcije za alociranje brzina pumpi mogu se formulirati i u ovisnosti o brzini kompresora  $n_{com}$ . Te su analitičke funkcije dane izrazima (B-5) i (B-6), a dobivene brzine pumpi prikazane su crnim linijama na slikama 5-14e i 5-14f. Ovim se funkcijama optimalne brzine pumpi precizno opisuju ukoliko brzina kompresora nije zasićena ( $n_{com} < 7000$  rpm). Uz zasićenje brzine kompresora, brzine pumpi nisu jednoznačno određene brzinom kompresora, te je odabrana brzina pumpe nešto viša od srednje vrijednosti brzine pumpe za zasićenu brzinu kompresora. Time se uvodi greška u aproksimaciju za radne točke u kojima je brzina kompresora zasićena.

Diskretne vrijednosti razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  aproksimirane su zbrojem dvije odskočne (Heavisideove) funkcije u kojima je ulazna varijabla ogrjevna snaga  $\dot{Q}_{hR}$ , a prag uključivanja pojedine razine snage funkcija je temperature zraka u kabini  $T_c$ . Ova je analitička funkcija dana izrazom (B-7). Usporedni rezultati na slici 5-14g ukazuju na visoku točnost aproksimacije pragova uključivanja pojedine razine snage prednjeg ventilatora. Alternativno, ulaz u Heaviside funkcije može biti i brzina kompresora  $n_{com}$  uz konstantni prag uključivanja dan izrazom (B-8). Usporedba optimalne alokacijske mape i ove analitičke funkcije prikazana je na slici 5-14h, te sugerira da je prednji ventilator isključen ukoliko brzina kompresora nije zasićena. Kako bi se jednoznačno odredio nivo snage na pojedinoj brzini kompresora, prednji se ventilator uključuje s pola snage za  $n_{com} \geq 7000$  okr/min. Važno je napomenuti da se kod implementacije ovih dviju funkcija uvodi histereza oko pragova prekapčanja snage, kako bi se izbjeglo osciliranje razine snage  $\bar{P}_{rf}$  oko pragova Heavisideovih funkcija.

Analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa provedena je za oba pristupa tvorbe analitičkih funkcija, a rezultati su prikazani na slici 5-15. Kod pristupa u kojem alokacijski ulazi odgovaraju radnoj točki sustava (Slika 5-15a), relativna razlika numerički i analitički dobivenih koeficijenta učinkovitosti iznosi ispod 5%, što potvrđuje kvalitetu aproksimacije analitičkim funkcijama. Kod drugog pristupa, gdje su brzine pumpi i snaga prednjeg ventilatora alocirani s obzirom na brzinu kompresora, relativna pogreška aproksimacije je za većinu radnih točaka ispod 5%, a može porasti do 7% u

rubnim radnim točkama, karakteriziranim s visokom ogrjevnom snagom  $\dot{Q}_{hR}$  i niskom temperaturom zraka u kabini  $T_c$ . U ovim je radnim točkama brzina kompresora zasićena na maksimalnu vrijednost, što narušava kvalitetu aproksimacije s obzirom na tu ulaznu varijablu. Prednosti i nedostaci oba pristupa diskutirani su u sljedećem potpoglavlju, a njihov utjecaj na prijelaznu pojavu HVAC sustava analiziran je u poglavlju 6.



Slika 5-15. Analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške analitičke aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa u režimu grijanja

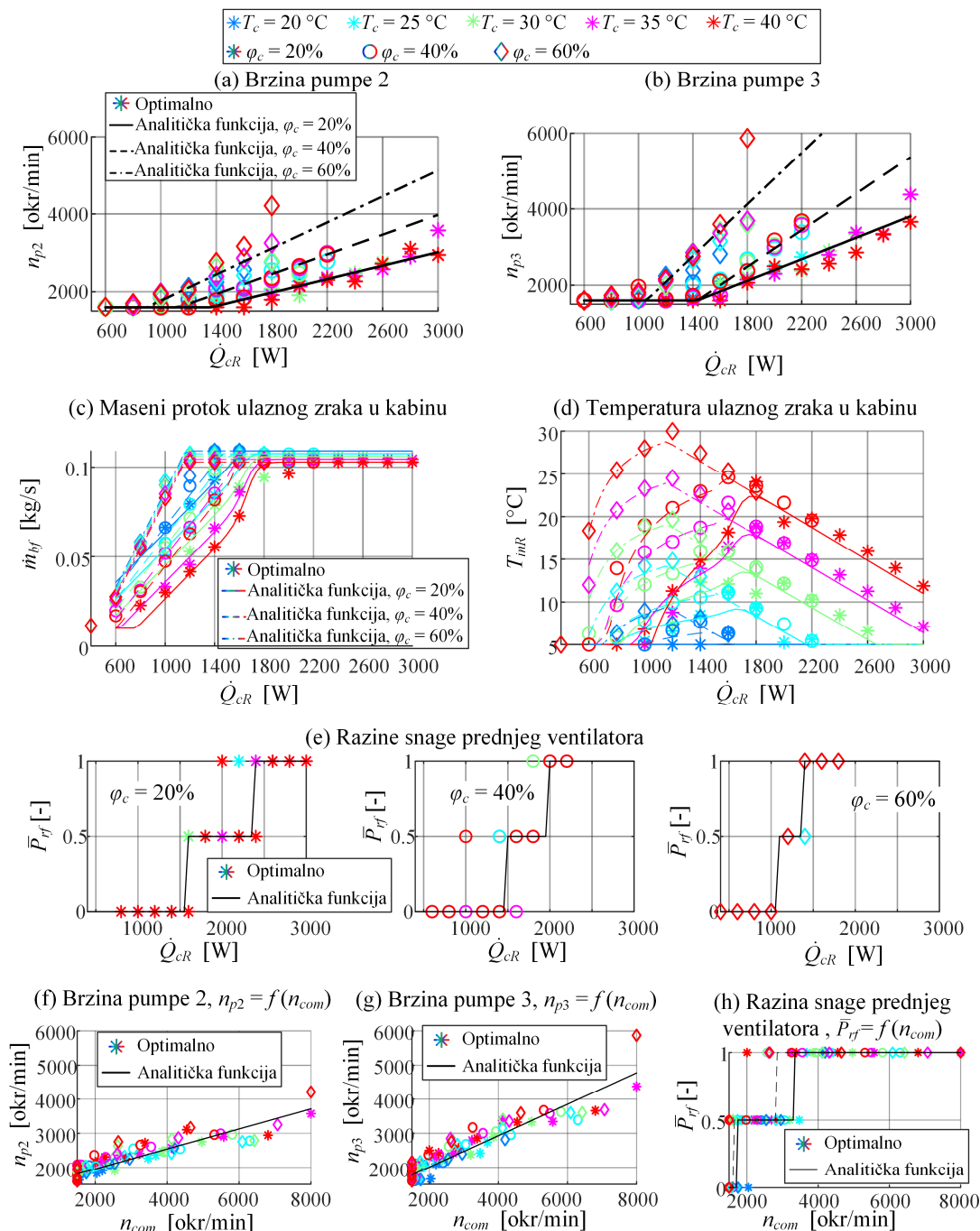
### 5.3.3. Analitičke alokacijske funkcije za režim hlađenja

Analitičke funkcije u režimu hlađenja aproksimiraju optimalne alokacijske mape prikazane na slici 5-7, pri čemu se u prvom pristupu aproksimaciji, kod definicije radne točke, u obzir uzima i relativna vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$  pored rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  i temperature zraka u kabini  $T_c$ .

U odnosu na režim grijanja, ovdje je pogodnije analitičkom funkcijom aproksimirati maseni protok zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$ , a referentna temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  određuje se iz izraza (5-1). Usporedni rezultati prikazani na slikama 5-16c i 5-16d pokazuju da predložena analitička funkcija dana izrazom (B-9) dobro opisuje optimalnu mapu protoka ulaznog zraka  $\dot{m}_{bf}$ , posebice pri nižoj relativnoj vlažnosti zraka  $\varphi_c$ , dok u slučaju referentne temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$  dolazi do minimalnih odstupanja u području višeg rashladnog zahtjeva  $\dot{Q}_{cR}$ .

Nadalje, analitičke funkcije za alociranje brzina pumpi  $n_{p2}$  i  $n_{p3}$  te razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  u obzir uzimaju rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR}$  i relativnu vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$ , dok je utjecaj temperature zraka u kabini  $T_c$  zanemaren (v. sl. 5-7). Pritom su brzine pumpi aproksimirane po dijelovima linearnim funkcijama s obzirom na rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR}$ , u kojima su točke loma određene relativnom vlažnosti zraka  $\varphi_c$  (izrazi (B-10) i (B-11)). Kvaliteta aproksimacije potvrđuje se usporednim rezultatima prikazanim na slikama 5-16a i 5-16b.

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza



Slika 5-16. Usporedba optimalnih alokacijskih mapa upravljačkih ulaza i analitičkih funkcija u režimu hlađenja

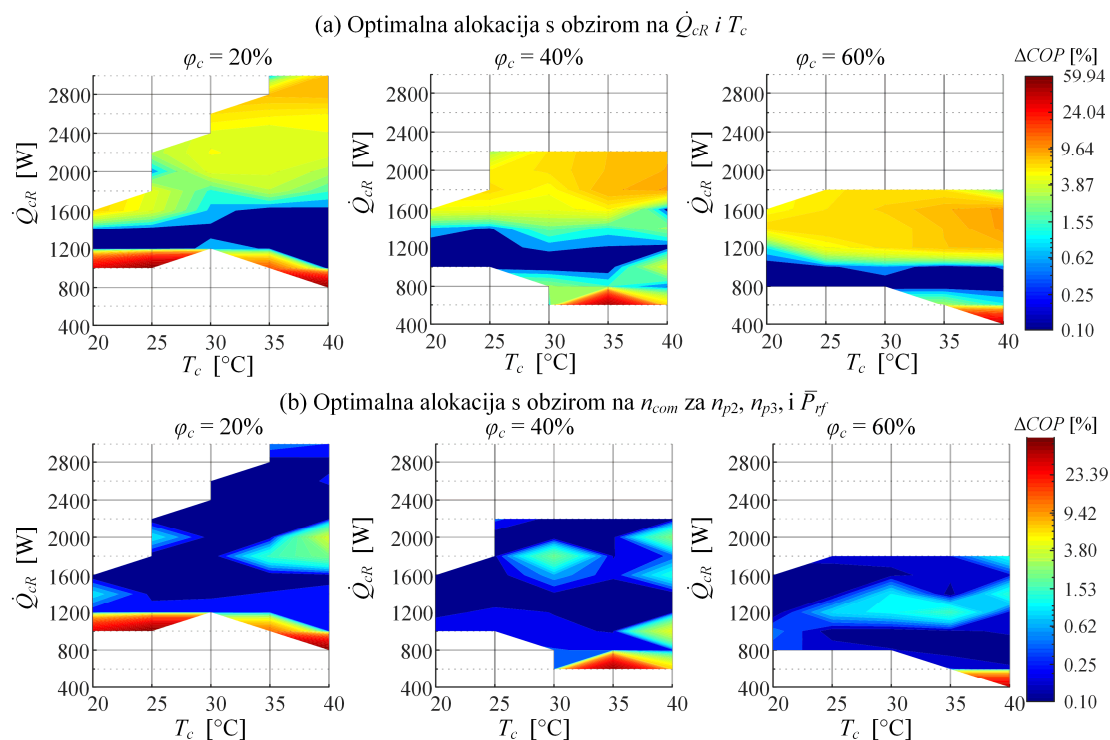
Razina snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  aproksimirana je sličnom analitičkom funkcijom kao u režimu grijanja, ali je u odnosu na grijanje prag uključivanja umjesto temperaturom  $T_c$  određen relativnom vlažnosti zraka u kabini  $\varphi_c$ . Analitička funkcija dana je izrazom (B-12), a odgovarajući usporedni rezultati prikazani na slici 5-16e prikazuju pragove uključivanja

## 5. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza

pojedine razine snage prednjeg ventilatora dobivene analitičkim izrazom (B-12) za tri karakteristične vrijednosti relativne vlažnosti zraka u kabini  $\varphi_c$ . Ovi rezultati potvrđuju kvalitetu aproksimacija te ukazuju na to da je razina snage primarno određena relativnom vlažnošću.

Kao i u režimu grijanja, i ovdje se brzine pumpi i nivo snage prednjeg ventilatora mogu pogodno alocirati analitičkim funkcijama s obzirom na brzinu kompresora  $n_{com}$ . Ove analitičke funkcije dane su izrazima (B-13), (B-14) i (B-15), a usporedni rezultati prikazani su na slikama 5-16f, 5-16g i 5-16h. Za razliku od režima grijanja, ovdje se brzine pumpi manje rasipaju u točki maksimalne (zasićene) brzine kompresora, a prednji ventilator često je uključen s pola snage već pri niskim brzinama kompresora, a u potpunosti uključen za  $n_{com} > 4000$  rpm.

Slično kao i u režimu grijanja, analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške analitičke aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa (slika 5-17) pokazuje da su razlike u COP-u za većinu radnih točaka ispod 5%, uz porast odstupanja do 10% u rubnim točkama pri maksimalnom opterećenju.



Slika 5-17. Analiza osjetljivosti koeficijenta učinkovitosti COP na pogreške analitičke aproksimacije optimalnih alokacijskih mapa u režimu hlađenja

## 5.4. Zaključne napomene

Rezultati optimiranja mapa alokacije upravljačkih ulaza pokazali su da je kod razmatranog HVAC sustava za postizanje optimalnog koeficijenta učinkovitosti (COP) u danoj radnoj točki kabine bitno koordinirati sve aktuatorne sustava, te da se optimalni upravljački ulazi značajno mijenjaju s radnom točkom. Analiza optimalne alokacije upravljačkih ulaza s obzirom na dva glavna poremećaja HVAC sustava (brzinu vozila i temperaturu okolišnog zraka) pokazala je da je njihov utjecaj na većinu upravljačkih ulaza zanemariv, dok se izraženiji utjecaji mogu naknadno uzeti u obzir heurističkim korekcijama. Primjerice, razinu snage prednjeg ventilatora potrebno je korigirati s promjenom brzine vozila kako bi se zadržao dovoljan protok zraka na glavnom izmjenjivaču topline, a primjer takve korekcije dan je u poglavlju 8. Precizniji uvidi i smjernice za postavljanje heurističkih korekcija dobili bi se optimiranjem upravljačkih ulaza u širem skupu okolišnih uvjeta i brzina, što može biti predmet budućeg rada.

Analiza optimalnih rezultata pokazala je da se upravljanje brzinama pumpi sekundarnih petlji i prednjim ventilatorom može pogodno povezati s brzinom kompresora. Alociranje ovih upravljačkih ulaza s obzirom na brzinu kompresora donosi dvije dodatne prednosti pored jednostavnosti implementacije i kalibracije postavljenih analitičkih alokacijskih funkcija. Prvo, u režimu velikih signala, poput početnog zagrijavanja HVAC sustava, brzina kompresora se tipično forsira sve do razine zasićenja, te bi se posljedičnim povećanjem brzina pumpi i razine snage prednjeg ventilatora performanse sustava potencijalno poboljšale, jer se time povećava protok posrednog medija i zraka te pospješuje izmjena topline. Drugo, spomenuto povećanje protoka rezultira smanjenjem razlike temperature između zraka i posrednog medija u izmjenjivačima, a time se smanjuju temperature i tlakovi u rashladnom krugu, čime se postiže sigurniji rad kompresora uslijed zadržavanja tlakova u radnom području. Ovi se utjecaji nadalje istražuju u sljedećem poglavlju.

Alociranje upravljačkih ulaza pumpi i prednjeg ventilatora s obzirom na brzinu kompresora omogućava postavljanje proširenog podređenog upravljanja u kojem se, uz podređene regulacijske krugove koji upravljaju brzinom kompresora i pozicijom ekspanzijskog ventila, ostali pomoćni (unutarnji) aktuatori HVAC sustava upravljaju lokalno tj. neovisno o radnoj točki kabine. Time se potencijalno povećava fleksibilnost u sintezi sustava upravljanja, jer HVAC sustav postaje „servosustav“ koji s optimalnim performansama isporučuje ulazni zrak željenog protoka i temperature te nije nužno ovisan o njihovom odnosu. Imajući ovo u vidu, u

budućem se radu može razmotriti primjena predstavljene metode optimiranja primjenom genetskog algoritma na izravno optimiranje parametara analitičkih alokacijskih funkcija za upravljanje pomoćnim aktuatorima, te za radne točke definirane protokom i referentnom temperaturom ulaznog zraka u kabinu. U tom bi se slučaju parametri analitičkih funkcija mogli optimirati s ciljem postizanja brže i učinkovite prijelazne pojave HVAC sustava.

Predstavljena je metoda demonstrirana u dva glavna režima rada HVAC sustava (grijanje i hlađenje) te u određenom skupu uvjeta okolišnog zraka te zraka u kabini. U budućem bi se radu metoda mogla primijeniti u ostalim režimima rada uključujući za optimiranje hlađenja pogonskog sustava, te na širem skupu okolišnih i kabinskih uvjeta (npr. za razne razine relativne vlažnosti zraka). Osim na ovdje razmatrani HVAC sustav, predstavljena metoda je primjenjiva i na druge strukture HVAC sustava, poput onih koji integriraju kondicioniranje kabine, pogonskog sustava i baterije [8], [23].

Konačno, višekriterijskim optimiranjem pokazano je da se upravljanje infracrvenim grijačim panelima i HVAC sustavom može raspregnuti bez utjecaja na performanse sustava, što olakšava sintezu sustava upravljanja, koja je prikazana u sljedećem poglavlju.

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

Optimalne alokacijske mape konstruirane u prethodnom poglavlju primjenjuju se u ovom poglavlju u sklopu kaskadnog sustava regulacije temperature zraka u putničkoj kabini, čiji je cilj postizanje visokog stupnja učinkovitosti HVAC sustava i toplinske ugone. Provođi se sinteza sljedećih podsustava: 1) nadređeni regulator temperature zraka u kabini koji zadaje ogrjevnu/rashladnu snagu HVAC sustava, 2) podređeni regulacijski krugovi HVAC sustava, te 3) PMV regulator koji djeluje putem IRP radi poboljšanja toplinske ugone. U zadnjem potpoglavlju prikazuju se rezultati detaljnih simulacijskih ispitivanja cjelokupnog kaskadnog sustava regulacije u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima.

### 6.1. Sinteza nadređenog regulacijskog kruga temperature zraka u kabini

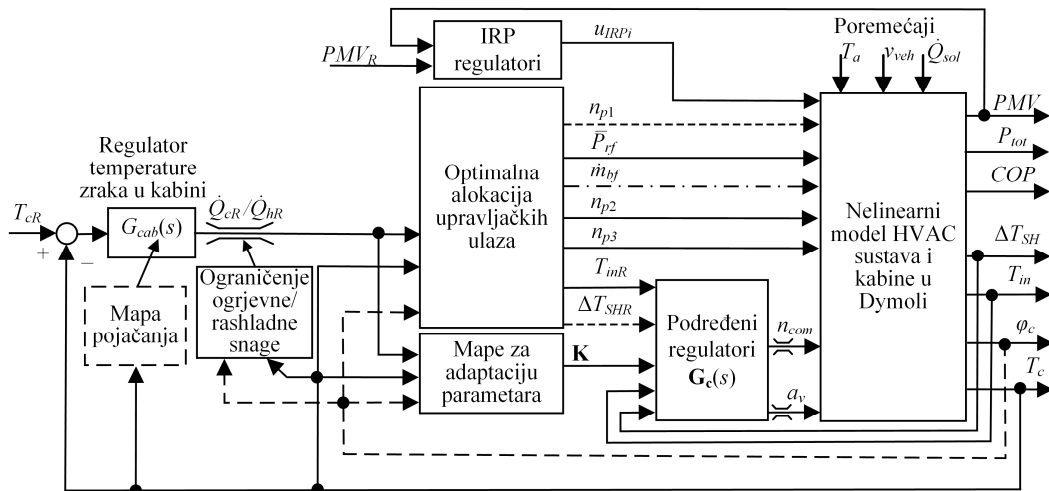
Slika 6-1 prikazuje blokovski dijagram kaskadnog sustava regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza za razmatrani HVAC sustav, koji je temeljen na konceptu prikazanom na slici 2-4a. Ovaj sustav regulacije uključuje nadređeni regulator temperature zraka u kabini  $G_{cab}(s)$  koji zadaje rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR}$  ili ogrjevnu snagu  $\dot{Q}_{hR}$ , optimalnu alokaciju upravljačkih ulaza HVAC sustava i adaptivne podređene regulatore  $G_c(s)$ . Na temelju rezultata prikazanih u poglavlju 5, upravljanje IRP-om je odvojeno od kaskadne regulacije te se zasniva na korištenju PMV indeksa u povratnoj vezi s ciljem poboljšanja toplinske ugone bez utjecaja na učinkovitost HVAC sustava. Ovakva struktura upravljanja IRP-om omogućava lokalizirano grijanje putnika ukoliko se primjeni estimacija lokalnog PMV indeksa.

Dinamika kabine niskog je reda i prijelazni proces temperature zraka u kabini približno je linearan s obzirom na ogrjevnu ili rashladnu snagu (v. npr. izraz (3-17)), a poremećaji poput solarnog opterećenja i okolišnih uvjeta sporo se mijenjaju. Stoga je u ovom radu za nadređeni regulator temperature zraka  $G_{cab}(s)$  korišten PI regulator s konstantnim pojačanjima. U općem se slučaju, pojačanja nadređenog regulatora mogu adaptirati s obzirom na radne uvjete i stanje zraka u kabini.

Opći izraz za klasični PI regulator u kontinuiranoj vremenskoj domeni je [131]:

$$u = K_p (b_{sp} y_R - y) + K_i \int (y_R - y) dt \quad (6-1)$$

gdje je  $u$  upravljačka varijabla,  $y$  upravljani izlaz sustava,  $K_p$  je proporcionalno pojačanje,  $K_i$  je integralno pojačanje i  $b_{sp}$  je binarni član koji određuje strukturu regulatora  $y_R$ . Integralno pojačanje  $K_i$  jednako je omjeru proporcionalnog pojačanja  $K_p$  i integralne vremenske konstante  $\tau_i$ . Postavljanjem  $b_{sp} = 1$  dobiva se klasični PI regulator, a postavljanjem  $b_{sp} = 0$  dobiva se modificirana struktura PI regulatora u kojoj se proporcionalno pojačanje premješta iz grane regulacijske pogreške u granu povratne veze. PI regulator se, osim za nadređenu regulaciju, primjenjuje i u podređenim regulacijskim krugovima, a čiji su detalji dani u sljedećem potpoglavlju.



Slika 6-1. Blokovski dijagram kaskadnog sustava regulacije temperature zraka u kabini s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza, podređenom HVAC regulacijom i PMV regulatorom infracrvenih grijačkih panela (IRP)

PI regulator temperature zraka u kabini ( $y = T_c$ ) zadaje referencu rashladne snage ( $u = \dot{Q}_{cR}$ ) tijekom hlađenja, odnosno referencu ogrjevnje snage ( $u = \dot{Q}_{hR}$ ) tijekom grijanja. Promjenjivo ograničenje izlaza nadređenog regulatora (v. sl. 6-1) odražava ograničenu rashladnu ili ogrjevnju snagu HVAC sustava u funkciji temperature i relativne vlažnosti zraka u kabini ( $T_c$  i  $\phi_c$ ). Ova su promjenjiva ograničenja prikazana na slici 6-2, a temeljena su na rezultatima optimiranja upravljačkih ulaza (v. slike 5-4e i 5-7f) i implementirana u obliku oglednih tablica. Zasićenje integralnog dijela regulatora realizira se u kontinuiranoj vremenskoj domeni primjenom postupka unazadnog proračuna (engl. *back-calculation*) [131], koja u slučaju aktivacije



zasićenja regulatora dinamički mijenja stanje integratora kako bi se izlaz regulatora držao upravo na rubu zadanog ograničenja.

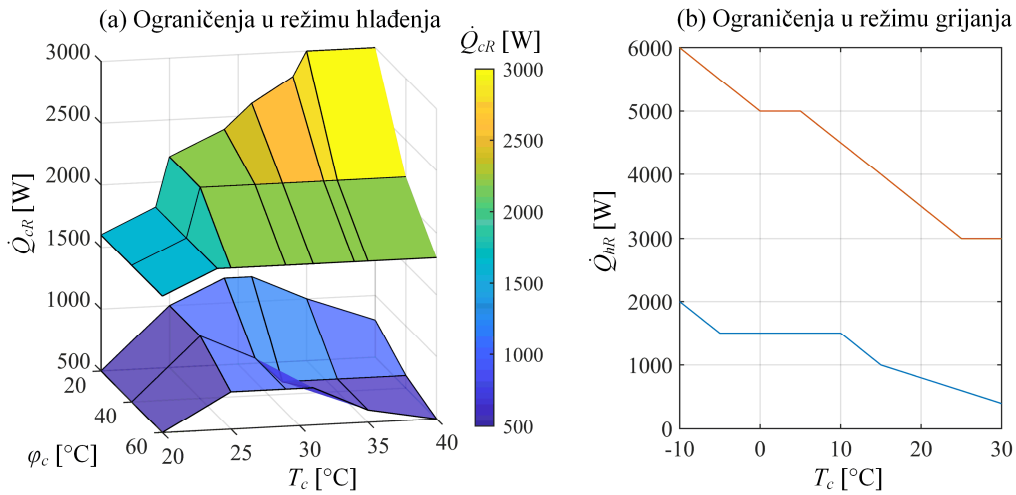
Upravljanje pojedinom skupinom IRP-a (v. tablicu 3-1) temelji se na regulaciji PMV indeksa toplinske ugone. PMV regulator  $i$ -te skupine IRP-a je proporcionalni regulator s mrtvom zonom i zasićenjem upravljačke varijable:

$$u_{IRPi} = \begin{cases} \text{sat}(k_{PMVi}(e_{PMVi} - \Delta PMV_i), u_{IRPi, \max}), & \text{za } e_{PMVi} > \Delta PMV_i > 0 \\ 0, & \text{inače} \end{cases}, \quad i = 1, \dots, 6, \quad (6-2)$$

gdje je  $u_{IRPi}$  upravljački ulaz  $i$ -te skupine IRP-a,  $k_{PMVi}$  je proporcionalno pojačanje  $i$ -tog PMV regulatora,  $u_{IRPi, \max}$  je ograničenje upravljačkog ulaza IRP-a (postavljeno na maksimalnu vrijednost 1) i  $\Delta PMV_i$  je prag mrtve zone unutar koje se IRP isključuje (postavljen na 0.5, dakle na granicu ugodne zone), a  $e_{PMVi}$  je regulacijska pogreška prosječnog PMV indeksa  $i$ -te skupine:

$$e_{PMVi} = PMV_{Ri} - PMV_i$$

gdje je  $PMV_{Ri}$  referentna vrijednost PMV-a (jednaka nuli za idealnu toplinsku ugodu; slika 3-10) i  $PMV_i$  je lokalni PMV indeks  $i$ -te IRP skupine. Regulacijska pogreška  $e_{PMVi}$  je pozitivna ukoliko je kabina hladna. Za lokalizirano grijanje vozača, koje se razmatra u ostatku poglavlja, PMV regulator koristi se za upravljanje IRP-ima skupine  $i = 1, 2$  uz korištenje prosječnog PMV indeksa vozača u povratnoj vezi,  $PMV_i = \overline{PMV}_{dr}$  (v. izraz (3-15)). Podešenja nadređenog regulatora i PMV regulatora detaljnije su dana u potpoglavlju 6.3.

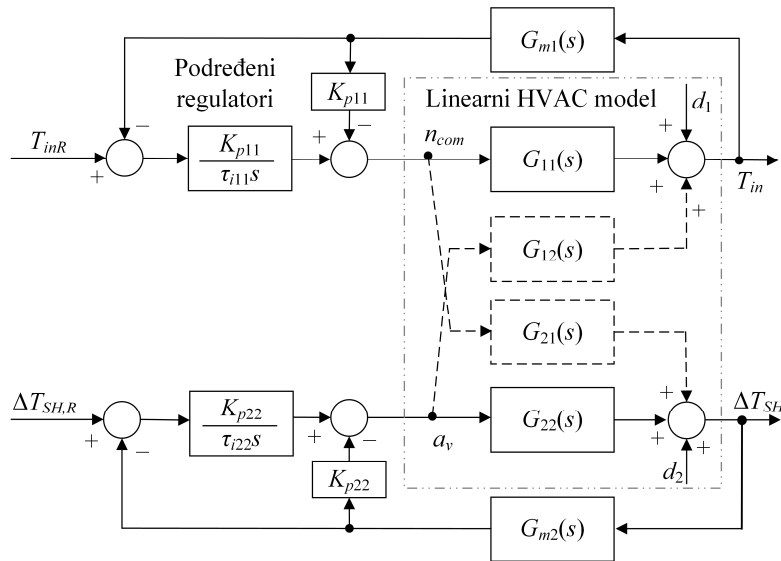


Slika 6-2. Ograničenja izlaza PI regulatora temperature zraka u kabini u režimu hlađenja (a) i režimu grijanja (b)

## 6.2. Sinteza podređenog sustava regulacije

### 6.2.1. Struktura sustava regulacija

Podređena regulacija HVAC sustava uključuje regulaciju ulazne temperature zraka u kabinu  $T_{in}$  zadavanjem brzine kompresora  $n_{com}$  i regulaciju temperaturnog pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SH}$  zadavanjem pozicije EXV-a  $a_v$  (v. pog. 2 i sl. 6-1). Struktura ovog MIMO regulacijskog sustava prikazana je na slici 6-3. Primjenjuju se dva raspregnuta PI regulatora modificirane strukture ( $b_{sp} = 0$  u (6-1);  $y_1 = T_{in}$ ,  $u_1 = n_{com}$ ,  $y_2 = \Delta T_{SH}$ ,  $u_2 = a_v$ ), koja ublažava promjenu upravljačke varijable prilikom promjene reference te time smanjuje nadvišenje odziva s obzirom na referencu, što je posebno bitno u slučaju regulacije ulazne temperature zraka kod naglih promjena rashladne/ogrjevnog snage koje uzrokuju naglu promjenu referentne temperature. Parametri regulatora  $K_{p11}$ ,  $\tau_{i11}$ ,  $K_{p22}$  i  $\tau_{i22}$  dobiveni su primjenom optimizacijske metode koja je opisana u nastavku.



Slika 6-3. Struktura podređenih regulacijskih krugova lineariziranog modela HVAC sustava.

Prijelazna pojava temperaturnog pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SH}$  s obzirom na poziciju ekspanzijskog ventila  $a_v$  za nekoliko je redova veličine brža od prijelazne pojave temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{in}$  s obzirom na promjenu brzine kompresora  $n_{com}$  (v. sliku 3-3). Stoga se sinteza podređenog upravljanja može provesti uz zanemarivanje sprege preko prijenosnih funkcija  $G_{12}(s)$  i  $G_{21}(s)$ . Time se dobivaju dvije raspregnute regulacijske petlje (pune linije na slici 6-3) koje se mogu odvojeno podesiti i u kojima se sprege dane s  $G_{12}(s)$  i  $G_{21}(s)$  tretiraju

kao poremećaj. Osim raspregnutih regulacijskih petlji, moguće je razmotriti proširenje regulatora s unakrsnim regulacijskim djelovanjima, npr. P djelovanjima, za bolje suzbijanje regulacijske pogreške, pod cijenu složenijeg određivanja optimalnih parametara i adaptacije parametara regulatora [132]. Prijenosne funkcije  $G_{m1}(s)$  i  $G_{m2}(s)$  predstavljaju dinamiku mjernih članova te su ovdje jednake idealnom mjerenju  $G_{m1}(s) = G_{m2}(s) = 1$ .

### 6.2.2. Optimiranje parametara regulatora

Optimiranje parametara podređenih regulatora ( $K_{p11}$ ,  $\tau_{i11}$ ,  $K_{p22}$  i  $\tau_{i22}$  na slici 6-3) temelji se na primjeni linearnih ARX modela HVAC sustava s dva ulaza i dva izlaza (3-5), koji sadrže spregnutu dinamiku predstavljenu s četiri prijenosne funkcije (v. sliku 6-3). Optimiranje parametara regulatora provedeno je primjenom optimizacijskog algoritma namijenjenog za SISO (engl. *Single Input Single Output*) sustave [133]. Ova metoda minimizira ciljnu funkciju koja objedinjuje penalizaciju regulacijske pogreške i forsiranja izvršnog signala povezanog s energijom upravljanja i tendencijom ka oscilatornom odzivu. Postavljeni problem optimiranja riješen je primjenom direktne metode pretraživanja implementirane unutar Matlab funkcije *fminsearch*. Osim ove metode optimiranja, pojačanja je moguće odrediti i primjenom drugih metoda kao i dostupnih alata, poput Matlab funkcije *systeme* [134], koja optimira parametre dane strukture regulatora na temelju širih zahtjeva (npr. praćenje referentnog modela, potiskivanje poremećaja, oblikovanje frekvencijskog odziva i sl.) i podržava optimiranje parametara MIMO sustava (npr. cjelokupne spregnute strukture dane na slici 6-3). Prednost primjene optimizacijskog algoritma za SISO sustave je jednostavnije parametriranje i brzina izvođenja, koja je posebno bitna kod optimiranja parametara za široki skup radnih uvjeta, kao što je slučaj ovdje.

Za dva odvojena regulacijska kruga, dana punim linijama na slici 6-3, definiraju se sljedeće ciljne funkcije koje se minimiziraju:

$$\begin{aligned} \min_{K_{p11}, \tau_{i11}} J_{11} &= \frac{1}{1 + N_W} \sum_{k=0}^{N_W} \left[ f_{w11}(k) (T_{inR} - T_{in}(k))^2 + r_{11} (n_{com,s} - n_{com}(k))^2 \right] \\ \min_{K_{p22}, \tau_{i22}} J_{22} &= \frac{1}{1 + N_W} \sum_{k=0}^{N_W} \left[ f_{w22}(k) (\Delta T_{SHR} - T_{SH}(k))^2 + r_{22} (a_{v,s} - a_v(k))^2 \right] \end{aligned} \quad (6-3)$$

gdje su  $r_{11}$  i  $r_{22}$  težinski koeficijenti koji određuju kompromis između točnosti regulacije (performansi) i energije upravljanja te prigušenja (ekonomičnosti, stabilnosti). Niža vrijednost težinskog koeficijenta daje nižu pogrešku regulacije, no i veću sklonost oscilacijama i povećanu

energiju upravljanja. Vrijednosti upravljačkih ulaza  $n_{com,s}$  i  $a_{v,s}$  odgovaraju vrijednostima u konačnom stacionarnom stanju. Vremenski prozor na kojem se odvija optimizacija definiran je brojem diskretnih vremenskih koraka  $N_W$ . Težinska funkcija  $f_w(k)$  je Heaviside funkcija:

$$f_w(k) = \begin{cases} 0, & \text{za } k < N_{We} \\ 1, & \text{inače} \end{cases}, \quad (6-4)$$

gdje je  $N_{We}$  duljina vremenskog prozora  $[0 \ N_{We}]$  unutar kojeg se regulacijska pogreška zanemaruje u ciljnoj funkciji kako bi se izbjeglo forsiranje upravljačkog djelovanja u početku odziva te prigušio sveukupan odziv. Ovdje se optimizacija provodi u dva koraka s različitim težinskim koeficijentima  $r_{11}$  i  $r_{22}$  te vremenskim prozorom  $N_W$ . U prvom se koraku ne penalizira upravljačko djelovanje ( $r_{11} = r_{22} = 0$ ,  $N_{We} = 0$ ) kako bi se dobio najbrži mogući odziv zatvorenog regulacijskog kruga u vremenskom prozoru optimizacije  $N_W$ . Pritom se  $N_W$  postavlja tako da je tri puta veći od najveće vremenske konstante otvorenog kruga, koja se obično odnosi na najsporiji pol prijenosne funkcije  $G_{11}(s)$ . U drugom se koraku upravljačko djelovanje penalizira s nominalnim težinskim koeficijentom, a vremenski prozor  $N_{We}$  postavlja se na vrijednost  $N_{We0}$ , gdje  $N_{We0}$  odgovara vremenu porasta odziva iz prvog koraka, odnosno  $y(N_{We0}) = 0.98y_R$ . Vremenski prozor optimizacije  $N_W$  u drugom koraku postavljen je na  $N_W = 10N_{We0}$ . U oba se koraka za svaki regulacijski krug zadaje skokovita promjena referentne temperature od 1 °C.

Kako dinamika HVAC sustava, a time i linearni model, ovisi o radnoj točki sustava, parametri se optimiraju za širi skup radnih točaka. Time se dobivaju četiri mape optimalnih parametara regulatora ( $K_{p11}$ ,  $\tau_{i11}$ ,  $K_{p22}$  i  $\tau_{i22}$ ) u funkciji parametara radne točke koje se koriste za planiranu adaptaciju parametara regulatora (engl. *gain scheduling*).

### 6.2.3. Mape adaptacije parametara regulatora u režimu grijanja

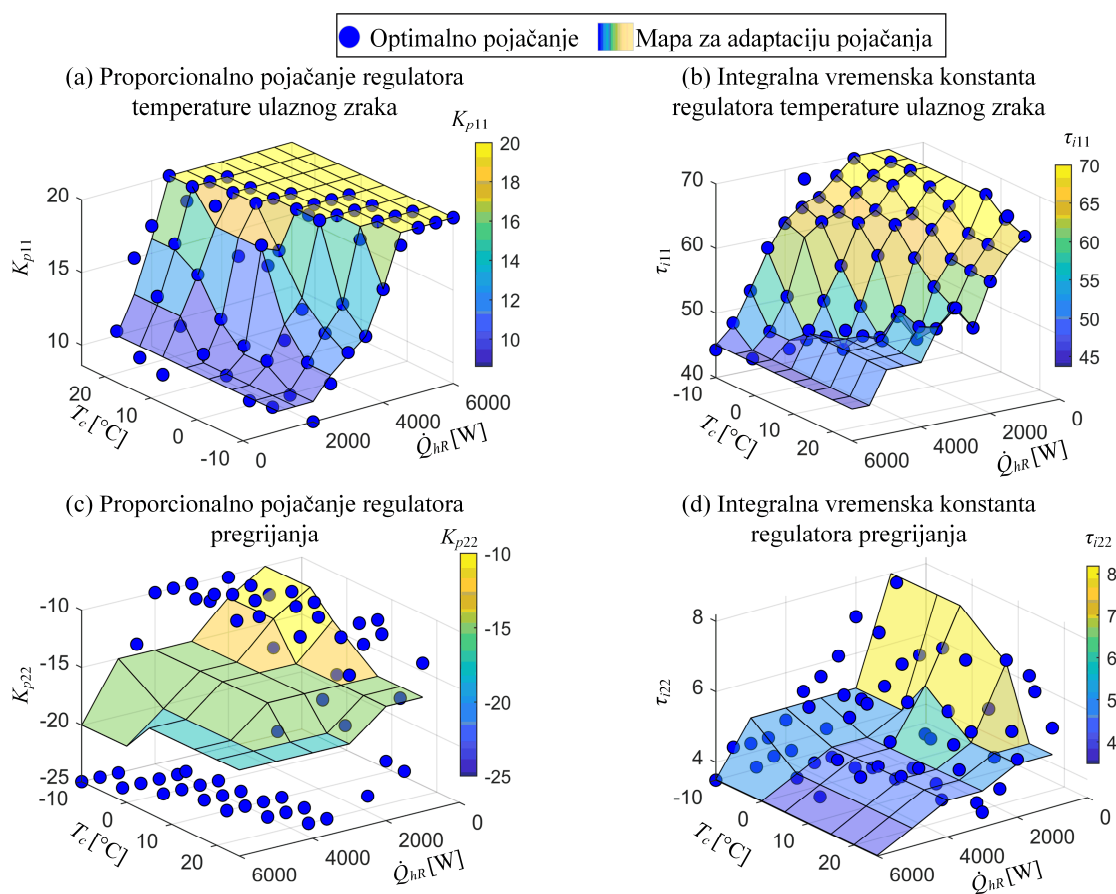
U režimu grijanja, optimiranje parametara podređenih regulatora provedeno je za radne točke kabine ( $\dot{Q}_{hr}$  i  $T_c$ ) korištene pri optimiranju alokacijskih mapa upravljačkih ulaza za slučaj maksimizacije koeficijenta učinkovitosti (v. sliku 5-4). Težinski koeficijenti ciljne funkcije (6-3) za sve radne točke postavljeni su na  $r_{11} = r_{22} = 0.01$ .

Rezultirajući optimalni parametri dobiveni ponavljanjem optimizacijske metode za dane radne točke prikazani su plavim krugovima na slici 6-4, dok su konačne mape za adaptaciju parametara regulatora dane obojanim površinama. Konačne mape za adaptaciju parametara dobivene su micanjem vanrednih parametara (engl. *outlier*) i kalibriranjem nakon provjere

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

podređenog upravljanja na punom simulacijskom modelu te su prikazane obojanim površinama.

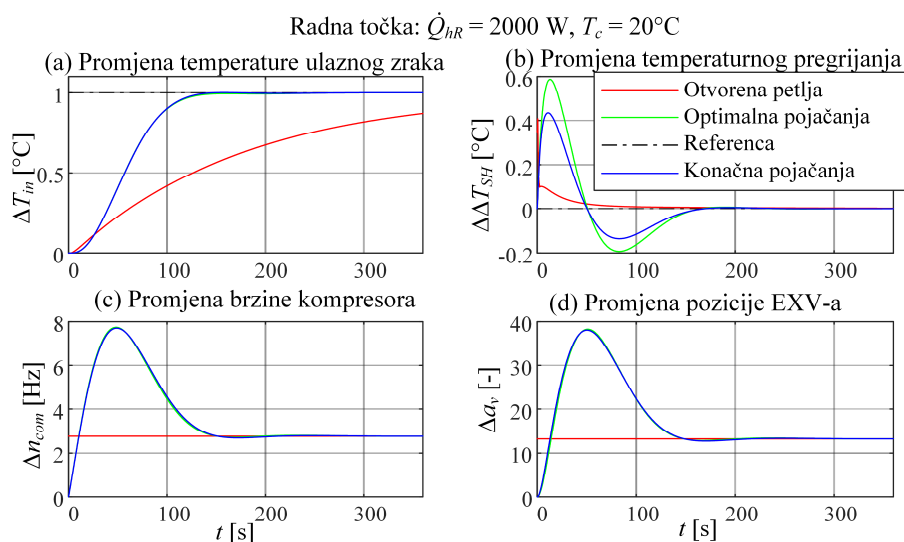
Proporcionalno pojačanje regulatora temperature ulaznog zraka  $K_{p11}$  tipično raste s porastom ogrjevne snage  $\dot{Q}_{hR}$  i porastom temperature zraka u kabini  $T_c$ , dok integralna vremenska konstanta  $\tau_{i11}$  u tim slučajevima pada (integralno pojačanje raste). Ovakav trend pojačanja dominantno je povezan s povećanjem protoka zraka ventilatora kabine uslijed povećanja ogrjevne snage  $\dot{Q}_{hR}$  (v. sl. 5-4c), koje usporava odziv i smanjuje pojačanje prijenosne funkcije  $G_{11}(s)$  te zahtijeva veća pojačanja regulatora za postizanje boljih performansi. Raspon optimalnih parametara je u omjeru 1:2 (+100%) u slučaju pojačanja  $K_{p11}$  i od 45 s do 70 s (+75%) u slučaju vremenske konstante  $\tau_{i11}$ , što ukazuje na potrebu za adaptacijom ovih parametara.



Slika 6-4. Optimalni parametri podređenih regulatora (plave točke) i konačne mape za adaptaciju parametara podređenih regulatora (obojane površine) u režimu grijanja

Proporcionalno pojačanje regulatora temperaturnog pregrijanja radne tvari  $K_{p22}$  veće je (po apsolutnoj vrijednosti) pri višim ogrjevnim zahtjevima  $\dot{Q}_{hr}$  i nižim temperaturama zraka u kabini  $T_c$ . Slično, integralno pojačanje u istim radnim točkama također raste (integralna vremenska konstanta  $\tau_{i22}$  se smanjuje). Ovo je povezano s višim brzinama kompresora i pumpi pri višim ogrjevnim zahtjevima, koji bitno mijenjaju (ubrzavaju) prijelaznu pojavu pregrijanja i shodno zahtijevaju veće i brže djelovanje ekspanzijskog ventila (veća pojačanja). Raspon optimalnih pojačanja  $K_{p22}$  je u omjeru 1:2, a sličan je i raspon vremenskih konstanti  $\tau_{i22}$ , što potvrđuje potrebu za adaptiranjem parametara regulatora.

Primjer provjere podešenja podređenih regulacijskih krugova s linearnim modelom HVAC sustava (uključujući međusprege) prikazan je na slici 6-5 za radnu točku  $\dot{Q}_{hr} = 2000$  W i  $T_c = 20$  °C. Osim odziva dobivenog s optimalnim (zeleno) i finalnim pojačanjima regulatora (plavo), prikazan je i odziv otvorenog kruga s obzirom na odskočne promjene upravljačkih ulaza koje odgovaraju stacionarnim vrijednostima istih u slučaju regulacije (crveno). Pritom se razmatra slučaj skokovite promjene referentne temperature  $T_{inR}$  za 1 °C uz održavanje pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SHR}$ . Referentna ulazna temperatura zraka u kabinu (crna linija) postignuta je za oko dvije minute gotovo bez nadvišenja, što je višestruko brže nego u otvorenom krugu. Pritom se forsira brzina kompresora  $\Delta n_{com}$  na vrijednosti gotovo 2.5 puta veće od stacionarnog iznosa.

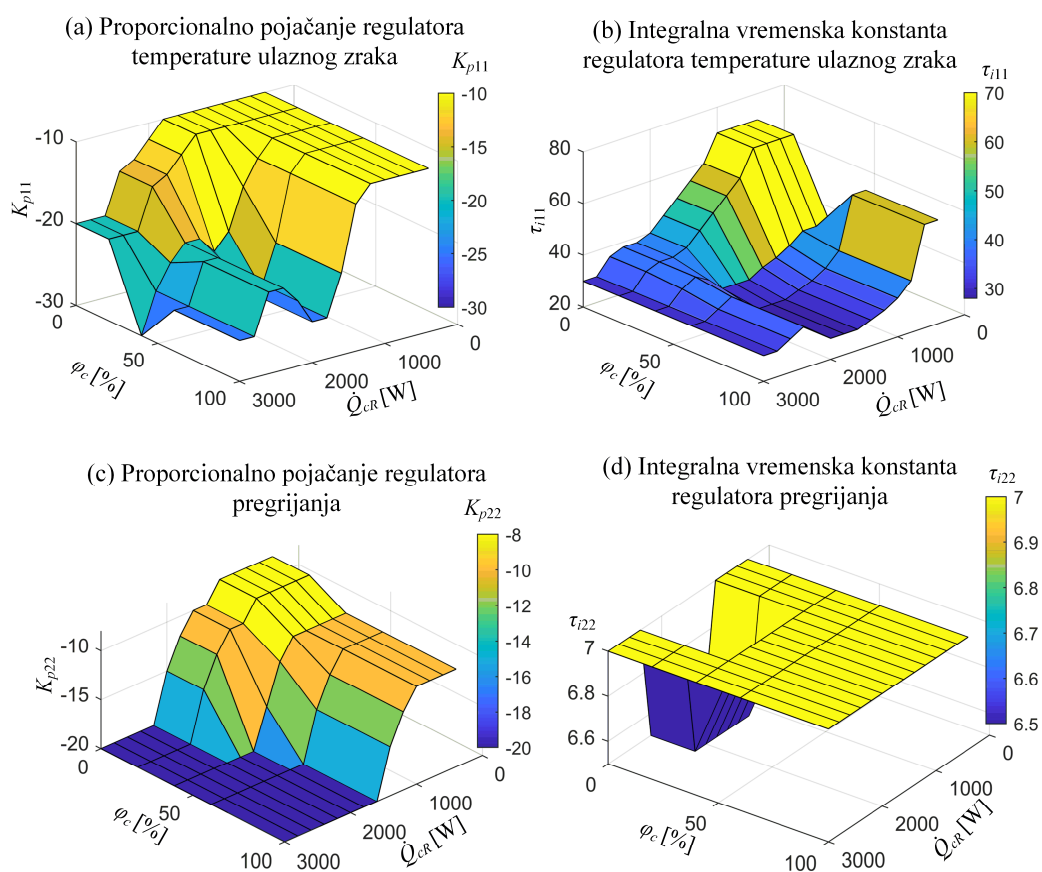


Slika 6-5. Odzivi linearnih podređenih regulacijskih krugova s izvorno optimiranim i finalnim podešenjem parametara regulatora, dani za režim malih signala zajedno s odzivom otvorenog kruga

Iako forsiranje brzine kompresora uzrokuje poremećaj u spregnutom regulacijskom krugu temperaturnog pregrijanja radne tvari, ovaj je poremećaj učinkovito suzbijen otvaranjem ekspanzijskog ventila uz značajno forsiranje  $\Delta a_v$ . Ponašanja izvorno optimiranog i finalnog regulatora su vrlo slična.

#### 6.2.4. Mape adaptacije parametara regulatora u režimu hlađenja

Postupak optimiranja opisan u prethodnom odjeljku primjenjuje se nadalje za režim hlađenja za optimalne radne točke dane alokacijskim mapama na slici 5-7. Ove su radne točke definirane zahtjevanom rashladnom snagom  $\dot{Q}_{cR}$ , temperaturom i relativnom vlažnošću zraka u kabini  $T_c$  i  $\varphi_c$ . Težinski koeficijenti ciljne funkcije (6-3) postavljeni su na vrijednosti  $r_{11} = 0.01$  i  $r_{22} = 0.001$ . Slično kao i optimalni upravljački ulazi, pokazuje se da dobiveni optimalni parametri pretežito ovise o rashladnoj snazi  $\dot{Q}_{cR}$  i relativnoj vlažnosti  $\varphi_c$ , uz zanemariv utjecaj temperature zraka u kabini  $T_c$ . Stoga su dobivene mape za adaptaciju pojačanja uprosječene za dani  $\dot{Q}_{cR}$  i  $\varphi_c$ , čime se dobivaju konačne mape prikazane na slici 6-6.



Slika 6-6. Konačne mape za adaptaciju parametara podređenih regulatora (obojane površine) u režimu hlađenja

Pojačanje  $K_{p11}$  je negativno jer se snižavanje temperature ulaznog zraka u ovom režimu dobiva povećavanjem brzine kompresora. Proporcionalno pojačanje  $K_{p11}$  raste (po apsolutnoj vrijednosti) s povećanjem rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  i mijenja se u omjeru 1:3, a integralna vremenska konstantna  $\tau_{i11}$  pada (u omjeru 1:2.3), što je kao i u režimu grijanja povezano s povećanim protokom zraka ventilatora kabine pri većoj rashladnoj snazi. Također, proporcionalno pojačanje regulatora temperaturnog pregrijanja  $K_{p22}$  je veće pri većoj rashladnoj snazi (u omjeru 1:4), dok je integralna vremenska konstanta  $\tau_{i22}$  slična u svim radnim točkama, odnosno integralno pojačanje raste.

### 6.3. Simulacijski rezultati

Cjelokupni sustav regulacije, koji uključuje nadređeni regulator, optimalnu alokaciju upravljačkih ulaza temeljenu na analitičkim funkcijama te podređene regulatore, implementiran je unutar *Dymola* simulacijskog okruženja za potrebe detaljnog ispitivanja kvalitete regulacije za puni, nelinearni (detaljni fizikalni) simulacijski model HVAC sustava. Prvo se ispituje bazični regulacijski sustav temeljen na HVAC aktuatorima i to u scenarijima zagrijavanja i ohlađivanja kabine s okolišnih uvjeta do postizanja toplinske ugone. Potom se analizira kvaliteta regulacije za sustav proširen s PMV regulatorima, u smislu valorizacije poboljšanja toplinske ugone i/ili energetske učinkovitosti u stacionarnom stanju i prijelaznoj pojavi.

#### 6.3.1. Scenarij zagrijavanja kabine za slučaj maksimizacije učinkovitosti

Razmatra se scenarij zagrijavanja kabine s početnih, zimskih okolišnih uvjeta ( $T_a = -10$  °C,  $\varphi_a = 60\%$ ,  $\dot{Q}_{sol} = 0$  W) s ciljem postizanja referentne temperature zraka u kabini iznosa  $T_{cR} = 25$  °C pri konstantnoj brzini vozila  $v_{veh} = 60$  km/h. Pretpostavlja se da se u vozilu nalaze vozač i suvozač koji daju ukupno metaboličko opterećenje  $\dot{Q}_{met} = 150$  W.

U ovom je scenariju provedeno ispitivanje utjecaja različitih postavki kaskadne regulacije na performanse HVAC sustava i ukupno je uspoređeno osam konfiguracija koje su definirane u tablici 6-1. Konfiguracije se razlikuju u proizvoljno odabranoj integralnoj vremenskoj konstanti nadređenog regulatora  $\tau_i$  (uz proporcionalno pojačanje  $K_p = 360$  W/K) i vrsti analitičkih funkcija korištenih za alociranje brzina pumpi i razine snage prednjeg ventilatora. Pritom se za kvantitativnu usporedbu kvalitete regulacije u raznim konfiguracijama koriste sljedeći kriteriji:

- ukupna potrošnja električne energije HVAC sustava  $E_{el}$  dana izrazom (4-16),



## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

---

- vrijeme do postizanja regularne ulazne temperature na ulazu u kabinu  $T_{in} = 40$  °C,  $t_{in,40}$  [s], koje odražava kvalitetu podređene regulacije HVAC sustava u prijelaznom procesu,
- vrijeme do postizanja ugodne temperature zraka u kabini  $T_c = 22$  °C,  $t_{c,22}$  [s], koje odražava kvalitetu nadređene regulacije u prijelaznom stanju,
- vrijeme do postizanja toplinske ugone vozača, dane izrazom (3-15) i karakterizirane s  $|PMV_{dr}| < 0.5$ ,  $t_{PMV,05}$  [s].
- Indeks srednje toplinske ugone  $I_{C2}$  [-] dan izrazom (4-19).

Rezultati dani u tablici 6-1 ukazuju na to da su razlike između konfiguracija relativno male (do 10% po svim kriterijima), no i dalje značajne, posebice s obzirom na uštedu električne energije. Niža integralna vremenska konstanta nadređenog regulatora  $\tau_i$  (tj. veće integralno pojačanje) rezultira bržim odzivom temperature zraka u kabini (niži  $t_{c22}$ ) i poboljšanom toplinskom ugodom (niži  $I_{C2}$ ) na račun uštede električne energije (viša  $E_{el}$ ). Alociranjem upravljačkih ulaza s obzirom na radnu točku kabine ( $\dot{Q}_{hr}$  i  $T_c$ ; Konfiguracije 1 i 5) u odnosu na alokaciju s obzirom na brzinu kompresora (Konfiguracije 4 i 8), smanjuje se potrošnja električne energije  $E_{el}$  ali se odziv HVAC sustava usporava (viši  $t_{in40}$ ). Razlog veće potrošnje  $E_{el}$  u potonjem slučaju je to što zasićenje brzine kompresora tijekom prijelazne pojave u režimu velikih signala rezultira višim brzinama pumpi i višom razinom snage prednjeg ventilatora, odnosno njihovom višom potrošnjom. Međutim, takvo upravljanje daje poboljšanu izmjenu topline i ubrzava prijelaznu pojavu HVAC sustava, što se manifestira u nižem  $t_{in40}$ . Konačno, usporedba Konfiguracija 2 i 3 te Konfiguracija 6 i 7 ukazuje na to da alociranje brzina pumpi s obzirom na brzinu kompresora  $n_{com}$  ima veći utjecaj na ubrzanje odziva HVAC sustava u odnosu na primjenu iste vrste alokacije u slučaju snage prednjeg ventilatora.

Zaključno se može reći da alokacija svih upravljačkih ulaza s obzirom na parametre radne točke  $\dot{Q}_{hr}$  i  $T_c$  te spori nadređeni regulator (Konfiguracija 1) daju najnižu potrošnju električne energije, najsporije prijelazne procese i najlošiju toplinsku ugodu. S druge strane, najbrži se odziv dobiva primjenom Konfiguracije 8 (brzi nadređeni regulator te alokacija brzina pumpi i snage prednjeg ventilatora s obzirom na brzinu kompresora  $n_{com}$ ), u smislu skraćivanja vremena odziva u odnosu na Konfiguraciju 1 za 11% prema indeksu  $t_{c22}$  i za 8% prema indeksu  $t_{in40}$ . Uz to, Konfiguracija 8 rezultira i najboljom toplinskom ugodom te su indeksi  $t_{PMV,05}$  i  $I_{C2}$  smanjeni

6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

za 8% i 3.6% u odnosu na Konfiguraciju 1. Međutim, poboljšanje brzine odziva i toplinske ugođe plaća se povećanom potrošnjom električne energije  $E_{el}$  do 7.3%.

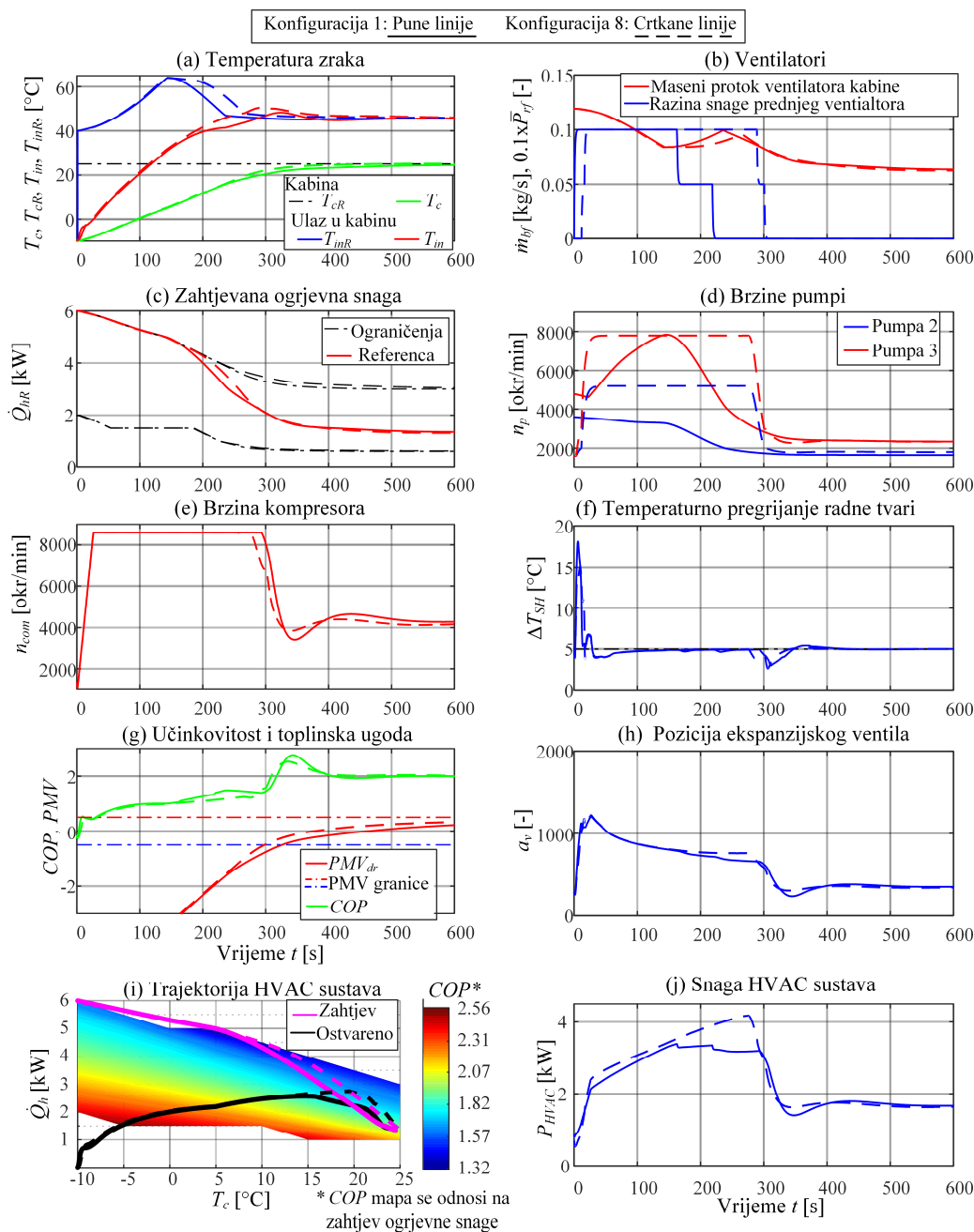
Tablica 6-1. Pokazatelji kvalitete kaskadne regulacije u režimu velikih signala za slučaj grijanja

Konf.	$\tau_i$ [s]	Brzine pumpi	Prednji ventilator	$E_{el}$ [Wh]	$t_{in,40}$ [s],	$t_{c,22}$ [s]	$t_{PMV,05}$ [s]	$I_{c2}$ [-]
1	240	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	385 (+0%)	205 (+0%)	334 (+0%)	326 (+0%)	1.707 (+0%)
2	240	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	$n_{com}$	390 (+1.1%)	204 (-0.5%)	329 (-1.5%)	321 (-1.4%)	1.699 (-0.4%)
3	240	$n_{com}$	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	395 (+2.5%)	196 (-4.4%)	326 (-2.4%)	316 (-3.1%)	1.666 (-2.4%)
4	240	$n_{com}$	$n_{com}$	398 (+3.4%)	195 (-4.9%)	322 (-3.3%)	312 (-4.1%)	1.659 (-2.8%)
5	180	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	400 (+4.0%)	195 (-4.9%)	311 (-6.9%)	311 (-4.6%)	1.688 (-1.1%)
6	180	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	$n_{com}$	404 (+5.0%)	195 (-4.9%)	308 (-7.8%)	308 (-5.5%)	1.683 (-1.4%)
7	180	$n_{com}$	$\dot{Q}_{hR}$ i $T_c$	410 (+6.5%)	190 (-7.3%)	300 (-9.9%)	300 (-7.8%)	1.651 (-3.3%)
8	180	$n_{com}$	$n_{com}$	414 (+7.3%)	189 (-7.8%)	298 (-10.8%)	298 (-8.4%)	16.46 (-3.6%)

Slika 6-7 prikazuje usporedbu vremenskih odziva Konfiguracije 1 (pune linije) i Konfiguracije 8 (crtkane linije). Iako temperatura zraka u kabini  $T_c$  (Slika 6-7a, zeleno) u slučaju Konfiguracije 1 doseže 20 °C samo pola minute nakon Konfiguracije 8, njen je daljnji porast sporiji i 95% referentne vrijednosti  $T_{cR} = 25$  °C doseže otprilike 2.2 minute sporije u odnosu na Konfiguraciju 8. Slično, temperatura ulaznog zraka  $T_{in}$  dostiže referentnu vrijednost  $T_{inR}$  otprilike pola minute brže u slučaju Konfiguracije 8. Za obje konfiguracije, maseni protok ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  (Slika 6-7b, crvene linije) najveći je na početku odziva i smanjuje se s padom zahtijevane ogrjevne snage  $\dot{Q}_{hR}$  (Slika 6-7c, crvene linije). Ogrjevna snaga je zasićena s obzirom na promjenjivo ograničenje sve dok temperatura zraka u kabini  $T_c$  ne dostigne približno 10 °C, a u slučaju Konfiguracije 8 to je zasićenje nešto duže zbog bržeg nadređenog regulatora (viših pojačanja). Brzine pumpi su u Konfiguraciji 8 (Slika 6-7d) alocirane s obzirom na brzinu kompresora  $n_{com}$  (Slika 6-7e), te su u prvom dijelu odziva, dok je brzina kompresora u zasićenju, brzine pumpi znatno više u odnosu na Konfiguraciju 1. Nakon ulaska u stacionarno stanje ( $t > 360$  s), brzine pumpi Konfiguracije 8 postaju slične onima za Konfiguraciju 1. Slično

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

je i s razinom snage prednjeg ventilatora (Slika 6-7b, plave linije), koji na punoj snazi radi dvije minute duže u Konfiguraciji 8.



Slika 6-7. Usporedba vremenskih odziva kaskadnog sustava regulacije u režimu velikih signala za slučaj grijanja, uz postavke regulacije prema oprečnim Konfiguracijama 1 i 8 iz

Tablice 6-1

Povišene brzine pumpi i viša razina snage prednjeg ventilatora u Konfiguraciji 8 daju bolju izmjenu topline, a time i brže postizanje referentne temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$ , ali je i snaga kojom HVAC sustav tereti bateriju viša (Slika 6-7j). Najveća se razlika u opteretnoj snazi očituje u zadnjih 100 s prijelazne pojave (između  $t = 200$  s i  $t = 300$  s), što je povezano s povećanim brzinama pumpi i razinom snage prednjeg ventilatora u Konfiguraciji 8 u odnosu na Konfiguraciju 1.

Kako je sustav u početku u ravnoteži s okolišnim uvjetima, početni koeficijent učinkovitosti  $COP$  je 0 (nema izmjene topline; slika 6-7g, zelene linije). Tijekom prijelazne pojave,  $COP$  je niži u odnosu na stacionarno stanje uslijed velikih odstupanja između stvarne i zahtijevane ogrjevnice snage (vidi slike 6-7g i 6-7i) te veće pogreške regulacije temperature zraka u kabini,  $T_c$  (Slika 6-7a). Ova regulacijska pogreška, uz izrazitu pogrešku regulacije temperature ulaznog zraka  $T_{in}$  uzrokuje forsiranje upravljačkih ulaza HVAC aktuatora i posljedično višu opteretnu električnu snagu  $P_{HVAC}$  tijekom prijelazne pojave u odnosu na stacionarno stanje, što dodatno narušava  $COP$ . Pritom valja istaknuti da su ova odstupanja uzrokovana toplinskom inercijom HVAC sustava te nisu uzeta u obzir pri optimiranju alokacijskih mapa, gdje se kao ulazi koriste referentna snaga i temperatura. No, u stacionarnom stanju, tj. uz iščezavanje regulacijskih pogreški, postiže se ciljani, optimalni  $COP$  koji je otprilike 2.  $COP$  je nešto niži u slučaju Konfiguracije 8, što je povezano uz prije spomenutu višu snagu HVAC sustava (sliku 6-7j) i višu potrošnju energije (Tablica 6-1).

S druge strane toplinska je uгода ( $|PMV| < 0.5$ ) postignuta približno pola minute brže (Slika 6-7g, crveno), što je povezano s bržim odzivom temperature zraka u kabini (slika 6-7a). U slučaju obje konfiguracije, kabina je pri kraju odziva unutar toplinski ugodnog područja i blago toplija od idealne ugode ( $0 < PMV < 0.5$ ), te bi se radi poboljšanja učinkovitosti referentna temperatura zraka u kabini  $T_{cR}$  mogla ponešto spustiti (vidi primjer u odjeljku 6.3.3).

Performanse podređenih regulatora su zadovoljavajuće. Brzina kompresora u kratko vrijeme ulazi u zasićenje kako bi se što prije postigla referentna ulazna temperatura zraka u kabinu  $T_{inR}$ . Približavanje referentnoj vrijednosti  $T_{inR}$  (niža pogreška regulacije) smanjuje brzinu kompresora prema stacionarnom stanju, u kojem iznosi oko  $n_{com} = 4000$  okr/min. Temperaturno pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$  je precizno održavano na  $\Delta T_{SHR} = 5$  °C u velikom dijelu odziva, s brzim otklanjanjem poremećaja na početku tranzijenta uzrokovanog naglim podizanjem brzine kompresora te slično na  $t = 300$  s uslijed brzog spuštanja brzine kompresora. Pritom je

ekspanzijski ventil tijekom prijelazne pojave otvoren, kako bi pri višoj brzini kompresora spustio pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$ , dok je u stacionarnom stanju bliže potpuno zatvorenoj poziciji.

### 6.3.2. Scenarij ohlađivanja kabine za slučaj maksimizacije učinkovitosti

Simulacijsko ispitivanje kaskadnog sustava regulacije u režimu hlađenja provedeno je u scenariju ohlađivanja kabine u kojoj se nalaze vozač i suvozač ( $\dot{Q}_{met} = 150$  W) iz početnih, ljetnih okolišnih uvjeta ( $T_a = +40$  °C,  $\varphi_a = 60\%$ ,  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW) s ciljem postizanja referentne temperature zraka u kabini  $T_{cR} = 25$  °C pri brzini vozila od  $v_{veh} = 60$  km/h.

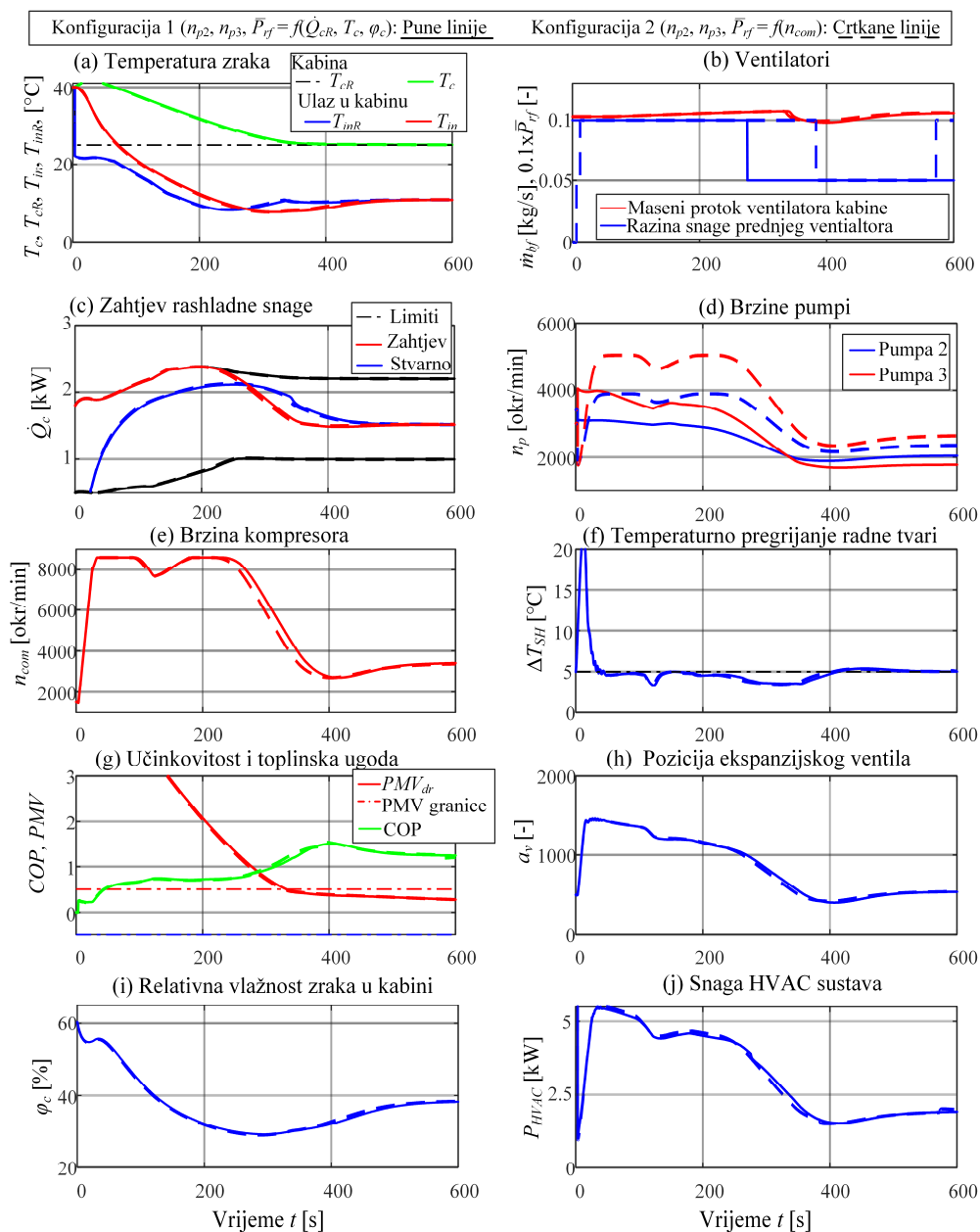
U ovom su scenariju razmatrane dvije konfiguracije kaskadne regulacije s istim nadređenim regulatorom kabine koji je orijentiran boljoj toplinskoj ugodu (brži odziv;  $K_p = 360$  W/K i  $\tau_i = 120$  s). Razmatrane konfiguracije razlikuju se u vrsti alokacije brzina pumpi i razine snage prednjeg ventilatora, gdje Konfiguracija 1 alocira ove upravljačke ulaze prema radnoj točki kabine ( $\dot{Q}_{cR}$  i  $\varphi_c$ ), a Konfiguracija 2 prema brzini kompresora ( $n_{com}$ ).

Slika 6-8 prikazuje dobivene rezultate i ukazuje na malu razliku između ovih dviju konfiguracija. Temperatura zraka u kabini  $T_c$  (Slika 6-8a, zeleno) doseže referencu  $T_{cR} = 25$  °C vrijednost za šest minuta, dok ulazna temperatura zraka  $T_{in}$  (Slika 6-8a, crveno) pada ispod 25 °C već nakon jedne minute i učinkovito počinje hladiti kabinu. Konfiguracija 1 doseže toplinsku ugodu za  $t_{PMV,05} = 333$  s uz kumulativni indeks toplinske ugone  $I_{C2} = 1.549$ , dok je Konfiguracija 2 zanemarivo bolja s  $t_{PMV,05} = 329$  s i  $I_{C2} = 1.529$ . Relativna vlažnost zraka (Slika 6-8i) u kabini pada s početnih  $\varphi_c = 60\%$  (apsolutno  $\chi_c = 27.3$  g/kg) na  $\varphi_c = 40\%$  ( $\chi_c = 7.9$  g/kg) zbog recirkulacije zraka iz kabine i odvlaživanja na LTR-u, na kojem je u stacionarnom stanju udio latentne topline oko 22%. U stacionarnom stanju indeks toplinske ugone je  $PMV = 0.27$ , odnosno kabina je blago toplija od idealne toplinske ugone te bi se referenca  $T_{cR}$  mogla blago spustiti za postizanje idealne toplinske ugone.

Tijekom prve 3.5 minute odziva zahtjev za rashladnom snagom  $\dot{Q}_{cR}$  je zasićen u promjenjivom ograničenju (Slika 6-8c, crvene linije), a potom se smanjuje kako se temperatura zraka  $T_c$  približava referentnoj temperaturi i nakon šest minuta doseže stacionarnu vrijednost oko  $\dot{Q}_{cR} = 1.5$  kW. Kompresor je tijekom prijelaznog procesa ( $t < 300$  s) u zasićenju jer se referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  (Slika 6-8a, plave linije) snižava s padom temperature i relativne vlažnosti zraka u kabini. Stacioniranjem nadređenog regulatora, referentna

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza

temperatura  $T_{inR}$  povisi se s minimalno dostignute vrijednosti od 7.5 °C na 11 °C, a brzina se kompresora kratkotrajno spusti ispod stacionarne vrijednosti zbog prebačaja odziva temperature  $T_{in}$ .



Slika 6-8. Usporedba vremenskih odziva dviju razmatranih konfiguracija kaskadne regulacije u režimu hlađenja.

U odnosu na režim grijanja, ventilator kabine je tijekom cijelog odziva praktički u zasićenju (Slika 6-8b, crvene linije). Načelno se protok zraka može smanjiti, ponovnim kalibriranjem

mapa optimalne alokacije, čime bi se i protok  $\dot{m}_{bf}$  i temperatura ulaznog zraka  $T_{inR}$  spustili u stacionarom stanju uz zadržavanje rashladne snage. Na primjer, uz zadržanu rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR} = 1.5$  kW i donje ograničenje  $T_{inR} = 5$  °C, protok zraka bi se mogao spustiti s  $\dot{m}_{bf} = 0.106$  kg/s (za  $T_{inR} = 11$  °C) za 30% na  $\dot{m}_{bf} = 0.0742$  kg/s. Međutim, takva bi modifikacija rezultirala nižim koeficijentom učinkovitosti  $COP$ .

Razlike u upravljanju brzinama pumpi (Slika 6-8d) i razinom snage prednjeg ventilatora (Slika 6-8b, plavo) između dviju konfiguracija slične su onima u režimu grijanja. Konfiguracija 2 daje nešto veće brzine pumpi i duže održava prednji ventilator na maksimalnoj snazi, što omogućava nešto brži odziv HVAC sustava. Međutim, za razliku od režima grijanja, ovdje su razlike u upravljačkim ulazima između dviju konfiguracija bitno manje i uslijed toga razlika u snazi HVAC sustava (Slika 6-8j) i konačno utrošenoj električnoj energiji, koja za Konfiguraciju 1 iznosi  $E_{el} = 533.4$  Wh i Konfiguraciju 2 iznosi  $E_{el} = 533.3$  Wh, jest zanemariva. Koeficijent učinkovitosti je tijekom prijelaznog procesa nizak (ispod 1) a u stacionarnom stanju doseže vrijednost  $COP = 1.25$ , što uz približno 22% latentne topline daje efektivnu učinkovitost, u smislu omjera osjetne topline na LTR-u i opteretne snage  $P_{HVAC} 1.25/(1+0.22) = 1.03$ .

Konačno, temperaturno pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$  (Slika 6-8f) je precizno održano na referentnih  $\Delta T_{SHR} = 5$  °C i poremećaji uslijed promjene brzine kompresora brzo su kompenzirani. Pritom je kao i u režimu grijanja, ekspanzijski ventil izrazito otvoren tijekom prijelaznog procesa, a u stacionarnom stanju više zatvoren (pozicija  $a_v$  je niska; Slika 6-8h).

### 6.3.3. Analiza sustava regulacije proširenog s PMV regulatorima

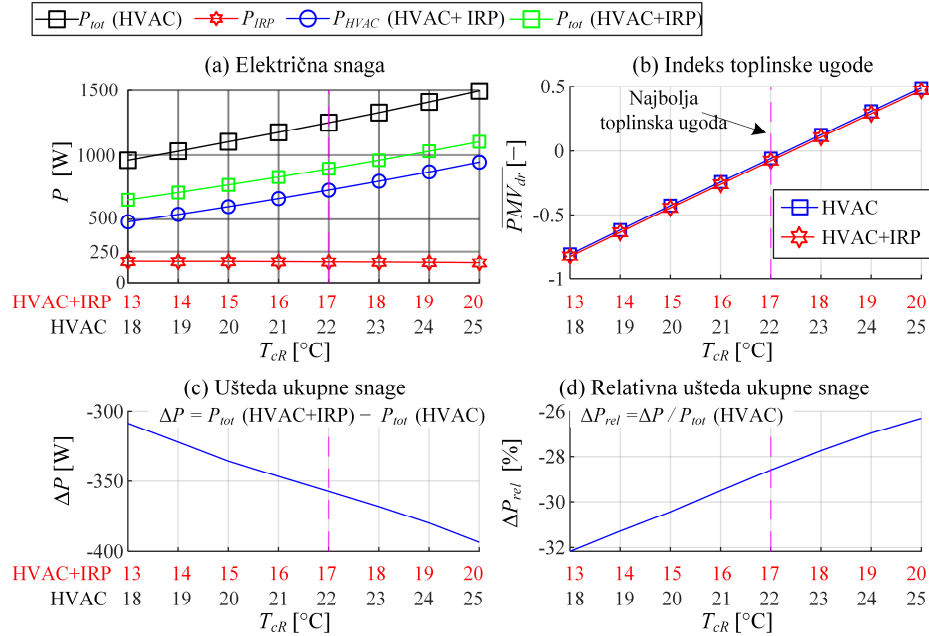
Potencijalno smanjenje potrošnje uz zadržavanje ili poboljšanje toplinske ugone primjenom infracrvenih grijaćih panela simulacijski je ispitano uključivanjem PMV regulatora (6-2) u kaskadni sustav regulacije prikazan na slici 6-1. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza ovdje je temeljena na rezultatima dobivenim višekriterijskim optimiranjem te se koriste upravljački ulazi kojima odgovaraju točke minimalne potrošnje (kvadrati na slici 5-11). Ove su mape u simulaciji implementirane u obliku oglednih tablica. Shodno tome, promijenjeni su parametri podređenog regulatora temperature zraka u kabini te je pojačanje  $K_{p11}$  blago smanjeno, a vremenska konstanta  $\tau_{i11}$  blago povećana u odnosu na prethodne mape. Nadređeni regulator kabine ovdje je implementiran u modificiranoj strukturi ( $b_{sp} = 0$ ) s konstantnim pojačanjima ( $K_p = 300$  W/K,  $\tau_i = 180$  s).

Analiza performansi u stacionarnom stanju provedena je za dva scenarija. U prvom scenariju referentna temperatura zraka u kabini  $T_{CR}$ , primijenjena kod kaskadne regulacije bez korištenja IRP (Strategija HVAC), spušta se za 5 °C za slučaj proširenja kaskadnog sustava s IRP (Strategija HVAC+IRP) za lokalizirano grijanje vozača. Pritom se PMV regulator koristi za upravljanje panelima skupine 1 i 2 (vozačev gornji i donji dio tijela) i pretpostavlja se da je prosječan PMV vozača dostupan. Za precizno postizanje reference  $PMV_R$  širina mrtve zone u izrazu (6-2) postavljena je na  $\Delta PMV = 10^{-3}$  i pojačanje  $k_{PMV} = 10$ . U drugom je scenariju referentna temperatura zraka u kabini  $T_{CR}$  za Strategiju HVAC postavljena na ugodnih 22 °C, dok je u Strategiji HVAC+IRP smanjivana s korakom od 1 °C u rasponu od 22 °C do 14 °C. U oba se scenarija referentna vrijednost PMV regulatora ( $PMV_{R1,2}$ ) za Strategiju HVAC+IRP postavlja na iznos PMV indeksa koji se postigne Strategijom HVAC, kako bi u usporedbi toplinska uгода bila jednaka. Svi ostali uvjeti isti su kao u odjeljku 6.3.1. Cilj usporedbe je ustanoviti mogu li i u kojoj mjeri IRP kompenzirati pad toplinske ugrade uslijed sniženja referentne temperature  $T_{CR}$ , a da pritom ukupna potrošnja energije iz baterije bude manja, tj. domet električnog vozila veći.

Simulacijski rezultati za prvi razmatrani scenarij prikazani su na slici 6-9. Slika 6-9a ukazuje na očekivano povećanje ukupne potrošnje Strategije HVAC (crna linija;  $P_{tot} = P_{HVAC}$ ) i Strategije HVAC+IRP (zelena linija;  $P_{tot} = P_{HVAC} + P_{IRP}$ ) s povećanjem referentne temperature zraka u kabini  $T_{CR}$ . Pritom raste opteretna snaga baterije samog HVAC sustava  $P_{HVAC}$  (crna i plava linija) dok je snaga IRP-a približno konstantna ( $P_{IRP} \approx 170$  W, crvena linija) i jednaka snazi potrebnoj za održavanje referentne temperature panela  $T_{IRP,R}$  zadane upravljačkim ulazom  $u_{IRP}$  (v. pog. 3). Strategija HVAC+IRP postiže nižu ukupnu snagu  $P_{tot}$  jer je u tom slučaju temperatura zraka u kabini 5 °C niža, čime se HVAC sustav rasterećuje i smanjuje se snaga  $P_{HVAC}$  (zelena linija) u većoj mjeri nego što troši IRP, a da se pritom toplinska uгода zadržava na jednakoj razini (Slika 6-9b). Ušteda snage Strategije HVAC+IRP u odnosu na Strategiju HVAC iznosi između 300 W i 400 W (Slika 6-9c), odnosno između 25% i 32% (Slika 6-9d). Najbolja toplinska uгода ( $PMV \approx 0$ ) postiže se pri referentnoj temperaturi  $T_{CR} = 22^\circ\text{C}$  za Strategiju HVAC i  $T_{CR} = 17^\circ\text{C}$  za HVAC+IRP (Slika 6-9b). U tom se slučaju snaga potencijalno smanjuje za 360 W odnosno 28.6%.



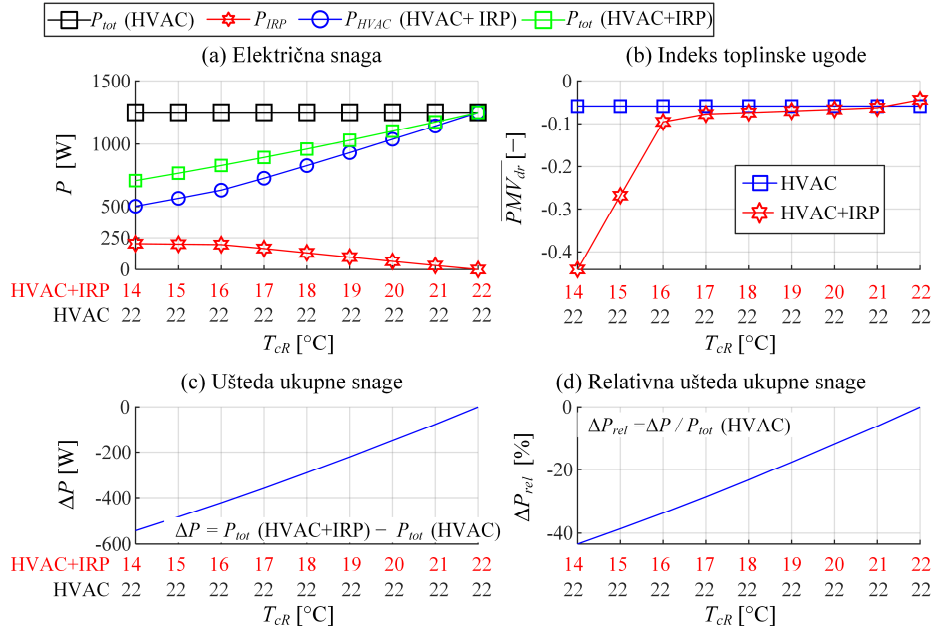
## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza



Slika 6-9. Rezultati simulacijske analize smanjenja opteretne snage baterije uz primjenu IRP-a u slučaju konstantne razlike referentne temperature zraka u kabini u odnosu na sustav bez IRP-a

Rezultati drugog scenarija, u kojem je referentna temperatura zraka u kabini kod Strategije HVAC fiksirana na iznos  $T_{cR} = 22$  °C, prikazani su na slici 6-10. Ukupna snaga Strategije HVAC+IRP pada sa snižavanjem referentne temperature zraka u kabini (Slika 6-10a) jer se time smanjuje opterećenje HVAC sustava. Pritom snaga IRP-a (Slika 6-10a, crveno) raste kako bi se održala toplinska uгода (Slika 6-10b), koju je u potpunosti i moguće održati najniže do referentne temperature  $T_{cR} = 16$  °C odnosno razlike od 6 °C, uz  $P_{IRP} \approx 200$  W (za održavanje postignute  $T_{IRP,R}$ ). S porastom razlike referentnih temperatura, IRP ulazi u zasićenje, uz stacionarnu snagu  $P_{IRP} \approx 250$  W, i toplinska uгода pada. Ukupna ušteda snage uz korištenje IRP-a je 150 W tj. 12% pri razlici referentnih temperatura zraka u kabini od 2 °C, odnosno 420 W tj. 34% pri razlici temperatura od 6 °C. Iako toplinska uгода pada pri većim razlikama referentnih temperatura, ona je i dalje u ugodnom području ( $|PMV| < 0.5$ ) čak i pri temperaturi zraka u kabini  $T_{cR} = 14$  °C za Strategiju HVAC+IRP te je pritom moguće postići uštedu potrošnje od 540 W odnosno preko 40%.

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza



Slika 6-10. Analiza uštede električne energije u slučaju povećavanja razlike referentnih temperatura zraka u kabini između slučaja bez i sa korištenjem infracrvenih grijačkih panela

Prethodne su dvije analize pokazale potencijalnu uštedu energije u stacionarnom stanju. Međutim, IRP omogućava i poboljšanje toplinske ugone, kao i eventualno smanjenje potrošnje energije u prijelaznom procesu, poput zagrijavanja kabine s okolišne temperature. Simulacijski rezultati daju se nadalje za scenarij zagrijavanja kabine s okolišnih uvjeta ( $T_a = -10$  °C,  $\dot{Q}_{sol} = 0$  W,  $v_{veh} = 60$  km/h) za dvije različite referentne temperature zraka u kabini,  $T_{cR} = 22.5$  °C i  $T_{cR} = 17.5$  °C. Kvaliteta upravljanja ocjenjuje se u vidu ukupne potrošnje električne energije  $E_{el}$  i dva indeksa toplinske ugone za vozača ( $t_{PMV,05}$  i  $I_{C2}$ ). Rezultati usporedbe za obje referentne temperature i obje strategije (HVAC i HVAC+IRP) prikazani su u tablici 6-2. Podešenje PMV regulatora za upravljanje panelima skupine 1 i 2 (vozačev gornji i donji dio tijela), danog izrazom (6-2) uključuje nominalnu mrtvu zonu  $\Delta PMV = 0.5$  i pojačanje  $k_{PMV} = 1$ , uz referencu  $PMV_R = 0$  (idealna toplinska uгода).

Slika 6-11 prikazuje usporedbu vremenskih odziva Strategije HVAC (crtkane linije) i Strategije HVAC+IRP (pune linije) za referentnu temperaturu zraka u kabini  $T_{cR} = 22.5$  °C. Budući da IRP ne utječe na dinamiku temperature zraka u kabini  $T_c$  (poglavlje 5), kod obje se strategije dobiva isti odziv temperature zraka u kabini  $T_c$  i ostalih upravljačkih varijabli HVAC sustava. Pritom, temperatura zraka u kabini  $T_c$  dolazi do 95% referentne vrijednosti za 8 minuta (Slika 6-11a, zelena linija). U stacionarnom stanju, referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$

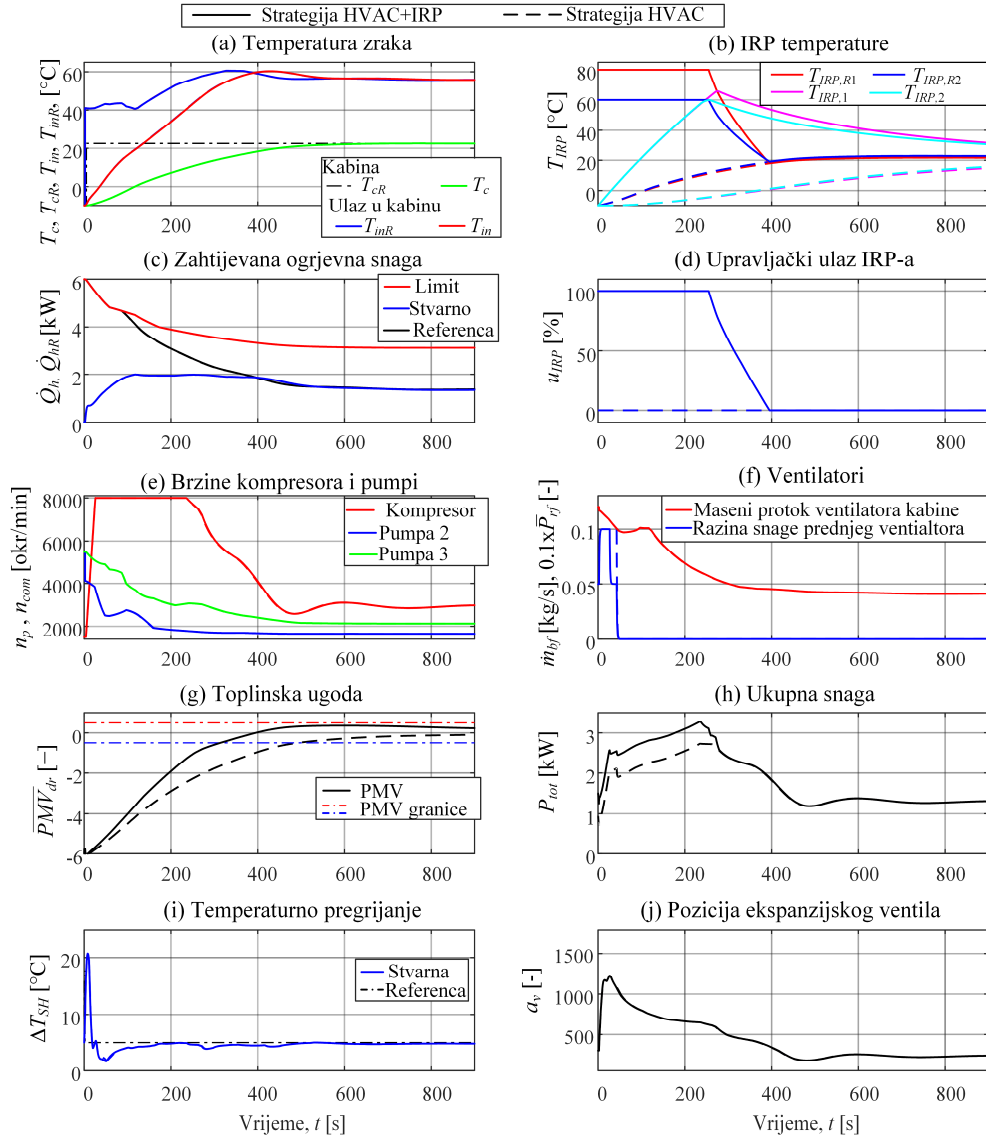
u stacionarnom je stanju povišena na 55 °C i protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  spušten je blizu donje granične vrijednosti, što je drukčije odnosu na optimalnu alokaciju zasnovanu na maksimizaciji učinkovitosti u kojoj se preferira niža temperatura i viši protok ulaznog zraka (usp. s. 6-7).

Toplinska uгода (Slika 6-11g) kod Strategije HVAC postiže se u istom periodu od 8 minuta, dok se u Strategiji HVAC+IRP ona postiže već za 5 minuta. Brže postizanje toplinske ugone u potonjem slučaju omogućeno je maksimalnim korištenjem IRP-a u početnom dijelu odziva (Slika 6-11d). Zasićeni ulazi IRP-a postavljaju referentnu temperaturu panela  $T_{IRP,R}$  na maksimalnu vrijednost (Slika 6-11b, v. tablicu 3-1). Kako sami paneli imaju određenu toplinsku inerciju i ograničenu električnu snagu, potrebne su tri minute da bi temperatura njihove površine  $T_{IRP}$  došla na 45 °C i četiri minute da dostignu 60 °C. Uz to, čak i kad se IRP konačno isključe, oni i dalje griju vozača jer zadržavaju temperaturu površine zbog svoje visoke toplinske inercije i sporog konvektivnog hlađenja zrakom u kabini. Tijekom početnog dijela odziva, IRP podižu potrošnju sustava za 510 W jer rade na maksimalnoj snazi (v. pog. 3). Smanjenje razlike između referentne  $T_{IRP,R}$  i stvarne temperature površine panela  $T_{IRP}$  uzrokuje smanjenje snage  $P_{IRP}$ . Međutim, PMV regulator ovdje isključuje panele prije nego oni postignu referentnu temperaturu. Iako je opteretna snaga Strategije HVAC+IRP značajno povišena u odnosu na Strategiju HVAC u prvom (prijelaznom) dijelu odziva (Slika 6-11h), njena ukupno utrošena električna energija  $E_{el}$  samo je 9% veća u odnosu na Strategiju HVAC (Tablica 6-2). S druge strane, indeks srednje toplinske ugone  $I_{C2}$  smanjen je za 23%, a vrijeme potrebno za postizanje toplinske ugone  $t_{PMV,0.5}$  smanjeno je čak za 36% (Tablica 6-2). Tablica 6-2 sadrži i rezultate za slučaj snižene referentne temperature zraka u kabini  $T_{CR} = 17.5$  °C. U tom slučaju Strategija HVAC (Slučaj 3) ima 21% nižu utrošenu električnu energiju u odnosu na prethodni slučaj  $T_{CR} = 22.5$  °C (Slučaj 1), ali je toplinska uгода znatno narušena (indeks  $I_{C2}$  je povećan za 35%) i toplinski ugodno područje ( $|PMV| < 0.5$ ) nije postignuto. Strategija HVAC+IRP na nižoj temperaturi (Slučaj 4) postiže usporedivu toplinsku ugodu u odnosu na višu referentnu temperaturu (Slučaj 2) i smanjuje ukupnu potrošnju električne energije za 6% u odnosu na Slučaj 1.

Tablica 6-2 Pokazatelji kvalitete kaskadne regulacije bez i uz korištenje IRP za scenarij zagrijavanja kabine s okolišne temperature  $T_a = -10$  °C

Slučaj	$T_{CR}$ [°C]	Strategija	$E_{el}$ [Wh]	$t_{PMV05}$ [s]	$I_{C2}$ [-]
1	22.5	HVAC	433.4 (0%)	493 (0%)	1.48 (0%)
2	22.5	HVAC+IRP	473.1 (+9%)	314 (-36%)	1.03 (-31%)
3	17.5	HVAC	341.1 (-21%)	-	2.07 (+40%)
4	17.5	HVAC+IRP	407.9 (-6%)	315 (-36%)	1.05 (-29%)

## 6. Kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza



Slika 6-11. Usporedba vremenskih odziva tijekom zagrijavanja kabine bez i sa korištenjem infracrvenih grijačkih panela

### 6.4. Zaključne napomene

Kao što je elaborirano u poglavlju 2, optimalna alokacija upravljačkih ulaza projektirana je pod pretpostavkom da HVAC sustav radi u kvazi-stacionarnom stanju ili da su podređeni regulacijski krugovi brzi u ostvarivanju alociranih ulaza. Prvotna pretpostavka je uobičajeno zadovoljena u većem dijelu rada HVAC sustava, jer vozni ciklusi najčešće traju značajno dulje od vremena zagrijavanja/hlađenja putničke kabine. Međutim, potonja pretpostavka nije u potpunosti zadovoljena zbog velike toplinske inercije razmatranog HVAC sustava s više razina

izmjene topline. Stoga je ponašanje cjelokupnog kaskadnog sustava upravljanja u određenoj mjeri podoptimalno u režimu velikih signala, poput početne faze zagrijavanja ili ohlađivanja s okolišnih uvjeta. Pritom je pokazano da se alociranjem brzina pumpi i razine snage prednjeg ventilatora s obzirom na brzinu kompresora može ubrzati prijelazna pojava HVAC sustava. Pored toga, rezultati dinamičkog programiranja (poglavlje 4) ukazali su da je u grijanju poželjnije zadavati niži maseni protok pri pokretanju sustava kako bi se brže postigla referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu. Sukladno tome, predloženi kaskadni sustav upravljanja s optimalnom alokacijom trebao bi se preinačiti za postizanje optimalnih performansi u prijelaznom procesu. Neke od preinaka predložene su i demonstrirane u poglavljima 7 i 8.

Nadalje, potpuni uvid u odstupanje ponašanja kaskadnog sustava upravljanja od optimalnog ponašanja dobio bi se optimiranjem svih upravljačkih varijabli (brzina pumpi, kompresora, ventilatora) van realnog vremena. Algoritam dinamičkog programiranja, predstavljen u poglavlju 4, teško je primjenjiv za ovu svrhu zbog velikog broja upravljačkih ulaza i brojnih varijabli stanja potrebnih za vjerno opisivanje dinamike sustava u otvorenom krugu. U tu bi svrhu bilo potrebno razmotriti druge metode, poput pseudo-spektralnih kolokacijskih metoda [135], [136] ili unaprijednog dinamičkog programiranja [76]. Međutim, takva studija prelazi okvire ovog rada.

Analiza raznih konfiguracija kaskadne regulacije istakla je i osjetan utjecaj podešenja nadređenog regulatora temperature zraka u kabini na potrošnju električne energije i toplinsku ugodu. U ovom je radu primijenjeno fiksno podešenje nadređenog PI regulatora, a dodatna bi se poboljšanja kvalitete regulacije potencijalno mogla postići s adaptiranjem pojačanja nadređenog regulatora s obzirom na radnu točku kabine, okolišne uvjete, zahtjeve vozača (u smislu zadanog prioriteta između učinkovitosti i toplinske ugone) i stanje pogona i baterije (u smislu davanja prvenstva učinkovitosti ukoliko je stanje napunjenosti baterije nisko). Nadalje, optimalna alokacija spada u kategoriju trenutačne optimizacije, koja dakle ne provodi optimiranje upravljačkih varijabli na horizontu u budućnosti uzimajući u obzir ograničenja i dinamiku podređenih regulacijskih krugova te potencijalno dostupnu prediktivnu informaciju o referentnim i poremećajnim varijablama. Kako bi se potonje realiziralo kao širi koncept s općenito boljom kvalitetom upravljanja, u sljedećem se poglavlju razvija modelsko prediktivno upravljanje.

Podređeni sustav regulacije projektiran u ovom poglavlju zasnovan je na primjeni raspregnutih PI regulatora, čiji su parametri adaptirani s obzirom na radnu točku kabine ( $\dot{Q}_{h,cR}$ ,  $T_c$ ,  $\varphi_c$ ). U budućem radu valjalo bi razmotriti adaptiranje parametara s obzirom na maseni protok i temperaturu ulaznog zraka u kabinu ( $\dot{m}_{bf}$  i  $T_{in}$ ), odnosno izlazno stanje HVAC sustava, čime bi se potencijalno poboljšale performanse u širem rasponu radnih uvjeta. Osim raspregnutih PI regulatora, za poboljšanje kvalitete regulacije može se razmotriti upotreba spregnutih PID regulatora ili drugih vrsta viševarijabilnih regulatora, poput matričnih polinomskih regulatora, LQR-a ili MPC-a. Podređeni sustav regulacije može se proširiti kako bi se, osim pregrijanja, robusno zadovoljile ostale sigurnosne značajke, poput ograničenja tlakova radne tvari na ulazu i izlazu kompresora. Realizacija takvog proširenja u obliku sekundarnog regulatora tlaka dana je u poglavlju 8.

Predloženo upravljanje infracrvenim grijačim panelima (IRP) zasniva se na korištenju PMV indeksa u povratnoj vezi, a koji se ne može izravno mjeriti u realnom sustavu. Za primjenu takvog regulatora u realnom sustavu, PMV je potrebno estimirati (globalno i/ili lokalno) na temelju dostupnih mjerenja (npr. temperature i relativne vlažnosti zraka u kabini, temperature površine IRP-a i sl.) te upravljačkih signala (napon ventilatora kabine, položaj zaklopki distribucije zraka i sl.). Estimacija PMV-a zahtijevala bi i dodatnu kalibraciju zbog: (i) nemjerljivih faktora poput metaboličke aktivnosti i otpora odjeće (koji se mogu pretpostaviti na temelju okolišnih uvjeta); (ii) nepoznate brzine nastrojavanja zraka na putnika, koja se treba estimirati pomoću poznatog protoka i distribucije zraka u kabini; i (iii) nepoznate srednje radijacijske temperature, koja se treba estimirati iz temperature zraka, temperature IRP-a i eventualno solarnog opterećenja kroz prozore. Osim predstavljenog nelinearnog proporcionalnog PMV regulatora, vrijedilo bi razmotriti i druge vrste regulatora i metode počev od PI regulatora pa sve do modelskog prediktivnog upravljanja, koje bi u obzir moglo uzeti toplinsku inerciju IRP-a uključujući njihovo sporo hlađenje zrakom u kabini. Također, u budućem bi se radu mogao razviti algoritam za određivanje optimalne referentne temperature zraka u kabini kojom će se maksimalno zadovoljiti različiti zahtjevi toplinske ugone svih putnika uz minimalnu potrošnju električne energije. Konačno, analiza upravljanja IRP-ima pokazala je da je moguće ostvariti poboljšanje energetske učinkovitosti uz zadržavanje toplinske ugone vozača. Ova bi se analiza mogla proširiti na širi spektar radnih uvjeta, uključujući povišene temperature okolišnog zraka i veći broj putnika (koji rasterećuju HVAC i povisuju potrošnju IRP-a).

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

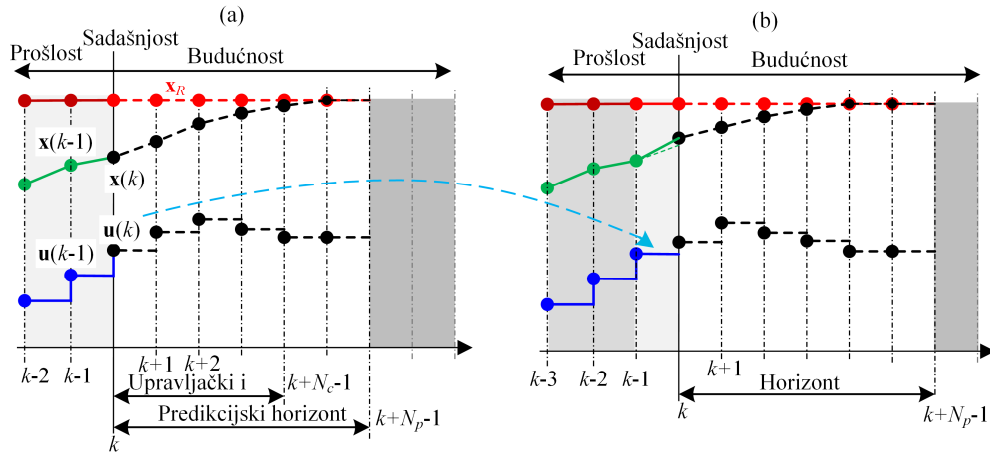
U ovom se poglavlju predstavlja sinteza sustava nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja, čija se implementacija u ovom radu temelji na konceptu prikazanom na slici 2-4b. Potom su dani simulacijski rezultati u scenarijima zagrijavanja i ohlađivanja kabine, te je dana usporedba s odzivima kaskadnog sustava upravljanja. Konačno, kvaliteta oba sustava upravljanja ispitana je na homologacijskom voznom ciklusu u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima, s ciljem dobivanja uvida u povećanje dometa vožnje uz zadržavanje visokog stupnja toplinske ugone putnika.

### 7.1. Osnove modelskog prediktivnog upravljanja

U ovom potpoglavlju prikazane su osnovne informacije o modelskom prediktivnom upravljanju (MPC) s naglaskom na njegovu nelinearnu inačicu (NMPC) te numeričke pristupe rješavanju NMPC problema u realnom vremenu.

#### 7.1.1. *Koncept modelskog prediktivnog upravljanja*

MPC je napredna metoda upravljanja zasnovana na primjeni optimizacije na pomičnom vremenskom horizontu u realnom vremenu [84], [137]. Konceptualno, MPC polazi od mjereno stanja  $\mathbf{x}(k)$  te u danom diskretnom trenutku  $k$  optimira upravljačke varijable u budućnosti  $\mathbf{u}(k)$ ,  $\mathbf{u}(k+1)$ , ...  $\mathbf{u}(k+N_c-1)$  na upravljačkom horizontu duljine  $N_c$  i predviđa odziv sustava na predikcijskom horizontu duljine  $N_p$  (vidi sliku 7-1a). Pritom upravljački horizont može biti kraći od predikcijskog horizonta ( $N_c < N_p$ ), pri čemu se, primjerice, upravljački uzorak  $\mathbf{u}(N_c-1)$  zadržava na preostalom dijelu predikcijskog horizonta  $[N_c, N_p-1]$ . Optimiranje na horizontu zasniva se na minimizaciji ciljne funkcije koja odražava željene performanse sustava, primjerice minimizaciji pogreške slijeđenja  $\mathbf{x}_R - \mathbf{x}$  uz penalizaciju upravljačkog djelovanja  $\mathbf{u}$ . Pri optimiranju koristi se vremenski-diskretni matematički model upravljanog sustava  $\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k))$  na temelju kojeg se predviđa ponašanje sustava s obzirom na optimirane uzorke upravljačkih varijabli  $\mathbf{u}(k), \dots, \mathbf{u}(k+N_c-1)$ . Rješenje ovog optimizacijskog problema rezultira sekvencom upravljačkih varijabli, od kojih se na sustav primjenjuje samo aktualni uzorak  $\mathbf{u}(k)$ . Potom se u novom koraku uzorkovanja (Slika 7-1b) cijeli postupak ponavlja s novim mjerenim stanjima sustava, a vremenski se horizont pomiče za jedan korak udesno.



Slika 7-1. Ilustracija koncepta modelskog prediktivnog upravljanja kroz prikaz stvarnih (pune linije) i optimiranih/predviđanih upravljačkih varijabli i varijabli stanja (crkane linije) u dva susjedna koraka uzorkovanja

Glavna prednost MPC-a u odnosu na klasične metode upravljanja leži u tome što u sintezi optimalnog upravljačkog djelovanja u obzir uzima dinamiku procesa i ograničenja na upravljačke varijable, varijable stanja i izlaze sustava. Uz to, u obzir se uzimaju i prediktivne informacije o referencama i poremećajnim varijablama. Konačno, opći koncept MPC neovisan je o tipu modela sustava, broju ulaza i izlaza, ciljnoj funkciji i ograničenjima, a samim tim, sinteza se provodi na jednak način za SISO i MIMO sustave.

Međutim, zbog rješavanja optimizacijskog problema u realnom vremenu i to unutar jednog koraka uzorkovanja, ova je metoda računalno zahtjevnija od klasičnih metoda upravljanja. Stoga se za poboljšanje računalne učinkovitosti uvode određena pojednostavljenja i postavljaju ograničenja u formulaciji problema optimalnog upravljanja. Tako je u primjeni najrašireniji linearni MPC koji u predikciji koristi linearni model sustava (u prostoru stanja), kvadratičnu ciljnu funkciju i linearna ograničenja. Time se optimalni problem svodi na konveksni, kvadratni program za koji postoji garancija globalno optimalnog rješenja te mnoštvo dostupnih i brzih programskih paketa za rješavanje takvih problema. Nedostatak linearnog MPC-a je ograničena primjena na nelinearne sustave, poput toplinskih i kemijskih procesa, gdje se linearni MPC obično primjenjuje samo u okolini radne točke za koju je dizajniran. U takvim je primjenama, stoga, općenito bolje koristiti NMPC, koje podrazumijeva upotrebu nelinearnog modela procesa za predikciju, ali i nelinearnih ograničenja. Rezultirajući NMPC optimizacijski problem nije nužno konveksan, što otežava pronalazak (globalno) optimalnog rješenja i produljuje vrijeme optimizacije u odnosu na linearni MPC.



### 7.1.2. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje (NMPC)

Opći problem optimalnog upravljanja u slučaju NMPC-a formulira se kao [137]:

$$\begin{aligned} \min_{\mathbf{u}} J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}) &= \sum_{k=0}^{N_p} \ell(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)) \\ \text{uz uvjete :} \quad \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)) \\ \mathbf{x}(0) &= \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{u}(k) &\in \mathbf{U}, \quad k = 0, \dots, N_p - 1 \\ \mathbf{x}(k) &\in \mathbf{X}, \quad k = 1, \dots, N_p \end{aligned} \quad (7-1)$$

gdje je  $J$  ciljna funkcija formulirana preko predikcijskog horizonta duljine  $N_p$ ,  $\mathbf{x}$  je vektor varijabli stanja,  $\mathbf{u}$  je vektor upravljačkih varijabli i  $\mathbf{d}$  je vektor poznatih poremećajnih varijabli. Prvi uvjet ograničava upravljački vektor dinamikom procesa, opisanom nelinearnim, vremenski diskretnim predikcijskim modelom  $\mathbf{f}$ . Drugi uvjet preko mjerenog vektora stanja  $\mathbf{x}_0$  definira početni korak predikcije i uvodi povratnu vezu u NMPC. Treći i četvrti uvjet definiraju ograničenja upravljačkih varijabli  $\mathbf{u}$  i varijabli stanja  $\mathbf{x}$  na vrijednosti iz skupova  $\mathbf{U}$  i  $\mathbf{X}$ , koji proizlaze iz raznih ograničenja sustava.

Nelinearni matematički model sustava najčešće je izvorno definiran u vremenski-kontinuiranoj domeni u obliku skupa nelinearnih diferencijalnih jednadžbi prvog reda sažetih u funkcijski vektor  $\mathbf{f}_c$ :

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}_c(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \quad (7-2)$$

Vremenski diskretna inačica  $\mathbf{f}$  iz (7-1) dobiva se iz  $\mathbf{f}_c$  danom u (7-2) primjenom neke od metoda numeričke integracije. Najjednostavnija metoda numeričke integracije je unaprijedna Eulerova metoda:

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{x}(k) + \tau_h \mathbf{f}_c(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)) \quad (7-3)$$

gdje je  $\tau_h$  korak integracije tj. vrijeme uzorkovanja. Osim ove, mogu se primijeniti i druge metode, poput Runge-Kutta metode četvrtog reda:

$$\begin{aligned}\mathbf{k}_1 &= \mathbf{f}_c(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)) \\ \mathbf{k}_2 &= \mathbf{f}_c\left(\mathbf{x}(k) + \frac{\tau_h}{2}\mathbf{k}_1, \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)\right) \\ \mathbf{k}_3 &= \mathbf{f}_c\left(\mathbf{x}(k) + \frac{\tau_h}{2}\mathbf{k}_2, \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)\right) \\ \mathbf{k}_4 &= \mathbf{f}_c(\mathbf{x}(k) + \tau_h\mathbf{k}_3, \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k)) \\ \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{x}(k) + \frac{\tau_h}{6}(\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4)\end{aligned}\tag{7-4}$$

Runge-Kutta metoda je preciznija u integraciji, ali i numerički zahtjevnija od Euler-ove metode.

Problem optimalnog upravljanja (7-1) rješava se numerički primjenom izravnih ili neizravnih metoda [138]. U NMPC kontekstu, najrašireniju su primjenu našle izravne metode koje problem optimalnog upravljanja pretvaraju u problem nelinearnog programiranja (NLP) [137]:

$$\begin{aligned}\min_{\mathbf{z}} \Phi(\mathbf{z}, \mathbf{p}) \\ \text{uz uvjete: } \mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{p}) \leq 0 \\ \mathbf{h}(\mathbf{z}, \mathbf{p}) = 0\end{aligned}\tag{7-5}$$

gdje je  $\mathbf{z}$  vektor optimizacijskih varijabli,  $\mathbf{p}$  je vektor parametara,  $\Phi$  je ciljna funkcija NLP problema,  $\mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{p})$  i  $\mathbf{h}(\mathbf{z}, \mathbf{p})$  su algebarska ograničenja tipa nejednakosti i jednakosti. Optimalno NLP rješenje  $\mathbf{z}$  je ono koje zadovoljava nužne uvjete optimalnosti, poznate kao *Karush-Kuhn-Tucker* uvjete [137], [138]. NLP problem (7-5) numerički se rješava primjenom gradijentnih ili heurističkih metoda, od kojih se prvotne najčešće koriste u NMPC primjenama. Najšire primijenjene gradijentne metode jesu sekvencijalno kvadratno programiranje (SQP) i metoda unutarnje točke [139]. U literaturi su obje metode široko istraživane, što je dovelo do razvoja mnogih programskih paketa za numeričko rješavanje NLP problema, poput *NPSOL* i *SNOPT* alata temeljenih na SQP metodi te *KNITRO* i *IPOPT* alata temeljenih na metodi unutarnje točke. U ovom je radu za rješavanje NLP problema primijenjena metoda unutarnje točke implementirana u računalnom programu *IPOPT* [140].

Izravne metode koje pretvaraju problem optimalnog upravljanja (7-1) u NLP (7-5) dijele se na metode gađanja i metode kolokacije [138]. U ovom se radu primjenjuju metode gađanja koje su pobliže opisane u nastavku. Metode gađanja vremenski prozor na kojem se odvija optimizacija diskretiziraju na konačni broj intervala tj. uvode  $N_S$  točki gađanja. U tom se pristupu upravljačke varijable između točaka gađanja aproksimiraju polinomom niskog reda, a najčešće se koriste konstantni upravljački ulazi (polinom 0. reda). U ovom je radu

pretpostavljeno da je broj intervala gađanja jednak broju intervala na predikcijskom horizontu odnosno  $N_s = N_p$ , uz konstantne upravljačke ulaze između podintervala. Također, upravljački se ulazi optimiraju na cijelom predikcijskom horizontu ( $N_c = N_p$ ).

U izravnoj jednostrukoj metodi gađanja (engl. *Direct Single Shooting*), vektor optimizacijskih varijabli jednak je vektoru upravljačkih varijabli, odnosno

$$\mathbf{z} = [\mathbf{u}(0), \dots, \mathbf{u}(k), \dots, \mathbf{u}(N_p-1)]^T \quad (7-6)$$

Ograničenja tipa jednakosti na dinamiku procesa u (7-1) eliminiraju se iteriranjem rekurzivne jednadžbe  $\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{d}(k))$  na predikcijskom horizontu:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_1 \\ \mathbf{x}_2 \\ \vdots \\ \mathbf{x}_{N_p} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{f}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0) \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_1, \mathbf{u}_1, \mathbf{d}_1) = \mathbf{f}(\mathbf{f}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0), \mathbf{u}_1, \mathbf{d}_1) \\ \vdots \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_p-1}, \mathbf{u}_{N_p-1}, \mathbf{d}_{N_p-1}) = \mathbf{f}(\mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_p-2}, \mathbf{u}_{N_p-2}, \mathbf{d}_{N_p-2}), \mathbf{u}_{N_p-1}, \mathbf{d}_{N_p-1}) \end{bmatrix} \quad (7-7)$$

gdje je  $\mathbf{x}_1 = \mathbf{x}(k+1)$ ,  $\mathbf{u}_0 = \mathbf{u}(0)$ ,  $\mathbf{d}_0 = \mathbf{d}(0)$ . Uvrštavanjem (7-7) u ciljnu funkciju (7-1), te imajući na umu NLP formulaciju (7-5), definiciju vektora  $\mathbf{z}$  u (7-6) i uvrštavanjem predikcije poremećaja i početnog stanja kao parametara NLP problema  $\mathbf{p} = [\mathbf{d} \ \mathbf{x}_0]$  dobiva se:

$$\begin{aligned} \Phi(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = & \ell(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0) + \ell(\mathbf{f}(\mathbf{f}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0), \mathbf{u}_1, \mathbf{d}_1), \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0) + \dots \\ & + \ell(\mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_p-2}, \mathbf{u}_{N_p-2}, \mathbf{d}_{N_p-2}), \mathbf{u}_{N_p-1}, \mathbf{d}_{N_p-1}) \end{aligned} \quad (7-8)$$

Na temelju (7-7), ograničenja varijabli stanja  $\mathbf{x} \in \mathbf{X}$  i ograničenja upravljačkih varijabli  $\mathbf{u} \in \mathbf{U}$ , koja mogu biti tipa jednakosti ili nejednakosti, postaju dio algebarskih ograničenja  $\mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{p})$  i  $\mathbf{h}(\mathbf{z}, \mathbf{p})$  u (7-5). Ograničenja tipa jednakosti koriste se iznimno rijetko u NMPC formulacijama, odnosno u skupovima  $\mathbf{X}$  i  $\mathbf{U}$ , što daje  $\mathbf{h}(\mathbf{z}, \mathbf{p}) = \mathbf{0}$ , te preostaju ograničenja tipa nejednakosti dana kroz  $\mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{p})$ , primjerice kao:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{k,\min} \leq \mathbf{u}_k \leq \mathbf{u}_{k,\max} & \Rightarrow \mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{k,\min} - \mathbf{u}_k \\ \mathbf{u}_k - \mathbf{u}_{k,\max} \end{bmatrix}, \quad k = 0, \dots, N_p - 1 \\ \mathbf{x}_{k,\min} \leq \mathbf{x}_k \leq \mathbf{x}_{k,\max} & \Rightarrow \mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k,\min} - \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{d}_{k-1}) \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{d}_{k-1}) - \mathbf{x}_{k,\max} \end{bmatrix}, \quad k = 1, \dots, N_p \end{aligned} \quad (7-9)$$

Pritom su mogu formulirati i složenija ograničenja koja uključuju nelinearne kombinacije stanja i upravljačkih varijabli.

Nedostatak jednostruke metode gađanja je propagacija nelinearnosti modela  $\mathbf{f}$  u ciljnoj funkciji i ograničenjima koja se javlja zbog iteriranja modela u (7-7), što može dovesti do netočnih predikcija na dužim horizontima u slučaju nelinearnih modela osjetljivih na početne uvjete te ujedno usporiti konvergenciju pri rješavanju NLP problema. Uz to, nije moguće inicijalizirati metodu rješavanja NLP problema s početnim nagađanjem trajektorije stanja  $\mathbf{x}$  ukoliko ta informacija postoji.

Ovim se nedostacima može doskočiti upotrebom izravne višestruke metode gađanja (engl. *Direct Multiple Shooting*), koja osim upravljačkih ulaza optimira i varijable stanja u točkama gađanja [141]. Vektor optimizacijskih varijabli  $\mathbf{z}$  se tako proširuje

$$\mathbf{z} = [\mathbf{x}(0), \mathbf{u}(0), \dots, \mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \dots, \mathbf{x}(N_p-1), \mathbf{u}(N_p-1), \mathbf{x}(N_p)]^T \quad (7-10)$$

Kontinuiranost trajektorija varijabli stanja  $\mathbf{x}$  na predikcijskom horizontu osigurava se uvođenjem ograničenja tipa jednakosti na varijable stanja u vektoru  $\mathbf{z}$ , koristeći pritom dinamiku procesa  $\mathbf{f}$  koja treba biti zadovoljena:

$$\mathbf{h}(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}(0) - \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}_0, \mathbf{d}_0) - \mathbf{x}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{d}_k) - \mathbf{x}_{k+1} \\ \vdots \\ \mathbf{f}(\mathbf{x}_{N_p-1}, \mathbf{u}_{N_p-1}, \mathbf{d}_{N_p-1}) - \mathbf{x}_{N_p} \end{bmatrix} \quad (7-11)$$

gdje je  $\mathbf{x}_1 = \mathbf{x}(1), \dots, \mathbf{x}_{N_p} = \mathbf{x}(N_p)$ , i  $\mathbf{x}(0)$  je mjereno ili estimirano stanje. S druge strane, ograničenja tipa nejednakosti, formulirana izrazom (7-9), definiraju se ovdje kao:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_{k,\min} \leq \mathbf{u}_k \leq \mathbf{u}_{k,\max} &\Rightarrow \mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{k,\min} - \mathbf{u}_k \\ \mathbf{u}_k - \mathbf{u}_{k,\max} \end{bmatrix}, \quad k = 0, \dots, N_p - 1 \\ \mathbf{x}_{k,\min} \leq \mathbf{x}_k \leq \mathbf{x}_{k,\max} &\Rightarrow \mathbf{g}(\mathbf{z}, \mathbf{d}, \mathbf{x}_0) = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_{k,\min} - \mathbf{x}_k \\ \mathbf{x}_k - \mathbf{x}_{k,\max} \end{bmatrix}, \quad k = 1, \dots, N_p \end{aligned} \quad (7-12)$$

uz napomenu da je i dalje moguće uključiti i složenija ograničenja u konkretnoj primjeni.

Glavna ideja izravne višestruke metode gađanja je provesti integraciju modela  $\mathbf{f}$  na kratkim podintervalima kako bi se smanjila propagacija nelinearnosti. Iako je optimizacijski problem ove metode dimenzijski veći u odnosu na direktnu jednostruku metodu zbog dodatnih optimizacijskih varijabli (usp. (7-6) i (7-10)) i ograničenja, rezultirajuće matrice koje definiraju

NLP problem su rijetke što ubrzava konvergenciju pri rješavanju NLP problema. Uz to, u ovoj je izvedbi moguće inicijalizirati početno nagađanje trajektorije varijabli stanja  $\mathbf{x}$ , što može ubrzati konvergenciju metode rješavanja NLP problema. Zbog navedenih prednosti, ova je metoda korištena u ovom radu.

### 7.1.3. Implementacija u programskom paketu MATLAB

NMPC algoritam moguće je implementirati na razne načine, ovisno o odabranom simulacijskom okruženju, a razlike se javljaju u jednostavnosti implementacije i brzini izvođenja simulacija. Slično, NMPC kod može se napisati u bilo kojem programskom jeziku, no korištenje specijaliziranih alata olakšava sintezu i implementaciju.

U ovom je radu NMPC implementiran unutar MATLAB simulacijskog okruženja, za koje postoji nekoliko knjižnica alata specijaliziranih za jednostavnu integraciju i implementaciju NMPC sustava upravljanja, poput *MATLAB MPC Toolbox* [142], *ACADO Toolkit* [143] i *CasADi* [144]. U ovom je radu izabrana *CasADi* knjižnica alata jer nudi visoku fleksibilnost u procesu postavljanja optimizacijskog problema i sadrži integrirane brze alate za rješavanje NLP problema. *CasADi* je alat za nelinearno optimiranje i automatsko diferenciranje čiji je izvorni kod napisan u C++ programskom jeziku za brzo izvođenje i dostupan je u otvorenom pristupu. Osim za MATLAB okruženje, *CasADi* knjižnica alata dostupna je i za *Python* i C++ programske pakete. Budući da je upravljački kod u eksperimentalnom vozilu implementiran u *Python* programskom jeziku, korištenje *CasADi* knjižnice omogućilo bi jednostavniju integraciju razvijenog NMPC algoritma u vozilo. Za rješavanje nelinearnih programa, *CasADi* nudi programske pakete *KNITRO*, *SNOPT* i ovdje korišten *IPOPT*.

Načelno je NMPC moguće implementirati u naprednije simulacijsko okruženje, poput ovdje korištenog *Dymola* okruženja opisanog u poglavljima 3 i 6. Međutim, takva bi implementacija bila tehnički zahtjevnija od implementacije u MATLAB okruženju i rezultirala bi sporim izvođenjem simulacijskog modela, što bi otežalo provjeru algoritma za široki skup postavki. Stoga je u MATLAB okruženju izrađen surogat model, koji se zasniva na primjeni modela HVAC sustava drugog reda (3-8) i modela putničke kabine drugog reda (3-17). Valja napomenuti kako je surogat model HVAC sustava kompleksniji od modela prvog reda korištenog u sintezi NMPC sustava (vidi iduće potpoglavlje), čime se u simulaciju unosi nemodelirana dinamika procesa u odnosu na sintezu sustava upravljanja te time u određenoj mjeri provjerava i robusnost sustava upravljanja.

Implementacija NMPC-a s direktnom višestrukom metodom gađanja u MATLAB okruženju uz primjenu *CasADi* proširenja sastoji se od četiri koraka, koji su prikazani kroz sljedeći primjer:

1. Simboličko definiranje predikcijskog modela  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}_c(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d})$ , primjerice:

```
% Definicija simboličkih varijabli modela
x1 = SX.sym('x1');
x2 = SX.sym('x2');
x = [x1; x2];
u = SX.sym('u');
% Definicija desne strane modela fc
xdot = [(1-x2^2)*x1 - x2 + u; x1];
```

2. Simboličko definiranje metode integracije, npr. Euler-ove metode prema izrazu (7-3).

```
fc = Function('fc', {x, u}, {xdot});
X0 = MX.sym('X0', nx);
U = MX.sym('U', nu);
X = X0;
X = X + DT*f(X,U);
f = Function('f',{X0,U},{X},{'x0','u'},{'xf'});% Diskretni simbolički model
```

3. Definiranje NLP-a unutar petlje, iteriranjem po predikcijskom horizontu  $k = 0, \dots, N_p - 1$ .

```
Xk = MX.sym('X0', 2); % Zadavanje početnih uvjeta x(0) = x0
z = {z{:}, Xk}; % Definicija optimizacijske varijable
lbz = [lbz; x10; x20]; % Ograničenja tipa jednakosti (7-11)
ubz = [ubz; x10; x20];
z0 = [z0; x10; x20];
% Generiranje NLP-a
for k = 0:N-1
    Uk = MX.sym(['U_' num2str(k)]); % Nova simbolička varijabla za u(k)
    z = {z{:}, Uk}; % Proširenje z sa u(k), prema (7-10)
    lbz = [lbz; umin]; % Proširenje ograničenja tipa nejednakosti (7-12)
    ubz = [ubz; umax];
    z0 = [z0; u_guess];
    % Integriranje diskretnog modela na podintervalu gađanja
    fk = F('x0', Xk, 'u', Uk);
    Xk_end = fk.xf;
    J = J+ L(Xk,Uk); % Ciljna funkcija

    % Nova NLP varijabla na kraju intervala
    Xk = MX.sym(['X_' num2str(k+1)], nx);
    z = [z, {Xk}]; % Proširenje z sa x(k), prema (7-10)
    lbz = [lbz; x1min; x2min]; % ograničenja tipa nejednakosti (7-12)
    ubz = [ubz; x1max; x2max];
    z0 = [z0; x1_guess; x2_guess];

    % Ograničenje jednakosti (7-11)
    g = [g, {Xk_end-Xk}];
    lbz = [lbz; 0; 0];
    ubz = [ubz; 0; 0];
end
```

4. Definiranje NLP problema za odabrani programski paket za rješavanje (ovdje je to *IPOPT*):

```
% IPOPT rješava NLP u sljedećem obliku:
% min F(x, p)
% x
%
% uz uvjete: LBx <= x <= UBx - ograničenja varijabli NLP-a
% LBG <= g(x, p) <= UBG - ograničenja nejednakosti NLP-a
% p == P - opcija za dodatne parametre problema F
prob = struct('f', J, 'x', vertcat(z{:}), 'g', vertcat(g{:}));
NLPsolver = nlpsol('solver', 'ipopt', prob);
```

5. Rješavanje NLP problema sa danim parametrima:

```
% Riješi NLP u jednom upravljačkom koraku
%
sol = solver('x0', z0, 'lbx', lbz, 'ubx', ubz,...
            'lbg', lbg, 'ubg', ubg, 'p', p);
z_opt = full(sol.x);
```

Procedura definirana koracima 1-4 izvodi se jednom i njome se definira NLP problem, koji se potom rješava u svakom koraku uzorkovanja iteriranjem koraka 5 (sl. 7-1), pri čemu se ažurira vektor parametara  $\mathbf{p} = [\mathbf{d} \ \mathbf{x}_0]$ .

Osim izravnog postavljanja modela u simboličkom obliku, *CasADi* podržava unošenje modela napisanih u drugim jezicima, poput *AMPL* i *Modelica*, u obliku *XML* formata. Slično, osim *IPOPT* paketa za rješavanje NLP, podržani su i ostali paketi poput *SNOPT* i *KNITRO*.

## 7.2. Sinteza nadređenog NMPC sustava upravljanja HVAC sustavom

Prema konceptu na slici 2-4b, NMPC strategija preuzima ulogu nadređenog regulatora te zadaje referentnu temperaturu ( $T_{inR}$ ) i maseni protok ulaznog zraka u kabinu ( $\dot{m}_{bf}$ ) podređenim regulacijskim krugovima. Za razliku od kaskadnog sustava upravljanja s optimalnom alokacijom, NMPC strategija na temelju predikcijskog modela uzima u obzir toplinsku dinamiku kabine i HVAC sustava pri optimiranju upravljačkog djelovanja te može unaprijedno djelovati uz predviđanje poremećaja. Pretpostavlja se da se brzine pumpi i razina snage prednjeg ventilatora alociraju s obzirom na brzinu kompresora (vidi poglavlje 5 i sl. 5-14 i 5-16). Stoga se HVAC sustav može tretirati kao zatvoreni sustav (slično servo-sustavu) koji s određenom dinamikom isporučuje zrak temperature  $T_{in}$ . Sinteza NMPC sustava sastoji se od definiranja sastavnih dijelova problema optimalnog upravljanja (7-1), što uključuje definiranje predikcijskog modela  $\mathbf{f}$ , ciljne funkcije  $J$  i ograničenja koje definiraju skupovi  $\mathbf{U}$  i  $\mathbf{X}$ .

### 7.2.1. Predikcijski model

Predikcijski model temeljen je na nelinearnom modelu kabine drugog reda (3-17) i nelinearnom modelu HVAC sustava prvog reda danog s izrazom (3-7). Spajanjem ovih modela dobiva se nelinearni predikcijski model trećeg reda:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \dot{T}_c \\ \dot{T}_b \\ \dot{T}_{in} \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{x}}} = \underbrace{\begin{bmatrix} f_{c1}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \\ f_{c2}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \\ f_{c3}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}_c} \quad (7-13)$$

gdje su vektori stanja, upravljačkih ulaza i poremećaja dani redom kao:  $\mathbf{x} = [T_c \ T_b \ T_{in}]^T$ ,  $\mathbf{u} = [T_{inR} \ \dot{m}_{bf}]^T$  i  $\mathbf{d} = [T_a \ v_{veh} \ \dot{Q}_{sol} \ \dot{Q}_{met}]^T$ . Pretpostavlja se da su informacije o poremećajima  $\mathbf{d}$  dostupne unaprijed na cijelom predikcijskom horizontu i da su sve varijable stanja dostupne na temelju mjerenja ili estimacije. Sustav nelinearnih diferencijalnih jednadžbi prvog reda  $\mathbf{f}_c$  prikazan je u Prilogu C.

### 7.2.2. Ciljna funkcija

U okviru NMPC-a provodi se optimiranje upravljačkih varijabli  $\mathbf{u}$  kako bi se minimizirala sljedeća ciljna funkcija na predikcijskom horizontu duljine  $N_p$ :

$$\min_{\mathbf{u}_0, \dots, \mathbf{u}_{N_p-1}} J = \sum_{k=0}^{N_p-1} \left( q_T (T_{cR} - T_c(k))^2 + q_C PMV(k)^2 + q_P P_{HVAC}(k)^2 + q_{u1} \Delta T_{inR}(k)^2 + q_{u2} \Delta \dot{m}_{bf}(k)^2 \right) \quad (7-14)$$

gdje se prvim članom ciljne funkcije osigurava kvaliteta slijeđenja referentne temperature zraka u kabini, drugim se članom postiže toplinska uгода, treći član kažnjava utrošak električne energije, a posljednja dva člana osiguravaju prigušen odziv penaliziranjem forsiranja promjene upravljačkih varijabli definirane kao

$$\Delta \mathbf{u}(k) = \mathbf{u}(k) - \mathbf{u}(k-1),$$

gdje je vektor  $\mathbf{u}(-1)$  jednak primijenjenim upravljačkim ulazima u prethodnom koraku uzorkovanja. Težinski koeficijenti  $q_T$ ,  $q_C$ ,  $q_P$ ,  $q_{u1}$  i  $q_{u2}$  određuju kompromis između pojedinačnih kriterija ciljne funkcije. Snaga HVAC sustava  $P_{HVAC}$  opisana je regresijskim modelom (3-12) za režim grijanja, odnosno (3-13) za režim hlađenja. PMV indeks toplinske ugrade izračunava se pomoću analitičkog izraza (3-16).

### 7.2.3. Ograničenja

Primijenjena ograničenja tipa nejednakosti (7-12) odnose se na ograničenja radnog područja HVAC sustava prikazana na slici 4-1. U režimu grijanja ograničenja su dana izrazima (4-10) i (4-11), a u režimu hlađenja izrazima (4-12) i (4-13). Diskontinuirana funkcija gornjeg



ograničenja  $T_{inR,\max}$  u izrazu (4-13) i kod DP optimiranja dana izrazom (4-14) aproksimira se kontinuiranom funkcijom:

$$\begin{aligned}
 T_{inR,\max} [\text{K}] &= 281.15 \cdot H_{inR,\max L} + (1 - H_{inR,\max L}) T_{inR,\max L} \\
 T_{inR,\max L} &= 268.44 + 274\dot{m}_{bf} - 1252\dot{m}_{bf}^2 - 0.4343(0.9T_c + 0.1T_a - 273.15) \\
 &\quad + 0.02286(0.9T_c + 0.1T_a - 273.15)^2 \\
 H_{inR,\max L} &= \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh \left[ 50 \left( \dot{m}_{bf} + 4.3 \cdot 10^{-3} (0.9T_c + 0.1T_a - 273.15) - 0.1492 \right) \right]
 \end{aligned} \tag{7-15}$$

gdje se pomoću Heaviside aproksimacije  $H_{inR,\max L}$  temperatura  $T_{inR}$  zasićuje na 8 °C.

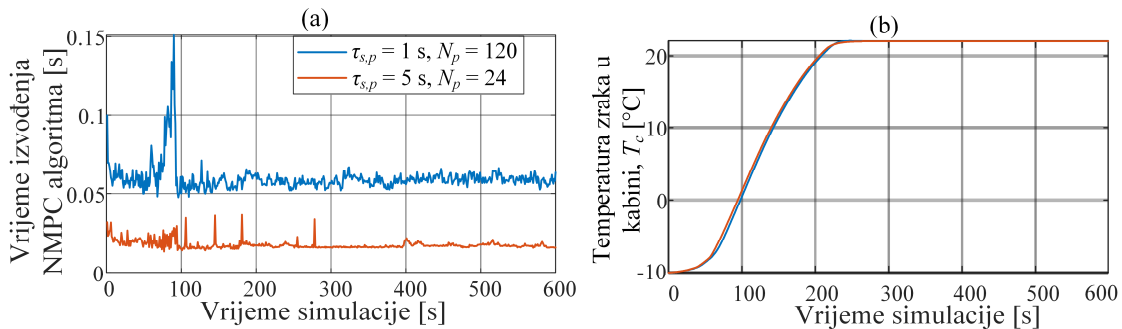
#### 7.2.4. Implementacijski aspekti

Kako je spomenuto u potpoglavlju 7.1, NMPC algoritam implementiran je u MATLAB okruženju uz primjenu *CasADi* knjižnice alata. Optimalni problem upravljanja sastavljen je od sastavnica definiranih u prethodna tri odjeljka te je primjenom izravne višestruke metode gađanja pretvoren u NLP problem. Pritom je predikcijski model (7-13) diskretiziran primjenom unaprijedne Eulerove metode (7-3) s korakom integracije, odnosno vremenom uzorkovanja na predikcijskom horizontu  $\tau_{s,p}$ .

NMPC algoritam izvodi se s vremenom uzorkovanja  $\tau_s$  odnosno svakih  $\tau_s$  mjeri se stanje sustava i rješava postavljeni NLP problem. Kod (N)MPC primjena vrijeme uzorkovanja  $\tau_s$  i vrijeme uzorkovanja na predikcijskom horizontu  $\tau_{s,p}$  obično su jednaka. Pritom je poželjno imati relativno nisko vrijeme uzorkovanja  $\tau_s$  i dovoljno dugačak predikcijski horizont  $t_p = N_p \tau_{s,p}$  kako bi se ostvarila bolja kvaliteta upravljanja. Na temelju prethodno spomenute jednakosti slijedi da za dano, relativno dugačko trajanje predikcijskog horizonta  $t_p$ , smanjenje vremena uzorkovanja  $\tau_s$  zahtijeva povećanje  $N_p$ , što narušava računalnu učinkovitost algoritma.

S druge strane, moguće je implementirati rješenje u kojem je vrijeme uzorkovanja u predikciji,  $\tau_{s,p}$ , duže od vremena uzorkovanja sustava upravljanja  $\tau_s$ . Time se smanjuje broj intervala na predikcijskom horizontu uz zadržanu duljinu horizonta  $t_p$ , čime se povećava računalna učinkovitost, a izvođenjem algoritma u intervalima  $\tau_s < \tau_{s,p}$  upravljačko se djelovanje brže korigira nego u slučaju sporijeg uzorkovanja  $\tau_s = \tau_{s,p}$ . Slika 7-2 daje usporedbu vremena izvođenja NMPC algoritma za scenarij u kojem je trajanje predikcijskog horizonta postavljeno na  $t_p = 120$  s, a razmatraju se dvije vrijednosti vremena uzorkovanja predikcijskog modela:  $\tau_{s,p} = 1$  s (tj.  $N_p = 120$ ) i  $\tau_{s,p} = 5$  s (tj.  $N_p = 24$ ), uz  $\tau_s = 1$  s. Rezultati pokazuju da potonje rješenje

smanjuje prosječno vrijeme izvođenja algoritma za otprilike 70% uz zadržanu kvalitetu upravljanja. Nadalje se upravo koristi podešenje  $\tau_s = 1$  s i  $\tau_{s,p} = 5$  s.



Slika 7-2. Usporedba vremena izvođenja NMPC algoritma (a) s različitim vremenima uzorkovanja predikcijskog modela za istu duljinu predikcijskog horizonta  $t_P = 120$  s i vrijeme uzorkovanja  $\tau_s = 1$  s uz sačuvanu kvalitetu upravljanja (b).

### 7.3. Simulacijski rezultati

U ovom se potpoglavlju prvo opisuje simulacijski model upravljanog HVAC sustava implementiranog u MATLAB okruženju, pri čemu je naglasak na implementaciji kaskadnog sustava upravljanja i NMPC strategije. Oba su sustava simulacijski ispitana u režimu grijanja i režimu hlađenja u scenarijima zagrijavanja i ohlađivanja kabine pri konstantnoj brzini vozila. Uz to, provedene su simulacije zagrijavanja i ohlađivanja kabine uz održavanje toplinske ugone u uvjetima promjenjive brzine vozila prema homologacijskom voznom ciklusu.

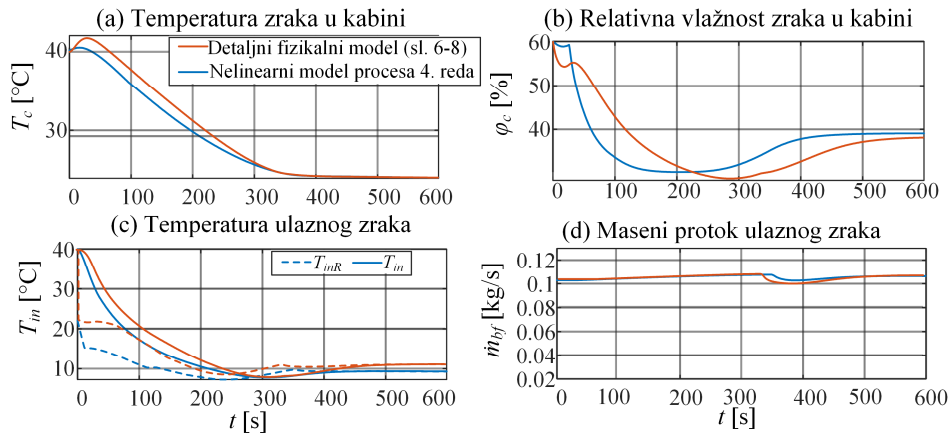
#### 7.3.1. Simulacijski model u Matlab okruženju

Simulacijski model implementiran u MATLAB okruženju temelji se na modelu kabine drugog reda (3-17). Dinamika HVAC sustava s proširenim podređenim upravljanjem dana je modelom drugog reda (3-8), gdje su vremenska konstanta i stupanj prigušenja funkcije masenog protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$  i brzine vozila  $v_{veh}$  dani prema slici 3-4 i slici 3-5. Mape vremenskih konstanti i stupnja prigušenja implementirane su u obliku oglednih tablica s linearnom interpolacijom, a prebacivanje između konstanti početnog zagrijavanja/ohlađivanja i zagrijanog/ohlađenog HVAC sustava izvedeno je primjenom izraza (3-10). Model opteretne snage HVAC sustava  $P_{HVAC}$  i PMV indeksa toplinske ugone jednak je onome u predikcijskom modelu (v. odjeljak 7.2.2), a koeficijent učinkovitosti  $COP$  određen je izrazom (4-7). Spajanjem ovih podmodela

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

dobiva se nelinearni model četvrtog reda s dva upravljačka ulaza ( $T_{inR}$  i  $\dot{m}_{bf}$ ), tri poremećajne varijable ( $T_a$ ,  $v_{veh}$ ,  $\dot{Q}_{sol}$ ,  $\dot{Q}_{met}$ ) i šest izlaza ( $T_c$ ,  $T_b$ ,  $T_{in}$ ,  $P_{HVAC}$ ,  $PMV$ ,  $COP$ ).

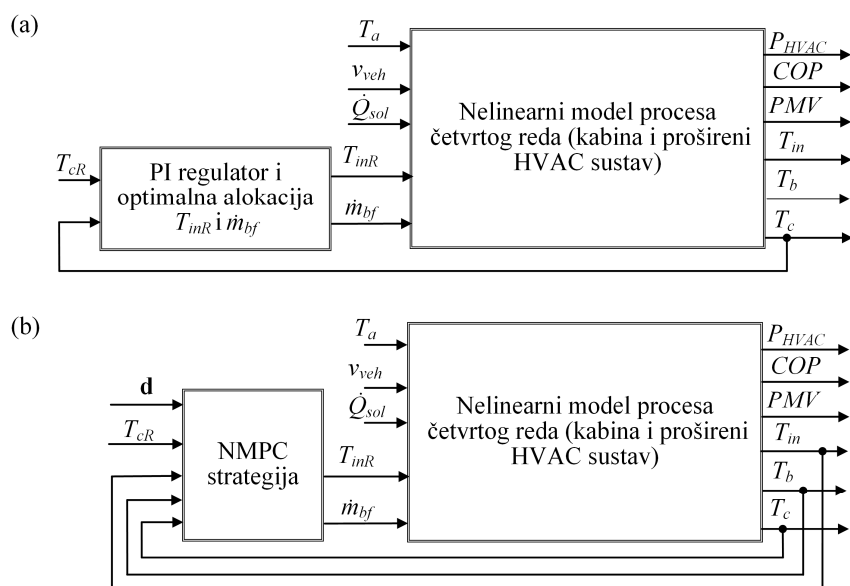
Budući da korišteni simulacijski model ne sadrži dinamički model vlažnosti zraka u kabini, relativna vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$  u režimu hlađenja određena je statički uz sljedeće pretpostavke: (i) apsolutna vlažnost zraka u kabini jednaka je ulaznoj,  $\chi_c = \chi_{in}$ , (ii) HVAC sustav ulazni zrak u kabinu odvlažuje ( $\varphi_{in} = 100\%$ ) ukoliko je temperatura  $T_{in}$  ispod temperature rosišta zraka na ulazu u ventilator kabine, (iii) apsolutna vlažnost zraka na ulazu u ventilator kabine jednaka zbroju apsolutnih vlažnosti okolišnog zraka  $\chi_a$  i zraka u kabini,  $\chi_{bfin.} = 0.9\chi_c + 0.1\chi_a$ . Slika 7-3b prikazuje primjer relativne vlažnosti zraka u kabini za tipičan odziv kaskadne regulacije u režimu hlađenja, te potvrđuje valjanost prethodnih pretpostavki jer je vlažnost zraka slična onoj dobivenoj u detaljnom fizikalnom simulacijskom modelu.



Slika 7-3. Prikaz varijabli relevantnih za statički proračun vlažnosti zraka u kabini u uvjetima ohlađivanja kabine vozila s okolišne temperature i usporedba s detaljnim fizikalnim simulacijskim modelom.

Implementacija sustava kaskadne regulacije opisana je funkcionalnim blokovskim dijagramom na slici 7-4a, gdje je proces opisan kako je opisano gore, a regulator uključuje nadređeni PI regulator temperature zraka u kabini (6-1) i optimalnu alokaciju referentne temperature ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  i masenog protoka  $\dot{m}_{bf}$ . U režimu grijanja razmatrane su dvije varijante optimalne alokacije ovih upravljačkih ulaza, gdje prva uključuje analitičke funkcije dobivene maksimizacijom učinkovitosti (v. izraz B-2), a druga uključuje ogledne tablice za slučaj minimizacije snage HVAC sustava  $P_{HVAC}$  iz višekriterijskog optimiranja (v. sliku 5-11). Dodatno, na temelju uvida dobivenih u poglavljima 4 i 6, u režimu grijanja uvedena je mogućnost modifikacije kaskadnog sustava regulacije koja uključuje alociranje niskog protoka

zraka ( $\dot{m}_{bf} = 0.04 \text{ kg/s}$ ) kada je zadovoljen uvjet  $T_{in} < 40 \text{ }^\circ\text{C}$  na ulaznu temperaturu zraka u kabinu, te s tim u vezi i korigiranje referentne temperature  $T_{inR}$  prema (5-1) kako bi se zadovoljila referentna ogrjevna snaga koju zadaje nadređeni regulator. U režimu hlađenja koristi se optimalna alokacija dobivena maksimizacijom učinkovitosti (v. izraz B-9). Budući da simulacijski model podrazumijeva korištenje proširenog podređenog upravljanja (v. pog. 6 i potpoglavlje 7.1), ostale upravljačke ulaze nije potrebno alocirati. Kako je pokazano u poglavlju 6, parametri nadređenog regulatora određuju prijelazni proces temperature zraka u kabini i imaju utjecaj na ukupno utrošenu električnu energiju. Stoga su oba parametra ( $K_p$  i  $\tau_i$ ) mijenjana u širokom opsegu (uz zadržanu stabilnost sustava) s ciljem postizanja širokog skupa rješenja i određivanja Pareto fronte u vidu ukupno utrošene električne energije  $E_{el}$  i indeksa srednje toplinske ugone  $I_{C1}$  za kaskadni sustav regulacije.



Slika 7-4. Funkcionalni blokovski dijagram simulacijskog modela kaskadnog sustava regulacija (a) i NMPC sustava (b) implementiranog u Matlab okruženju.

Implementacija NMPC sustava upravljanja, prikazana na slici 7-4b, uključuje integriranje funkcije za rješavanje NLP problema u simulacijski model (v. korak 5 u odjeljku 7.1.3). Pritom ta funkcija sadrži inicijalizaciju početnog koraka predikcije  $\mathbf{x}(0)$  na temelju mjerenja  $\mathbf{x}_0$ , predviđanje poremećaja  $\mathbf{d}$  i njihovo uključivanje u NLP formulaciju u obliku parametara  $\mathbf{p} = [\mathbf{d} \ \mathbf{x}_0]$ , rješavanje NLP problema, spremanje predviđenih optimalnih trajektorija sadržanih u vektoru  $\mathbf{z}$  (v. (7-10)) za postavljanje početnog nagađanja metode rješavanja NLP problema u idućem koraku uzorkovanja i konačno primjenu upravljačkih ulaza  $T_{inR}$  i  $\dot{m}_{bf}$  na sustav. Težinski

koeficijenti ciljne funkcije (7-14) uključuju  $q_{u1} = q_{u2} = 1$ ,  $q_T = 0.1$  te različite vrijednosti  $q_C$  i  $q_P$ , što zajedno s varijabilnom duljinom predikcijskog horizonta  $N_p$  daje široki skup rješenja za potrebe određivanja Pareto fronte za usporedbu s rezultatima dobivenim kaskadnom regulacijom.

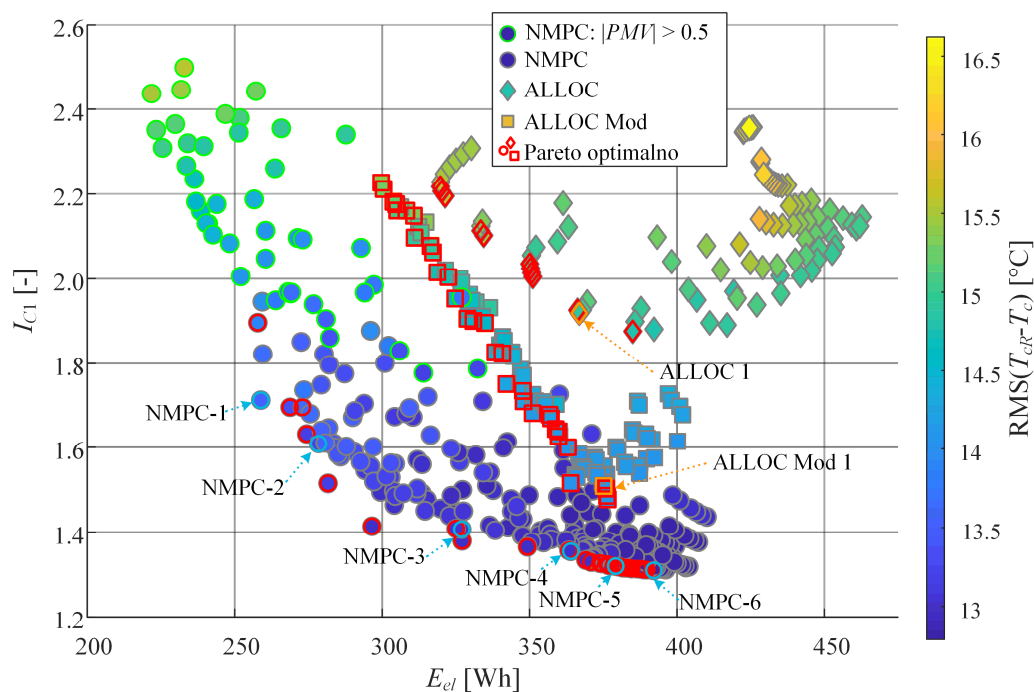
### 7.3.2. Režim zagrijavanja uz konstantnu brzinu vozila

Prvi razmatrani scenarij u režimu grijanja je scenarij zagrijavanja kabine s okolišnih uvjeta ( $T_a = -10$  °C,  $\dot{Q}_{sol} = 0$  W) do toplinske ugone, uz referentnu temperaturu  $T_{cR} = 22$  °C i trajanje simulacije  $t_f = 10$  min. Pritom se u vozilu nalaze vozač i suvozač ( $\dot{Q}_{met} = 150$  W) i voze brzinom  $v_{veh} = 60$  km/h. Za dobivanje širokog skupa rješenja u slučaju kaskadne regulacije bez i s modifikacijom upravljanja ventilatorom kabine, simulacije su provedene za različite parametre nadređenog regulatora  $K_p \in \{175:25:500\}$  i  $\tau_i \in \{30:15:240\}$ , za koje je stabilnost provjerena simulacijom. Slično, simulacije NMPC provedene su uz različita podešenja ciljne funkcije (7-14) primjenom težinskih koeficijenata  $q_C \in \{0.1, 1, 10\}$ ,  $q_P \in \{0.1, 0.2, 0.35, 0.5, 0.8, 1, 2, 3.5, 5, 10, 20, 35, 50, 80, 100\}$  i duljine predikcijskog horizonta  $N_p \in \{12:6:60\}$  (odnosno  $t_P \in \{60:30:300\}$  s).

Dobivena su rješenja uspoređena prema ukupno utrošenoj električnoj energiji  $E_{el}$  (izraz (4-16)) i indeksima srednje toplinske ugone  $I_{C1}$  i  $I_{C2}$  (izrazi (4-18) i (4-19)) i prikazana na slici 7-5, gdje je bojom dodatno prikazan korijen srednjeg kvadrata (RMS; engl. *Root Mean Square*) pogreške regulacije temperature zraka u kabini,  $RMS(T_{cR} - T_c)$ . Za sve tri strategije upravljanja provedeno je filtriranje skupa rješenja prema kriteriju ukupno utrošene električne energiji  $E_{el}$  i indeksu srednje toplinske ugone  $I_{C1}$  kako bi se izdvojila Pareto optimalna rješenja (označena crvenim rubom na slici 7-5). Rješenja u kojima se ne postiže toplinska uгода (određeno provjerom uvjeta  $I_{C1} = I_{C2}$ ; v. (4-18) i (4-19)) označena su zelenim obrubom. Kaskadna regulacija s optimalnom alokacijom bez modifikacije upravljanja ventilatorom kabine (ALLOC; rombovi) i s tom modifikacijom (ALLOC Mod; kvadrati) u svim rješenjima postiže toplinski ugodno područje. Pritom je većina podešenja nadređenog regulatora podoptimalna, a kod relevantnih, Pareto optimalnih postavki poboljšanje toplinske ugone dobiva se, kako se pokazuje, brzim i ujedno dobro prigušenim podešenjima. Pareto fronte indiciraju da se uvođenjem modifikacije upravljanja može poboljšati energetska učinkovitost (smanjiti  $E_{el}$ ) uz zadržanu toplinsku ugodu (horizontalni pomak: ALLOC  $\rightarrow$  ALLOC mod) ili poboljšati toplinska uгода uz zadržanu učinkovitost (vertikalni pomak). Razlozi ovog poboljšanja

analiziraju se niže uz sliku 7-8. U ovom se scenariju slični rezultati dobivaju korištenjem alokacije upravljačkih ulaza prema maksimizaciji učinkovitosti (ovdje prikazani) ili prema minimizaciji potrošnje (nije prikazano) jer se u oba slučaja koristi isti nadređeni regulator. Razlike između ova dva tipa optimalne alokacije evidentnije su u kvazi-stacionarnom stanju tj. tijekom održavanja toplinske ugone i taj je slučaj analiziran u sljedećem odjeljku.

Slično kao i kod kaskadne regulacije, većina podešenja NMPC strategije nije Pareto optimalna po razmatranim kriterijima, dok Pareto optimalna rješenja potvrđuju značajno poboljšanje kvalitete upravljanja u slučaju primjene NMPC strategije u odnosu na kaskadni sustav regulacije. Naime, rješenja dobivena NMPC strategijom bitno poboljšavaju toplinsku ugodu za isti iznos utrošene električne energije (vertikalni pomak: ALLOC mod  $\rightarrow$  NMPC), odnosno značajno smanjuju utrošenu energiju za istu toplinsku ugodu (horizontalni pomak). No, u potonjem slučaju postoje rješenja u kojima NMPC ne postiže toplinski ugodno područje (označena zelenim obrubom na slici), u kojima je obično previsoka penalizacija potrošnje (viši  $q_P$ ) uzrokovala višu pogrešku regulacije referentne temperature zraka u kabini.

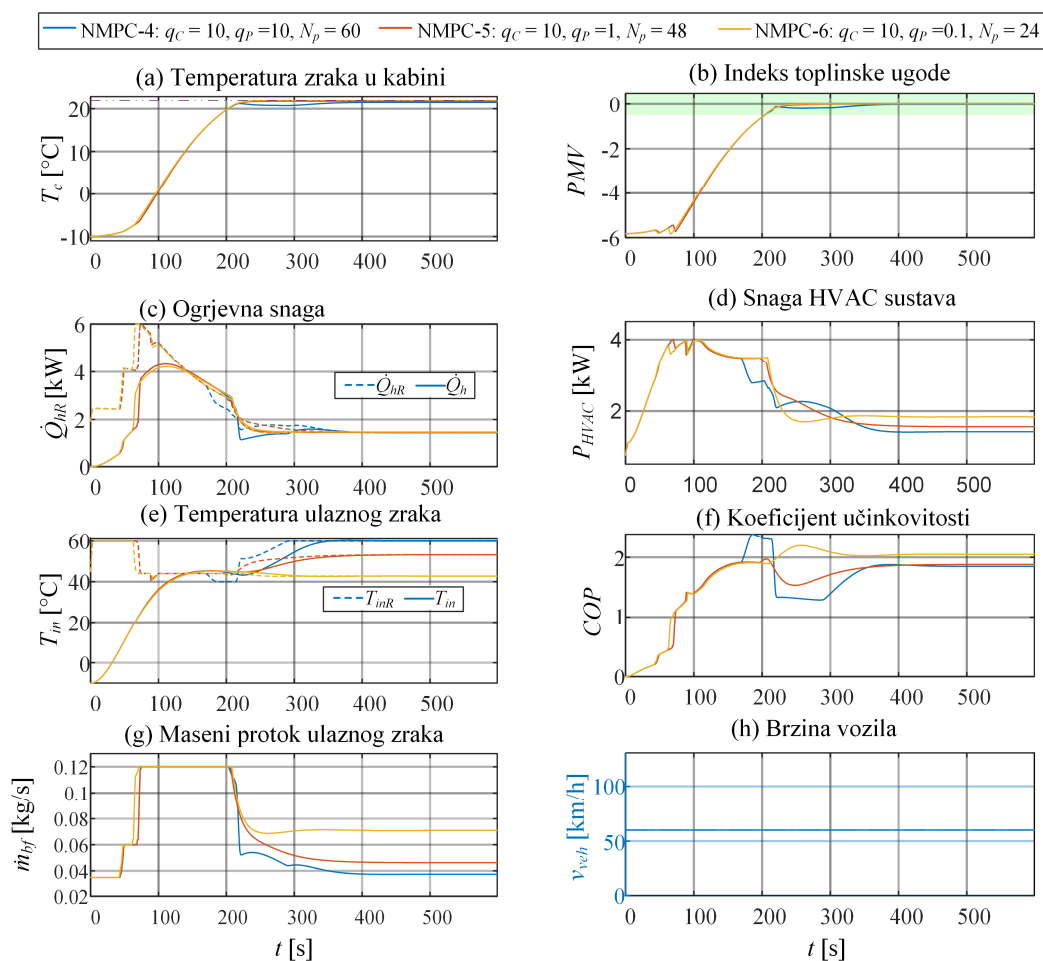


Slika 7-5. Mapa pokazatelja kvalitete upravljanja uz primjenu NMPC strategije i kaskadne regulacije bez i s modifikacijom upravljanja u scenariju zagrijavanja kabine

Slika 7-6 prikazuje usporedbu Pareto optimalnih NMPC rješenja s donjeg desnog kuta slike 7-5, označena s NMPC-4, NMPC-5 i NMPC-6, za koja je karakteristično smanjenje električne

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

energije  $E_{el}$  uz blago pogoršanje toplinske ugone (polegnuta fronta), koje je inače približno u maksimumu u tom području. U sva tri slučaja NMPC strategija brzo zagrije zrak u kabini blizu referentne temperature  $T_{cR}$  i za otprilike tri i pol minute ulazi u toplinski ugodno područje. Posljedično, indeks toplinske ugone  $I_{C2}$  ima slične vrijednosti u tri razmatrana slučaja, kako je pokazano u tablici 7-1. Brzo zagrijavanje kabine postiže se održavanjem niskog protoka zraka  $\dot{m}_{bf}$  (Slika 7-6g) do postizanja visoke ulazne temperature  $T_{in}$  (slika 7-6e), nakon čega NMPC maksimalnim protokom upuhuje topli zrak i zagrijava kabinu. Ovo je ponašanje slično onome dobivenom s DP optimiranjem primijenjenim van realnog vremena (usp. sliku 4-4).



Slika 7-6. Usporedba triju toplinski ugodnih NMPC rješenja za tri različita iznosa penalizacije potrošnje energije  $q_p$ , označena s NMPC-4, 5 i 6 na slici 7-5

Opretna snaga baterije  $P_{HVAC}$  je tijekom prve tri minute odziva u sva tri rješenja slična. Bitne razlike između rješenja nastaju u kvazistacionarnom stanju, tj. nakon ulaska u toplinski ugodno područje. U slučaju najmanje penalizacije potrošnje energije (NMPC-6,  $q_p = 0.1$ ; žuta linija),

NMPC prednost daje toplinskoj ugodnosti što se odražava u najnižoj vrijednosti indeksa  $I_{C1}$  (Tablica 7-1). Međutim, snaga  $P_{HVAC}$  u stacionarnom stanju je u tom slučaju najviša (slika 7-6) što rezultira s gotovo 8% više utrošene energije  $E_{el}$  (Tablica 7-1). U slučaju najveće penalizacije potrošnje energije (plava linija; NMPC-4,  $q_P = 10$ ), NMPC spušta protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  i podiže ulaznu temperaturu  $T_{in}$  na maksimalnih 60 °C u odnosu na prethodno rješenje čime snižava potrošnju  $P_{HVAC}$  u stacionarnom stanju, uz blago narušavanje toplinske ugone. Srednje rješenje (crvena linija; NMPC-5,  $q_P = 1$ ) predstavlja kompromis između prethodna dva.

Tablica 7-1. Pokazatelji kvalitete upravljanja za tri toplinski ugodna NMPC rješenja prikazana na slici 7-6

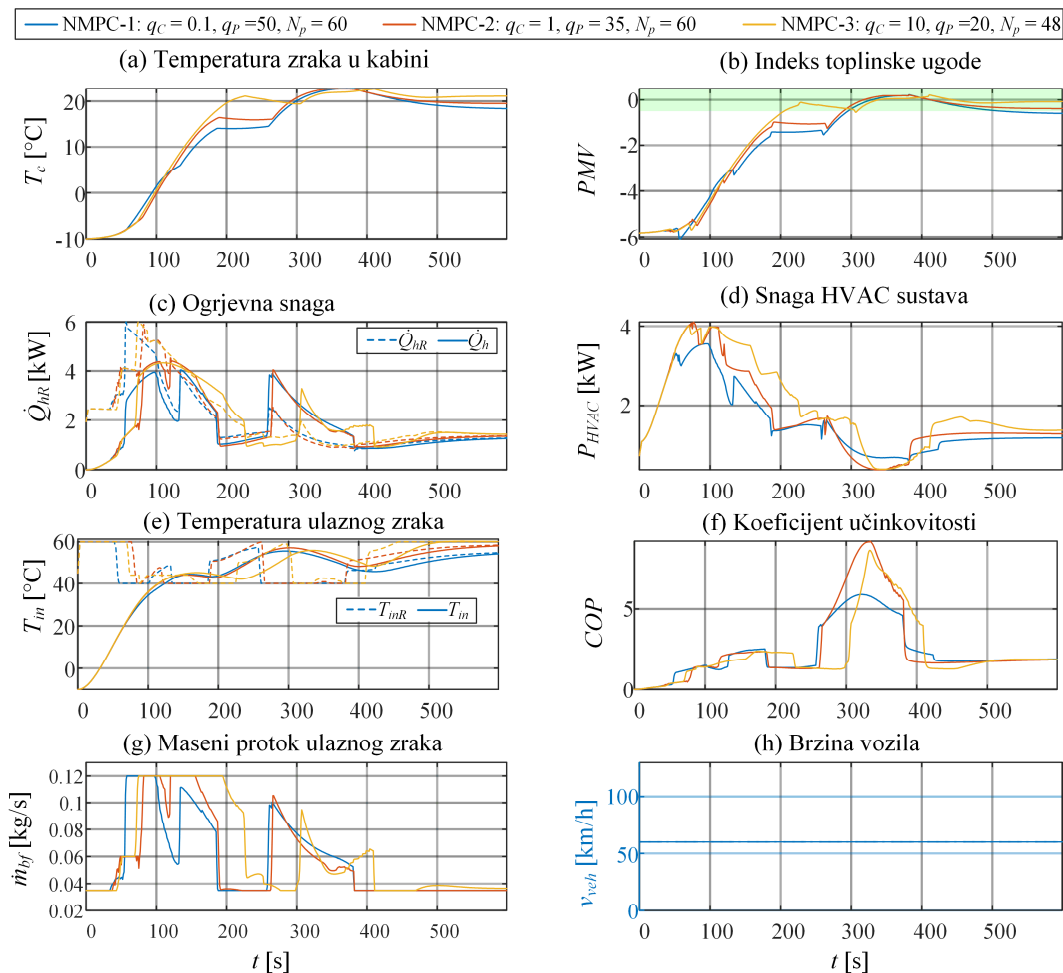
Podešenje	$q_C$	$q_P$	$N_p$	$E_{el}$ [Wh]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
NMPC-4	10	10	60	364 (0.0%)	1.35 (0.0%)	1.30 (0.0%)
NMPC-5	10	1	48	379 (4.2%)	1.32 (-2.6%)	1.30 (0%)
NMPC-6	10	0.1	24	392 (7.7%)	1.31 (-3.3%)	1.30 (0%)

Slika 7-7 prikazuje usporedbu energetski učinkovitih Pareto optimalnih NMPC rješenja u kojima se postiže toplinska ugodnost (rješenja NMPC-1, NMPC-2 i NMPC-3 na slici 7-5). Slično kao i kod rješenja s gotovo idealnom toplinskom ugodom, nakon postizanja visoke temperature ulaznog zraka, NMPC počinje zagrijavati kabinu nalaganjem maksimalnog protoka. No, u odnosu na prethodna rješenja, ovdje je to zagrijavanje kraće i isprekidano. NMPC najranije prekida zagrijavanje kabine rušenjem masenog protoka u slučaju energetski najučinkovitijeg rješenja NMPC-1 (već nakon  $t = 100$  s; plava linija na slici 7-7). Nakon  $t = 190$  s protok zraka spušta se na minimalnu vrijednost te istovremeno podiže referentna temperaturu  $T_{inR}$ , odnosno nakratko se žrtvuje toplinska ugodnost kako bi se brže podigla temperatura ulaznog zraka  $T_{in}$ . Nakon što se ulazna temperatura zraka  $T_{in}$  podigne na više vrijednosti, zagrijavanje kabine se nastavlja do postizanja toplinske ugone ponovnim podizanjem masenog protoka zraka. Međutim, u tom se periodu, tj. između  $t = 250$  s i  $t = 380$  s, referentna temperatura  $T_{inR}$  spušta na minimalnu vrijednost od 40 °C kako bi se HVAC sustav gotovo u potpunosti rasteretio ( $P_{HVAC}$  je praktični minimalan). Time NMPC ciljano iskorištava toplinsku inerciju HVAC sustava kako bi u potpunosti zagrijao kabinu. Ovim djelovanjima između  $t = 200$  s i  $t = 400$  s, NMPC postiže značajnu uštedu električne energije (usporedi sliku 7-6d i 7-7d). Konačno, u stacionarnom stanju, NMPC održava niski maseni protok i visoku ulaznu temperaturu zraka kako bi smanjio snagu  $P_{HVAC}$ .



## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

Razlika između tri prikazana rješenja ogleda se u sljedećim pogledima. Prvo, u rješenju s najvišom penalizacijom toplinske ugone (NMPC-3,  $q_C = 10$ ; žuta linija), kabina se u prvom periodu zagrijava do toplinski ugodnog područja, dok u ostalim rješenjima ostaje djelomično hladna. Drugo, nakon postizanja toplinske ugone, rješenje s višom penalizacijom toplinske ugone  $q_C$  održava temperaturu zraka u kabini bliže referentnoj vrijednosti, odnosno drži *PMV* indeks bliže idealnoj ugodni. Ovo rezultira 20% boljom toplinskom ugodom (Tablica 7-2), ali se plaća 26% višom potrošnjom energije u odnosu na energetski najučinkovitije rješenje NMPC-1. Energetski najučinkovitije rješenje NMPC-1 je pri kraju odziva na rubu toplinski ugodnog područja. Daljnje povećavanje koeficijenta  $q_P$  (ili smanjivanje koeficijenta  $q_C$ ) rezultiralo bi dodatnim uštedama energije, ali, kao što je ranije spomenuto, ne bi se postiglo toplinski ugodno područje.



Slika 7-7. Usporedba triju energetski učinkovitih NMPC rješenja označena s NMPC-1, -2 i -3 na slici 7-5

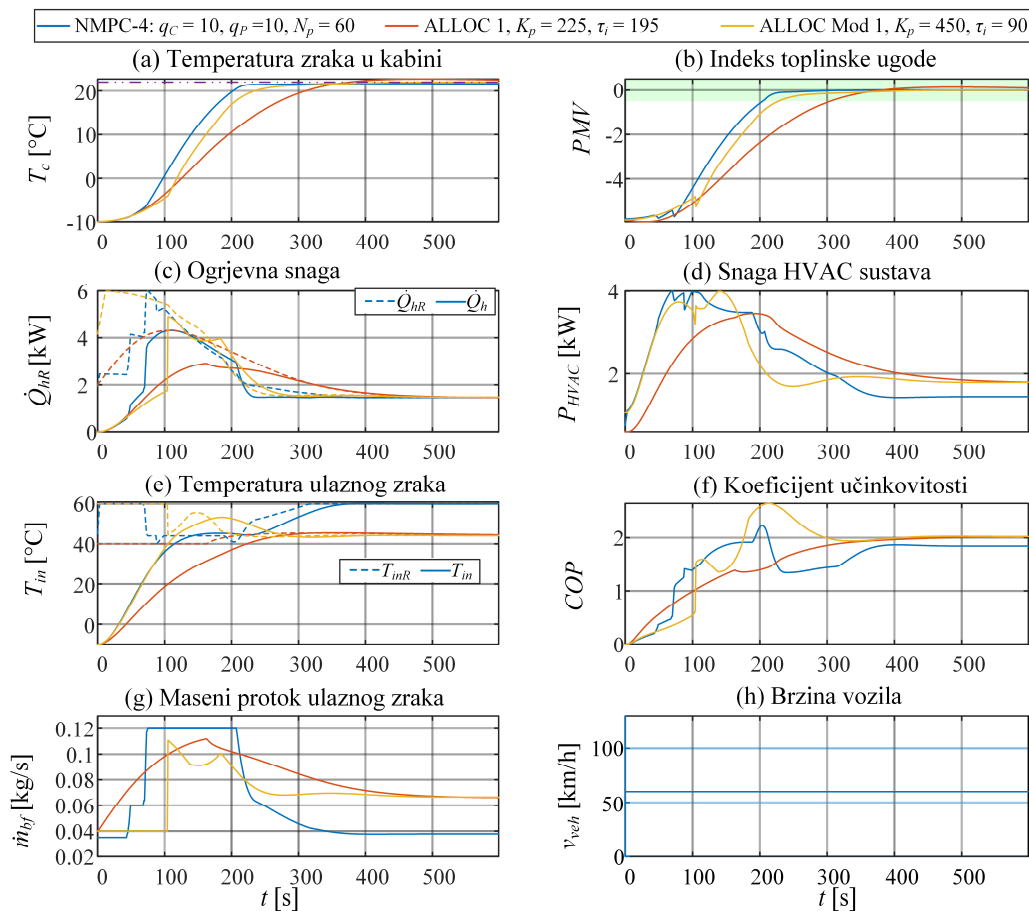
Tablica 7-2. Pokazatelji kvalitete upravljanja za tri energetski učinkovita NMPC rješenja prikazana na slici 7-7

Podešenje	$q_c$	$q_p$	$N_p$	$E_{el}$ [Wh]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
NMPC-1	0.1	50	60	259 (0.0%)	1.71 (0.0%)	1.63 (0.0%)
NMPC-2	1	35	60	284 (9.7%)	1.60 (-6.6%)	1.48 (-9.4%)
NMPC-3	10	20	48	327 (26.3%)	1.41 (-17.9%)	1.31 (-19.9%)

Usporedba NMPC strategije i kaskadne regulacije za slučaj približno jednake potrošnje električne energije (NMPC-4, ALLOC 1 i ALLOC Mod 1 na sl. 7-5) dana je na slici 7-8, i to za slučaj najbolje toplinske ugone u kaskadnoj regulaciji. Kaskadna regulacija bez modifikacije upravljanja (ALLOC 1; crveno) sporim podešenjem nadređenog regulatora u početku nastoji održati niski maseni protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  kako bi se postigla niža potrošnja i što veća toplinska uгода. Sporom izgradnjom ogrjevne snage, protok zraka postupno se povisuje. U usporedbi s NMPC strategijom (NMPC-4, plavo), toplinska se uгода u kabini postiže otprilike dvije minute kasnije što daje 43% veći indeks  $I_{C2}$  (tablica 7-3).

Uvođenjem modifikacije u kaskadnu regulaciju (ALLOC Mod 1; žuto), kojom se oponaša DP-optimalno ponašanje sustava u početnom dijelu odziva, ulazna se temperatura zraka  $T_{in}$  podiže gotovo jednako brzo kao u slučaju NMPC strategije. Nakon postizanja  $T_{in} = 40$  °C u  $t = 100$  s, protok zraka i referentna temperatura  $T_{inR}$  vraćaju se na vrijednosti postavljene optimalnom alokacijom. Toplinski ugodno područje postiže se brže nego u ALLOC slučaju jer se, zahvaljujući modifikaciji, pojačanja nadređenog regulatora mogu podići za postizanje brzog odziva, te je ovo rješenje za samo 12% lošije po indeksima  $I_{C1}$  i  $I_{C2}$  u odnosu na NMPC za sličan iznos utrošene električne energije. Međutim, u stacionarnom je stanju ( $t > 500$  s) opteretna snaga  $P_{HVAC}$  u slučaju kaskadne regulacije viša u odnosu na NMPC iako kaskadna regulacija ima viši koeficijent učinkovitosti  $COP$ , a time i viši srednji koeficijent učinkovitosti  $I_E$ . Ovo se objašnjava činjenicom da se alokacija upravljačkih ulaza u ovom slučaju provodi prema mapama maksimalne učinkovitosti HVAC sustava. Takvo ponašanje u stacionarnom stanju ukazuje na to da bi utrošena električna energija u slučaju kaskadne regulacije brže rasla u usporedbi s NMPC strategijom te bi pri dužim voznim ciklusima kaskadna regulacija osjetno utjecala na domet vožnje. Smanjenje potrošnje u stacionarnom stanju postiglo bi se promjenom optimalne alokacije upravljačkih ulaza tako da je orijentirana prema minimizaciji snage HVAC sustava, što je detaljnije analizirano u nastavku.

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje



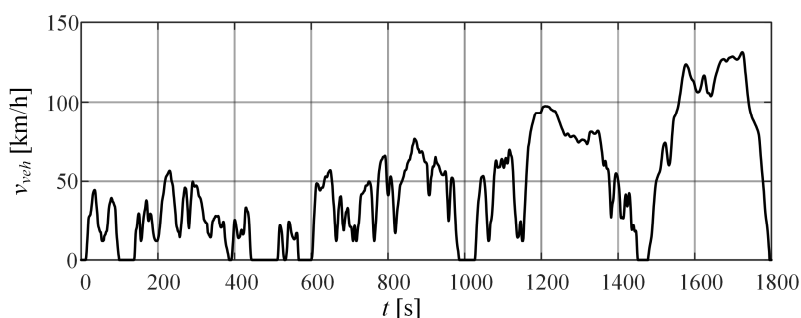
Slika 7-8. Usporedba odziva NMPC sustava i kaskadnog sustava regulacije bez i s modifikacijom upravljanja za slučaj slične potrošnje električne energije u sva tri slučaja, označena s NMPC-4, ALLOC-1 i ALLOC Mod 1 na slici 7-5

Tablica 7-3. Pokazatelji kvalitete upravljanja NMPC-4 strategije i kaskadnog sustava regulacije bez i s modifikacijom upravljanja za rješenja prikazana na slici 7-8

Rješenje	$E_{el}$ [Wh]	$I_E$ [-]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
NMPC-4	364 (0.0%)	1.56 (0.0%)	1.35 (0.0%)	1.30 (0.0%)
ALLOC 1	367 (0.8%)	1.58 (1.4%)	1.92 (41.6%)	1.87 (43.5%)
ALLOC Mod 1	375 (3.0%)	1.71 (10.2%)	1.51 (11.4%)	1.46 (12.0%)

### 7.3.3. Režim zagrijavanja uz promjenjivu brzinu vozila prema homologacijskom voznom ciklusu

Kako bi se ispitala kvaliteta upravljanja u kvazistacionarnom toplinskom stanju i pri promjenjivoj brzini vozila, Pareto optimalna rješenja sa slike 7-5 (označena crvenim obrubom) ispitana su u hladnim okolišnim uvjetima i na WLTC 3 voznom ciklusu (engl. *World harmonized Light-duty vehicles Test Cycle*), koji definira profil brzine prikazan na slici 7-9, trajanja 1800 s i duljine 23.25 km.

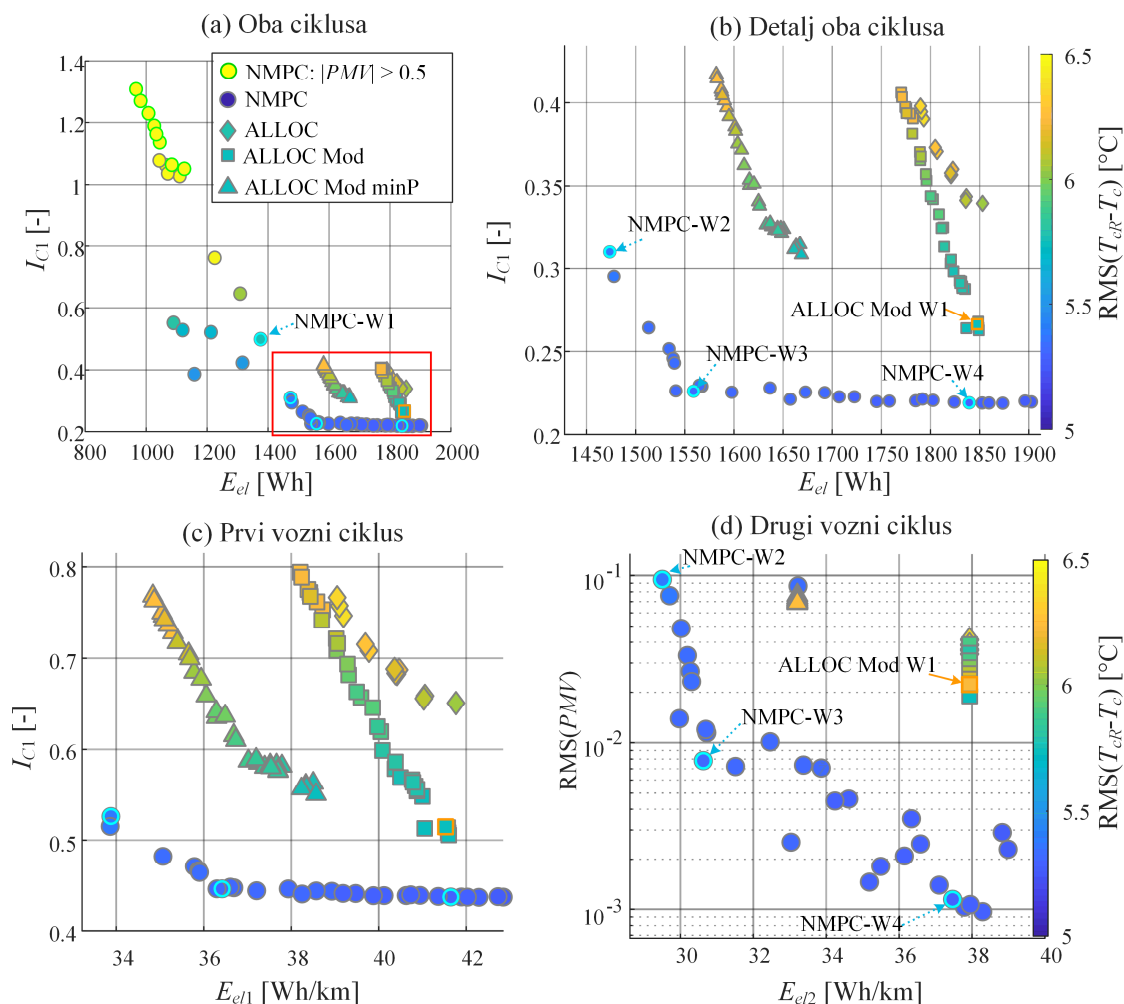


Slika 7-9. Profil brzine WLTC-3 homologacijskog voznog ciklusa [9]

Simulacije se provode u istim okolišnim uvjetima kao u prethodnom odjeljku za dva uzastopno ponovljena WLTC ciklusa ( $t_f = 3600$  s), gdje se tijekom prvog ciklusa kabina zagrijava do toplinski ugodnog područja, a u drugom se ciklusu toplinska uгода održava. Osim u pogledu ukupno utrošene električne energije  $E_{el}$  i indeksa srednje toplinske ugone  $I_{C1}$  izračunatih za cijeli odziv (oba ciklusa), kvaliteta upravljanja uspoređuje se i u pogledu specifične potrošnje po odvoženom kilometru za svaki od dva ciklusa,  $E_{el1}$  [Wh/km] i  $E_{el2}$  [Wh/km],  $I_{C1}$  indeksa u prvom ciklusu i RMS vrijednosti PMV indeksa u drugom ciklusu.

Dobiveni rezultati, prikazani na slici 7-10a, ukazuju da NMPC rješenja s iznimno niskom potrošnjom električne energije ( $E_{el} < 1400$  Wh) imaju narušenu toplinsku ugodu u ovom scenariju te da postoje mnoga rješenja u kojima se ne postiže toplinska uгода. Rješenja koja daju zadovoljavajuću toplinsku ugodu označena su crvenim pravokutnikom na slici 7-10a i detaljnije su prikazana na slici 7-10b. U velikoj većini NMPC rješenja postiže se slična, visoka toplinska uгода (uz minimalne razlike u indeksu  $I_{C1}$ ), ali i osjetne razlike u potrošnji koje nastaju zbog različitih protoka i temperatura ulaznog zraka u kabinu (v. sliku 7-6). U usporedbi s kaskadnom regulacijom, NMPC omogućava značajno poboljšanje toplinske ugone i smanjenje potrošnje električne energije. U ovom scenariju dolazi do primjetnih razlika u

kvaliteti kaskadne regulacije za različite varijante optimalne alokacije upravljačkih ulaza. Modificirana verzija alokacije je i ovdje u prednosti, pri čemu alociranje protoka i referentne temperature ulaznog zraka u kabinu prema mapi minimalne potrošnje energije (ALLOC Mod minP; trokuti) daje otprilike 8% nižu potrošnju energije za istu razinu toplinske ugone u odnosu na alociranje prema maksimalnom koeficijentu učinkovitosti (ALLOC Mod; kvadrati). Međutim, u potonjem se slučaju kod pojedinih rješenja postiže bolja toplinska uгода.



Slika 7-10. Usporedba pokazatelja kvalitete kaskadnog i NMPC upravljanja za dvostruki WLTC-3 vozni ciklus (a, b) te pojedinačno za prvi toplinski dinamički i drugi toplinski kvazistacionarni vozni ciklus (c, d) u režimu grijanja.

Analiza pokazatelja kvalitete upravljanja za svaki od dvaju ciklusa zasebno (slike 7-10c i d) ukazuje na to da mijenjanje NMPC podešenja utječe i na početno zagrijavanje kabine i održavanje postignute toplinske ugone. Kod kaskadne regulacije, dinamika nadređenog

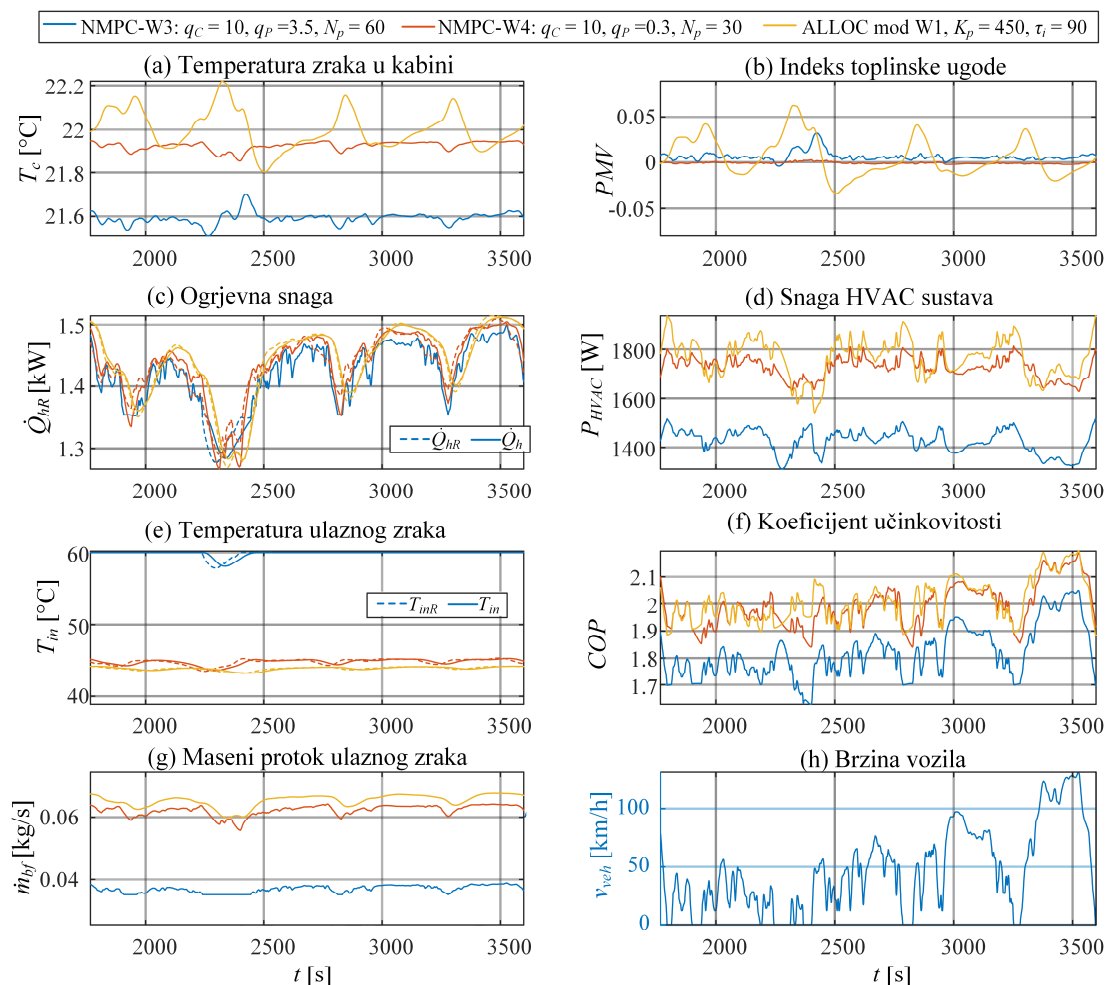
regulatora očekivano ima bitniji utjecaj na specifičnu potrošnju u prvom ciklusu koji sadrži početno zagrijavanje. Bitniji utjecaj u drugom ciklusu, u kojem se postignuta toplinska uroda održava, ima vrsta alokacije upravljačkih ulaza, te se ističe prednost alociranja upravljačkih varijabli s obzirom na minimizaciju snage HVAC sustava (ALLOC Mod minP; trokuti), koja snižava specifičnu potrošnju energije  $E_{el2}$  za 13% u odnosu na alokaciju s obzirom na maksimizaciju COP-a (ALLOC Mod; kvadrati). NMPC u odnosu na prvotnu vrstu alokacije dodatno smanjuje specifičnu potrošnju  $E_{el2}$  za 10% (odnosno 21% u odnosu na potonju), uz kvalitetnije održavanje toplinske ugode odraženo u nižoj RMS vrijednosti PMV indeksa.

Slika 7-11 i tablica 7-4 prikazuju usporedne odzive sustava i odgovarajuće pokazatelje kvalitete upravljanja za NMPC i kaskadnu regulaciju s podešenjima za visoku toplinsku ugodu (označena s ALLOC Mod W1, NMPC-W3 i NMPC-W4 na slici 7-10) te za drugi WLTC vozni ciklus, odnosno tijekom kvazistacionarnog stanja održavanja toplinske ugode. Razmatraju se dva NMPC podešenja, od koji se prvo (NMPC-W3, plave linije) odnosi se na rješenje s lijevog koljena fronte na slici 7-10b, a drugo (NMPC-W5, crvene linije) predstavlja rješenje koje ima približno istu potrošnju energije kao kaskadna regulacija (ALLOC Mod W1; žute linije). Kaskadna regulacija zadaje upravljačke ulaze ( $T_{inR}$  i  $\dot{m}_{bf}$ ) sličnih iznosa kao odgovarajuće (drugo) podešenje NMPC strategije, što rezultira sličnom potrošnjom ( $P_{HVAC}$  na slici 7-11d i  $E_{el}$  u tablici 7-4). Međutim, NMPC se u većoj mjeri približava idealnoj toplinskoj ugodi zahvaljujući predikciji poremećaja, na temelju koje brže korigira maseni protok zraka  $\dot{m}_{bf}$ . S druge strane, kaskadna regulacija nije dovoljno brza u korigiranju upravljačkih djelovanja bez obzira na brzo podešenje nadređenog regulatora. Uz energetski učinkovitije NMPC podešenje (NMPC-W3; plave linije) moguće je uštedjeti do 15% električne energije uz gotovo jednaku toplinsku ugodu. To se postiže spuštanjem temperature zraka u kabini i upuhivanjem toplijeg zraka nižeg protoka, čime se rasterećuje HVAC sustav tj. snižava njegova snaga za oko 300 W.

Tablica 7-4. Pokazatelji kvalitete NMPC i kaskadnog upravljanja za odzive dane na slici 7-11

Rješenje	$E_{el}$ [Wh]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
NMPC-W4	1839 (0.0%)	0.218 (0.0%)	0.217 (0.0%)
NMPC-W3	1559 (-15%)	0.227 (4%)	0.217 (0.0%)
ALLOC Mod W1	1848 (0.4%)	0.267 (22%)	0.243 (12%)

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

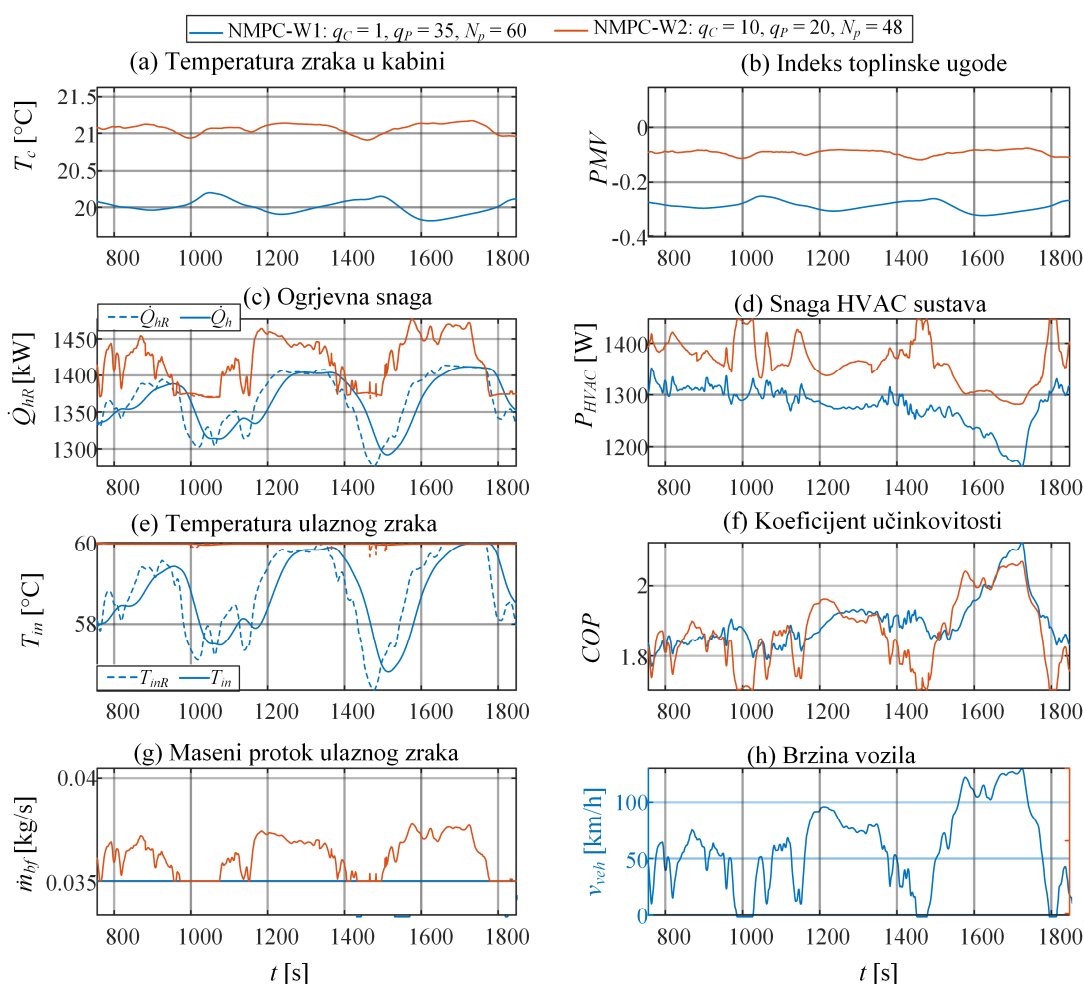


Slika 7-11. Usporedni odzivi sustava NMPC i kaskadnog upravljanja za dva karakteristična podešenja NMPC sustava te kvacistacionarne toplinske uvjete voznog ciklusa

Mehanizam snižavanja potrošnje kod NMPC sustava detaljnije je analiziran usporedbom odziva sustava za podešenje koje daje zadovoljavajuću toplinsku ugodu (NMPC-W2 na slici 7-10; crvene linije na slici 7-12) te ono koje daje bitno nižu potrošnju ali toplinska uroda nije zadovoljena (NMPC-W1 na slici 7-10; plave linije na slici 7-12). U prvom slučaju, NMPC održava temperaturu zraka u kabini na oko 21 °C (što je za 1 °C niže od reference  $T_{cR} = 22$  °C), a ulazna temperatura zraka zasićena je na maksimalnu vrijednost  $T_{inR} = 60$  °C. Na temelju predikcije poremećaja i poznavanja dinamike sustava, NMPC korigira maseni protok zraka kako bi održavao toplinsku ugodu uz što nižu potrošnju na način da pri višim brzinama povećava maseni protok zraka, a pri nižim brzinama ga smanjuje. Djelovanje je takvo jer je pri višim brzinama potrošnja HVAC sustava niža uslijed isključenja prednjeg ventilatora te jer povećani protok zraka na glavnom izmjenjivaču topline blago rasterećuje kompresor. Time

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

NMPC strategija iskorištava toplinsku inerciju kabine i jače je grije pri višim brzinama vozila, kada je to učinkovitije, dok pri nižim brzinama dozvoljava blago ohlađivanje kabine. NMPC s drugim podešenjem (NMPC-W1; plave linije) radi slično, ali zbog zasićenja protoka zraka na minimalnu vrijednost (povezano s minimizacijom potrošnje), toplinsku inerciju kabine iskorištava promjenama ulazne temperature zraka  $T_{in}$ . Međutim, zbog većeg kašnjenja ovog upravljačkog kanala, u tom slučaju dolazi do većih (iako i dalje niskih) pogreški regulacije temperature zraka u kabini.



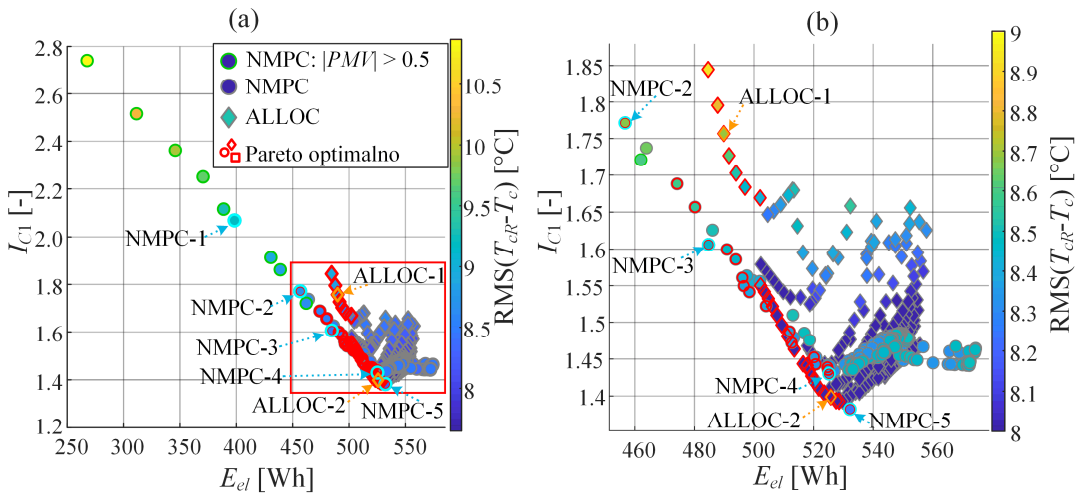
Slika 7-12. Usporedni odzivi dva karakteristična podešenja NMPC sustava upravljanja, označena s NMPC-W1 i NMPC-W2 na slici 7-10, za ilustraciju mehanizama snižavanja potrošnje energije u kvacistacionarnim toplinskim uvjetima voznog ciklusa



### 7.3.4. Režim ohlađivanja uz konstantnu brzinu vozila

Prvi razmatrani scenarij u režimu hlađenja je ohlađivanje kabine iz okolišnih uvjeta ( $T_a = +40$  °C,  $\varphi_a = 60\%$ ,  $\dot{Q}_{sol} = 2.8$  kW) do toplinske ugone, uz referentnu temperaturu  $T_{cR} = 24$  °C i trajanje scenarija  $t_f = 10$  min. Pritom se u vozilu nalaze vozač i suvozač ( $\dot{Q}_{met} = 150$  W) i voze brzinom  $v_{veh} = 60$  km/h. Slično kao u režimu grijanja, kako bi se dobio širok skup rješenja u slučaju kaskadne regulacije, simulacije su provedene za različite parametre nadređenog regulatora  $K_p \in \{175:25:500\}$ ,  $\tau_i \in \{30:15:240\}$ . Simulacije NMPC sustava provedene su uz različite težine ciljne funkcije (7-14),  $q_C \in \{0.1, 1, 10\}$ ,  $q_P \in \{0.1, 0.2, 0.5, 1, 2, 5, 10, 20, 50, 100\}$  i duljine predikcijskog horizonta  $N_p \in \{24:6:60\}$  (odnosno  $t_P \in \{120:30:300\}$  s).

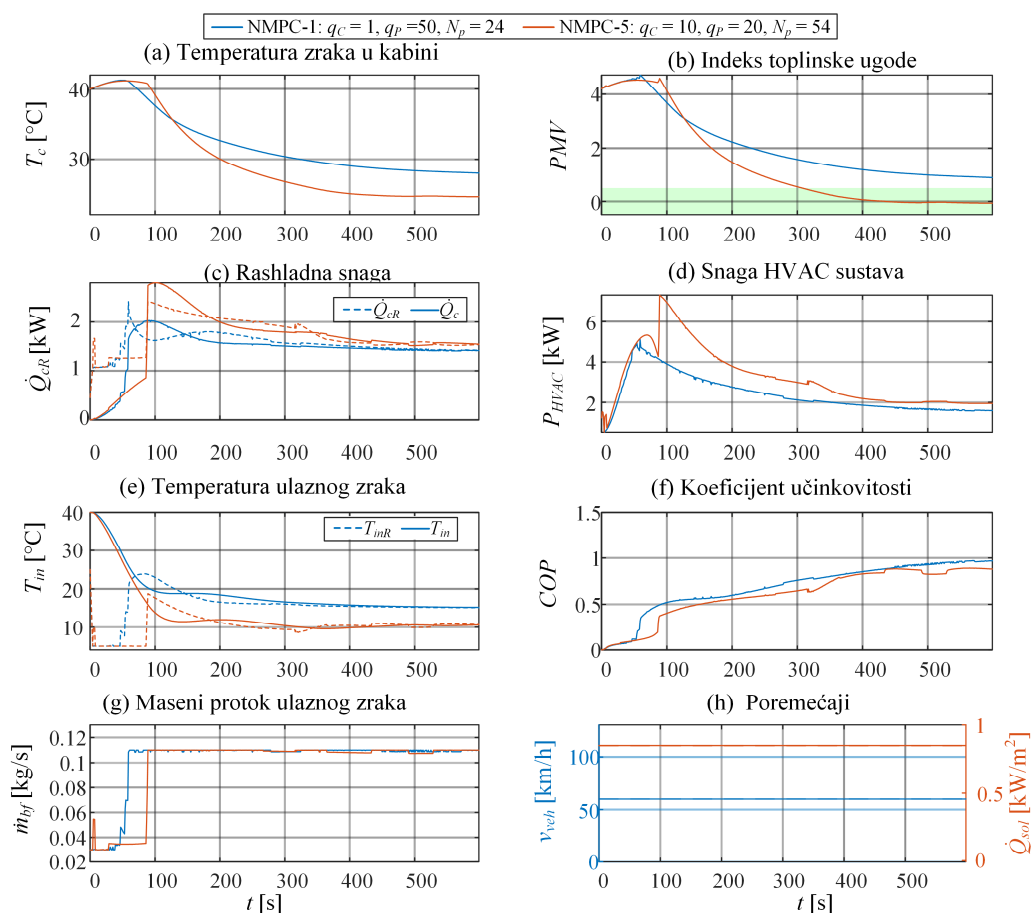
Dobivena rješenja kao i njihov Pareto optimalni podskup prikazani su na slici 7-13. Slično kao u režimu grijanja, u slučaju NMPC sustava postavke s iznimno visokom penalizacijom potrošnje rezultiraju višim uštedama energije  $E_{el}$ , ali ne ulaze u područje toplinske ugone (točke sa zelenim obrubom izvan crvenog okvira na slici 7-13a; v. i odzive dane plavim linijama na slici 7-14). Također, većina je rješenja podoptimalna (Slika 7-13b) te se povećanjem energije  $E_{el}$  iznad 530 Wh indeks toplinske ugone  $I_{C1}$  ne uspijeva dalje smanjiti, što je uzrokovano zasićenjem HVAC sustava. Pareto optimalna rješenja (crveni krugovi) su u području bolje toplinske ugone praktički jednaka onima dobivenim kaskadnom regulacijom (crveni rombovi) jer su oba sustava na ili blizu ograničenja rashladne snage. U području niže potrošnje (gornji lijevi kraj fronte na slici 7-13b), NMPC sustav ipak osigurava bolju toplinsku ugodu u odnosu na kaskadnu regulaciju.



Slika 7-13. Mapa pokazatelja kvalitete upravljanja uz primjenu NMPC strategije i kaskadne regulacije u scenariju ohlađivanja kabine (podsvlika (b) prikazuje detalj s podsvlike (a))

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

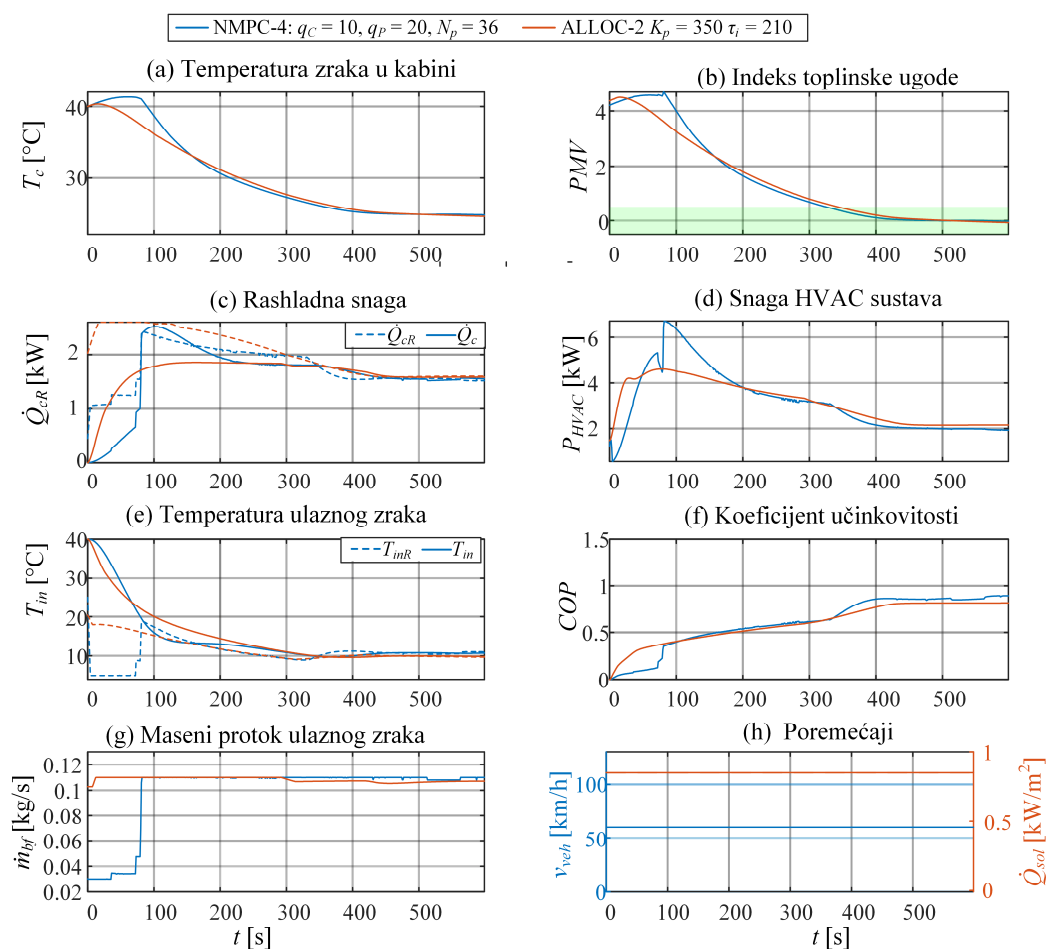
Dva krajnja podešenja NMPC strategije, uspoređena na slici 7-14, uključuju energetski učinkovitu postavku označenu s NMPC-1 na slici 7-13 i koja ne postiže toplinsku ugodu i drugu, toplinski najugodniju Pareto optimalnu postavku NMPC-5. U oba je slučaja upravljanje u prvoj minuti odziva slično i NMPC žrtvuje toplinsku ugodu (Slika 7-14a i 7-14b) slabim upuhivanjem zraka u kabinu (Slika 7-14g) kako bi što prije ohladio ulazni zrak (Slika 7-14e). Potom, ventilator kabine ulazi u gornje zasićenje i kabina se hladi. U toplinski najugodnijem rješenju (crvene linije), NMPC upuhuje zrak niske temperature, čime kabinu uspijeva ohladiti do toplinski ugodnog područja u pet minuta i idealne toplinske ugone unutar sedam minuta. Međutim, snaga HVAC sustava  $P_{HVAC}$  je značajno viša u odnosu na energetski učinkovito podešenje (plave linije), što u konačnici rezultira 50% višim utroškom energije ( $E_{el} = 532$  Wh) u odnosu na učinkovito rješenje ( $E_{el} = 398$  Wh). Pritom se ušteda energije postiže upuhivanjem manje ohlađenog zraka u kabinu u odnosu na prethodnu, tj. rasterećenjem HVAC sustava, ali se kabinu ne uspijeva ohladiti do toplinski ugodnog područja.



Slika 7-14. Usporedba graničnih NMPC rješenja u scenariju ohlađivanja, bez postizanja toplinske ugone (NMPC-1) i s najboljom toplinskom ugodom (NMPC-5)

## 7. Nelinearno modelsko prediktivno upravljanje

Na slici 7-15 prikazani su usporedni odzivi NMPC i kaskadnog sustava upravljanja za podešenja koja daju visoku razinu toplinske ugone i gotovo jednaku potrošnju električne energije ( $E_{el} = 525$  Wh), označena s NMPC-4 i ALLOC-2 na slici 7-13. U odnosu na NMPC, kaskadna regulacija odmah počinje upuhivati zrak maksimalnim protokom u kabinu (Slika 7-15g), čime bolje ohladi kabinu u prve dvije i pol minute odziva. Međutim, zbog visokog protoka zraka, ulazna se temperatura  $T_{in}$  ne spusti jednako nisko kao u NMPC slučaju (Slika 7-15e), što uzrokuje nešto sporije hlađenje zraka u kabini u naredne dvije minute te NMPC nakon  $t = 150$  s daje bolju toplinsku ugodu (Slika 7-15b) i prije postiže idealnu toplinsku ugodu. No, zbog početnog perioda u kojem ne hladi kabinu, indeks  $I_{C1}$  je u slučaju NMPC veći samo za 2.2%.

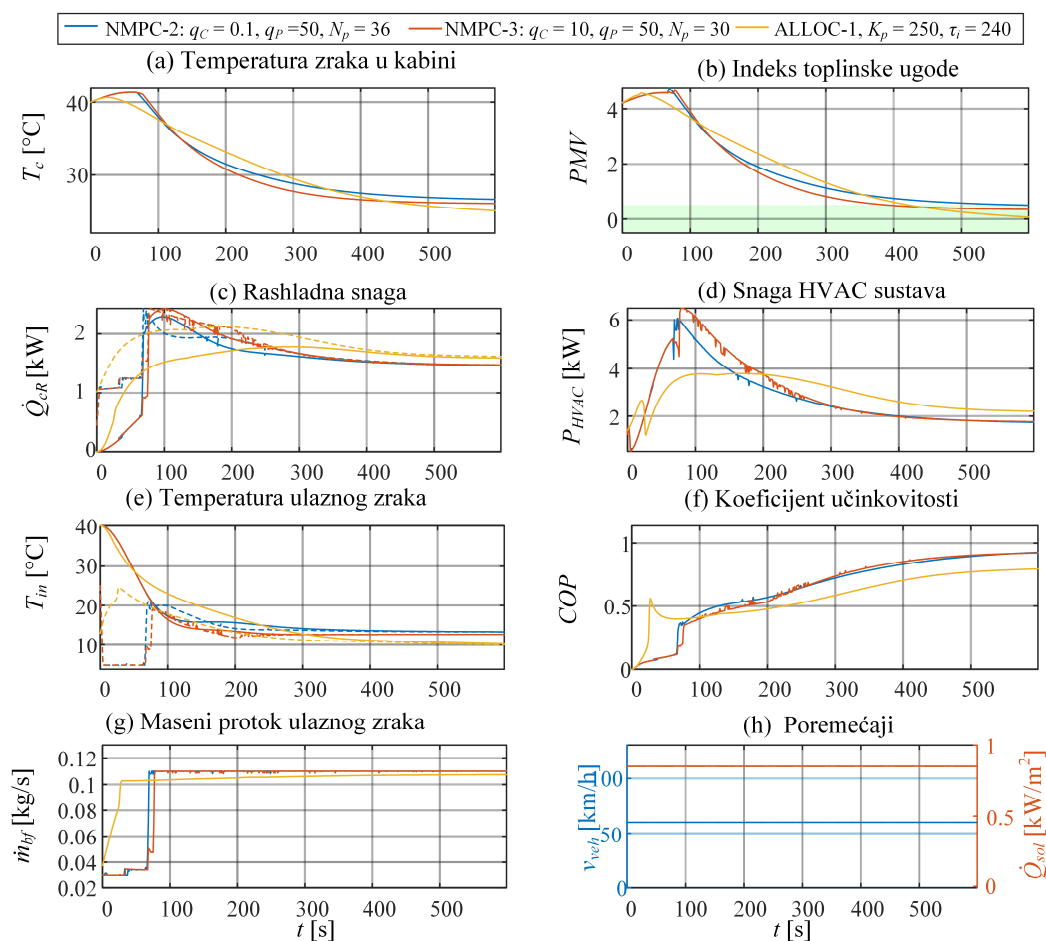


Slika 7-15. Usporedba odziva NMPC sustava (NMPC-4) i kaskadnog sustava regulacije (ALLOC-2) za slučaj slične potrošnje električne energije

Usporedni odzivi dvaju sustava za energetske učinkovitija podešenja prikazani su na slici 7-16, uz odgovarajuće pokazatelje kvalitete upravljanja dane u Tablici 7-5.

Tablica 7-5. Pokazatelji kvalitete upravljanja za rješenja NMPC i kaskadnog sustava upravljanja prikazana na slici 7-16

Rješenje	$E_{el}$ [Wh]	$I_E$ [-]	$I_{C1}$ [-]	$I_{C2}$ [-]
ALLOC-1	490 (0.0%)	0.58 (0.0%)	1.76 (0.0%)	1.69 (0.0%)
NMPC-2	457 (-6.7%)	0.65 (12%)	1.77 (0.8%)	1.77 (4.8%)
NMPC-3	485 (-1.0%)	0.65 (12%)	1.61 (-8.6%)	1.47 (-12.7%)



Slika 7-16. Usporedba odziva NMPC sustava i kaskadnog sustava regulacije (ALLOC-1) za slučajeve poboljšane učinkovitosti (NMPC-2) i toplinske ugone (NMPC-3)

Prvo NMPC podešenje (NMPC-2 na sl. 7-13; plave linije) postiže indeks toplinske ugone  $I_{C1}$  približno jednak onom kojeg daje kaskadna regulacija (ALLOC-1; žute linije), ali pritom ima 7% nižu potrošnju energije  $E_{el}$  (Tablica 7-5). Drugo NMPC podešenje (NMPC-3; crvene linije) daje sličnu potrošnju energije kao kaskadna regulacija, ali ga pritom karakterizira 9% bolja toplinska uroda. U prvom slučaju, NMPC strategija opet postiže višu energetska učinkovitost upuhivanjem manje ohlađenog zraka u kabinu u odnosu na kaskadnu regulaciju, čime smanjuje

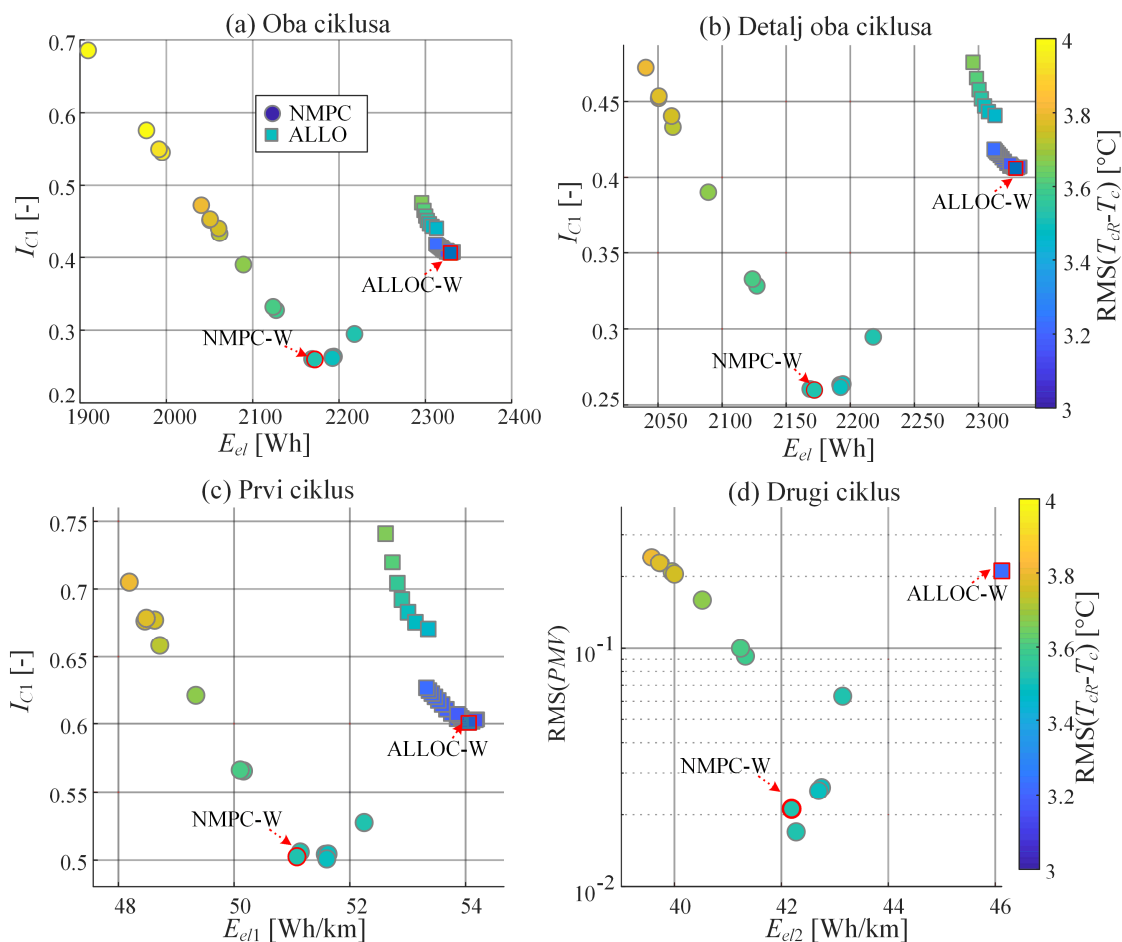
potrošnju kako se približava stacionarnom stanju ( $t > 200s$ ; plava linija na Slika 7-16d). No, u tom slučaju NMPC tek rubno ulazi u područje toplinske ugone. Stoga u rješenju s boljom toplinskom ugodom (crveno; Slika 7-16b), NMPC strategija nalaže upuhivanje nešto hladnijeg zraka u početku kako bi bolje ohladio kabinu i brže postigao toplinsku ugodu. Time ovo podešenje rezultira dostizanjem toplinski ugodnog područja ranije u odnosu na kaskadnu regulaciju, ali ne i idealnu toplinsku ugodu (temperatura zraka u kabini stacionira se iznad referentne temperature, slika 7-16a).

### **7.3.5. Režim ohlađivanja uz promjenjivu brzinu vozila prema homologacijskom voznom ciklusu**

Slično kao i kod režima grijanja, pretpostavka konstantne brzine vozila relaksira se primjenom dvostrukog WLTC-3 voznog ciklusa uz neizmijenjene okolišne uvjete u odnosu na prethodni odjeljak. Pokazatelji kvalitete upravljanja ponovno uključuju: potrošnju energije  $E_{el}$  i indeks toplinske ugone  $I_{C1}$  za oba ciklusa, specifičnu potrošnju za svaki od ciklusa,  $E_{el1}$  [Wh/km] i  $E_{el2}$  [Wh/km], indeks  $I_{C1}$  u prvom ciklusu i RMS PMV indeksa u drugom ciklusu.

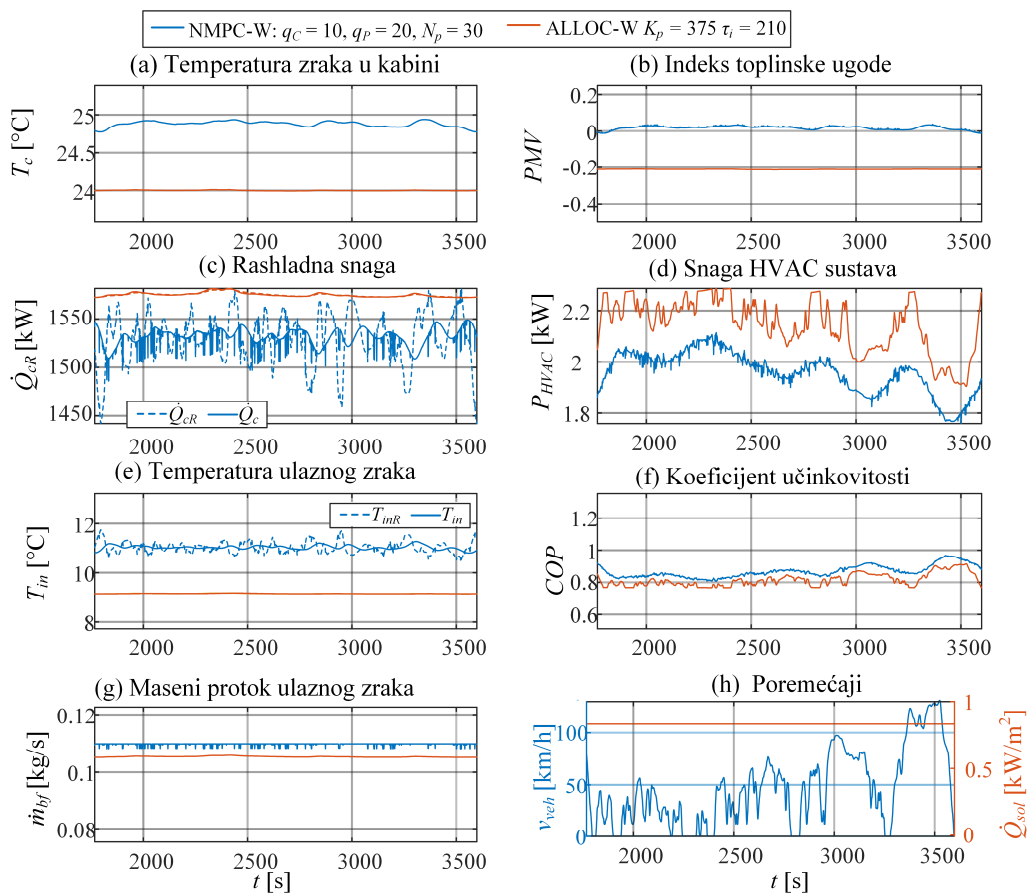
Rezultati prikazani na slici 7-17a i 7-17b, dobiveni za Pareto optimalna rješenja sa slike 7-13, ukazuju na to da, za slučaj maksimalne toplinske ugone (najniži  $I_{C1}$ ), NMPC daje uštedu energije od gotovo 7% u odnosu na kaskadnu regulaciju, a k tome i 35% niži indeks  $I_{C1}$ . Pareto fronta NMPC rješenja je široka, što znači da se ostvaruje fleksibilnost izbora rješenja u smislu manje potrošnje energije za lošiju toplinsku ugodu ili obratno.

Nadalje, primjenom NMPC strategije može se smanjiti specifična potrošnja električne energije tijekom održavanja toplinske ugone ( $E_{el2}$ ) za 15% u odnosu na kaskadnu regulaciju uz sličnu kvalitetu održavanja toplinske ugone (7-17d), odnosno do 8% u slučaju najviše kvalitete održavanja toplinske ugone, koja je za red veličine viša od one u kaskadnoj regulaciji. K tome, usporedba kvalitete upravljanja u prvom i drugom voznom ciklusu (slike 7-17c i 7-17d) ukazuje na to da se mijenjanjem postavki NMPC sustava može utjecati i na početno postizanje toplinske ugone i njeno naknadno održavanje. Kod kaskadne regulacije potrebno je ugađati nadređeni regulator za željene performanse početnog zagrijavanja i optimalnu alokaciju za održavanje toplinske ugone, uz uži raspon Pareto fronta a time i manju fleksibilnost podešavanja.



Slika 7-17. Usporedba pokazatelja kvalitete kaskadnog i NMPC upravljanja za dvostruki WLTC-3 vozni ciklus (a, b) te pojedinačno za prvi toplinski dinamički i drugi toplinski kvazistacionarni vozni ciklus (c, d) u režimu hlađenja.

Konačno, na slici 7-18 prikazana je usporedba NMPC i ALLOC rješenja u kojima je toplinska uгода najbolja po indeksu  $I_{C1}$  (točke minimuma Pareto fronti na slici 7-17a označene s NMPC-W i ALLOC-W). Usporedba je dana za drugi vozni ciklus, tj. za kvazistacionarnu fazu odziva. NMPC uspješno održava PMV indeks oko nule podizanjem temperature zraka u kabini blago iznad referentne vrijednosti  $T_{cr}$ , a nižu snagu HVAC sustava postiže mijenjanjem referentne temperature ulaznog zraka  $T_{inR}$  (slika 7-18e) budući da je ventilator kabine u zasićenju.



Slika 7-18. Usporedni odzivi sustava NMPC i kaskadnog upravljanja za kvacistacionarne toplinske uvjete voznog ciklusa u režimu hlađenja

## 7.4. Zaključne napomene

Zaključno, predloženi sustav temeljen na nelinearnom modelskom prediktivnom upravljanju (NMPC) poboljšava kvalitetu upravljanja u odnosu na kaskadnu regulaciju i omogućava dodatno smanjenje potrošnje električne energije, što se u konačnici odražava na povećanje dometa vožnje, uz zadržanu te u nekim slučajevima i bolju toplinsku ugodu. Unaprjeđenja NMPC strategije mogu se orijentirati na uključivanje dinamike vlažnosti zraka u kabini za poboljšanje predikcije, a time i kvalitete upravljanja u režimu grijanja. S druge strane, u režimu grijanja, NMPC formulacija mogla bi se proširiti s infracrvenim grijačim panelima, čijim se korištenjem dodatno povećava energetska učinkovitost cijelog sustava kako je pokazano u poglavlju 6. Ova bi proširenja zahtijevala proširenje predikcijskog modela s dodatnim varijablama stanja i upravljačkim ulazima.

Robusnost NMPC sustava s obzirom na nemodeliranu dinamiku procesa dijelom je demonstrirana korištenjem simulacijskog modela HVAC sustava drugog reda, dok se NMPC zasnivao na predikcijskom modelu prvog reda. No, radi širih uvida u robusnost i općenito preciznijih rezultata potrebno bi bilo ispitati NMPC sustav u slučajevima: (i) uključivanja šire nemodelirane dinamike procesa, primjerice uz primjenu detaljnijeg, ultimativno detaljnog fizikalnog modela kabine i HVAC sustava; (ii) postojanja nesigurnosti u predikciji poremećajnih varijabli; (iii) šireg spektra okolišnih uvjeta, voznih ciklusa i preferencija vozača. Konačno, NMPC strategiju bilo bi vrijedno implementirati u vozilo i analizirati kvalitetu upravljanja na realnom sustavu. Pritom bi se trebale razmotriti mogućnosti implementacije NMPC koda u C++ ili Python programskom jeziku za brže izvođenje. Navedene aktivnosti prelaze okvir ovog rada, čije se naredno poglavlje odnosi na eksperimentalnu provjeru, općenito praktičnije i numerički učinkovitije kaskadne strategije upravljanja s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza.



## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

Eksperimentalno ispitivanje razvijenog kaskadnog sustava upravljanja s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza provedeno je u sklopu QUIET projekta u prostorima tvrtke Honda R&D Europe (Deutschland) GmbH u Njemačkoj. Za potrebe projekta, u predmetni HVAC sustav (slika 2-1), ugrađen u eksperimentalno električno vozilo B-klase, implementiran je kaskadni sustav upravljanja prikazan u poglavlju 6. U nastavku poglavlja opisano je eksperimentalno vozilo, prikazani su detalji implementacije sustava upravljanja, predstavljeni su i analizirani eksperimentalni rezultati te su dane smjernice za daljnji razvoj.

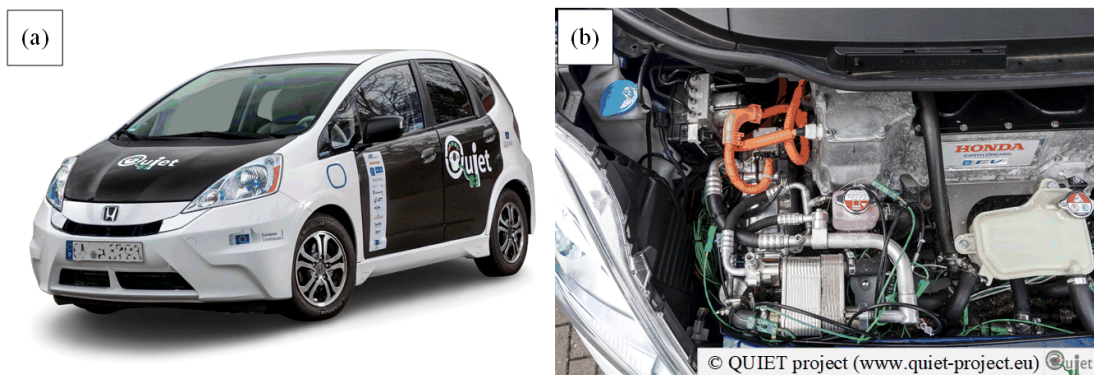
### 8.1. Eksperimentalno vozilo

Projekt QUIET usmjeren je na razvijanje energetski učinkovitog električnog vozila s povećanim dometom u stvarnim uvjetima vožnje uključujući ekstremno tople i hladne okolišne uvjete [29], [145]. Tehnologije razvijene u sklopu projekta integrirane su i validirane na Hondinom električnom vozilu B klase koje je prikazano na slici 8-1a. Ove tehnologije uključuju:

- novi HVAC sustav temeljen na R290 radnoj tvari, koji osim hlađenja omogućava i grijanje u režimu rada dizalice topline, zasnovan na konceptu prikazanom na slici 2-1 i prikazan na slici 8-1b,
- napredni spremnik topline temeljen na fazno promjenjivom materijalu za poboljšano zagrijavanje pogona u hladnim uvjetima,
- infracrvene grijače panele u kabini za poboljšanu toplinsku ugodu putnika i lokalizirano grijanje,
- stakla i sjedala izrađena od lakih materijala za istovremeno smanjenje mase vozila i poboljšanu toplinsku izolaciju,
- vrata vozila izrađena od lakih kompozitnih materijala za povećanu sigurnost uz smanjenje mase i buke,
- novo korisničko sučelje (engl. skrać. HMI; *Human Machine Interface*) za jednostavnije i intuitivnije upravljanje grijanjem i hlađenjem,

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

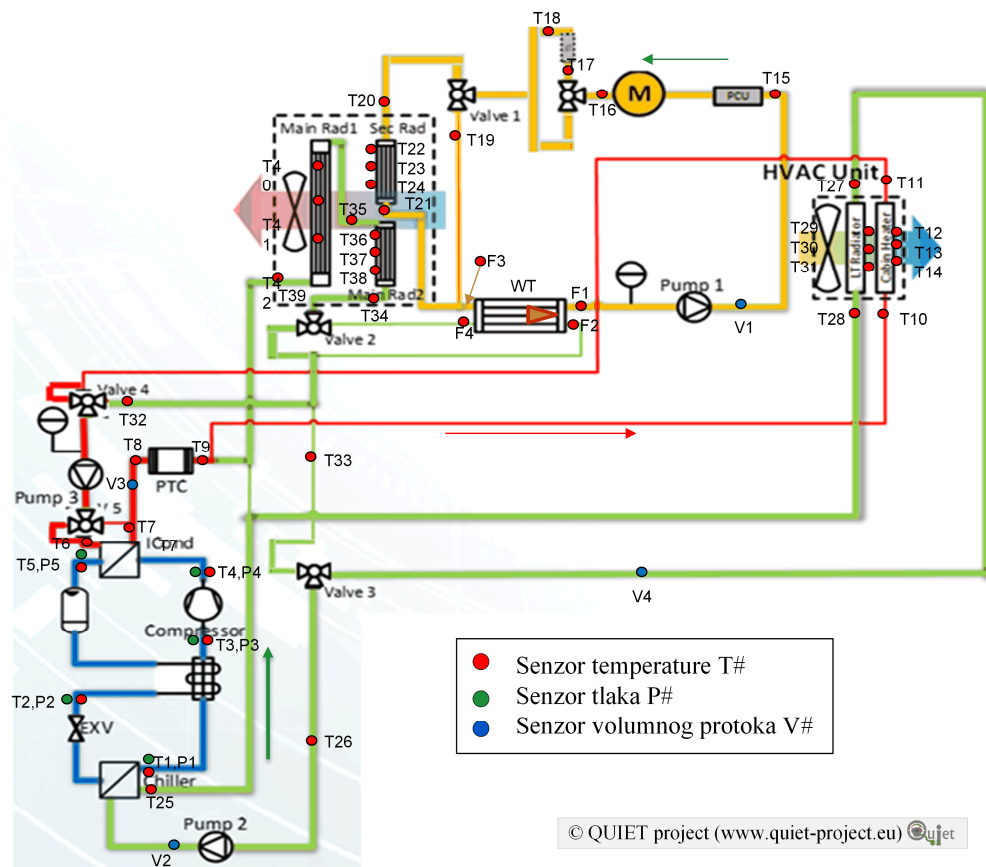
U odnosu na polazno vozilo, nove komponente sustava uključuju novi kompresor i elektronički ekspanzijski ventil za R290 radnu tvar koji su razvijeni u sklopu QUIET projekta. Ostale nove komponente rashladnog kruga uključuju komercijalno dostupne pločaste izmjenjivače topline (ICOND, CHLR, IHX; v. sl. 2-1) i cijevi radne tvari. U sekundarnim petljama s posrednim medijem, nove komponente su pumpe, proporcionalni ventili i crijeva za posredni medij, izmjenjivač otpadne topline (WHHX), hladnjak kabine u sabirnoj kutiji zraka (LTR) i dodatni izmjenjivači topline u prednjem dijelu vozila (SR i MR2). Zadržane komponente s polaznog vozila su PTC grijač, sabirna kutija zraka koja uključuje zadržan grijač kabine (HC), ventilator kabine i zaklopke za upravljanje distribucijom i recirkulacijom zraka, glavni (prednji) izmjenjivač topline (MR1) i ventilator prednjeg izmjenjivača topline. Više detalja o razradi, dizajnu i integraciji HVAC sustava dano je u [114] i [146].



Slika 8-1. Eksperimentalno baterijsko električno vozilo (a) i ugrađeni HVAC sustav (b)

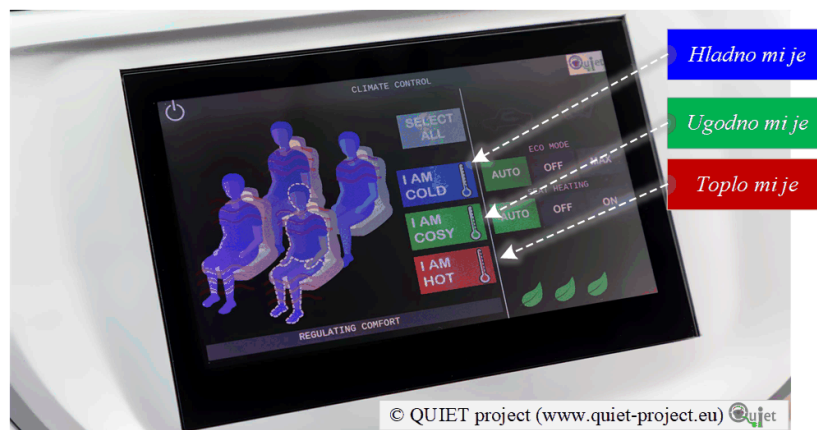
Prema slici 8-2, senzori HVAC sustava ugrađenog u vozilo uključuju senzore temperature (crveni kružići), tlaka radne tvari (zeleni kružić) i volumnog protoka posrednog medija (plavi kružići). Za implementaciju upravljanja potreban je manji podskup senzora, o kojima su detalji dani u narednom potpoglavlju. S druge strane, senzori smješteni u putničkoj kabini preneseni su s polaznog vozila i uključuju senzor temperature i relativne vlažnosti zraka u kabini.

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja



Slika 8-2. Raspored senzora HVAC sustava [146]

Konačno, novo korisničko sučelje, prikazano na slici 8-3, vozaču nudi na izbor nekoliko načina rada vozila i intuitivno upravljanje toplinskom ugodom [147]. Zahtjevi koje vozač zadaje putem tipki „hladno mi je“, „ugodno mi je“, „toplo mi je“ pretvaraju se u reference upravljačkog sustava koji je opisan u nastavku.



Slika 8-3. Novorazvijeno korisničko sučelje [147]

## 8.2. Implementacija upravljačke strategije

Kaskadna strategija upravljanja razvijena u poglavlju 6 predstavlja ključan, iako ne jedini dio cjelokupnog upravljačkog koda. Za njenu punu funkcionalnost u vozilu potrebni su dodatni dijelovi, poput obrade mjerenih signala sa senzora, pretvorba upravljačkih komandi u komande aktuatora, zaštitnih i nadzornih rutina i slično. U ovom je potpoglavlju opisano cjelokupno upravljanje toplinskim sustavima vozila za režime grijanja i hlađenja, s naglaskom na implementaciju razvijene strategije upravljanja.

### 8.2.1. Upravljanje toplinskim sustavima vozila

Cjelokupno upravljanje toplinskim sustavima vozila implementirano je na dva odvojena računala/procesora: glavnom računalu (engl. skrać. SBC; *Single-Board Computer*) i računalu upravljačke elektronike (engl. skrać. ECU; *Electronic Control Unit*), koja međusobno komuniciraju i posrednici su između korisničkog sučelja (HMI) te aktuatora i senzora. Ova komunikacijska struktura blokovski je prikazana na slici 8-4a. Program korisničkog sučelja za upravljanje prikazom na zaslonu i primanjem komandi vozača sa zaslona implementiran je na SBC-u i izvodi se paralelno s programom za upravljanje toplinskim sustavima vozila. Oba *Python* programa (bez upravljačke strategije), kao i samo sklopovlje, isporučena su od projektnog partnera. Unutar programa za upravljanje toplinskim sustavima vozila nalaze se sljedeće glavne funkcije:

1. Upravljanje HVAC sustavom, čiji je jedan dio i kaskadna strategija upravljanja.
2. Pretvaranje signala s korisničkog sučelja u reference temperature zraka u kabini i površinske temperature infracrvenih grijačkih panela.
3. Spremanje podataka u realnom vremenu u .csv obliku za kasniju analizu.
4. Komunikacija s ECU i HMI.

Implementacija kaskadne strategije upravljanja opisana je u idućem odjeljku. Osim nje, dijelovi potprograma za upravljanje HVAC sustavom koriste se za hlađenje pogona u vožnji i pri punjenju, određivanje režima rada koji određuju aktivnost HVAC sustava (normalni, ekonomični režim i sl.), određivanje režima rada HVAC sustava (grijanje/hlađenje) i shodno tome postavljanje proporcionalnih ventila posrednog medija i zaklopki distribucije zraka, te određivanje konačnih komandi aktuatora ovisno o stanju HVAC sustava.

Zahtjev vozača s HMI-a u obliku izjava „*hladno mi je*“, „*toplo mi je*“, „*ugodno mi je*“ (v. sl. 8-3) potrebno je pretvoriti u referencu temperature zraka u kabini za kaskadnu regulaciju i referentne temperature infracrvenih grijaćih panela, a detalji o proračunu dani su u [123]. Ovdje je upravljanje infracrvenim grijaćim panelima programirano za postizanje lokaliziranog grijanja u otvorenoj petlji i ne koriste se PMV regulatori prikazani u poglavlju 6.

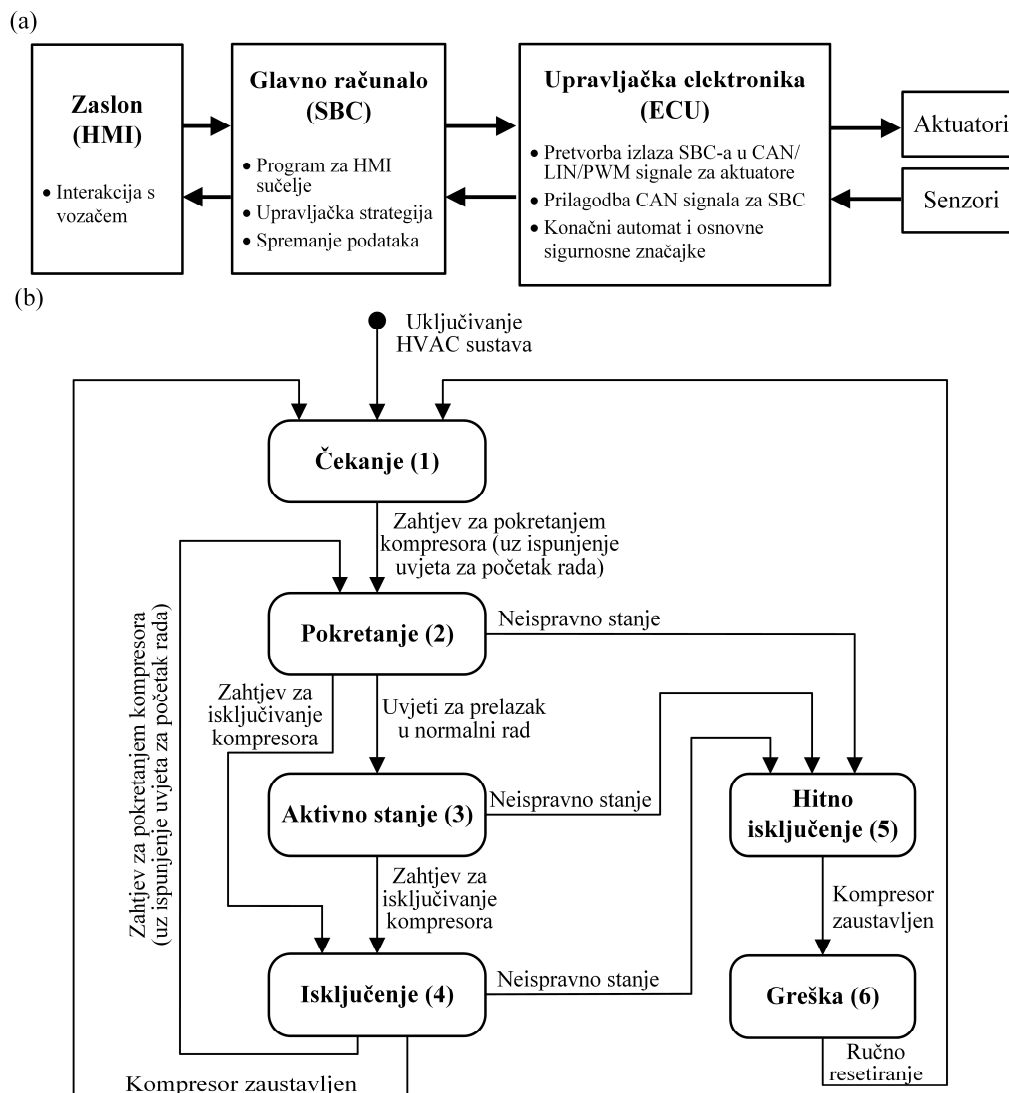
Pregled i analiza eksperimentalnih podataka izvodi se van realnog vremena na osobnom računalu. Stoga je u okviru SBC-a implementirano pohranjivanje ulaznih signala, internih varijabli i izlaznih signala upravljačke strategije u tekstualnom obliku za lakše učitavanje i obradu u uobičajenim programskim aplikacijama.

SBC i ECU komuniciraju putem CAN serijske sabirnice (engl. skrać. CAN; *Controller Area Network*), pri čemu SBC šalje iznose upravljačkih varijabli u ECU i ujedno prima mjerenja sa ECU-a. ECU je posredno računalo koje uključuje i sklopovlje neophodno za povezivanje s aktuatorima i sensorima. ECU pretvara iznose upravljačkih varijabli u signale prilagođene aktuatorima: kompresor se upravlja CAN porukama, pumpe se upravljaju PWM signalima (engl. skrać. PWM; *Pulse Width Modulation*), a proporcionalni ventili i ekspanzijski ventil zahtijevaju LIN poruke (engl. skrać. LIN; *Local Interconnect Network*). Također, ECU pretvara signale sa senzora, koji mogu biti u digitalnom ili analognom obliku, u CAN poruke koje prosljeđuje u SBC.

Osim povezivanja SBC-a sa perifernim komponentama, unutar ECU je implementiran i konačni automat za upravljanje HVAC sustavom u njegovim različitim stanjima, koji je blokovski prikazan na slici 8-4b. Također, u ECU su implementirane osnovne sigurnosne značajke za nadzor HVAC sustava. Kako je kompresor glavni i kritični dio HVAC sustava, konačni automat prikazan na slici 8-4b izrađen je s obzirom na stanja kompresora. Konačni automat sastoji se od četiri stanja normalnog rada: *čekanje* (1), *pokretanje* (2), *aktivno stanje* (3), *isključenje* (4), i dva stanja u slučaju greške: *hitno isključenje* (5) i *greška* (6). Početno stanje ECU-a je *čekanje*, u koje se pri prvom pokretanju ulazi ukoliko su svi senzori, aktuatori i baterija dostupni i kada je uspostavljena komunikacija preko CAN i LIN sabirnica. U suprotnom se ECU nalazi u stanju *neispravno* (nije prikazano na slici 8-4b radi jednostavnosti prikaza). Iz *čekanja* ili *isključenja* ECU odlazi u *pokretanje* u kojem se podiže brzina kompresora i uključuje regulacija pregrijanja radne tvari (detalji su dani u sljedećem potpoglavlju). Kada se postigne zadovoljavajuće pregrijanje radne tvari, stanje *pokretanje* završava i sustav prelazi u *aktivno stanje*. Tijekom

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

*aktivnog stanja* kompresor se može isključiti zadavanjem brzine jednake nuli i ECU će prijeći u *isključenje*, a kada mjerena brzina kompresora padne na nulu (kompresor je zaustavljen), prelazi se iz *isključenja* u *čekanje*. Ukoliko za vrijeme bilo kojeg stanja normalnog rada dođe do neispravnog stanja, odnosno ukoliko sigurnosne značajke (dane ispod) nisu zadovoljene, pokreće se *hitno isključenje* kompresora najvećim usporenjem (1000 (okr/min)/s). Iz *greške* u *čekanje* dolazi se pritiskom skrivene tipke na HMI zaslonu za resetiranje sustava.



Slika 8-4. Struktura (a) komunikacije između upravljačkih komponenti i (b) konačnog automata implementiranog u ECU

Sigurnosne značajke implementirane na ECU odnose se primarno na rashladni krug (tj. mikro A/C jedinicu) i uključuju nadziranje tlaka radne tvari na ulazu kompresora (P3 na slici 8-2),

tlaka i temperature na izlazu kompresora (P4, T4) i pregrijanja na ulazu u kompresor. Ostale sigurnosne značajke uključuju nadzor temperature posrednog medija na pozicijama T7, T8, T19, T16, T18 i F1. Ukoliko vrijednosti nadziranih varijabli prijeđu kritične granične vrijednosti, ignoriraju se sve komande aktuatora sa SBC-a i pokreće se sigurnosna rutina (ECU stanja 5 i 6) kako bi se zaštitila oprema (primarno kompresor).

Upravljanje u stanjima konačnog automata odvija se na sljedeći način:

- *Čekanje* (1). Kompresor je isključen, a pumpe, ventilatori i ventili prate naredbe kaskadne strategije upravljanja sa SBC-a (detalji u idućem odjeljku).
- *Pokretanje* (2). Brzina kompresora postavlja se na konstantnu vrijednost blizu donje granice ( $n_{com} = 1500$  okr/min), brzine pumpi su, također, na konstantnim vrijednostima (grijanje:  $n_{p2} = 5500$  okr/min,  $n_{p3} = 1900$  okr/min; hlađenje:  $n_{p2} = 3000$  okr/min,  $n_{p3} = 4000$  okr/min), prednji ventilator je na pola snage a ventilator kabine na niskom naponu (npr. 5 V). U ovom se stanju koristi regulacija pregrijanja u pokretačkom načinu, gdje je referentna vrijednost pregrijanja postavljena na visokih 25 °C kako bi se što prije aktiviralo *aktivno* stanje (više detalja dano je u idućem odjeljku i potpoglavlju 8.4).
- *Aktivno* (3). Prate se komande koje generira strategija upravljanja.
- *Isključenje* (4). Brzina kompresora postavlja se u nulu, a ostale komponente rade kao u *aktivnom* stanju.
- *Hitno isključenje* (5) i *greška* (6). Brzina kompresora postavlja se u nulu, ekspanzijski ventil se u potpunosti otvara nakon zaustavljanja kompresora, a upravljačke varijable ventilatora i pumpi postavljaju se na maksimalne vrijednosti kako bi se HVAC sustav što prije doveo u ravnotežno stanje s okolišem.

### 8.2.2. Implementacija nadređenog regulatora i optimalne alokacije upravljačkih ulaza

U glavno procesno računalo (SBC) implementiran je PI regulator temperature zraka u kabini (6-1). Za razliku od vremenski kontinuirane implementacije u *Dymola* simulacijskom okruženju, ovdje je implementiran digitalni PI regulator pri čemu je primijenjena unazadna Eulerova integracija [133]. Stoga je umjesto postupka unazadnog proračuna zasićenja

integralnog dijela regulatora primijenjen postupak resetiranja integratora [131]. Kako je dinamika podređenog kruga regulacije pregrijanja radne tvar najbrža, vrijeme uzrokovanja u nadređenoj strategiji je spušteno na 0.1 s u odnosu na 1 s (poglavlje 7) radi pojednostavljenja implementacije. Ograničenje zahtijevane rashladne ili ogrjevne snage (Slika 6-2) implementirano je u obliku ogledne tablice s linearnom interpolacijom između točaka tablice. Kaskadna je regulacija prikladno integrirana u logiku konačnog automata prikazanog na slici 8-4b. Pri prvom se pokretanju sustava zahtjev za rashladnom ili ogrjevnom snagom (izlaz regulatora, a shodno njemu i integrator) resetiraju na predefiniranu vrijednost, koja je ovdje parametar strategije i koja se može skalirati s obzirom na okolišne uvjete ili stanje kabine. Time se izbjegava početno izgrađivanje referentne snage u slučaju korištenja modificirane upravljačke strategije ( $b_{sp} = 0$  u (6-1)). Ovdje je ta vrijednost postavljena na fiksnih 2000 W u režimu grijanja i -1000 W u režimu hlađenja.

Optimalna alokacija temeljena je na primjeni analitičkih funkcija za slučaj maksimizacije učinkovitosti (poglavlje 5), kao prvom i očiglednom pristupu za što učinkovitije iskorištavanje HVAC sustava. Optimalna alokacija implementirana je u zasebnim podfunkcijama za svaki upravljački ulaz. Implementacija obuhvaća oba pristupa alokaciji: bazični u kojem se brzine pumpe 2 i pumpe 3 te razina snage prednjeg ventilatora alociraju s obzirom na zahtjev rashladne ili ogrjevne snage i stanje zraka u kabini, te alternativni u kojem se ovi upravljački ulazi alociraju s obzirom na brzinu kompresora (vidi Prilog B). U potonjem se slučaju brzina kompresora filtrira niskopropusnim filterom (PT1 član) s vremenskom konstantom od 5 s. Optimalna alokacija brzini pumpi i snage prednjeg ventilatora primjenjuje se u stanjima *čekanja* 1, *aktivnog stanja* 3 i *isključenja* 4 konačnog automata.

Na alociranu diskretnu razinu snage prednjeg ventilatora primjenjuje se histereza i korekcija s obzirom na brzinu vozila. Ukoliko se razina snage alocira prema rashladnom ili ogrjevnom zahtjevu, pragovi histereze postavljaju se na vrijednost parametara  $a$  i  $b$  definiranih u Prilogu B, uz širinu histereze  $\pm 2.5\%$  na te parametre, a u slučaju alokacije prema brzini kompresora pragovi histereze su 1650 i 1750 okr/min za pola snage te 2850 i 3350 okr/min za punu snagu. Korekcija s obzirom na brzinu vozila sastoji se od usporedbe modelski predviđenog masenog protoka zraka kroz prednji ventilator na trenutnoj razini snage i trenutnoj brzini vozila sa modelski predviđenim masenim protokom zraka na brzini vozila  $v_{veh} = 60$  km/h primijenjenoj kod optimalne alokacije. Model za predviđanje masenog protoka zraka kroz prednji ventilator zasniva se na krivuljama iz simulacijskog modela (v. izraz (3-1) i sl. 3-2a). Ukoliko je maseni



protok za aktualnu brzinu niži od onoga za alokacijsku brzinu, razina snage se povećava i obratno. Ovom se korekcijom sprječava nedostatak masenog protoka na glavnom izmjenjivaču topline pri niskim brzinama. Za sprječavanje naglog prebacivanja razine snage, uz prethodno spomenutu histerezu, signal brzine vozila filtrira se s niskopropusnim filterom s vremenskom konstantom iznosa 5 s.

Referentna temperatura i maseni protok ulaznog zraka u kabinu alociraju se s obzirom na zahtjev ogrjevn/rashladne snage i stanje zraka u kabini (vidi 5. Poglavlje). Pritom je njihova alokacija modificirana u režimu grijanja tijekom prve dvije minute prijelazne pojave pri pokretanju HVAC sustava, za koju alokacija nije dizajnirana. Modifikacija je takva da se napon ventilatora kabine postavlja na nisku vrijednost (ovdje 5 V) kako bi se spriječilo propuhivanje hladnog zraka te poboljšala toplinska uroda i brzina odziva (ulazni se zrak brže zagrije pri niskom protoku). Pritom se referentna temperatura zraka korigira primjenom izraza (5-1). Ovakvo modificirano upravljanje ventilatorom kabine inspirirano je DP rezultatima (poglavlje 4) kao i NMPC rezultatima (poglavlje 7). Kao alternativa, umjesto fiksnog trajanja modifikacije od 2 minute, modifikacija se može vezati na temperaturu ulaznog zraka (v. pog. 7).

Referentna temperatura i maseni protok ulaznog zraka zadani optimalnom alokacijom primjenjuju se u *aktivnom stanju* konačnog automata. Tijekom *pokretanja, čekanja i isključivanja* kompresora (ECU stanja 1, 2 i 4) referentna temperatura postavlja se na konstantnu vrijednost od 40 °C u grijanju i 25 °C u hlađenju, a maseni protok ulaznog zraka zadaje se prema jednadžbi (5-1), gdje se umjesto referentne temperature  $T_{inR}$  koristi mjerena temperatura  $T_{in}$  kako bi se zahtjev snage nadređenog regulatora zadovoljio.

### **8.2.3. Implementacija podređenog regulacijskog sustava**

Podređeni regulatori pregrijanja  $\Delta T_{SH}$  i ulazne temperature zraka u kabinu  $T_{in}$  izvedeni su kao vremenski diskretni PI regulatori. Kao i kod nadređenog PI regulatora, vrijeme uzorkovanja je  $\tau_s = 0.1$  s i kao algoritam zasićenja integratora koristi se resetiranje integratora. Adaptacija parametara PI regulatora implementirana je u obliku oglednih tablica prema mapama prikazanim na slikama 6-4 i 6-6, uz linearnu interpolaciju između točaka mapa.

Regulator temperature ulaznog zraka u kabinu prima referentnu vrijednost  $T_{inR}$  od nadređenog algoritma optimalne alokacije. Mjerena ulazna temperatura zraka  $T_{in}$  u režimu grijanja jednaka je temperaturi ulaznog zraka nakon grijača kabine  $T_{HC}$  koja je prosjek vrijednosti senzora T29,

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

---

T30 i T31, a u režimu hlađenja jednaka je temperaturi ulaznog zraka nakon hladnjaka kabine  $T_{LTR}$  danoj prosjekom vrijednosti senzora T12, T13 i T14 (v. sl. 8-2). Osim ograničenja brzine kompresora ( $n_{com,min} \leq n_{com} \leq n_{com,max}$ ), implementirano je i softversko ograničenje promjene brzine kompresora (tj. ubrzanja) prema  $\dot{n}_{com,min} \leq \dot{n}_{com} \leq \dot{n}_{com,max}$ , odnosno u implementaciji prema  $\dot{n}_{com,min}T_s + n_{com}(k-1) \leq n_{com}(k) \leq \dot{n}_{com,max}T_s + n_{com}(k-1)$ , s tim da se pri zasićenju ubrzanja također resetira integrator PI regulatora. Softversko ograničenje ubrzanja kompresora odražava fizikalno ograničeno ubrzanje. Regulator temperature ulaznog zraka u kabinu aktivan je tijekom *aktivnog stanja* (3), u kojem izravno zadaje referentnu brzinu kompresora. U ostalim je stanjima brzina kompresora postavljena na nulu ili je konstantna (kao npr. pri pokretanju), te je integrator regulatora resetiran na početnu vrijednost od 1500 okr/min.

Upravljanje brzinom kompresora dodatno je prošireno s tri proporcionalna regulatora tlaka kako bi se tlakovi radne tvari zadržali unutar sigurnog radnog područja, tj. kako bi se spriječilo isključivanje HVAC sustava putem ECU-a. Izlaz regulatora tlaka  $\Delta n_{com}$  oduzima se od referentne brzine kompresora  $n_{com}$ , štiteći tako sustav u slučaju prekoračenja gornjeg ili donjeg limita tlaka. Proporcionalni regulator tlaka dan je sljedećim izrazom:

$$\Delta n_{com} = \begin{cases} k_{pi,max} (p - p_{i,max}), & \text{za } p \geq p_{i,max} \\ k_{pi,min} (p_{i,min} - p), & \text{za } p \leq p_{i,min} \\ 0, & \text{inače} \end{cases}, \quad (8-1)$$

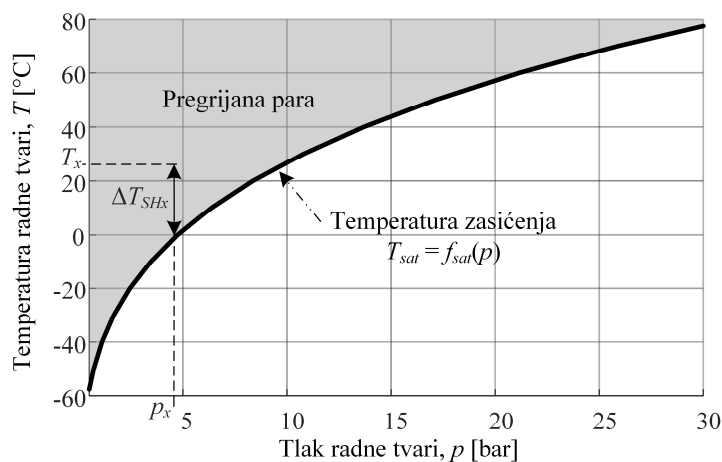
gdje je  $k_{pi,max}$  pojačanje regulatora za slučaj da tlak  $p$  prijeđe gornju graničnu vrijednost  $p_{i,max}$ , a  $k_{pi,min}$  je pojačanje za slučaj da tlak  $p$  padne ispod donje granične vrijednosti  $p_{i,min}$ . U slučaju izlaznog tlaka kompresora P4 i omjera tlakova kompresora ( $PR = P4/P3$ ), regulatori tlaka aktivni su ukoliko vrijednosti prijeđu gornju granicu ( $p_{i,min} = -\infty$ ), a u slučaju ulaznog tlaka kompresora (P3), regulator tlaka je aktivan ukoliko tlak P3 padne ispod donje granice ( $p_{i,max} = \infty$ ). Pragovi aktiviranja proporcionalnih regulatora tlaka trebali bi biti uži u odnosu na stvarne granične vrijednosti. Shodno tome, pragovi su postavljeni na:  $p_{4max} = 28$  bar,  $p_{3min} = 2$  bar i  $PR_{max} = 12$ . Proporcionalna pojačanja su:  $k_{P4max} = -1000$  okr/min/bar,  $k_{P3min} = -5000$  okr/min/bar i  $k_{PRmax} = -2000$  okr/min. Signali sa senzora tlaka P3 (ulaz kompresora) i P4 (izlaz kompresora) filtrirani su niskopropusnim filterom kako bi se smanjio šum mjerenja i to s vremenskom konstantom filtera 1 s.

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

Regulacija pregrijanja aktivna je u svim stanjima normalnog rada. Temperaturno pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$  nije izravno mjerljivo, već se rekonstruira iz poznate krivulje zasićenja radne tvari R290 (Slika 8-5) na temelju mjerenja temperature i tlaka:

$$\Delta T_{SHx} = T_x - T_{sat}(p_x), \quad (8-2)$$

gdje  $x$  označava poziciju mjerenja, a  $T_{sat}(p_x)$  je ogleđna tablica temperature zasićenja, prikazana na slici 8-5. Temperaturno pregrijanje regulirano u režimu grijanja definirano je mjerenjima P3 i T3 ( $\Delta T_{SH,HC}$ ), a u režimu hlađenja regulira se pregrijanje dano mjerenjima P1 i T1 ( $\Delta T_{SH,AC}$ ).



Slika 8-5. Krivulja zasićenja radne tvari R290 iskorištena za računanje temperaturnog pregrijanja

U prvotnoj izvedbi podređenog regulacijskog sustava, pozicija ekspanzijskog ventila (EXV) postavila se pri upuštanju regulatora pregrijanja kod pokretanja sustava na fiksnu vrijednost koja je trebala omogućiti pregrijanje iznad  $\Delta T_{SH} = \Delta T_{SH,HC} = 20$  °C, odnosno iznad praga prelaska ECU stanja *pokretanje* u *aktivno stanje*. Međutim, upuštanje sustava na ovaj način nije se pokazalo robusno, jer se potrebno pregrijanje od 20 °C nije konzistentno ostvarivalo unutar zadanih 60 s, te bi zahtijevalo ekstenzivnu kalibraciju početne pozicije EXV-a. Stoga se procedura pokretanja modificirala na način da je prag uključivanja regulatora pregrijanja spušten na 15 °C, a ujedno je tijekom stanja *pokretanja* referentno temperaturno pregrijanje povišeno na  $\Delta T_{SHR} = 25$  °C uz povećana pojačanja regulatora za ubrzanje prijelazne pojave prema toj referenci. U *aktivnom stanju*, referentno pregrijanje u režimu grijanja postavljeno je na  $\Delta T_{SHR} = 15$  °C, a u režimu hlađenja na  $\Delta T_{SHR} = 10$  °C, što je više nego u simulacijskim rezultatima (poglavlje 6) zbog dodatne zaštite prototipa kompresora. Regulator temperaturnog pregrijanja radne tvari osim ograničenja pozicije EXV-a ( $a_{v,\min} \leq a_v \leq a_{v,\max}$ ) sadrži i ograničenja

brzine EXV-a ( $\dot{a}_{v,\min} \leq \dot{a}_v \leq \dot{a}_{v,\max}$ , tj.  $a_v(k-1) + \dot{a}_{v,\min}T_s \leq a_v(k) \leq a_v(k-1) + \dot{a}_{v,\max}T_s$ ), koje odražava fizikalno ograničenje brzine koračnog motora.

### 8.3. Početno ispitivanje upravljačke strategije

U ovom su potpoglavlju prikazani rezultati početnog upuštanja upravljačke strategije na HVAC sustavu ugrađenom u vozilu. Funkcionalnosti ECU-a, HMI-a i SBC-a ispitane su ranije od strane projektnog partnera zaduženog za razvoj ovih komponenti.

U zimskim okolišnim uvjetima ispitano je upravljanje u režimu grijanja (dizalica topline) pri temperaturi okolišnog zraka  $T_a = -10$  °C i  $T_a = +5$  °C. Pritom je strategija uspješno upuštena na višoj temperaturi (blaži uvjeti), dok su se na nižoj temperaturi javile poteškoće s HVAC sustavom koje su zahtijevale daljnje modifikacije strategije upravljanja. U režimu hlađenja, strategija je ispitana je u ljetnim okolišnim uvjetima  $T_a = +32$  °C i  $\varphi_a = 40\%$  te  $T_a = +40$  °C i  $\varphi_a = 60\%$ . Pri višoj okolišnoj temperaturi, pojavile su se slične poteškoće s HVAC sustavom kao i u režimu grijanja, pa je početno upuštanje u potpunosti provedeno u blažim okolišnim uvjetima.

Između provedenih pojedinačnih testova, HVAC sustav i kabinu bilo je potrebno vratiti u toplinski ravnotežno, početno stanje. U tu se svrhu implementirala dodatna funkcija kojom se sustav uravnotežuje s okolinom na način da se EXV u potpunosti otvara, brzine pumpi i ventilatora postavljaju se na maksimalne iznose te se kompresor isključuje. Uravnoteženje HVAC sustava traje približno 15 min, dok za sporiju dinamiku kabine uravnoteženje traje i duže (više od 30 min), što dodatno ograničava broj testova koje je moguće provesti u jednom danu. Stoga je posebna pažnja posvećena planiranju upuštanja u vidu broja i vrste provedenih testova.

#### 8.3.1. Upuštanje u režimu grijanja

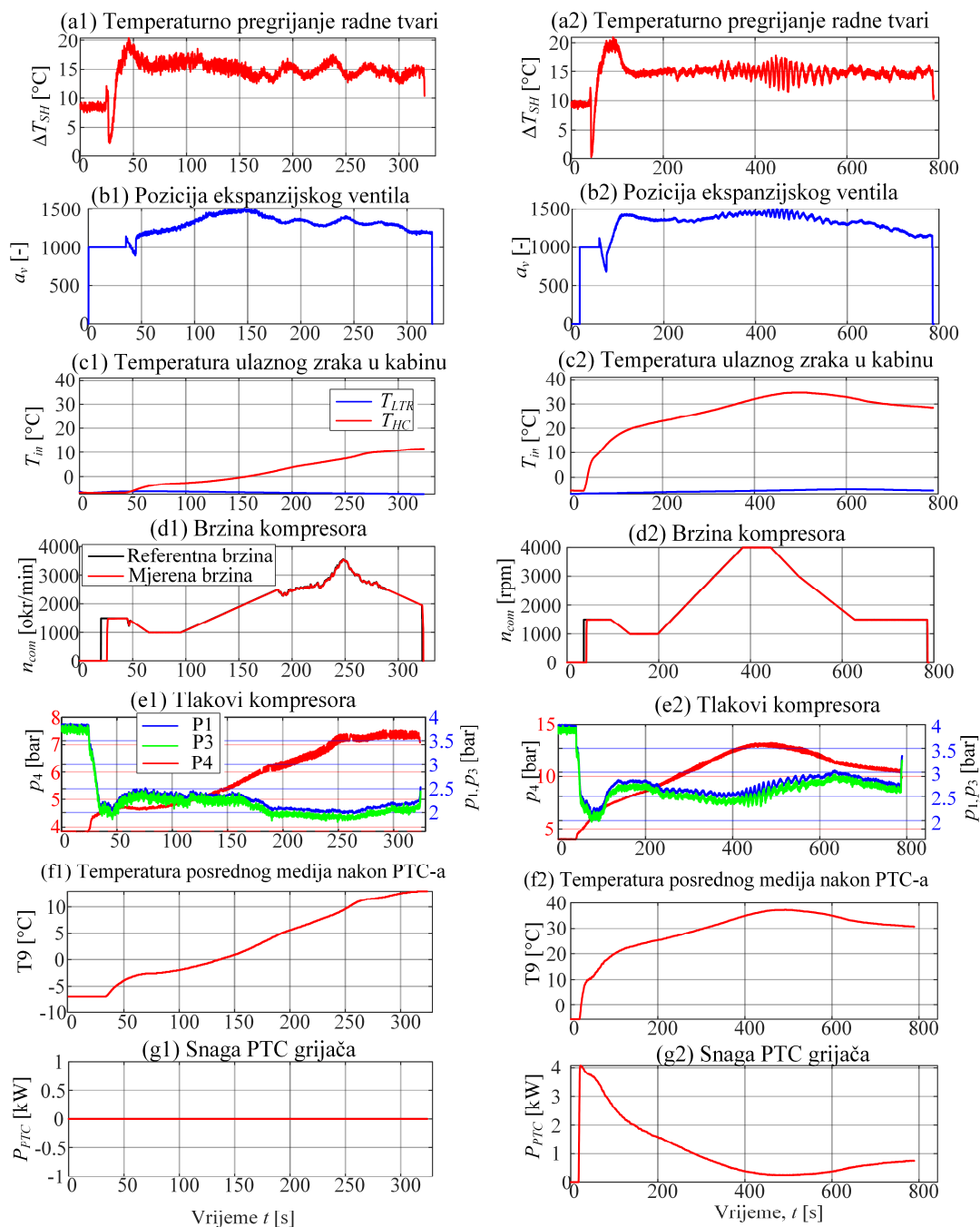
Tijekom upuštanja u ekstremno hladnim okolišnim uvjetima ( $T_a = -10$  °C) došlo je do nepredviđenih problema s HVAC sustavom, za koje se pokazalo da su povezani s konstrukcijom HVAC sustava i nisu bili očekivani na temelju simulacijskih rezultata. Ulazni tlak radne tvari u kompresor (senzor P3 na slici 8-2) je pri pokretanju sustava i podizanju brzine kompresora padao ispod kritične vrijednosti (1.6 bar), što bi aktiviralo sigurnosnu rutinu ECU-a i isključilo sustav, često i uz djelovanje regulatora tlaka. Ovi su problemi ilustrirani na slici

8-6 u lijevoj koloni, koja prikazuje primjer pokretanja na  $T_a = -10\text{ }^\circ\text{C}$  uz uključenu regulaciju pregrijanja i ostale upravljačke ulaze dane u otvorenoj petlji. Brzine pumpi postavljene su na  $n_{p2} = 5500\text{ okr/min}$ ,  $n_{p3} = 1900\text{ okr/min}$ , napon ventilatora kabine je  $U_{bf} = 6\text{V}$ , a razina snage prednjeg ventilatora je  $\bar{P}_{rf} = 0.5$  (pola snage). Brzina kompresora zadana je u otvorenoj petlji (Slika 8-6d1). Slika 8-6a1 pokazuje da je regulacija pregrijanja radne tvari robusna i ekspanzijski ventil (EXV) uspijeva držati pregrijanje  $\Delta T_{SH}$  na referenci  $\Delta T_{SHR} = 15\text{ }^\circ\text{C}$ . Međutim, pritom je pozicija EXV-a (Slika 8-6b1) viša u odnosu na simulacijske rezultate (usp. sliku 6-7), što ukazuje na prisutnost dodatnih prigušenja unutar rashladnog kruga. Podizanjem brzine kompresora u otvorenoj petlji (Slika 8-6d1) dolazi do pada ulaznog tlaka u kompresor P3 (Slika 8-6e1, zeleno) te oko  $t = 180\text{ s}$  ovaj tlak pada ispod praga od 2 bara, čime se aktivira regulator tlaka koji snizuje brzinu kompresora. Regulator tlaka ostaje aktivan dok je tlak P3 niži od 2 bara, što ovdje odgovara brzinama kompresora iznad 2500 okr/min. Budući da se regulator tlaka aktivirao već pri ovako niskim brzinama kompresora (maksimalna brzina kompresora iznosi 8600 okr/min), kompresor ne može izgraditi dovoljno visoki izlazni tlak povišenjem brzine i stoga ulazna temperatura zraka u kabinu ne dostiže dovoljno visoke vrijednosti (Slika 8-6c1).

Prethodno opisano ponašanje HVAC sustava ukazuje na nedostatak topline u rashladnom krugu te je idući test proveden uz dodatno dogrijavanje PTC grijačem (v. sl. 2-1). Snaga PTC grijača (Slika 8-6g2) zadaje se prema preddefiniranoj krivulji s obzirom na temperaturu posrednog medija nakon PTC grijača (T9). U odnosu na prethodni slučaj, PTC dogrijavanjem podiže se izlazni tlak kompresora P4, a samim time i ulazni tlak P3 (Slika 8-6e2). Uz dogrijavanje PTC grijača, tlak P3 zadržava se iznad 2 bara pri podizanju brzine kompresora i u ovom se slučaju regulatori tlaka ne aktiviraju. Dodatno, PTC dogrijavanjem postiže se i veća ulazna temperatura zraka u kabinu (Slika 8-6c2), dok je regulacija pregrijanja i dalje zadovoljavajuća (Slika 8-6a2).

Budući da PTC dogrijavanje nije predviđeno za rad u režimu dizalice topline, a kako bi se ispitao ostatak upravljačke strategije u zadanom vremenu početnog ispitivanja, okolišni su uvjeti ublaženi ( $T_a = +5\text{ }^\circ\text{C}$ ) i upuštanje je nastavljeno, a rezultati su prikazani u nastavku ovog odjeljka. Modifikacije strategije upravljanja s ciljem zadržavanja topline u rashladnom krugu pri pokretanju HVAC sustava pri vrlo niskim okolišnim temperaturama (uključujući opciju PTC dogrijavanja) razmatrane su u potpoglavlju 8.4.

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja



Slika 8-6. Eksperimentalni odzivi pokretanja HVAC sustava u režimu grijanja s okolišne temperature  $T_a = -10$  °C bez (lijeva kolona) i sa PTC dogrijavanjem (desna kolona).

Nakon upuštanja podređenih regulatora u režimu grijanja pri blažim okolišnim uvjetima ( $T_a = +5$  °C), provedeno je ispitivanje cijele upravljačke strategije u scenariju zagrijavanja kabine s početnih, okolišnih uvjeta. Postavke upravljačke strategije uključuju fiksne parametre regulatora pregrijanja ( $K_{p22} = -15$ ,  $\tau_{i22} = 5$ ,  $b_{sp22} = 1$ ) i ulazne temperature zraka u kabinu ( $K_{p11}$

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

---

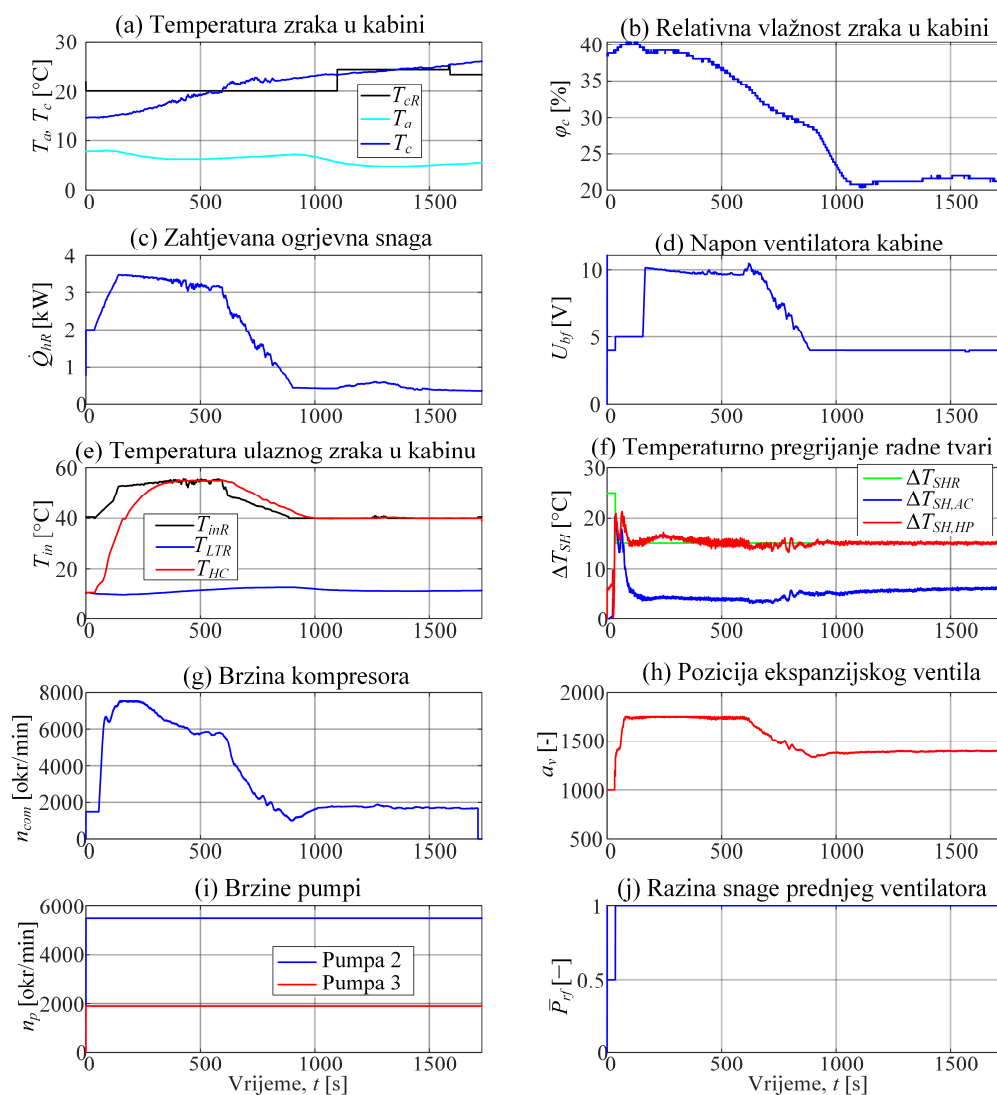
= 10,  $\tau_{i1} = 60$ ,  $b_{sp1} = 0$ ), koji su odabrani iz konačnih mapa parametara (v. sl. 6-4 i 6-6), te temperature zraka u kabini ( $K_p = 300$ ,  $\tau_i = 100$ ,  $b_{sp} = 0$ ). Zbog nedostatka vremena, adaptiranje parametara podređenih regulatora nije upušteno i eksperimentalno ispitano. Zbog prethodno navedenih problema s rashladnim krugom, brzine pumpi zadržane su na fiksnim, početnim vrijednostima ( $n_{p2} = 5500$  okr/min,  $n_{p3} = 1900$  okr/min) s kojima se povećava uvođenje topline u rashladni krug preko sekundarnog kruga isparivača, a smanjuje njeno odvođenje na sekundarnom krugu kondenzatora. Radi sigurnosti, brzina kompresora softverski je ograničena na  $n_{com,max} = 7500$  okr/min. U ovom je testu vozilo stacionarno ( $v_{veh} = 0$  km/h) i bez solarnog opterećenja. Dobiveni eksperimentalni odzivi prikazani su na slici 8-8.

Početna temperatura zraka u kabini (Slika 8-7a, plavo) približno je jednaka  $T_c(0) = 12$  °C jer se kabina nije potpuno kondicionirala na početne uvjete. Referentna temperatura  $T_{cR} = 20$  °C (Slika 8-7a; crno) postignuta je unutar 10 minuta nakon pokretanja HVAC sustava. Međutim, zbog spore reakcije nadređenog regulatora, koji sporo spušta zahtjev za ogrjevnom snagom  $\dot{Q}_{hr}$  (Slika 8-7c) dolazi do nadvišenja odziva temperature zraka u kabini. U zadnjem dijelu odziva, zahtjev za ogrjevnom snagom pada na donju granicu od 400 W, no približni proračun stvarne ogrjevne snage (v. izraz (5-1)) ukazuje na vrijednost od oko 600 W. Pretjerano grijanje kabine, čak i uz donje ograničenje ogrjevne snage, djelomično se javlja uslijed niskog toplinskog opterećenja kabine jer je vozilo stacionarno i kabina se time manje hladi okolišnim zrakom temperature  $T_a = 5$  °C. Prema ovim rezultatima, poboljšanje performansi moglo bi se postići promjenom pojačanja nadređenog regulatora s naglaskom na postizanje bržeg odziva i uvođenjem dodatnih pravila unutar upravljačke strategije na temelju kojih bi se kompresor isključivao pri pojavi nadvišenja odziva temperature zraka u kabini. Uz isključen kompresor, ulazna temperatura zraka  $T_{in} = T_{HC}$  pala bi ispod donjeg ograničenja od 40 °C i kabina bi se potom brže ohladila.

Ulazna temperatura zraka u kabinu  $T_{in} = T_{HC}$  (Slika 8-7e) postiže 40 °C unutar dvije minute i tijekom tog perioda je napon ventilatora kabine postavljen prema modifikaciji (v. odjeljak 8.2.2) na niskih  $U_{bf} = 5$  V. Nakon prve dvije minute, napon ventilatora kabine zadaje se prema optimalnoj alokaciji koja za visoki ogrjevni zahtjev zadaje iznimno visoki protok zraka ( $U_{bf} = 10$  V, slika 8-8d). Bez modifikacije upravljanja tijekom prve dvije minute, upuhivanje hladnog zraka visokog protoka izazvalo bi toplinsku neugodu. Konačno, referentna temperatura ulaznog zraka od  $T_{inR} = 55$  °C postiže se unutar 5 minuta. Do postizanja referentne temperature ulaznog zraka, brzina kompresora kratkotrajno je zasićena na programsko ograničenje od 7500 okr/min,

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

te se potom spušta i ostaje na oko 6000 okr/min u narednih nekoliko minuta (slika 8-7g). Kako ogrjevni zahtjev u  $t \cong 600$  s počinje padati, optimalna alokacija smanjuje referentnu temperaturu  $T_{inR}$  i maseni protok zraka  $\dot{m}_{bf}$  na ulazu u kabinu, koje konačno padaju do minimalnih vrijednosti ( $T_{inR} = 40$  °C i  $U_{bf} = 4$  V). Minimalne su vrijednosti zadržane do kraja testa zbog prethodno spomenutog nadvišenja odziva temperature zraka u kabini, a brzina kompresora potrebna za održavanje ulazne temperature od 40 °C pri danim brzinama pumpi i masenom protoku zraka iznosi oko 2000 okr/min.

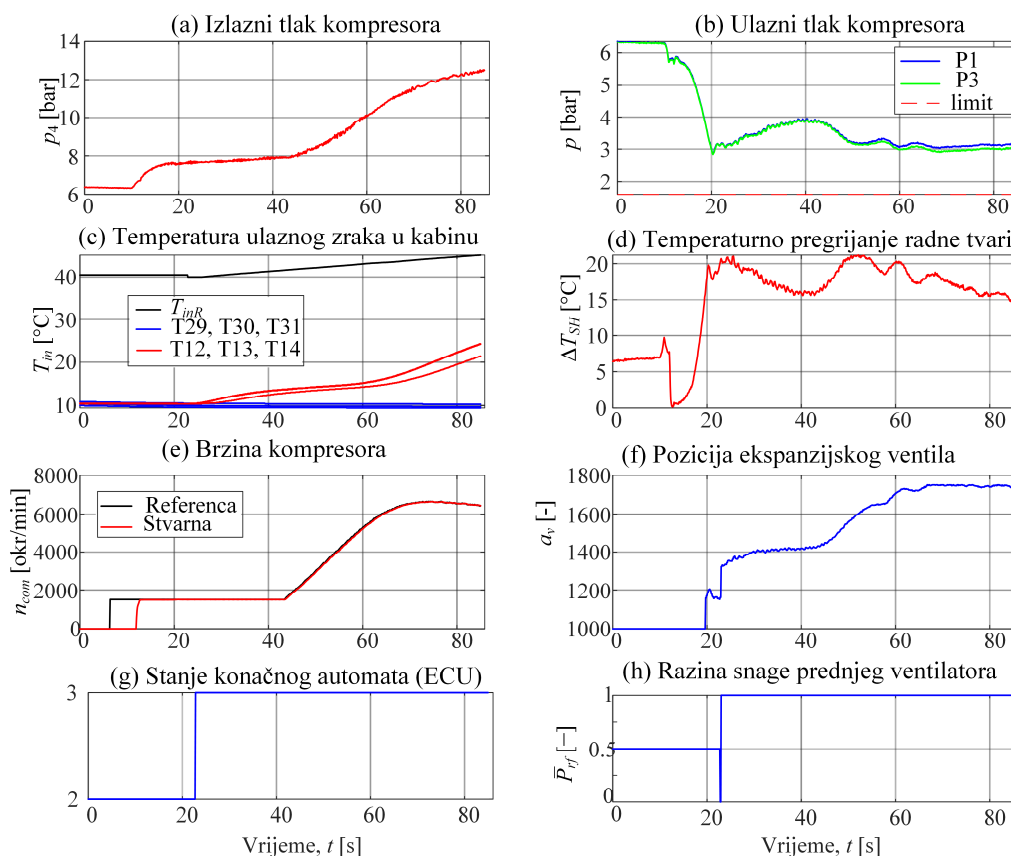


Slika 8-7. Eksperimentalni odzivi HVAC sustava u režimu grijanja u scenariju zagrijavanja kabine s blage okolišne temperature  $T_a = +5$  °C



## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

Budući da je vozilo stacionarno, prednji ventilator radi punom snagom tijekom cijelog testa kako bi se osigurao dovoljan maseni protok zraka na glavnom izmjenjivaču topline. Kvaliteta regulacije pregrijanja radne tvari  $\Delta T_{SH} = \Delta T_{SH,HP}$  (v. odj. 8.2.3) tijekom cijelog testa je zadovoljavajuća (Slika 8-7f, crvena linija). No, u početnom dijelu testa, tj. za  $t < 600$  s, dolazi do zasićenja pozicije EXV-a na  $a_v = 1750$  koraka (EXV je u potpunosti otvoren; Slika 8-7h) koje uzrokuje vidljivu pogrešku regulacije pregrijanja. U stacionarnom stanju u ostatku testa, EXV je i dalje iznimno otvoren unatoč niskom ogrjevnom zahtjevu  $\dot{Q}_{hR}$ . Ovo je u suprotnosti u usporedbi sa simulacijskim rezultatima (usp. sl. 6-7), što ukazuje na potencijalne probleme s rashladnim krugom (mikro A/C jedinicom), odnosno previsoko prigušenje radne tvari u stacionarnom stanju.



Slika 8-8. Detalj odziva sa slike 8-7, vezan uz početni dio odziva pokretanja sustava u scenariju zagrijavanja kabine na  $T_a = +5$  °C

Slika 8-8 prikazuje detalj početnog dijela odziva sa slike 8-7. EXV uspješno podiže pregrijanje radne tvari do granične vrijednosti  $\Delta T_{SH} = 20$  °C (za okidanje *aktivnog stanja* 3; sl. 8-8g) unutar 10 s nakon pokretanja kompresora (Slika 8-8e) te je spušta prema referenci *aktivnog stanja*

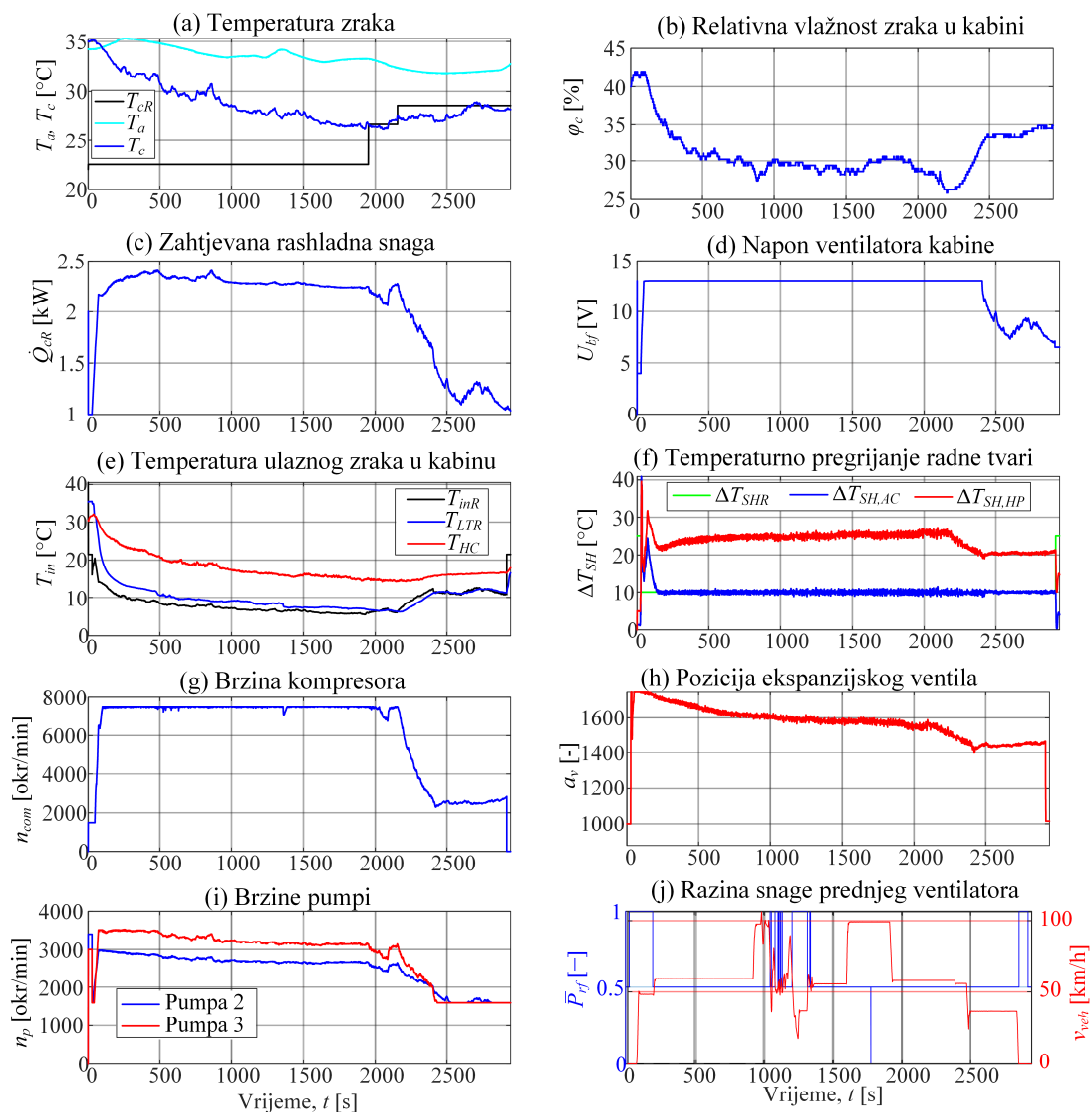
$\Delta T_{SHR} = 15$  °C svojim daljnim otvaranjem. Tijekom pokretanja HVAC sustava u ovim (blažim) okolišnim uvjetima, ulazni tlak kompresora P3 iznosi oko 3 bara te ne dolazi do aktivacije regulatora tlaka.

### 8.3.2. Upuštanje u režimu hlađenja

Slično kao u režimu grijanja, tijekom početnog upuštanja upravljačke strategije u režimu hlađenja došlo je do neočekivanih poteškoća s HVAC sustavom pri vrlo toplim okolišnim uvjetima, tj. pri ambijentalnoj temperaturi  $T_a = +40$  °C. Glavni problem vezan je uz previsoko pregrijanje radne tvari čak i uz maksimalno otvoren EXV, što ponovno upućuje na previsoko prigušenje u rashladnom krugu. Daljnje je upuštanje zbog ovih problema i vremenskog ograničenja provedeno u blažim ljetnim okolišnim uvjetima, tj. uz  $T_a = +32$  °C i  $\varphi_a = 40\%$ . Postavke upravljačke strategije tijekom upuštanja u režimu hlađenja uključuju adaptiranje pojačanja podređenih regulatora i fiksna pojačanja nadređenog regulatora temperature zraka u kabini ( $K_i = 200$ ,  $\tau_i = 90$ ,  $b_{sp} = 0$ ). U ovom je testu brzina vozila varijabilna (emulira se dinamometrički i posebnim ventilatorima unutar klimatske komore) i primijenjeno je solarno opterećenje od  $500$  W/m<sup>2</sup>.

Slika 8-9a prikazuje mjerenu temperaturu zraka u kabini  $T_c$ , koja s početnih  $35$  °C pada na oko  $26.5$  °C u 30 minuta (no ne dostiže referentnu vrijednost  $T_{cR} = 23$  °C), dok je relativna vlažnost zraka u kabini smanjena za  $10\%$ . Tijekom ovog perioda, ventilator kabine (Slika 8-9d) i kompresor (Slika 8-9g) zasićeni su uslijed visokog zahtjeva rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$  (Slika 8-9c). Smanjenjem temperature zraka u kabini smanjuje se i referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR}$  (Slika 8-9e), te je nakon prvih 30 minuta postignuta temperatura  $T_{in} = T_{LTR}$  oko  $7$  °C, dok je s početnih  $35$  °C spuštena na  $T_{in} = T_{LTR} = 12$  °C unutar pet minuta od početka testa. Kvaliteta regulacije pregrijanja  $\Delta T_{SH} = \Delta T_{SH,AC}$  (Slika 8-9f, plava linija) je zadovoljavajuća tijekom cijelog testa. Povećana regulacijska pogreška javlja se jedino pri početnom zalijetanju kompresora zbog zasićenja ekspanzijskog ventila (Slika 8-9h,  $t < 100$  s). Brzine pumpi (Slika 8-9i) u ovom su testu zadavane prema optimalnoj alokaciji s obzirom na rashladnu snagu  $\dot{Q}_{cR}$  i stanje zraka u kabini ( $T_c$  i  $\varphi_c$ ), te su na približno konstantnim vrijednostima uslijed dugog zasićenja rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$ . Prednji ventilator uglavnom radi na pola snage ( $\bar{P}_{rf} = 0.5$ ) i povremeno je korigiran s brzinom vozila.

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja



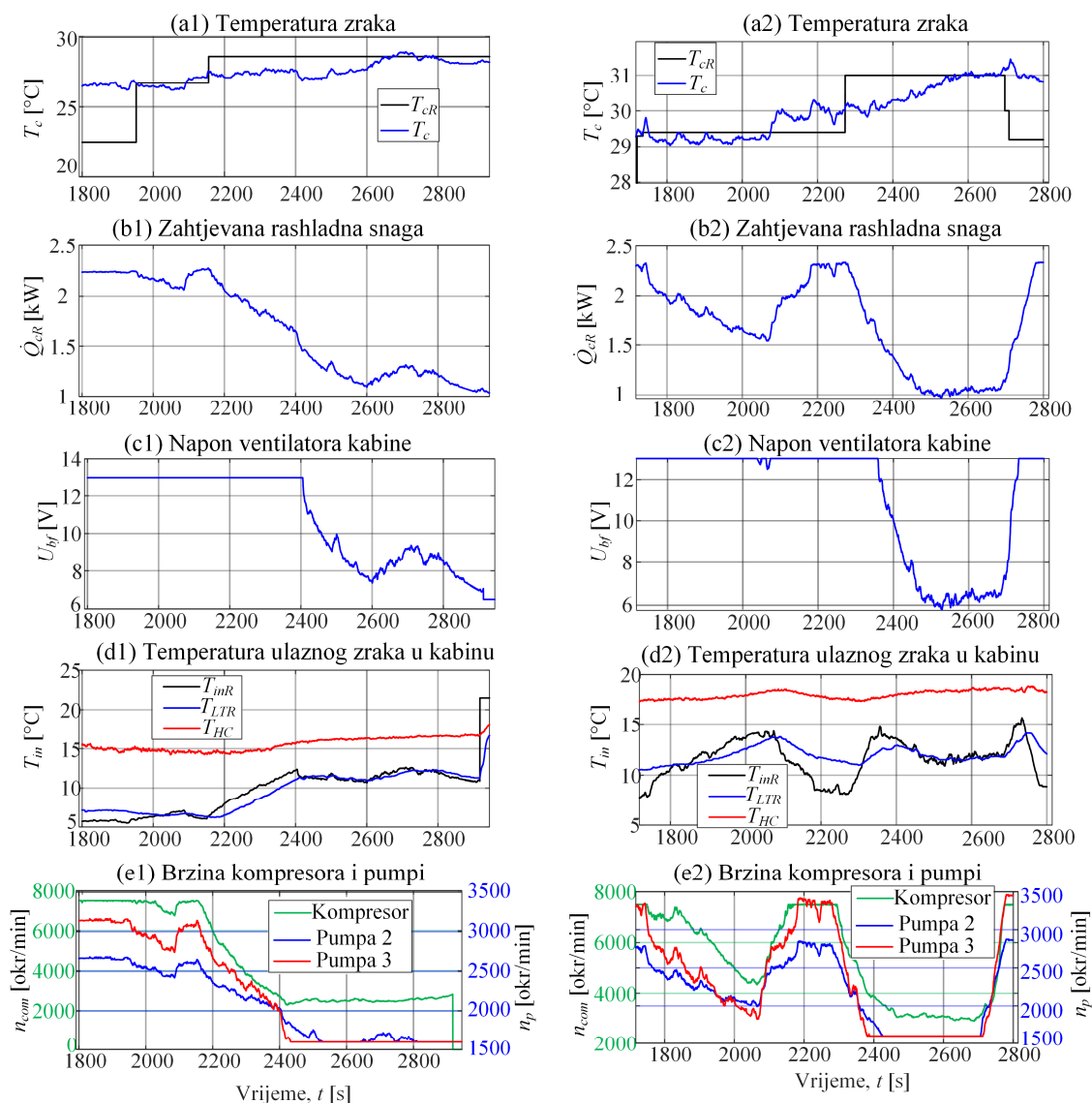
Slika 8-9. Eksperimentalni odzivi HVAC sustava u scenariju ohlađivanja kabine s blage okolišne temperature  $T_a = +32$  °C

Oko trenutka  $t = 1900$  s vozač je pritisnuo tipku „*ugodno mi je*“, čime postavlja referentnu temperaturu zraka u kabini na trenutno mjerenu vrijednost  $T_{cR} = T_c$ . Tri minute kasnije pritiskom na tipku „*hladno mi je*“ povisuje referentnu temperaturu na  $T_{cR} = 28$  °C. Ovo je rezultiralo smanjenjem rashladne snage  $\dot{Q}_{cR}$ , a optimalna alokacija u tom slučaju smanjuje maseni protok (napon) ventilatora kabine, koji je prema alokacijskim mapama bio zasićen za  $\dot{Q}_{cR} > 1.5$  kW, te povisuje temperaturu ulaznog zraka  $T_{inR}$ , koja je precizno slijedeća smanjenjem brzine kompresora. Brzina kompresora spuštena je na oko 2200 okr/min kako bi se održala nova ulazna temperatura zraka približno jednaka  $T_{in} = T_{LTR} = 10$  °C. Međutim, zbog prespore reakcije nadređenog regulatora, nova je temperatura zraka u kabini postignuta tek za 10 minuta. Ovi

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

rezultati ukazuju na to da je stvarna dinamika kabine bitno sporija od modelirane dinamike, te je potrebno ubrzavanje nadređenog regulatora.

Slika 8-10 daje usporedbu početnog (očito sporog) podešenja regulatora temperature zraka u kabini (lijeva kolona; detalj odziva sa slike 8-10) i bržeg podešenja (desna kolona) u kojem je proporcionalno pojačanje  $K_p$  dvostruko veće, a integralna vremenska konstanta  $\tau_i$  dvostruko niža te su brzine pumpi alocirane s obzirom na brzinu kompresora. U novom je testu vozilo stacionarno, dok su komande vozača približno jednake onima iz prethodno opisanog testa.



Slika 8-10. Usporedni odzivi za režim hlađenja uz  $T_a = +32\text{ }^\circ\text{C}$  za nominalno (sporo) (lijeva kolona) i novo (brzo) podešenje nadređenog regulatora (desna kolona)

Slika 8-10a2 pokazuje brže postizanje nove vrijednosti referentne temperature zraka u kabini  $T_{CR}$ , tj. u ovom je slučaju ona postignuta u otprilike 5 minuta u odnosu na prethodnih 10 minuta (Slika 8-10a1) zahvaljujući bržem snižavanju rashladne snage  $\dot{Q}_{CR}$  (Slika 8-10b2). Brži odziv rashladne snage rezultira bržim smanjivanjem brzina pumpi, napona ventilatora kabine i povećanjem referentne ulazne temperature zraka u kabinu  $T_{inR}$  (Slike 8-10c2-e2). Konačno, u oba slučaja viši šum signala temperature zraka u kabini  $T_c$  uzrokuje nepotrebno, visokofrekvencijsko mijenjanje zahtijevane rashladne snage, koja se potom preslikava u upravljačke ulaze i uzrokuje visokofrekvencijske promjene brzine aktuatora.

### 8.3.3. *Zaključne napomene o početnom upuštanju upravljačke strategije*

Upravljačka strategija uspješno je upuštena u blažim okolišnim uvjetima i pokazala je zadovoljavajuću kvalitetu podređene regulacije. Međutim, u ekstremnim okolišnim uvjetima uočeni su problemi sa samim HVAC sustavom, koji su detaljnije analizirani nakon upuštanja. Primarni problemi s HVAC sustavom očituju se u nemogućnosti stabilnog i robusnog pokretanja s ekstremnih temperatura. Pritom u režimu grijanja dolazi do pada tlaka radne tvari na ulaznoj strani kompresora ispod granične vrijednosti, a u režimu hlađenja do iznimno visokog pregrijanja radne tvari, a shodno tome i aktivaciji sigurnosnih značajki u ECU i isključenja kompresora. Pad ulaznog tlaka kompresora pri niskim temperaturama ukazuje na nedostatak topline u rashladnom krugu, odnosno nedovoljno dovođenje toplinskog toka iz okoliša na isparivaču i pretjerano odvođenje toplinskog toka na kondenzatoru. Uz to, pokazalo se da je potrebno razmotriti opciju PTC dogrijavanja pri veoma niskim okolišnim temperaturama za postizanje stabilnijeg i sigurnijeg rada rashladnog kruga. Početno je upuštanje pokazalo da procedura pokretanja HVAC sustava nije dovoljno robusna u smislu konzistentnog pokretanja HVAC sustava s raznih uvjeta te da je istu potrebno modificirati kako bi sustav stabilno prelazio iz stanja *pokretanja* u *aktivno stanje* unutar zadanog vremenskog prozora. Problemi s regulacijom pregrijanja radne tvari dodatno se očituju u drukčijoj poziciji ekspanzijskog ventila u odnosu na simulacijske rezultate u (kvazi)stacionarnom stanju i zasićenjem u prijelaznoj pojavi po pokretanju, što ukazuje na postojanje dodatnog prigušenja unutar rashladnog kruga (mikro A/C jedinice). Konačno, početni rezultati ukazuju na potrebu za ubrzanjem nadređenog regulatora temperature zraka u kabini zbog bitno sporijeg stvarnog odziva u odnosu na simulirani odziv temperature zraka u kabini. Također, zbog većeg šuma senzora temperature zraka u kabini, poželjno je uključiti dodatno, niskopropusno filtriranje

signala  $T_c$  kako bi se komande optimalne alokacije izgladile, čime bi se smanjilo nepotrebno visoko-frekvencijsko opterećenje pumpi i kompresora.

### **8.4. Rezultati konačnog ispitivanja upravljačke strategije**

Na temelju analize rezultata početnog upuštanja i dodatnih testova zaključeno je da postoje (u toj fazi projekta nerješivi) problemi s rashladnim krugom HVAC sustava (mikro A/C jedinicom) koji uzrokuju dodatna prigušenja, a njihovo bi rješavanje zahtijevalo rastavljanje i ponovnu ugradnju HVAC sustava u vozilo. Stoga, rješenje se nastojalo pronaći modificiranjem sustava upravljanja, naročito pri ekstremno niskim okolišnim temperaturama. U ovom su potpoglavlju prvo predstavljena unaprjeđenja upravljačke strategije, potom su prikazani konačni rezultati u režimu grijanja i hlađenja te su na kraju dane preporuke za daljnji razvoj upravljačke strategije.

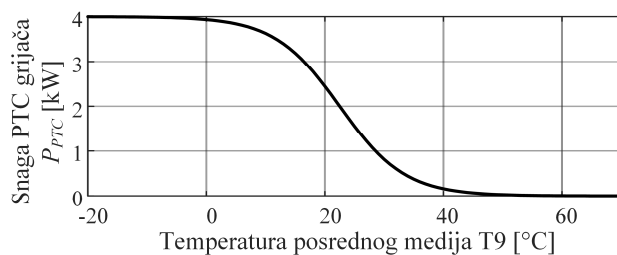
#### **8.4.1. Unaprjeđenje upravljačke strategije**

Kako bi se osiguralo sigurnije i robusnije pokretanje te stabilniji rad HVAC sustava uvedeno je nekoliko promjena u upravljačkoj strategiji. Prve modifikacije odnose se na postizanje robusnijeg uključivanja HVAC sustava. U početnoj verziji ECU-a, korištenoj u početnom upuštanju, pregrijanje radne tvari  $\Delta T_{SH}$  treba prijeći 20 °C unutar 60 s od pokretanja kako bi se stanje konačnog automata prebacilo iz *pokretanja* u *aktivno* stanje. Prema iskustvu iz početnog upuštanja zaključeno je da je ovaj prag previsok jer se često  $\Delta T_{SH} = 20$  °C nije postiglo unutar danog vremena, što bi rezultiralo isključivanjem sustava i greškom. Shodno tome, prag pregrijanja radne tvari spušten je s 20 °C na 10 °C. Osim praga, modificirano je i upravljanje EXV-om u *pokretanju* (stanje 2 konačnog automata). Prvotno je EXV inicijalno bio postavljen na fiksnu poziciju, npr. 1000 koraka, do postizanja pregrijanja od 15 °C, pri kojem se aktivirala regulacija pregrijanja kojom bi se pregrijanje radne tvari podiglo na prag prebacivanja u *aktivno stanje* konačnog automata od 20 °C. Prvi problem ove procedure je fiksna pozicija EXV-a, koja ne garantira robusno postizanje praga uključivanja regulatora od 15 °C, a drugi problem je to, što uz postignuti prag od 15 °C, ponekad ostane premalo vremena za postizanje praga prebacivanja u *aktivno stanje* od 20 °C. Ovi se problemi načelno mogu riješiti kalibriranjem početne pozicije EXV-a u raznim uvjetima (kombinacijama tlakova i temperatura) HVAC sustava. Međutim, ovakvo bi kalibriranje iziskivalo preveliki napor. Stoga je razvijena unaprjeđena procedura uključivanja HVAC sustava u kojoj je EXV na početku potpuno otvoren. Regulator pregrijanja ovdje je aktivan odmah po pokretanju kompresora s povišenim

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

pojačanjima  $K_{p22}$  i  $K_{i22}$  te visoko postavljenom referencom  $\Delta T_{SH,R}$  kako bi se postigao što brži odziv. Konačno, nakon prijelaza iz stanja *pokretanje* u *aktivno* stanje, pojačanja se vraćaju na normalnu razinu i postavlja se fiksna referenca za normalni rad sustava (grijanje:  $\Delta T_{SH,R} = 15$  °C; hlađenje:  $\Delta T_{SH,R} = 10$  °C). Ispitivanje ove procedure pokazalo je da regulator pregrijanja obično maksimalnom brzinom zatvara EXV, čime se pregrijanje brzo podiže do novog praga prebacivanja konačnog automata od 10 °C i sustav robusno dolazi u normalno stanje.

Početa su mjerenja pokazala osjetljivost HVAC sustava na povećanje brzine kompresora netom nakon pokretanja pri niskim okolišnim temperaturama. Pritom je najosjetljivi ulazni tlak radne tvari u kompresor (P3), koji bi često pao ispod dozvoljenih 1.6 bara. Analizom početnog upuštanja ustanovilo se da je jedan od razloga ovakvog ponašanja rashladnog kruga pretjerano odvođenje topline iz rashladnog kruga, uslijed kojeg tlakovi i temperature rashladnog kruga ostaju niski. Uvedeno je nekoliko modifikacija upravljačke strategije kako bi se toplina zadržala u rashladnom krugu pri pokretanju HVAC sustava u hladnim uvjetima. Prva modifikacija uključuje zaustavljanje protoka posrednog medija kroz kondenzator ICOND pomoću ventila 5 (v. sl. 2-1) dok izlazni tlak kompresora P4 ne dosegne prag od 10 bara u režimu grijanja, odnosno 14 bara u režimu hlađenja. Druga modifikacija uključuje podizanje brzine pumpe 2 na maksimalnu vrijednost, spuštanje brzine pumpe 3 i rad prednjeg ventilatora na punoj snazi kako bi se što više topline unijelo iz okoliša u rashladni krug. Treća modifikacija odnosi se samo na režim grijanja i uključuje korištenje PTC grijača pri niskim okolišnim temperaturama (ispod  $T_a = 0$  °C ) pri pokretanju sustava i normalnom radu, odnosno stanjima konačnog automata 2 i 3. Snaga PTC grijača zadaje se prema krivulji prikazanoj na slici 8-11 na temelju temperature posrednog medija T9. Konačno, signal mjerene temperature zraka u kabini  $T_c$  filtriran je niskopropusnim filterom (PT1 član) s vremenskom konstantom filtera od 10 s, kako bi se ublažio šum senzora temperature. Upravljanje brzinama pumpi u režimu grijanja, kao i postavke podređenih regulatora, zadržano su kao u početnom upuštanju.



Slika 8-11. Krivulja upravljanja PTC grijačem

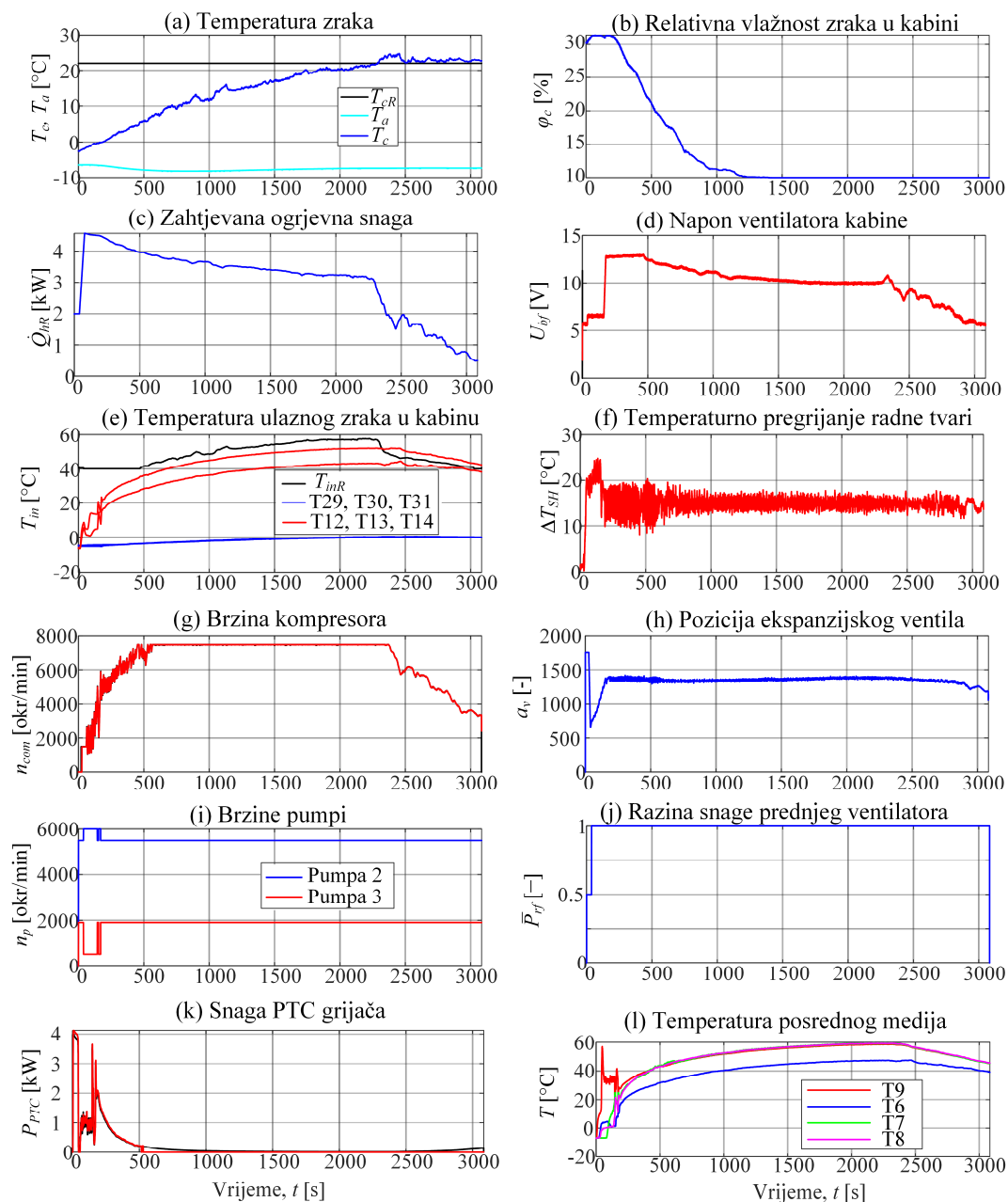
### 8.4.2. Rezultati u režimu grijanja

Slika 8-12 prikazuje zagrijavanje kabine u hladnim okolišnim uvjetima uz  $T_a = -7$  °C i s uključenim modifikacijama upravljačke strategije. Kabina se zagrije s početnih  $T_c = -2$  °C na referentnih  $T_{cR} = 22$  °C u otprilike 30 minuta, a relativna vlažnost zraka padne sa  $\varphi_c = 30\%$  na  $\varphi_c = 10\%$  u prvih 15 minuta. Tijekom prvih 10 minuta, brzina kompresora postepeno se podiže, uz povremene intervencije regulatora tlaka kako bi se tlak P3 održao unutar sigurnog područja. Tijekom istog perioda aktivno je i PTC dogrijavanje. Zbog sniženog ograničenja brzine kompresora na 7500 okr/min, dolazi do pogreške slijeđenja temperature ulaznog zraka u kabinu (Slika 8-12e), koja se eliminira u drugom dijelu odziva po postizanju referentne temperature zraka u kabini (Slika 8-12a). U odnosu na blage okolišne uvjete u početnom upuštanju (slika 8-7), ovdje ne dolazi do prebačaja temperature zraka u kabini zbog bitno niže okolišne temperature.

Slika 8-13 prikazuje početni (prijelazi) detalj odziva sa slike 8-12. Sustav se pokreće s potpuno otvorenim ekspanzijskim ventilom (Slika 8-13 h) i visoko-temperaturni posredni medij se usmjerava izravno na PTC (zaobilazi se kondenzator ICOND) otvaranjem ventila 5 (Slika 8-13j). PTC se ovdje koristi u fazi pokretanja sustava te u prvih pola minute (prije pokretanja kompresora) radom na gotovo punoj snazi (Slika 8-13i) podiže temperaturu posrednog medija T9 (Slika 8-13g), a ujedno i temperaturu ulaznog zraka  $T_{in}$  (Slika 8-13a). Kompresor je pokrenut u  $t = 25$  s uz konstantnu brzinu (Slika 8-13c) i istovremeno se aktivira regulacija pregrijanja, koja maksimalnom brzinom zatvara EXV te unutar desetak sekundi podiže pregrijanje na prag od 10 °C (Slika 8-13f), čime HVAC prelazi u normalni rad. U normalnom se radu EXV postupno otvara kako bi se pregrijanje spustilo na referentnih 15 °C. Prelaskom u normalni rad aktivira se modificirana procedura pokretanja sustava koja nastoji izgraditi tlakove radne tvari. Kako je ranije spomenuto, procedura uključuje podizanje brzine pumpe 2 (sekundarni krug isparivača) i razine snage prednjeg ventilatora na maksimalne vrijednosti te spuštanje brzine pumpe 3 (sekundarni krug kondenzatora). Uslijed toga, naglo se podiže temperatura T9 i snaga PTC-a smanjuje se na približno 1 kW, što je dovoljno za održavanje temperature T9 prema definiranoj krivulji (Slika 8-11). Brzina kompresora postupno se podiže uslijed intervencije regulatora tlaka, koji ulazni tlak P3 zadržava na oko 2 bara (Slika 8-13b), a blage oscilacije nastaju uslijed ograničenja ubrzanja kompresora, te unose poremećaj u regulaciju pregrijanja. Kako izlazni tlak kompresora P4 raste, postepeno se otvara ventil 5 i posredni medij u sekundarnom krugu kondenzatora počinje teći kroz kondenzator.



## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

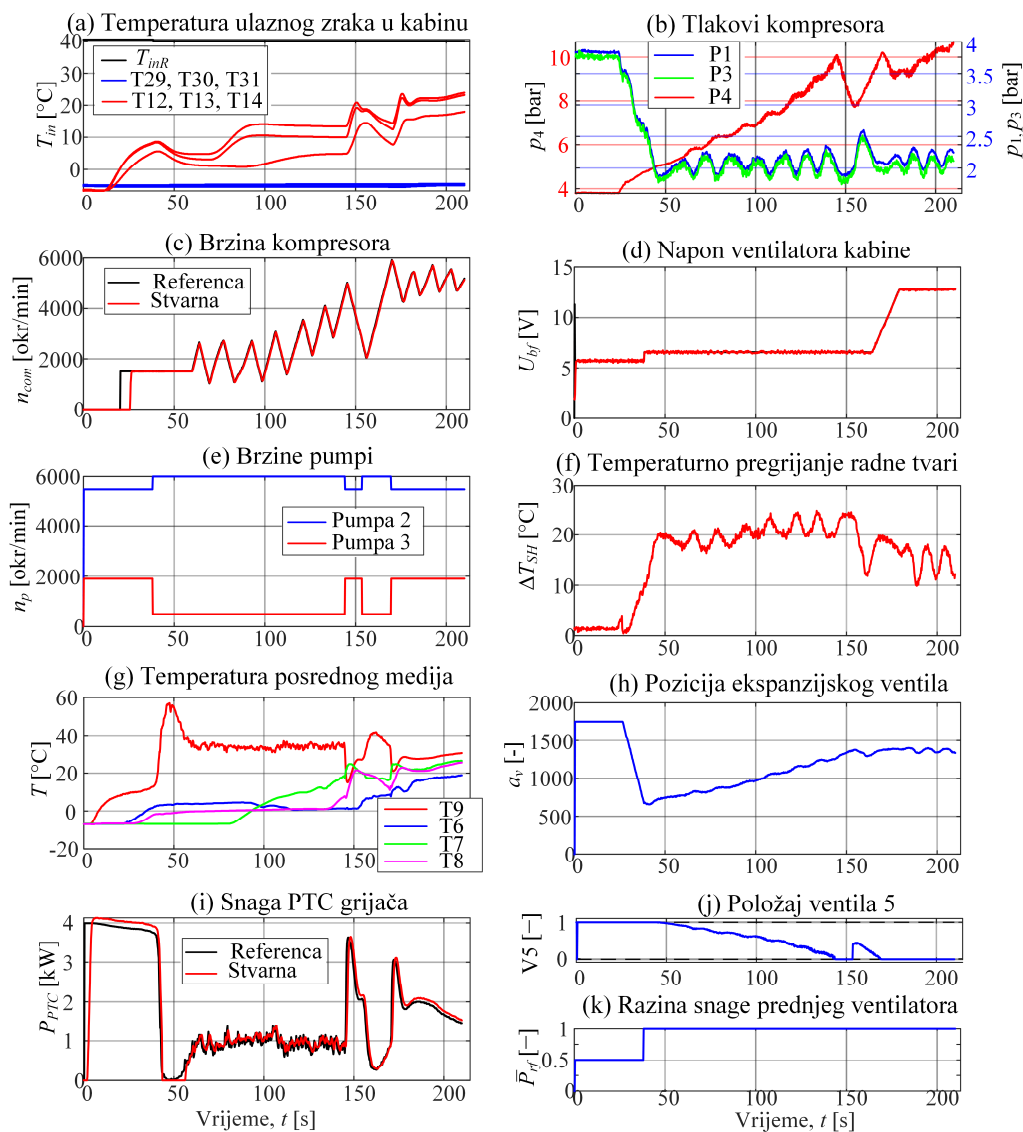


Slika 8-12. Eksperimentalni odzivi konačne (modificirane) upravljačke strategije HVAC sustava u scenariju zagrijavanja s okolišne temperature  $T_a = -7$  °C

Time se toplina kreće odvoditi iz rashladnog kruga i predaje se sekundarnom krugu kondenzatora (vidi porast temperature T7 na slici 8-13g). Nakon što P4 dosegne prag od 10 bara, brzina pumpe 3 vraća se na nominalnu vrijednost i ovo naglo povećanje toplinskog toka uzrokuje pad temperatura T7 i T9, a samim time i blagi pad izlaznog tlaka kompresora P4. Pritom se snaga PTC-a kratkotrajno povećava na 3 kW. Iako brzina kompresora unutar ovog

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

trominutnog perioda nije dosegla maksimalnu vrijednost, ulazna temperatura zraka  $T_{in}$  doseže 20 °C i kabina se počinje zagrijavati.



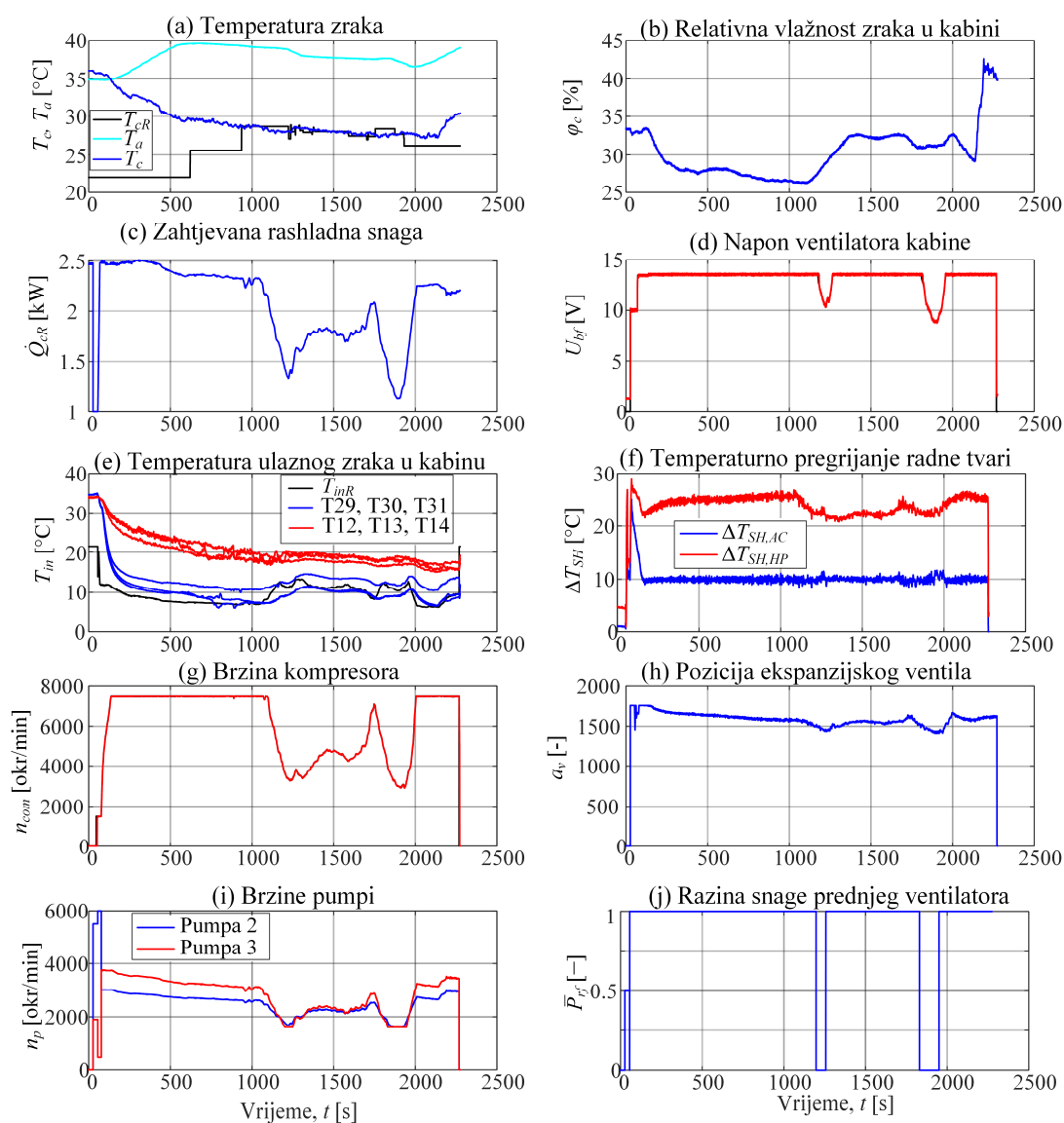
Slika 8-13. Detalj odziva sa slike 8-12, vezan uz početni dio odziva pokretanja sustava u scenariju zagrijavanja kabine na  $T_a = -7$  °C

### 8.4.3. Rezultati u režimu hlađenja

Slika 8-14 prikazuje rezultate primjene modificirane upravljačke strategije u režimu hlađenja pri temperaturi okolišnog zraka  $T_a = +35$  °C i solarnom opterećenju od približno 500 W/m<sup>2</sup>. Ovi su rezultati dio konačnog ispitivanja toplinske ugone putnika te je vozač između  $t = 500$  s i  $t = 2000$  s upravljao HVAC sustavom, odgovarao na pitanja i održavao brzinu vozila na iznosu

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

$v_{veh} = 40$  km/h. Pri pokretanju sustava referentna temperatura zraka postavljena je na  $22$  °C i nadređeni regulator podiže zahtjev za rashladnom snagom  $\dot{Q}_{cR}$  na maksimalnu vrijednost, koja na danoj temperaturi i niskoj relativnoj vlažnosti zraka iznosi oko  $2.5$  kW. Prema optimalnoj alokaciji, maseni se protok ulaznog zraka  $\dot{m}_{bf}$  postavlja na maksimalnu vrijednost, a referentna temperatura  $T_{inR}$  postupno se smanjuje s padom temperature zraka u kabini.



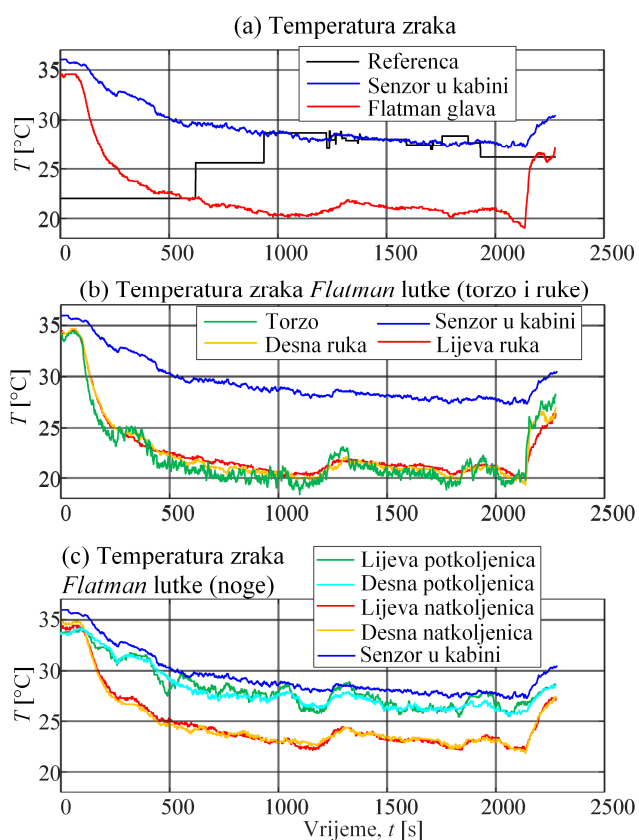
Slika 8-14. Eksperimentalni odzivi konačne (modificirane) upravljačke strategije HVAC sustava u scenariju ohlađivanja kabine s okolišne temperature  $T_a = +35$  °C

Kompresor ovdje brzo ulazi u programsko zasićenje (7500 okr/min) bez intervencija regulatora tlaka i brzo spušta ulaznu temperaturu zraka u kabini  $T_{in}$ . Nakon otprilike 15 minuta, vozač

## 8. Eksperimentalno ispitivanje kaskadnog sustava upravljanja

pritiskom na tipku „*ugodno mi je*“ postavlja referentnu temperaturu zraka na otprilike  $T_{CR} = 28$  °C. Zahtjev za rashladnom snagom brzo se razgrađuje kako bi se održala dana temperatura, što rezultira povećanjem temperature  $T_{inR}$ , odnosno smanjenim opterećenjem kompresora. Regulacija pregrijanja  $\Delta T_{SH,AC}$  (Slika 8-14f) vrlo je brza i precizna.

U ovom su testu mjerene i stvarne temperature zraka na suvozačkom mjestu koristeći *FLATman* lutku za određivanje toplinske ugone [148]. Slika 8-15 prikazuje usporedbu mjerene temperature zraka u kabini  $T_c$  (koja je korištena u regulaciji) i stvarnih temperatura zraka oko različitih dijelova *FLATman* lutke.



Slika 8-15. Usporedba standardno mjerene i stvarne (precizno mjerene) temperature zraka u kabini u ljetnim okolišnim uvjetima na  $T_a = +35$  °C

Rezultati ukazuju na bitna odstupanja u dinamici i stacionarnoj točnosti između mjerene i stvarne temperature zraka u kabini. Stvarna temperatura zraka u području glave i torza u pet minuta pada s 36 °C na 25 °C, a unutar prvih 10 minuta na oko 22 °C. S druge strane, u tim je trenucima temperatura mjerena senzorom HVAC sustava pala tek na oko 32 °C i 30 °C. Nakon 15 minuta, mjerena temperatura  $T_c$  je oko 28 °C, dok je stvarna temperatura zraka u području

gornjeg dijela tijela oko 20 °C, što je značajno ispod referentne vrijednosti  $T_{cR} = 26$  °C, a temperatura zraka u gornjem dijelu nogu je oko 24 °C, dok je jedino u području potkoljenica (gdje gotovo nema protoka zraka u ovom režimu) temperatura oko 28 °C. Ova su odstupanja uzrokovana nepovoljnim smještajem senzora temperature zraka, koji je postavljen unutar kućišta ispod volana. Protok zraka kroz senzor ostvaren je podtlakom kroz cijev spojenu prema sabirnoj kutiji (princip ejektora), što rezultira slabijim protokom zraka nego kod tipično korištenog malog ventilatora na samom senzoru. Također, dinamika temperature zraka oko lutke približno odgovara simulacijskim odzivima iz poglavlja 6 (ista lutka je korištena pri parametriranju detaljnog fizikalnog modela kabine).

### 8.5. Zaključne napomene

Implementirane modifikacije upravljačke strategije poboljšale su robusnost pri pokretanju sustava i omogućile rad HVAC sustava pri vrlo niskim i visokim okolišnim temperaturama. Tako postignuta robusna upravljačka strategija usvojena je kao konačna u okviru QUIET projekta te je nadalje korištena u eksperimentalnom ispitivanju dometa električnog vozila i toplinske ugone putnika.

Eksperimentalno ispitivanje dometa električnog vozila i toplinske ugone putnika u raznim okolišnim uvjetima provedeno je od strane projektnih partnera. Nadalje se daje sažeti prikaz ključnih nalaza ovog ispitivanja na temelju detaljnih rezultata opisanih u [147]. Eksperimentalno ispitivanje dometa vozila provedeno je za slučaj WLTP ciklusa u hladnim okolišnim uvjetima ( $T_a = -10$  °C) i toplim okolišnim uvjetima ( $T_a = +40$  °C) uz korištenje HVAC sustava, kao i pri sobnoj temperaturi ( $T_a = +23$  °C) bez korištenja HVAC sustava (nominalni uvjeti). U nominalnim uvjetima specifična potrošnja vozila iznosi oko 133 Wh/km uz ostvareni domet vožnje od 136 km. U hladnim okolišnim uvjetima, specifična potrošnja eksperimentalnog vozila iznosi oko 208 Wh/km (što je 13% niže u odnosu na polazno vozilo u istim uvjetima) i ostvaren je domet vožnje od 86 km (26% više u odnosu na polazno vozilo u istim uvjetima). U toplim okolišnim uvjetima nije došlo do smanjenja specifične potrošnje, dijelom zbog prethodno diskutiranih poteškoća s mjerenjem temperature zraka u kabini (potpoglavlje 8.4), koje je uzrokovalo dugi rad HVAC sustava na maksimalnoj snazi, a dijelom zbog problema sa zaklopkom recirkulacije zraka [147], te je ostvaren domet eksperimentalnog vozila od 137 km.

Ispitivanje toplinske ugone putnika provedeno je na skupini od 26 ispitanika, koji su ocjenjivali toplinsku ugodu polaznog i eksperimentalnog vozila u zimskim okolišnim uvjetima ( $T_a = +5$  °C) i u ljetnim okolišnim uvjetima ( $T_a = +32$  °C). Ispitanici su oba vozila ocijenili kao toplinski ugodna i prihvatljiva nakon korištenja HVAC sustava u zimskim uvjetima. No, nešto je više ispitanika eksperimentalno vozilo ocijenilo kao blago hladno, što sugerira da bi trebalo podići referentnu temperaturu zraka u kabini. U ljetnim su okolišnim uvjetima ispitanici ocijenili toplinsku ugodu kao blago podoptimalnu na toplu stranu za oba vozila, odnosno preferirali bi dodatno hlađenje. Pritom su procijenili da je eksperimentalno vozilo bliže idealnoj toplinskoj ugodu od polaznog vozila. Međutim, veći je broj ispitanika sugerirao da je protok zraka u eksperimentalnom vozilu previsok, što sugerira da bi se i protok i temperatura ulaznog zraka u kabinu trebali smanjiti, odnosno alokacija bi se trebala dodatno kalibrirati. Zaključno, eksperimentalno vozilo zadržalo je razinu toplinske ugone polaznog vozila.

Osim prethodno diskutiranih unaprjeđenja kaskadne regulacije (vidi zaključne napomene poglavlja 6), upravljačka se strategija može dodatno poboljšavati u implementaciji u nekoliko smjerova. Spora dinamika i neprecizno stacionarno stanje senzora temperature zraka u kabini primarni su uzrok dugog rada HVAC sustava na maksimalnom rashladnom kapacitetu. Stoga bi daljnje unaprjeđenje upravljačke strategije trebalo usmjeriti na kompenziranje dinamičke pogreške mjerenja kroz korekciju mjerenja ili referenci, ili pak ugradnju preciznijeg senzora. Nadalje, pretjerano zagrijavanje ili ohlađivanje kabine u blagim okolišnim uvjetima (pri niskim toplinskim opterećenjima) moglo bi se izbjeći povremenim isključivanjem kompresora. Ovakva modifikacija zahtijevala bi definiranje uvjeta u kojima se kompresor isključuje i alternativno upravljanje ventilatorom kabine. Također, u budućem bi radu trebalo detaljnije ispitati i analizirati upravljanje infracrvenim grijačima panelima, uključujući predloženu regulaciju PMV-a. U tu se svrhu treba razmotriti razvoj, implementacija i ispitivanje PMV estimatora, koji bi na temelju dostupnih mjerenja davao informaciju o toplinskoj ugodu putnika.

## 9. Zaključak

Na početku rada opisan je novi koncept sustava grijanja i hlađenja putničkoga prostora (HVAC sustav) električnoga vozila. Za postizanje optimalnih performansi HVAC sustava, u ovom su radu predložena i realizirana dva koncepta sustava upravljanja: kaskadna regulacija s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza i nelinearno modelsko prediktivno upravljanje. Ovi sustavi uključuju podređene regulacijske krugove, koji se koriste za održavanje pregrijanja radne tvari i slijeđenje referentne temperature zraka na ulazu u kabinu. Uz to, definirani su ključni zahtjevi na kvalitetu upravljanja HVAC sustavom u vidu potrošnje električne energije (učinkovitosti) i postizanja toplinske ugone, gdje je za potonje korišten PMV indeks toplinske ugone.

Za potrebe modelski-zasnovane sinteze sustava upravljanja predstavljeno je više matematičkih modela HVAC sustava i kabine, koji se razlikuju u kompleksnosti, točnosti i vremenu izvođenja. Najprecizniji, ali i najkompleksniji, detaljni fizikalni simulacijski model, implementiran u *Dymola* okruženju, korišten je kao temelj za parametrisiranje optimiranju- i upravljanju-orijentiranih modela. Za potrebe sinteze podređenog sustava regulacije predstavljen je linearni ARX model HVAC sustava, koji je parametrisiran na temelju odziva pregrijanja radne tvari i temperature ulaznog zraka u kabinu na odskočne promjene brzine kompresora i pozicije ekspanzijskog ventila u režimu malih signala. Pokazalo se da je ARX model šestog reda precizniji u opisivanju prijelazne pojave od modela nižeg (trećeg) reda, a oba modela daju jednaku stacionarnu točnost. Stoga je model šestog reda korišten pri sintezi podređenog upravljanja. S druge strane, za potrebe optimiranja upravljačkih varijabli i sintezu modelskog prediktivnog upravljanja predloženi su nelinearni modeli prvog i drugog reda, ili preciznije linearni modeli s promjenjivim parametrima. Oba modela opisuju dinamiku zatvorenog regulacijskog kruga temperature ulaznog zraka u kabinu s uključenom popratnom regulacijom pregrijanja radne tvari, gdje su parametri modela, odnosno vremenske konstante i stupanj prigušenja, identificirani u ovisnosti o masenom protoku ventilatora kabine, brzini vozila i temperaturi zraka na ventilatoru kabine. Ovim se modelima HVAC uređaj tretira kao zatvoreni sustav, što njihovu strukturu čini neovisnima o strukturi HVAC uređaja i podređenog upravljanja. Konačno, predstavljen je regresijski model za određivanje snage HVAC sustava i pokazano je da dobiveni nelinearni polinomski regresijski model kvalitetno opisuje snagu HVAC sustava dobivenu detaljnim fizikalnim modelom. Po uzoru na modele HVAC sustava

nižeg reda, predstavljeni su i parametrirani nelinearni modeli kabine prvog i drugog reda te je pokazano da se ovim modelima može vjerno opisati dinamika temperature zraka u kabini dobivena detaljnim fizikalnim modelom.

S ciljem dobivanja uvida u optimalno dinamičko ponašanje HVAC sustava, provedeno je optimiranje upravljačkih varijabli sustava, odnosno masenog protoka i referentne temperature ulaznog zraka u kabinu. Cilj optimizacije je minimizirati PMV indeks i istovremeno minimizirati potrošnju energije, odnosno maksimizirati koeficijent učinkovitosti HVAC sustava. Ovaj je optimalni problem riješen realizacijom algoritma dinamičkog programiranja. Optimiranje je provedeno u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima u scenarijima zagrijavanja i ohlađivanja kabine s početne okolišne temperature do postizanja ugodne temperature. Mijenjanjem težinskih koeficijenata ciljne funkcije dobivene su Pareto optimalne fronte, koje ukazuju na postojanje kompromisa između ukupno potrošene električne energije iz baterije i toplinske ugone. U oba je režima izravno minimiziranje potrošnje, umjesto maksimizacije koeficijenta učinkovitosti, rezultiralo nižom ukupno potrošenom električnom energijom za istu razinu toplinske ugone. Analiza rezultata pokazala je i da je u zimskim okolišnim uvjetima za postizanje maksimalne toplinske ugone u kabini poželjno u početku održavati niski protok ulaznog zraka u kabinu kako bi se ulazni zrak što prije zagrijao, a nakon što je ulazni zrak zagrijan, poželjno je podići protok kako bi se kabina brzo zagrijala do referentne temperature. S druge strane, za postizanje maksimalne energetske učinkovitosti, poželjno je tijekom cijelog scenarija održavati niži protok ulaznog zraka za smanjenje opterećenja HVAC sustava na račun sporijeg zagrijavanja kabine i shodno tome narušene toplinske ugone. Kako je u režimu hlađenja korištena recirkulacija zraka, za postizanje maksimalne toplinske ugone, potrebno je kraće održavati niski protok zraka u početku, a potom je poželjno upuhivati što hladniji zrak maksimalnim protokom. S druge strane, za postizanje minimalne potrošnje električne energije poželjno je upuhivanje blago ohlađenog zraka u kabinu, a opet kao u režimu grijanja, pod cijenu sporijeg postizanja toplinske ugone.

Predloženi kaskadni sustav upravljanja uključuje nadređeni regulator temperature zraka u kabini koji zadaje ogrjevnu ili rashladnu snagu, a koja se primjenom optimalne alokacije, za dano stanje zraka u kabini (temperaturu i relativnu vlažnost), pretvara u reference podređenih regulatora i lokalnih upravljačkih podsustava. Optimalna alokacija upravljačkih ulaza temeljena je na optimiranim mapama masenog protoka ili referentne temperature ulaznog zraka u kabinu, brzina pumpi sekundarnih petlji posrednog medija, te razine snage prednjeg



ventilatora glavnog izmjenjivača topline. Optimiranjem upravljačkih ulaza za razne radne uvjete kabine, definirane rashladnom/ogrjevnom snagom i stanjem zraka u kabini, omogućava se izostavljanje modela kabine iz procesa optimiranja i postiže se primjenjivost alokacijskih mapa na druge modele kabine. Za generiranje alokacijskih mapa postavljena su dva optimizacijska problema. Prvi optimizacijski problem odnosi se na maksimizaciju učinkovitosti HVAC sustava u stacionarnom stanju. Drugi se problem odnosi na istovremeno minimiziranje snage HVAC sustava i PMV indeksa toplinske ugone, gdje su u režimu grijanja uz prethodno spomenute upravljačke ulaze optimirani i upravljački ulazi infracrvenih grijaćih panela (IRP). Ovi su optimizacijski problemi riješeni primjenom genetskog algoritma u zimskim i ljetnim okolišnim uvjetima.

Analiza rezultata maksimizacije učinkovitosti pokazala je da postoji čvrsta korelacija između upravljačkih ulaza i radnih uvjeta, te da je za postizanje maksimalne učinkovitosti potrebno koordinirati sve aktuatora HVAC sustava. Pritom u režimu hlađenja relativna vlažnost zraka u kabini ima veći utjecaj na upravljačke ulaze od temperature zraka u kabini zbog pojave odvlaživanja zraka i recirkulacije zraka iz kabine. Pokazano je da brzina vozila primjetno utječe isključivo na razinu snage prednjeg ventilatora, a temperatura okolišnog zraka blago utječe isključivo na referentnu temperaturu ulaznog zraka u kabinu. Utjecaji ovih poremećajnih varijabli na upravljačke ulaze mogu se uzeti u obzir pri implementaciji alokacijskih mapa kroz heurističke korekcije. Analizom dobivenih Pareto fronti optimalnih rješenja višekriterijske optimizacije pokazano je da se upravljanje HVAC sustavom i infracrvenim panelima u režimu grijanja može raspregnuti, odnosno da je poželjno upravljačke ulaze HVAC sustava alocirati s ciljem minimiziranja potrošnje električne energije, a toplinsku ugodu poboljšavati pojačavanjem upravljačkog djelovanja infracrvenih grijaćih panela. U režimu hlađenja, višekriterijska optimizacija ukazala je na slabu mogućnost poboljšanja toplinske ugone realokacijom upravljačkih ulaza. Dobivene optimalne alokacijske mape opisane su analitičkim funkcijama za olakšanu implementaciju i kalibraciju. Postavljanje i parametriranje analitičkih alokacijskih funkcija demonstrirano je na primjeru rezultata maksimizacije učinkovitosti te je pokazano da je analitička aproksimacija točna, tj. da je koeficijent učinkovitosti dobiven primjenom analitičkih funkcija zadržan unutar pet posto razlike u odnosu na optimalne mape. Također, pokazano je da brzine pumpi i razina snage prednjeg ventilatora koreliraju s brzinom kompresora te da se analitičke funkcije za optimalnu alokaciju mogu temeljiti na toj korelaciji. Takva izvedba analitičkih funkcija omogućava spuštanje upravljanja pumpama i prednjim

ventilatorom (internim aktuatorima HVAC sustava) na podređenu razinu, što je povoljno sa stanovišta modularnosti u modeliranju i upravljanju cjelokupnim sustavom.

U sklopu kaskadnog sustava upravljanja s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza primijenjen je nadređeni proporcionalno-integralni (PI) regulator temperature zraka u kabini, koji ima fiksne parametre te uključuje varijabilno ograničenje izlaza u vidu reference rashladne/ogrijevne snage. Podređeni regulacijski krugovi realizirani su primjenom PI regulatora temperature ulaznog zraka u kabinu i pregrijanja radne tvari, čiji parametri se adaptiraju s obzirom na radne uvjete. Za generiranje adaptacijskih mapa predložena je metoda optimiranja parametara PI regulatora na temelju odskočnog odziva u režimu malih signala. Konačno, kaskadni sustav upravljanja implementiran je u simulacijskom okruženju i ispitan u scenarijima zagrijavanja i ohlađivanja kabine s okolišnih uvjeta do postizanja toplinske ugone. Simulacijski su rezultati pokazali da se prednost alociranja lokalnih upravljačkih ulaza HVAC sustava s obzirom na brzinu kompresora ogleda u bržoj prijelaznoj pojavi HVAC sustava a time i poboljšanoj toplinskoj ugodu, na račun blago povećane potrošnje energije. Pokazano je da, osim optimalne alokacije upravljačkih ulaza, na potrošnju energije utječe i podešenje nadređenog regulatora zbog njegovog utjecaja na odziv temperature zraka u kabini. Primjerice, povećanjem integralne vremenske konstante usporava se odziv regulatora, čime se narušava toplinska uгода i smanjuje potrošnja energije. Za dodatno poboljšanje energetske učinkovitosti ili toplinske ugone u režimu grijanja razmotreno je korištenje infracrvenih grijaćih panela (IRP). U tu se svrhu kaskadni sustav regulacije proširio nelinearnim proporcionalnim PMV regulatorom. Analiza rezultata u stacionarnom stanju pokazala je da postoji mogućnost poboljšanja energetske učinkovitosti HVAC sustava na način da se temperatura zraka u kabini smanji, čime se HVAC sustav rasterećuje, a da se pritom zadrži ciljane toplinske ugone putem radijacijskog grijanja IRP-a. Pritom je moguće postići smanjenje ukupne opteretne snage baterije do 40%. Osim u stacionarnom stanju, korištenjem IRP-a moguće je poboljšati toplinsku ugodu i u prijelaznom procesu, i to za 30% uz približno jednako utrošenu električnu energiju.

Optimalna alokacija upravljačkih ulaza ima karakter trenutačne optimizacije te je projektirana uz pretpostavku da se HVAC nalazi u kvazistacionarnom stanju. U tom smislu alocirana upravljačka djelovanja mogu biti podoptimalna u režimu velikih signala, poput početnog zagrijavanja s niske okolišne temperature. Kako bi se smanjio utjecaj izraženih prijelaznih efekata na kvalitetu upravljanja, neki od uvida dobivenih DP optimiranjem upravljačkih varijabli primijenjeni su za heurističku modifikaciju alokacijskih funkcija u režimu velikih

signala. Primjerice, maseni protok hladnog zraka drži se nisko u početnoj fazi zagrijavanja, kako bi se smanjila toplinska neugoda te čim prije podigla temperatura ulaznog zraka u kabinu. Problem se može sveobuhvatnije riješiti optimiranjem upravljačkih varijabli na pomičnom vremenskom horizontu u realnom vremenu. Na tom tragu, predložen je sustav upravljanja zasnovan na nelinearnom modelskom prediktivnom upravljanja (NMPC). NMPC optimira upravljačko djelovanje predviđanjem ponašanja podređeno-reguliranog HVAC sustava u budućnosti na temelju predikcijskog modela sustava, što omogućava uključivanje dinamike i ograničenja HVAC sustava u optimizaciju te uključivanje predviđenih poremećaja za unaprijedno djelovanje. Pokazano je da u oba režima rada HVAC sustava (grijanje i hlađenje) NMPC omogućava poboljšanje energetske učinkovitosti HVAC sustava uz zadržanu ili poboljšanu toplinsku ugodu. Pritom NMPC, zahvaljujući predviđanju dinamike sustava i poremećajnih varijabli, planira buduće upravljačko djelovanje te unaprijed iskorištava toplinsku inerciju HVAC sustava i kabine kako bi smanjio potrošnju HVAC sustava na račun blago narušene toplinske ugone. Na sličan način, NMPC jače grije ili hladi kabinu pri višim brzinama vozila, gdje je potrošnja HVAC sustava niža te dozvoljava blago narušavanje toplinske ugone u periodima niskih brzina vozila. Pokazano je da je NMPC superiorniji kaskadnoj regulaciji tijekom održavanja toplinske ugone, koju drži na gotovo idealnoj razini te omogućava do 10% smanjenu specifičnu potrošnju električne energije po odvoženom kilometru, čime se povećava domet vožnje. Nedostatak NMPC-a u odnosu na kaskadnu regulaciju je veća računalna složenost i općenito složenija i potencijalno manje robusna struktura upravljanja.

Konačno, kaskadni sustav upravljanja implementiran je na eksperimentalnom električnom vozilu B klase i ispitan u laboratorijskim uvjetima. Ovdje je podređena razina upravljanja dodatno proširena proporcionalnim regulatorima tlaka radi osiguranja neophodnih sigurnosnih funkcija. Nakon početnog upuštanja podređenih regulacijskih krugova i cijelog kaskadnog sustava, predložene su dodatne praktične modifikacije, koje se odnose na proceduru pokretanja HVAC sustava, uključujući mogućnost dogrijavanja posrednog medija otpornim grijanjem. Potonje je uključeno radi postizanja veće robusnosti HVAC sustava pri izrazito niskim okolišnim temperaturama. Pokazano je da je razvijeno podređeno upravljanje robusno i precizno u održavanju referentnog pregrijanja radne tvari i ulazne temperature zraka u kabinu. Međutim, nadređena razina regulacije temperature zraka u kabini pokazala se lošijom u odnosu na simulacijske rezultate, primarno zbog sporog realnog odziva mjerene temperature zraka u kabini, koja je uzrokovana nekalibriranim senzorom.

U budućem bi se radu kaskadni sustav regulacije s optimalnom alokacijom upravljačkih ulaza mogao proširiti daljnjim heurističkim korekcijama za poboljšanje kvalitete upravljanja u: (i) prijelaznom procesu, (ii) širem rasponu radnih uvjeta, uključujući blage okolišne uvjete koji zahtijevaju intermitentni rad HVAC sustava i (iii) lokaliziranom grijanju s primjenom PMV regulatora za upravljanje infracrvenim grijačim panelima. Nadalje, valjalo bi razmotriti proširenja NMPC strategije u smjeru: (i) uključivanja vlažnosti zraka u kabini u predikcijski model radi preciznijeg opisa procesa odvlaživanja zraka u režimu hlađenja, (ii) proširenja upravljačkog vektora IRP ulazima u režimu grijanja, (iii) uključivanja baterije i elektromotornog pogonskog sustava vozila u predikcijski model za poboljšanu energetska učinkovitost cijelog vozila (HVAC sustav i pogon). Također, NMPC bi trebalo ispitati u širem rasponu radnih uvjeta, prisutnosti šire nemodelirane dinamike procesa te nesigurnosti predviđanja poremećajnih varijabli, te u konačnici implementirati u eksperimentalno vozilo i eksperimentalno ispitati.

Na temelju izloženog, mogu se izdvojiti sljedeći znanstveni doprinosi doktorskog rada:

- Algoritam optimiranja upravljačkih varijabli sustava grijanja i hlađenja putničkog prostora električnog vozila, koji minimizira potrošnju električne energije i osigurava visoku razinu toplinske ugone putnika, te se temelji na dinamičkom programiranju.
- Strategija upravljanja sustavom grijanja i hlađenja temeljena na kaskadnoj strukturi regulacije temperature zraka u kabini i optimalnoj alokaciji referentnih varijabli podređenih regulacijskih krugova.
- Optimalna strategija upravljanja sustavom grijanja i hlađenja temeljena na modelskom prediktivnom upravljanju, koja koordinira rad više aktuatora s ciljem povećanja dometa vožnje uz zadržavanje visokog stupnja toplinske ugone putnika.

## Literatura

- [1] International Energy Agency. Global EV Outlook 2020. Available from: <https://www.iea.org/reports/global-ev-outlook-2020> [Cited 2021 Feb 10].
- [2] Council of the European Union. Council Decision (EU) 2017/710 of 3 April 2017 on the position to be adopted, on behalf of the European Union, within the EEA Joint Committee concerning an amendment to Annex XX (Environment) to the EEA Agreement (CO2 Emissions). 2017. Available from: <https://eur-lex.europa.eu/eli/dec/2017/710/oj> [cited 2020 June 23].
- [3] Yang D, Qiu L, Yan J, Chen Z, Jiang M. The government regulation and market behavior of the new energy automotive industry. *Journal of Cleaner Production*. 2019 Feb;210:1281-1288. doi. [10.1016/j.jclepro.2018.11.124](https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.11.124).
- [4] Zhang Z, Wang J, Feng X, Chang L, Chen Y, Wang X. The solutions to electric vehicle air conditioning systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018 Aug;91:443-463. doi. [10.1016/j.rser.2018.04.005](https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.005).
- [5] Park M, Kim S. Heating Performance Characteristics of High-Voltage PTC Heater for an Electric Vehicle. *Energies*. 2017 Sep;10(10):1494. doi. [10.3390/en10101494](https://doi.org/10.3390/en10101494).
- [6] Pouladi J, Bannae Sharifian M, Soleymani S. Determining charging load of PHEVs considering HVAC system and analyzing its probabilistic impacts on residential distribution network. *Electric Power Systems Research*. 2016 Dec;141:300-312. doi. [10.1016/j.epsr.2016.08.008](https://doi.org/10.1016/j.epsr.2016.08.008).
- [7] Vatanparvar K, Al Faruque M. Battery lifetime-aware automotive climate control for electric vehicles. *Proceedings of the 2015 52nd ACM/EDAC/IEEE Design Automation Conference (DAC)*. San Francisco, CA, USA, 8.7-12.7.2015. doi. [10.1145/2744769.2744804](https://doi.org/10.1145/2744769.2744804).
- [8] Zhang T, Gao C, Gao Q, Wang G, Liu M, Guo Y et al. Status and development of electric vehicle integrated thermal management from BTM to HVAC. *Applied Thermal Engineering*. 2015 Sep;88:398-409. doi. [10.1016/j.applthermaleng.2015.02.001](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.02.001).
- [9] Paffumi E, Otura M, Centurelli M, Casellas R, Brenner A, Jahn S. Energy consumption, driving range and cabin temperature performances at different ambient conditions in support to the design of a user-centric efficient electric vehicle: The QUIET Project. *Proceedings of the 14th SDEWES Conference Dubrovnik, Croatia, 1.-6.10.2019* Available from: [https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/07/JRC-DirC\\_Paffumi\\_et\\_al\\_final\\_SDEWES2019.pdf](https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/07/JRC-DirC_Paffumi_et_al_final_SDEWES2019.pdf).
- [10] Drage P, Hinteregger M, Zotter G, Šimek M. Cabin Conditioning for Electric Vehicles. *ATZ worldwide*. 2019 Jan;121(2):44-49. doi. [10.1007/s38311-018-0209-2](https://doi.org/10.1007/s38311-018-0209-2).
- [11] Chowdhury S, Leitzel L, Zima M. Thermal System for Electric Vehicles with Coolant-based Heat Pump. *ATZ worldwide*. 2019 Apr;121(5):48-53. doi. [10.1007/s38311-019-0022-6](https://doi.org/10.1007/s38311-019-0022-6).
- [12] Feng L, Hrnjak P. Performance Characteristics of a Mobile Heat Pump System at Low Ambient Temperature. *SAE Technical Paper Series*. 2018 Apr;2018-01-0076. doi. [10.4271/2018-01-0076](https://doi.org/10.4271/2018-01-0076).

## Literatura

- 
- [13] Bauml T, Dvorak D, Frohner A, Simic D. Simulation and Measurement of an Energy Efficient Infrared Radiation Heating of a Full Electric Vehicle. 2014 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC). Coimbra, Portugal, 27.-30.10.2014. doi. [10.1109/VPPC.2014.7007129](https://doi.org/10.1109/VPPC.2014.7007129).
- [14] Okamoto K, Aikawa H, Ohmikawa M, Hayashi K. Thermal Management of a Hybrid Vehicle Using a Heat Pump. SAE Technical Paper Series. 2019 Apr;2019-01-0502. doi. [10.4271/2019-01-0502](https://doi.org/10.4271/2019-01-0502).
- [15] Menken J, Strasser K, Anzenberger T, Rebinger C. Evaluation of the Energy Consumption of a Thermal Management System of a Plug-In Hybrid Electric Vehicle Using the Example of the Audi Q7 e-tron. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems. 2018 June;11(3):203-212. doi: [10.4271/06-11-03-0017](https://doi.org/10.4271/06-11-03-0017).
- [16] Chowdhury S, Litzel L, Zima M, Santacesaria M, Titov G, Lustbader J et al. Total Thermal Management of Battery Electric Vehicles (BEVs). SAE Technical Paper Series. 2018 May;2018-37-0026. doi. [10.4271/2018-37-0026](https://doi.org/10.4271/2018-37-0026).
- [17] Nissan Motor Corporation. Heat-Pump Cabin Heater. Available from: [https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/heat\\_pump\\_cabin\\_heater.html](https://www.nissan-global.com/EN/TECHNOLOGY/OVERVIEW/heat_pump_cabin_heater.html) [cited 2020 June 20]
- [18] Feng L, Hrnjak P. Performance Characteristics of a Mobile Heat Pump System at Low Ambient Temperature. SAE Technical Paper Series. 2018 Apr;2018-01-0076, doi. [10.4271/2018-01-0076](https://doi.org/10.4271/2018-01-0076).
- [19] Mancini N, Mardall J, Kopitz J, O'Donnell C, Hanks D, Li H. Optimal source electric vehicle heat pump with extreme temperature heating capability and efficient thermal preconditioning. US20190070924A1, 2021. Available from: <https://patents.google.com/patent/US20190070924A1/>
- [20] Volkswagen UK. Impressive range: the heat pump in the ID.3. Available from: <https://www.volkswagen.co.uk/en/electric-and-hybrid/software-and-technology/id-technology/heat-pump.html> [cited 2022 Feb 7]
- [21] Dr. Ing. h. c. F. Porsche AG. The technology behind the new Porsche Taycan. Available from: [https://newsroom.porsche.com/dam/jcr:93483663-c12b-43ca-98f5-b1b8b845e321/PAG\\_Taycan\\_Technology\\_PM\\_EN.pdf](https://newsroom.porsche.com/dam/jcr:93483663-c12b-43ca-98f5-b1b8b845e321/PAG_Taycan_Technology_PM_EN.pdf) [cited 2020 June 20]
- [22] Peng Q, Du Q. Progress in Heat Pump Air Conditioning Systems for Electric Vehicles—A Review. Energies. 2016 Mar;9(4):240. doi. [10.3390/en9040240](https://doi.org/10.3390/en9040240).
- [23] Qi Z. Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles – A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014 Oct;38:754-764. doi. [10.1016/j.rser.2014.07.038](https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.038)
- [24] Kwon C, Lee C, Foster L, Kwon J, Shin Y. Development of an Energy-Saving Occupied-Zone HVAC System (OZ HVAC). SAE Technical Paper Series. 2012 Apr;2012-01-0320. doi. [10.4271/2012-01-0320](https://doi.org/10.4271/2012-01-0320).
- [25] Jeffers M, Chaney L, Rugh J. Climate Control Load Reduction Strategies for Electric Drive Vehicles in Cold Weather. SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems. 2016 Apr;9(1):75-82. doi. [10.4271/2016-01-0262](https://doi.org/10.4271/2016-01-0262).
-

## Literatura

- [26] Oi H, Yanagi K, Tabata K, Tochihara Y. Effects of heated seat and foot heater on thermal comfort and heater energy consumption in vehicle. *Ergonomics*. 2011 Aug;54(8):690-699. doi. [10.1080/00140139.2011.595513](https://doi.org/10.1080/00140139.2011.595513)
- [27] Steiner A, Rauch A, Larrañaga J, Izquierdo M, Ferraris W, Piovano A et al. Energy Efficient and Comfortable Cabin Heating. In Fuchs A, Brandstätter B, editors. *Future Interior Concepts*. Cham:Springer; 2021., p. 89–100. doi. [10.1007/978-3-030-51044-2\\_5](https://doi.org/10.1007/978-3-030-51044-2_5).
- [28] Jeffers M, Chaney L, Rugh J. Climate Control Load Reduction Strategies for Electric Drive Vehicles in Warm Weather. *SAE Technical Paper Series*. 2015 Apr;2015-01-0355. doi. [10.4271/2015-01-0355](https://doi.org/10.4271/2015-01-0355).
- [29] Kapeller H, Dvorak D, Šimić D. Improvement and Investigation of the Requirements for Electric Vehicles by the use of HVAC Modeling. *HighTech and Innovation Journal*. 2021 Mar;2(1):67-76. doi. [10.28991/HIJ-2021-02-01-07](https://doi.org/10.28991/HIJ-2021-02-01-07).
- [30] Rasmussen B, Shenoy B. Dynamic modeling for vapor compression systems—Part II: Simulation tutorial. *HVAC&R Research*. 2012 Sep;18(5):956-973. doi: [10.1080/10789669.2011.582917](https://doi.org/10.1080/10789669.2011.582917).
- [31] Desideri A, Dechesne B, Wronski J, van den Broek M, Gusev S, Lemort V et al. Comparison of Moving Boundary and Finite-Volume Heat Exchanger Models in the Modelica Language. *Energies*. 2016 May;9(5):339. doi. [10.3390/en9050339](https://doi.org/10.3390/en9050339).
- [32] Kiss T, Lustbader J. Comparison of the Accuracy and Speed of Transient Mobile A/C System Simulation Models. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 2014 Apr;7(2):739-754. doi. [10.4271/2014-01-0669](https://doi.org/10.4271/2014-01-0669).
- [33] Jensen J M, Tummerscheit H. Moving Boundary Models for Dynamic Simulations of Two-Phase Flows, in: 2nd International Modelica Conference, 18-19.3.2002. pp. 235–244. Available from: [https://modelica.org/events/Conference2002/papers/p31\\_Jensen.pdf](https://modelica.org/events/Conference2002/papers/p31_Jensen.pdf)
- [34] Li B, Alleyne A. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *International Journal of Refrigeration*. 2010 May;33(3):538-552. doi. [10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011).
- [35] Kiss T, Chaney L, Meyer J. A New Automotive Air Conditioning System Simulation Tool Developed in MATLAB/Simulink. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*. 2013 Apr;6(2):826-840. doi. [10.4271/2013-01-0850](https://doi.org/10.4271/2013-01-0850).
- [36] Kiss T, Lustbader J, Leighton D. Modeling of an Electric Vehicle Thermal Management System in MATLAB/Simulink. *SAE Technical Paper Series*. 2015 Apr;2015-01-1708, doi. [10.4271/2015-01-1708](https://doi.org/10.4271/2015-01-1708)
- [37] Ratković I, Cvok I, Soldo V, Deur J. Control-oriented Modelling of Vapour-Compression Cycle Including Model-order Reduction and Analysis Tools. *Proceedings of the 14th SDEWES Conference Dubrovnik, Croatia, 1.-6.10.2019*. Available from: [https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/07/SDEWES\\_Art\\_02\\_Ratkovic\\_Cvok\\_Soldo\\_Deur\\_UOZ.pdf](https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/07/SDEWES_Art_02_Ratkovic_Cvok_Soldo_Deur_UOZ.pdf)
- [38] Zhang Q, Canova M. Lumped-Parameter Modeling of an Automotive Air Conditioning System for Energy Optimization and Management. *ASME 2013 Dynamic Systems and Control Conference DSCC 2013*. Palo Alto, CA, USA, 21.-23.10.2013. doi. [10.1115/DSCC2013-3835](https://doi.org/10.1115/DSCC2013-3835).

## Literatura

- [39] Rasmussen B, Alleyne A, Musser A. Model-driven system identification of transcritical vapor compression systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2005 May;13(3):444-451. doi. [10.1109/TCST.2004.839572](https://doi.org/10.1109/TCST.2004.839572) .
- [40] De Nunzio G, Sciarretta A, Steiner A, Mladek A. Thermal management optimization of a heat-pump-based HVAC system for cabin conditioning in electric vehicles. 2018 Thirteenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER). Monte Carlo, Monaco, 10.-12.4.2018. doi. [10.1109/EVER.2018.8362408](https://doi.org/10.1109/EVER.2018.8362408).
- [41] Cvok I, Škugor B, Deur J. Control trajectory optimisation and optimal control of an electric vehicle HVAC system for favourable efficiency and thermal comfort. *Optimization and Engineering*. 2020 June;22(1):83-102. [10.1007/s11081-020-09515-w](https://doi.org/10.1007/s11081-020-09515-w).
- [42] Jeffs J, McGordon A, Picarelli A, Robinson S, Tripathy Y, Widanage W. Complex Heat Pump Operational Mode Identification and Comparison for Use in Electric Vehicles. *Energies*. 2018 Aug;11(8):2000. doi. [10.3390/en11082000](https://doi.org/10.3390/en11082000).
- [43] Shojaei S, Robinson S, Chatham C, McGordon A, Marco J. Modelling the Electric Air Conditioning System in a Commercially Available Vehicle for Energy Management Optimisation. *SAE Technical Paper Series*. 2015 Apr;2015-01-0331. doi. [10.4271/2015-01-0331](https://doi.org/10.4271/2015-01-0331).
- [44] Dvorak D, Basciotti D, Gellai I. Demand-Based Control Design for Efficient Heat Pump Operation of Electric Vehicles. *Energies*. 2020 Oct;13(20):5440. doi. [10.3390/en13205440](https://doi.org/10.3390/en13205440).
- [45] Varun Kumar G, Reshma Sheerin M, Saravana Prabu V, Jean K, Rajguru C, Dinesh M et al. Comparison of Different Approaches for Temperature Analysis in an Automotive HVAC System. *SAE Technical Paper Series*. 2014 Sep;2014-01-2395. doi. [10.4271/2014-01-2395](https://doi.org/10.4271/2014-01-2395).
- [46] Broglia L, Autefage G, Ponchant M. Impact of passenger thermal comfort and electric devices temperature on range: a system simulation approach. *World Electric Vehicle Journal*. 2012 Dec;5(4):1082-1089. doi. [10.3390/wevj5041082](https://doi.org/10.3390/wevj5041082).
- [47] Lajunen A. Energy Efficiency and Performance of Cabin Thermal Management in Electric Vehicles. *SAE Technical Paper Series*. 2017 Mar;2017-01-0192. doi. [10.4271/2017-01-0192](https://doi.org/10.4271/2017-01-0192).
- [48] Danca P, Vartires A, Dogeanu A. An Overview of Current Methods for Thermal Comfort Assessment in Vehicle Cabin. *Energy Procedia*. 2016 Jan;85:162-169. doi. [10.1016/j.egypro.2015.12.322](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.12.322).
- [49] Fayazbakhsh M, Bahrami M. Comprehensive Modeling of Vehicle Air Conditioning Loads Using Heat Balance Method. *SAE Technical Paper Series*. 2013 Apr;2013-01-1507. doi. [10.4271/2013-01-1507](https://doi.org/10.4271/2013-01-1507).
- [50] Marcos D, Pino F, Bordons C, Guerra J. The development and validation of a thermal model for the cabin of a vehicle. *Applied Thermal Engineering*. 2014 May;66(1-2):646-656. doi. [10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.054)
- [51] Lee H, Hwang Y, Song I, Jang K. Transient thermal model of passenger car's cabin and implementation to saturation cycle with alternative working fluids. *Energy*. 2015 Oct;90:1859-1868. doi. [10.1016/j.energy.2015.07.016](https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.016).



## Literatura

- [52] Shojaei S, McGordon A, Robinson S, Marco J, Jennings P. Developing a model for analysis of the cooling loads of a hybrid electric vehicle by using co-simulations of verified submodels. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2017 Jun;232(6):766-784. doi. [10.1177/0954407017707099](https://doi.org/10.1177/0954407017707099).
- [53] Lahlou A, Ossart F, Boudard E, Roy F, M. Bakhouya M. A Dynamic Programming Approach for Thermal Comfort Control in Electric Vehicles. 2018 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Chicago, IL, USA, 27.-30.8.2018. doi. [10.1109/VPPC.2018.8604983](https://doi.org/10.1109/VPPC.2018.8604983).
- [54] Schaut S, Sawodny O. Thermal Management for the Cabin of a Battery Electric Vehicle Considering Passengers' Comfort. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2020 Jul;28(4):1476-1492. doi. [10.1109/TCST.2019.2914888](https://doi.org/10.1109/TCST.2019.2914888).
- [55] Amini M, Wang H, Gong X, Liao-McPherson D, Kolmanovsky I, Sun J. Cabin and Battery Thermal Management of Connected and Automated HEVs for Improved Energy Efficiency Using Hierarchical Model Predictive Control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2020 Sep;28(5):1711-1726. doi. [10.1109/TCST.2019.2923792](https://doi.org/10.1109/TCST.2019.2923792).
- [56] Kruppok K, Claret F, Neugebauer P, Kriesten R, Sax E. Validation of a 5-zone-car-cabin model to predict the energy saving potentials of a battery electric vehicle's HVAC system, 2018 International Joint Conference on Materials Science and Mechanical Engineering Bangkok, Thailand, 24.-26.2.2018. doi. [10.1088/1757-899X/383/1/012037](https://doi.org/10.1088/1757-899X/383/1/012037).
- [57] Poovendran K, Abel D, Reuscher T, Govender V. Vehicle Cabin Thermal Multi-Zone Modelling for Control. 2020 2nd International Conference on Control Systems, Mathematical Modeling, Automation and Energy Efficiency (SUMMA), Lipetsk, Russia, 11.-13.11.2020, p. 489-495. doi. [10.1109/SUMMA50634.2020.9280673](https://doi.org/10.1109/SUMMA50634.2020.9280673).
- [58] Torregrosa-Jaime B, Bjurling F, Corberán J, Di Sciullo F, Payá J. Transient thermal model of a vehicle's cabin validated under variable ambient conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2015 Jan;75:45-53. doi. [10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.074).
- [59] Brèque F, Nemer M. Cabin Thermal Needs: Modeling and Assumption Analysis. *Proceedings of the 12th International Modelica Conference*, Prague, Czech Republic, 15.-17.5.2017. doi. [10.3384/ecp17132771](https://doi.org/10.3384/ecp17132771).
- [60] Peri G, Sambandan S, Sathish Kumar S. Cool Down Analysis of an HVAC System Using Multi-Zone Cabin Approach. *SAE Technical Paper Series*. 2017 Mar;2017-01-0182, doi. [10.4271/2017-01-0182](https://doi.org/10.4271/2017-01-0182).
- [61] Klemm D, Roessner W, Widdecke N, Wiedemann J. Reduced Model of a Vehicle Cabin for Transient Thermal Simulation. *SAE Technical Paper Series*. 2018 May;2018-37-0022, doi. [10.4271/2018-37-0022](https://doi.org/10.4271/2018-37-0022).
- [62] Basciotti D, Dvorak D, Gellai I. A Novel Methodology for Evaluating the Impact of Energy Efficiency Measures on the Cabin Thermal Comfort of Electric Vehicles. *Energies*. 2020 Jul;13(15):3872. doi. [10.3390/en13153872](https://doi.org/10.3390/en13153872)
- [63] Rao A. Trajectory Optimization: a survey. In: Waschl H, Kolmanovsky I, Steinbuch M, del Re L (eds) *Optimization and optimal control in automotive systems*. *Lecture Notes in Control and Information Sciences*, vol 455. Springer, Cham. 2014. p. 3-21. doi. [10.1007/978-3-319-05371-4\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-319-05371-4_1).

## Literatura

---

- [64] Bellman RE, Dreyfus SE. Applied dynamic programming. Princeton University Press, Princeton, 1962
- [65] Guzella L, Sciarretta A. Vehicle propulsion systems. Springer, Berlin, 2007
- [66] Škugor B, Cipek M, Deur J. Control Variables Optimization and Feedback Control Strategy Design for the Blended Operating Regime of an Extended Range Electric Vehicle. SAE International Journal of Alternative Powertrains. 2014 Apr;3(1):152-162. doi. [10.4271/2014-01-1898](https://doi.org/10.4271/2014-01-1898).
- [67] Guemri M, Neffati A, Caux S, Ngueveu S. Management of distributed power in hybrid vehicles based on D.P. or Fuzzy Logic. Optimization and Engineering. 2014 Dec;15(4):993-1012. doi. [10.1007/s11081-013-9235-5](https://doi.org/10.1007/s11081-013-9235-5).
- [68] Sinoquet D, Rousseau G, Milhau Y. Design optimization and optimal control for hybrid vehicles. Optimization and Engineering. 2009 Dec;12(1-2):199-213. doi. [10.1007/s11081-009-9100-8](https://doi.org/10.1007/s11081-009-9100-8).
- [69] Favre B, Peuportier B. Application of dynamic programming to study load shifting in buildings. Energy and Buildings. 2014 Oct;82:57-64. doi. [10.1016/j.enbuild.2014.07.018](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.07.018).
- [70] Block B, Huynh B, Boyle S, Stockar S, Geyer S, Li J et al. Analysis of the Effect of Vehicle Platooning on the Optimal Control of a Heavy Duty Engine Thermal System. SAE International Journal of Advances & Current Practices in Mobility 2019 Apr;1(4):1661-1671, doi. [10.4271/2019-01-1259](https://doi.org/10.4271/2019-01-1259).
- [71] Yan M, He H, Sun C, Jia H, Li M. Stochastic Dynamic Programming of Air Conditioning System under Time-varying Passenger Condition for Electric Bus. Energy Procedia. 2016 Dec;104:360-365. doi. [10.1016/j.egypro.2016.12.061](https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.12.061).
- [72] Zhang Q, Stockar S, Canova M. Energy-Optimal Control of an Automotive Air Conditioning System for Ancillary Load Reduction. IEEE Transactions on Control Systems Technology. 2016 Jan;24(1):67-80. doi. [10.1109/TCST.2015.2418322](https://doi.org/10.1109/TCST.2015.2418322).
- [73] Rostiti C, Stockar S, Canova M. A Rule-Based Control for Fuel-Efficient Automotive Air Conditioning Systems. SAE Technical Paper Series. 2015 Apr;2015-01-0366, doi. [10.4271/2015-01-0366](https://doi.org/10.4271/2015-01-0366).
- [74] Zhang Q, Canova M. Mild hybrid technique using the automotive air-conditioning system. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2016 Apr;230(10):1392-1402. doi. [10.1177/0954407015610253](https://doi.org/10.1177/0954407015610253).
- [75] Gong X, Wang H, Amini M R, Kolmanovsky I, Sun J. Integrated optimization of Power Split, Engine Thermal Management, and Cabin Heating for Hybrid Electric Vehicles, 2019 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), Hong Kong, China, 19.-21.8.2019, p. 567-572, doi. [10.1109/CCTA.2019.8920605](https://doi.org/10.1109/CCTA.2019.8920605).
- [76] Lahlou A, Ossart F, Boudard E, Roy F, Bakhouya M. Optimal Management of Thermal Comfort and Driving Range in Electric Vehicles. Energies. 2020 Aug;13(17):4471. [10.3390/en13174471](https://doi.org/10.3390/en13174471).
- [77] Marshall G, Mahony C, Rhodes M, Daniewicz S, Tsolas N, Thompson S. Thermal Management of Vehicle Cabins, External Surfaces, and Onboard Electronics: An Overview. Engineering. 2019 Oct;5(5):954-969. doi. [10.1016/j.eng.2019.02.009](https://doi.org/10.1016/j.eng.2019.02.009).
-

## Literatura

- [78] Lim D, Rasmussen B, Swaroop D. Selecting PID Control Gains for Nonlinear HVAC&R Systems. *HVAC&R Research*. 2009 May;15(6):991-1019. doi. [10.1080/10789669.2009.10390876](https://doi.org/10.1080/10789669.2009.10390876).
- [79] Liu J, Zhou H, Zhou X, Cao Y, Zhao H. Automotive air conditioning system control — A survey. *Proceedings of 2011 International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, Harbin, China, 12.-14.8.2011, p. 3408-3412, doi. [10.1109/EMEIT.2011.6023817](https://doi.org/10.1109/EMEIT.2011.6023817).
- [80] Shah R, Rasmussen BP, Alleyne A. Application of a multivariable adaptive control strategy to automotive air conditioning systems. *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*. 2004 Mar;18(2):199-221. doi. [10.1002/acs.787](https://doi.org/10.1002/acs.787).
- [81] Jeffs J, McGordon A, Picarelli A, Robinson S, Widanage W.D. System level heat pump model for investigations into thermal management of electric vehicles at low temperatures. In *Proceedings of the 13th International Modelica Conference*, Regensburg, Germany, 4.-6.3.2019; pp. 107–116, doi. [10.3384/ecp19157107](https://doi.org/10.3384/ecp19157107).
- [82] Chiu C, Tsai N, Lin C. Near-optimal order-reduced control for A/C (air-conditioning) system of EVs (electric vehicles). *Energy*. 2014 Mar;66:342-353. doi. [10.1016/j.energy.2014.01.029](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.029).
- [83] Zhang Q, Canova M. Improving tracking performance of automotive air conditioning system via  $\mu$  synthesis. *Science and Technology for the Built Environment*. 2015 May;21(4):448-461. doi. [10.1080/23744731.2015.1018679](https://doi.org/10.1080/23744731.2015.1018679).
- [84] Mayne D, Rawlings J B, Diehl M. *Model Predictive Control: Theory Computation and Design*. Nob Hill Publishing, 2017.
- [85] Bemporad A, Bernardini D, Long R, Verdejo J. Model Predictive Control of Turbocharged Gasoline Engines for Mass Production. *SAE Technical Paper Series*. 2018 Apr.;2018-01-0875. doi. [10.4271/2018-01-0875](https://doi.org/10.4271/2018-01-0875).
- [86] Di Cairano S, Yanakiev D, Bemporad A, Kolmanovsky I, Hrovat D. Model Predictive Idle Speed Control: Design, Analysis, and Experimental Evaluation. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2011 Mar;20(1):84-97 doi. [10.1109/TCST.2011.2112361](https://doi.org/10.1109/TCST.2011.2112361).
- [87] Borrelli F, Bemporad A, Fodor M, Hrovat D. An MPC/hybrid system approach to traction control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2006 Apr;14(3):541-552., doi. [10.1109/TCST.2005.860527](https://doi.org/10.1109/TCST.2005.860527).
- [88] Di Cairano S, Tseng H, Bernardini D, Bemporad A. Vehicle Yaw Stability Control by Coordinated Active Front Steering and Differential Braking in the Tire Sideslip Angles Domain. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2013 Jul;21(4):1236-1248. doi. [10.1109/TCST.2012.2198886](https://doi.org/10.1109/TCST.2012.2198886).
- [89] Xu L, Tseng H E, Hrovat D. Hybrid model predictive control of active suspension with travel limits and nonlinear tire contact force. *2016 American Control Conference (ACC)*, Boston, MA, USA, 6.-8.7.2016, p. 2415-2420, doi. [10.1109/ACC.2016.7525279](https://doi.org/10.1109/ACC.2016.7525279).
- [90] Falcone P, Borrelli F, Asgari J, Tseng H, Hrovat D. Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*. 2007 May;15(3):566-580., doi. [10.1109/TCST.2007.894653](https://doi.org/10.1109/TCST.2007.894653).

## Literatura

- [91] Lopez Sanz J, Ocampo-Martinez C, Alvarez-Florez J, Moreno Eguilaz M, Ruiz-Mansilla R, Kalmus J et al. Nonlinear Model Predictive Control for Thermal Management in Plug-in Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2017 May;66(5):3631-3644. doi. [10.1109/TVT.2016.2597242](https://doi.org/10.1109/TVT.2016.2597242).
- [92] Afram A, Janabi-Sharifi F. Theory and applications of HVAC control systems – A review of model predictive control (MPC). *Building and Environment*. 2014 Feb;72:343-355.. doi. [10.1016/j.buildenv.2013.11.016](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.11.016).
- [93] Gräber M, Kirches C, Schlöder J, Tegethoff W. Nonlinear Model Predictive Control of a Vapor Compression Cycle based on First Principle Models. *IFAC Proceedings Volumes*. 2012;45(2):258-263. doi. [10.3182/20120215-3-AT-3016.00045](https://doi.org/10.3182/20120215-3-AT-3016.00045).
- [94] Kibalama D, Liu Y, Stockar S, Canova M. Model Predictive Control for Automotive Climate Control Systems via Value Function Approximation, Available from: <https://arxiv.org/abs/2110.10142> [cited 2020 Feb 12].
- [95] Huang Y, Khajepour A, Bagheri F, Bahrami M. Modelling and optimal energy-saving control of automotive air-conditioning and refrigeration systems. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2016 Mar;231(3):291-309. doi. [10.1177/0954407016636978](https://doi.org/10.1177/0954407016636978).
- [96] Fischer T, Kraus T, Kirches C, Gauterin F. Nonlinear Model Predictive Control of a Thermal Management System for Electrified Vehicles using FMI. *Proceedings of the 12th International Modelica Conference, Prague, Czech Republic, 15.-17.5.2017*; doi. [10.3384/ECP17132255](https://doi.org/10.3384/ECP17132255).
- [97] TLK Energy. Dynamic optimization with MUSCOD. 2022. Available from: <https://tlk-energy.de/en/software/muscod> [cited 7 February 2022]
- [98] Brusey J, Hintea D, Gaura E, Beloe N. Reinforcement learning-based thermal comfort control for vehicle cabins. *Mechatronics*. 2018 Apr;50(1):413-421. doi. [10.1016/j.mechatronics.2017.04.010](https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2017.04.010).
- [99] Farzaneh Y, Tootoonchi A. Controlling automobile thermal comfort using optimized fuzzy controller. *Applied Thermal Engineering*. 2008 Oct;28(14-15):1906-1917. doi. [10.1016/j.applthermaleng.2007.12.025](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.12.025).
- [100] Yan X, Fleming J, Lot R. A/C Energy Management and Vehicle Cabin Thermal Comfort Control. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2018 Sep;67(11):11238-11242. doi. [10.1109/TVT.2018.2869030](https://doi.org/10.1109/TVT.2018.2869030).
- [101] Khayyam H, Kouzani A, Hu E, Nahavandi S. Coordinated energy management of vehicle air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*. 2011 Apr;31(5):750-764., doi. [10.1016/j.applthermaleng.2010.10.022](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.10.022).
- [102] Lahlou A, Ossart F, Boudard E, Roy F, Bakhouya M. A Real-Time Approach for Thermal Comfort Management in Electric Vehicles. *Energies*. 2020 Aug;13(15):4006. doi. [10.3390/en13154006](https://doi.org/10.3390/en13154006).
- [103] Johansen T, Fossen T. Control allocation—A survey. *Automatica*. 2013 May;49(5):1087-1103. doi. [10.1016/j.automatica.2013.01.035](https://doi.org/10.1016/j.automatica.2013.01.035).
- [104] Zhang Q, Meng Y, Greiner C, Soto C, Schwartz W, Jennings M. Air Conditioning System Performance and Vehicle Fuel Economy Trade-Offs for a Hybrid Electric Vehicle. *SAE Technical Paper* 2017 Mar;2017-01-0171. doi. [10.4271/2017-01-0171](https://doi.org/10.4271/2017-01-0171).

## Literatura

- [105] Topić J. Modeliranje vozničkih ciklusa uključujući vremenski promjenjive značajke nagiba ceste, mase vozila i zagušenja prometa [doktorski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2021.
- [106] Moser D, Waschl H, Schmied R, Efendic H, del Re L. Short Term Prediction of a Vehicle's Velocity Trajectory Using ITS. *SAE International Journal of Passenger Cars - Electronic and Electrical Systems*. 2015 Apr;8(2):364-370. doi. [10.4271/2015-01-0295](https://doi.org/10.4271/2015-01-0295).
- [107] Engel P, Meise S, Rausch A, Tegethoff W. Improving Thermal Management of Electric Vehicles by Prediction of Thermal Disturbance Variables, 10th International Conference on Adaptive and Self-Adaptive Systems and Applications, Barcelona, Spain, 18.-22.2.2018. Available from: [https://www.thinkmind.org/articles/adaptive\\_2018\\_4\\_10\\_58003.pdf](https://www.thinkmind.org/articles/adaptive_2018_4_10_58003.pdf) [cited 2020 Feb 28].
- [108] Gong X, Wang J, Ma B, Lu L, Hu Y, Chen H. Real-Time Integrated Power and Thermal Management of Connected HEVs Based on Hierarchical Model Predictive Control. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*. 2021 Jun;26(3):1271-1282. doi. [10.1109/TMECH.2021.3070330](https://doi.org/10.1109/TMECH.2021.3070330).
- [109] Vatanparvar K, Faruque M. Design and Analysis of Battery-Aware Automotive Climate Control for Electric Vehicles. *ACM Transactions on Embedded Computing Systems*. 2018 Jul;17(4):1-22. doi. [10.1145/3203408](https://doi.org/10.1145/3203408)
- [110] Schaut S, Hepperle F, Sawodny O. Intelligent Air Conditioning System Activation in Passenger Cars with Electrified Powertrains. 2019 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), Hong Kong, China, 19.-21.2019, p. 579-584, doi. [10.1109/CCTA.2019.8920463](https://doi.org/10.1109/CCTA.2019.8920463).
- [111] Glos J, Otava L, Vaclavek P. Non-Linear Model Predictive Control of Cabin Temperature and Air Quality in Fully Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2021 Feb;70(2):1216-1229. doi. [10.1109/TVT.2021.3054170](https://doi.org/10.1109/TVT.2021.3054170).
- [112] Ng B, Darus I, Jamaluddin H, Kamar H. Application of adaptive neural predictive control for an automotive air conditioning system. *Applied Thermal Engineering*. 2014 Dec;73(1):1244-1254. doi. [10.1016/j.applthermaleng.2014.08.044](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.044).
- [113] Reuscher T, Poovendran K, Abel D. Model predictive zonal temperature control of a vehicle cabin. 2021 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), Delft, Netherlands, 12.-16.7.2021, p. 37-43, doi. [10.1109/AIM46487.2021.9517692](https://doi.org/10.1109/AIM46487.2021.9517692).
- [114] Habenbacher D, Kiseritzky E, Grantner H, Zotter G, Biernatzki D. System and components for more efficient heating (infrared), cooling (propane based AC-System and thermal management (PCM techniques). QUIET project public report. 2022. Available from: [https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/03/QUIET-D41\\_public\\_HP.pdf](https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2020/03/QUIET-D41_public_HP.pdf) [cited 2022 Jan 5]
- [115] Austrian Institute of Technology. QUIET Project Video Trailer. Available from: <https://www.quiet-project.eu/media/> [cited 2022 Jan 5].
- [116] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 2013 ASHRAE Handbook—Fundamentals. ASHRAE, 2013.
- [117] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ANSI/ASHRAE Standard 55, Rev. 2017.

## Literatura

- [118] Deutsches Institut für Normung e.V., DIN EN ISO 14505-2 Ergonomics of the thermal environment - Evaluation of the thermal environments in vehicles - Part 2: Determination of equivalent temperature. Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2006.
- [119] Fiala D. Dynamic Simulation of Human Heat Transfer and Thermal Comfort [doktorski rad]. De Montfort University Leicester, 1998.
- [120] Zhang H. Human Thermal Sensation and Comfort in Transient and Non-Uniform Thermal Environments [doktorski rad]. University of California Berkeley, 2003.
- [121] TLK-Thermo GmbH. TIL Suite. Available online: <https://www.tlk-thermo.com/index.php/en/software/til-suite> [cited 2020 Sep 19].
- [122] MathWorks. System Identification Toolbox. Available from: [https://www.mathworks.com/help/ident/index.html?s\\_tid=CRUX\\_lftnav](https://www.mathworks.com/help/ident/index.html?s_tid=CRUX_lftnav) [cited 2022 Feb 1].
- [123] Dvorak D, Nunnendorf V, Wang J. Innovative HMI- and Control Concept for Efficient Thermal Management of Electric Vehicles. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, doi: [10.1109/TITS.2022.3177761](https://doi.org/10.1109/TITS.2022.3177761).
- [124] Bell I, Wronski J, Quoilin S, Lemort V. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research. 2014 Jan;53(6):2498-2508. doi: [10.1021/ie4033999](https://doi.org/10.1021/ie4033999).
- [125] Zhang H, Dai L, Xu G, Li Y, Chen W, Tao W. Studies of air-flow and temperature fields inside a passenger compartment for improving thermal comfort and saving energy. Part I: Test/numerical model and validation. Applied Thermal Engineering. 2009 Jul;29(10):2022-2027. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.10.005](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.10.005).
- [126] Škugor B. Modeliranje i optimalno punjenje flote električnih dostavnih vozila [doktorski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2016.
- [127] Poles S. MOGA-II An improved Multi-Objective Genetic Algorithm. 2003.
- [128] Marler R, Arora J. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. Structural and Multidisciplinary Optimization. 2004 Mar;26(6):369-395. doi: [10.1007/s00158-003-0368-6](https://doi.org/10.1007/s00158-003-0368-6).
- [129] Esteco. modeFRONTIER. Available from: <https://engineering.esteco.com/modefrontier/> [cited 2022 Feb 17].
- [130] Mathworks. Curve Fitting Toolbox. Available from: <https://www.mathworks.com/help/curvefit/fit.html> [cited 2022 Feb 18].
- [131] Åström K J, Hägglund T. Advanced PID control. ISA-The Instrumentation, Systems, and Automation Society, 2006.
- [132] Cvok I, Ratkovic I, Deur J. Optimization of Control Parameters of Vehicle Air-Conditioning System for Maximum Efficiency. SAE Technical Paper 2020 Apr;2020-01-1242, doi: [10.4271/2020-01-1242](https://doi.org/10.4271/2020-01-1242).
- [133] Isermann R, Digital Control Systems. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1981.
- [134] Mathworks. Control Systems Toolbox. Available from: <https://www.mathworks.com/help/control/ref/lti.systune.html> [cited 2022 Feb 18].

## Literatura

- [135] Čorić M. Optimiranje upravljačkih trajektorija aktivnog ovjesa s ciljem unaprjeđenja karakteristika dinamike vozila [doktorski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2017.
- [136] Ranogajec V. Optimalno upravljanje automatskim mjenjačem s velikim brojem stupnjeva prijenosa [doktorski rad]. Zagreb: Fakultet strojarstva i brodogradnje; 2018.
- [137] Grüne L, Pannek J. Nonlinear Model Predictive Control: Theory and Algorithms. Springer, London, 2011. doi. [10.1007/978-0-85729-501-9](https://doi.org/10.1007/978-0-85729-501-9).
- [138] Rao AV. A survey of numerical methods for optimal control. In: Advances in the Astronautical Sciences. 2010;135(1):497-528. Available from [https://www.researchgate.net/publication/268042868\\_A\\_Survey\\_of\\_Numerical\\_Methods\\_for\\_Optimal\\_Control](https://www.researchgate.net/publication/268042868_A_Survey_of_Numerical_Methods_for_Optimal_Control) [cited 2022 Feb 28].
- [139] Nocedal J, Wright SJ. Numerical Optimization, 2nd edn. Springer Series in Operations Research and Financial Engineering. Springer, New York, 2006. doi. [10.1007/978-0-387-40065-5](https://doi.org/10.1007/978-0-387-40065-5)
- [140] Wächter A, Biegler L. On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming. Mathematical Programming. 2005 Apr;106(1):25-57. doi. [10.1007/s10107-004-0559-y](https://doi.org/10.1007/s10107-004-0559-y).
- [141] Bock H G, Plitt K J. A multiple shooting algorithm for direct solution of optimal control problems. IFAC Proceedings Volumes 1984 Jul;17(2):1603-1608. doi. [10.1016/S1474-6670\(17\)61205-9](https://doi.org/10.1016/S1474-6670(17)61205-9).
- [142] Mathworks. Nonlinear MPC Design. Available from: [https://www.mathworks.com/help/mpc/nonlinear-mpc-design.html?s\\_tid=CRUX\\_lftnav](https://www.mathworks.com/help/mpc/nonlinear-mpc-design.html?s_tid=CRUX_lftnav) [cited 2022 Jan 2]
- [143] Houska B, Ferreau H, Diehl M. ACADO toolkit-An open-source framework for automatic control and dynamic optimization. Optimal Control Applications and Methods. 2011 May;32(3):298-312. doi. [10.1002/oca.939](https://doi.org/10.1002/oca.939).
- [144] Andersson J, Gillis J, Horn G, Rawlings J, Diehl M. CasADi: a software framework for nonlinear optimization and optimal control. Mathematical Programming Computation. 2019 Mar;11(1):1-36. doi. [10.1007/s12532-018-0139-4](https://doi.org/10.1007/s12532-018-0139-4).
- [145] Austrian Institute of Technology. Qualifying and Implementing a user-centri designed and efficient electric vehicle (QUIET) Project. Available from <https://www.quiet-project.eu/> [cited 2021 Oct 10]
- [146] Thieringer, B., Vehicle validation platform with integrated components and modules, QUIET project public report, 2020. Available from: [https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2021/06/QUIET-D52\\_public\\_HP.pdf](https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2021/06/QUIET-D52_public_HP.pdf) [cited 2021 Dec 18]
- [147] Paffumi E, Wang J, Nunnendorf V, Jahn S, Dvorak D. Vehicle energy consumption and driving range, thermal comfort & userinterfaces; assessment of the technology transfer from B to A, C and D-segment vehicles. QUIET project public report, 2021. Available from: [https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2021/06/QUIET-D54\\_public\\_HP.pdf](https://www.quiet-project.eu/wp-content/uploads/2021/06/QUIET-D54_public_HP.pdf) [cited 2021 Dec 28]
- [148] Lumasense Technologies. Thermal Manikin Flatman and Thermal Comfort Data Logger. Available from: [http://site.svg-tech.com/clients/svg-tech/Downloads/1221\\_Thermal\\_Flatman97201424250PM2.pdf](http://site.svg-tech.com/clients/svg-tech/Downloads/1221_Thermal_Flatman97201424250PM2.pdf) [cited 2021 Dec 20]

# Prilozi

## Prilog A – Analitičke funkcije za vremenske konstante LPV modela prvog reda i regresijski modeli snage HVAC sustava

Analitičke funkcije za određivanje vremenske konstante LPV modela prvog reda i regresijski model snage HVAC sustava koriste se u optimiranju upravljačkih varijabli (poglavlje 4) i sintezi nelinearnog modelskog prediktivnog upravljanja (poglavlje 7). Vremenske konstante modela prvog reda HVAC sustava u početnom zagrijavanju i za zagrijani sustav,  $\tau_{1s}$  i  $\tau_{1h}$ , korištene u izrazu (3-9) i prikazane na slikama 3-4 za grijanje i 3-5 za hlađenje, aproksimirane su sljedećim analitičkim funkcijama čiji su koeficijenti dobiveni primjenom Matlab funkcije *fit*. U režimu grijanja, postavljena je kvadratna funkcija u ovisnosti o masenom protoku zraka ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$ :

$$\tau_{1s,h} = a_{s,h} + b_{s,h}\dot{m}_{bf}^2 \quad (\text{A-1})$$

uz  $a_s = 75.21$ ,  $b_s = 4402$ ,  $a_h = 40.26$ , i  $b_h = 633.3$ . Utjecaj brzine vozila na ove vremenske konstante pokazao se zanemariv (v. diskusiju u poglavlju 3). U režimu hlađenja, postavljena je kvadratna funkcija u ovisnosti o masenom protoku ventilatora kabine  $\dot{m}_{bf}$  i temperaturi zraka na ulazu u hladnjak kabine  $T_{bf,in}$ :

$$\tau_{1s,h} = a_{0s,h} + a_{1s,h}\dot{m}_{bf} + a_{2s,h}\dot{m}_{bf}^2 + b_{1s,h}T_{bf,in} + b_{2s,h}T_{bf,in}^2 \quad (\text{A-2})$$

uz  $a_{0s} = -2090$ ,  $a_{1s} = -242.3$ ,  $a_{2s} = -1014$ ,  $b_{1s} = 13.64$ ,  $b_{2s} = -0.02192$ ,  $a_{0h} = -3846$ ,  $a_{1h} = 323$ ,  $a_{2h} = 69.38$ ,  $b_{1h} = 24.62$ , i  $b_{2h} = -0.03899$ . Kao i za režim grijanja, ustanovljen je minimalni utjecaj brzine vozila na vremenske konstante, koji je stoga zanemaren.

Regresijski modeli snage HVAC sustava pri početnom zagrijavanju ( $P_{HVAC,s}$ ) i za zagrijani sustav ( $P_{HVAC,h}$ ), korišteni u izrazu (3-12), opisuju se sljedećim funkcijama:

$$\begin{aligned} P_{HVAC,s} &= 0.20259T_{in} - 479.89e_{Tin} - 208210\dot{m}_{bf} - 11.973v_{veh} + 1.9096T_{in}e_{Tin} \\ &\quad + 755.11T_{in}\dot{m}_{bf} + 0.028402T_{in}v_{veh} + 27.923\dot{m}_{bf}v_{veh} \\ P_{HVAC,s} &= \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,s} - 300) \right) P_{HVAC,s} + 300 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,s} - 300) \right) \end{aligned} \quad (\text{A-3})$$



$$\begin{aligned}
P_{HVAC,H} &= -78357.0 + 469.86T_{in} + 50.03e_{Tin} - 199360\dot{m}_{bf} - 2.17v_{veh} \\
&\quad + 734.07T_{in}\dot{m}_{bf} + 1046.2\dot{m}_{bf}e_{Tin} - 0.70559T_{in}^2 \quad (A-4) \\
P_{HVAC,h} &= \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,H} - 400) \right) P_{HVAC,H} + 400 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,H} - 400) \right)
\end{aligned}$$

čiji su koeficijenti i struktura određeni numerički primjenom funkcije Matlab funkcije *fitlm*. Aproksimacija odskočne (Heavisidove) funkcije pomoću neprekinute, tanh funkcije koristi se u izrazima (A-5) i (A-6) za ograničavanje snage s donje strane, kako bi se spriječila pojava negativne snage pri ekstrapolaciji. Na sličan su način definirani i određeni regresijski modeli snage u režimu hlađenja, koji se koriste u izrazu (3-13):

$$\begin{aligned}
P_{HVAC,S} &= -488320 + 3114.5T_{in} - 251.93e_{Tin} + 206320\dot{m}_{bf} - 1.578v_{veh} \\
&\quad + 117.96T_{bf,in} - 1934.2T_{in}\dot{m}_{bf} - 435.1e_{Tin}\dot{m}_{bf} - 35.627\dot{m}_{bf}v_{veh} \\
&\quad + 1252.9T_{bf,in}\dot{m}_{bf} - 5.3525T_{in}^2 - 6.0926e_{Tin}^2 \quad (A-5) \\
P_{HVAC,s} &= \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,S} - 500) \right) P_{HVAC,S} + 500 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,S} - 500) \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
P_{HVAC,H} &= 666170 + 2207.5T_{in} - 132.19e_{Tin} - 561350\dot{m}_{bf} - 2.7616v_{veh} \\
&\quad - 6397.3T_{bf,in} - 3036.4T_{in}\dot{m}_{bf} - 604.27\dot{m}_{bf}e_{Tin} + 4786.8T_{bf,in}\dot{m}_{bf} \\
&\quad - 3.9146T_{in}^2 + 108930\dot{m}_{bf}^2 + 10.461T_{bf,in}^2 \quad (A-6) \\
P_{HVAC,h} &= \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,H} - 500) \right) P_{HVAC,H} + 500 \left( \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \tanh(P_{HVAC,H} - 500) \right)
\end{aligned}$$

## Prilog B – Analitičke funkcije za optimalno alociranje

### upravljačkih ulaza prema kriteriju maksimalne učinkovitosti

Optimalne alokacijske mape upravljačkih ulaza dobivene maksimizacijom učinkovitosti, koje su prikazane na slikama 5-4 i 5-7 redom za režime grijanja i hlađenja, aproksimirane su analitičkim funkcijama danim u ovom prilogu. U sljedećim su analitičkim funkcijama ulazne varijable rashladna i ogrjevna snaga  $\dot{Q}_{cR}$  [W] i  $\dot{Q}_{hR}$  [W], temperatura i relativna vlažnost zraka u kabini  $T_c$  [°C] i  $\varphi_c$  [%] te brzina kompresora  $n_{com}$  [okr/min], a izlazne varijable su upravljački ulazi: brzine pumpi,  $n_{p2}$  [okr/min] i  $n_{p3}$  [okr/min], maseni protok i referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu,  $\dot{m}_{bf}$  [kg/s] i  $T_{inR}$  [°C], te razina snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  [-].

U većini se analitičkih funkcija koriste sljedeće dvije podfunkcije:

- (i)  $\max(\bullet)$ , čiji je izlaz najveća vrijednost ulaznih argumenata.
- (ii)  $\min(\bullet)$ , čiji je izlaz najmanja vrijednost ulaznih argumenata.

Na izlaz svake analitičke funkcije primjenjuje se sljedeća funkcija za zasićenje upravljačkog ulaza  $u_i$  kako bi se zadovoljila ograničenja dana u tablici 5-1:

$$u_i = \max\left(u_{i\min}, \min\left(u_{i\max}, u_{i,opt}\right)\right) \quad (\text{B-1})$$

gdje su  $u_{i\min}$  i  $u_{i\max}$  ograničenja upravljačkog ulaza  $u_i$ , a  $u_{i,opt}$  je vrijednost alociranog upravljačkog ulaza određena analitičkom funkcijom. Pritom je upravljački ulaz  $u_i$  jedan od alociranih ulaza ( $T_{inR}$ ,  $\dot{m}_{bf}$ ,  $n_{p2}$ ,  $n_{p3}$ ,  $\bar{P}_{rf}$ ).

#### Prilog B.1 Analitičke funkcije za alociranje upravljačkih ulaza u režimu grijanja

Referentna temperatura ulaznog zraka u kabinu  $T_{inR,opt}$  alocira se sljedećom po dijelovima linearnom funkcijom:

$$T_{inR,opt} = \max\left(T_{inR-L1}, T_{inR-L2}, T_{inR-L3}\right), \quad (\text{B-2a})$$

gdje su  $T_{inR-L1}$ ,  $T_{inR-L2}$  i  $T_{inR-L3}$  linearne funkcije ogrjevne snage  $\dot{Q}_{hR}$ :

$$\begin{aligned} T_{inR-L1} &= T_{inR,y1}, \\ T_{inR-L2} &= \frac{T_{inR,y2} - T_{inR,y1}}{T_{inR,x2} - T_{inR,x1}} \left(\dot{Q}_{hR} - T_{inR,x1}\right) + T_{inR,y1}, \\ T_{inR-L3} &= \frac{T_{inR,y3} - T_{inR,y2}}{T_{inR,x3} - T_{inR,x2}} \left(\dot{Q}_{hR} - T_{inR,x2}\right) + T_{inR,y2}, \end{aligned} \quad (\text{B-2b})$$

## Prilozi

gdje su parametri koeficijentata smjera i odsječci  $x$  i  $y$  osi određeni sa šest, po dijelovima linearnim funkcija  $T_{inR,xi,yi}$  s obzirom na temperaturu zraka u kabini  $T_c$ :

$$\begin{aligned} T_{inR,y1} &= 40 \\ T_{inR,y2} &= \max(0.2T_c + 42, 0.2876T_c + 42.438, 0.612T_c + 35.95) \\ T_{inR,y3} &= \min(1.6113T_c + 56.113, -0.213T_c + 65.235) \\ T_{inR,x1} &= \min(-100T_c + 4500, -200T_c + 5000) \\ T_{inR,x2} &= \max(-100T_c + 4700, -40T_c + 3500) \\ T_{inR,x3} &= -100T_c + 5500 \end{aligned} \quad (B-2c)$$

čiji se parametri određeni razvijenim numeričkim alatom temeljenim na primjeni Matlab funkcije *fit* (v. poglavlje 5).

Analitička funkcija za alociranje brzine pumpe 2 ( $n_{p2,opt}$ ) s obzirom na ogrjevni zahtjev  $\dot{Q}_{hR}$  i temperaturu zraka u kabini  $T_c$  ima oblik kubične funkcije sa zasićenjem:

$$n_{p2,opt} = n_{p2,min} + \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(\dot{Q}_{hR} - n_{p2a}) \right) \left( n_{p2b} (\dot{Q}_{hR} - n_{p2a}) + n_{p2c} (\dot{Q}_{hR} - n_{p2a})^3 \right), \quad (B-3a)$$

gdje drugi član predstavlja meku aproksimaciju Heavisidove funkcije kojom se određuje ishodište kubičnog polinoma s obzirom na ogrjevnu snagu  $\dot{Q}_{hR}$ . Podfunkcije  $n_{p2a,b}$  po dijelovima su linearne funkcije temperature zraka u kabini  $T_c$ :

$$\begin{aligned} n_{p2a} &= \max(500, \min(3000, -49.9 \cdot T_c + 2163.6)), \\ n_{p2b} &= \max(0.0, \min(0.25, 0.0021 \cdot T_c + 0.0615)), \\ n_{p2c} &= 5 \cdot 10^{-8} \end{aligned} \quad (B-3b)$$

Analitička funkcija za alociranje brzine pumpe 3 ( $n_{p3,opt}$ ) s obzirom na radnu točku kabine ( $\dot{Q}_{hR}$  i  $T_c$ ) također je kubična funkcija s obzirom na  $\dot{Q}_{hR}$ :

$$n_{p3,opt} = n_{p3,a} (\dot{Q}_{hR})^3 + n_{p3,b} \quad (B-4a)$$

gdje su podfunkcije  $n_{p2a,b}$  po dijelovima linearne funkcije temperature zraka u kabini  $T_c$ :

$$\begin{aligned} n_{p3,a} &= \max(1.5 \cdot 10^{-8}, \min(20 \cdot 10^{-8}, 2.537 \cdot 10^{-9} \cdot T_c + 3.594 \cdot 10^{-8})) \\ n_{p3,b} &= \max(1500, \min(2500, 16.1 \cdot T_c + 1701)) \end{aligned} \quad (B-4b)$$

Analitička funkcija za alociranje razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf,opt}$  s obzirom na radnu točku kabine dana je izrazom

$$\bar{P}_{rf,opt} = \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh(\dot{Q}_{hR} - \bar{P}_{rf,a})\right) + \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh(\dot{Q}_{hR} - \bar{P}_{rf,b})\right), \quad (\text{B-5a})$$

gdje su tanh ponovno aproksimacije Heavisidove funkcije, čiji je argument ogrjevna snaga  $\dot{Q}_{hR}$ . Pragovi uključivanja pojedine razine snage dani su podfunkcijama  $\bar{P}_{rf,a,b}$ , koje imaju oblik po dijelovima linearne funkcije temperature  $T_c$  s konstantnim koeficijentima:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{rf,a} &= \max(3250, -87.5T_c + 4625, -50T_c + 4250), \\ \bar{P}_{rf,b} &= \max(4750, -80T_c + 4950) \end{aligned} \quad (\text{B-5b})$$

Kod pristupa gdje je brzina kompresora  $n_{com}$  ulazna varijabla alokacijskih mapa, analitičke alokacijske funkcije brzina pumpi 2 i 3 imaju oblik po dijelovima linearnih funkcija:

$$n_{p2,opt} = \max(1600 + 0.08(n_{com} - 2000), 2000 + 2(n_{com} - 7000)) \quad (\text{B-6})$$

$$n_{p3,opt} = \max(1600 + 0.291(n_{com} - 1500), 3200 + 2(n_{com} - 7000)) \quad (\text{B-7})$$

dok se alociranje razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf,opt}$  opisuje s dvije izgladene Heavisidove funkcije s konstantnim pragovima:

$$\bar{P}_{rf,opt} = \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh(n_{com} - 7000)\right) + \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh(n_{com} - 7900)\right) \quad (\text{B-8})$$

### ***Prilog B.2 Analitičke funkcije za alociranje upravljačkih ulaza u režimu hlađenja***

Pristup analitičkoj alokaciji upravljačkih ulaza za režim hlađenja sličan je onom prikazanom u prethodnom potpoglavlju za režim grijanja, s tim da se u obzir uzima i apsolutna vlažnost zraka kao ulazna varijabla. Funkcija za alokaciju masenog protoka ulaznog zraka u kabinu  $\dot{m}_{bf,opt}$  glasi

$$\dot{m}_{bf,opt} = \dot{m}_{bf,sat} \dot{m}_{bf,H} + (1 - \dot{m}_{bf,H}) \dot{m}_{bf,lin} \quad (\text{B-9a})$$

te uključuje tri glavne podfunkcije opisane izrazima

$$\begin{aligned} \dot{m}_{bf,sat} &= 0.109 - 3.05 \cdot 10^{-4} (T_c - 20), \\ \dot{m}_{bf,lin} &= \dot{m}_{bf,b} T_c + \dot{m}_{bf,c} \dot{Q}_{cR} + \dot{m}_{bf,d}, \\ \dot{m}_{bf,H} &= \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh\left(\dot{m}_{bf,e} (\dot{Q}_{cR} - \dot{m}_{bf,a} - \dot{m}_{bf,f} T_c)\right), \end{aligned} \quad (\text{B-9b})$$

Prva podfunkcija  $\dot{m}_{bf,sat}$  određuje protok zraka na visokim rashladnim snagama  $\dot{Q}_{cR}$  i opisuje zasićenje masenog protoka zraka ventilatora kabine. Pritom maseni protok zraka blago pada s porastom temperature zraka u kabini  $T_c$ , što je uzrokovano padom gustoće zraka uz konstantni

volumni protok zraka ventilatora kabine. Podfunkcija  $\dot{m}_{bf,lin}$  je linearna funkcija koja opisuje maseni protok zraka pri nižim snagama  $\dot{Q}_{cR}$ . Treća podfunkcija  $\dot{m}_{bf,H}$  je meka aproksimacija Heavisidove funkcije kojom se premazuje prijelaz između prvih dviju podfunkcija.

U podfunkcijama (B-9b) varijabilni parametri  $\dot{m}_{bf,a-f}$  opisani su s po dijelovima linearnim funkcijama relativne vlažnosti zraka  $\varphi_c$  i konstantnim koeficijentima:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{bf,a} &= \max(1000, \min(22.8\varphi_c + 640, -21\varphi_c + 2394)), \\
 \dot{m}_{bf,b} &= \min(0, \max(2 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi_c - 0.0019, 4.5 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi_c - 0.0029)), \\
 \dot{m}_{bf,c} &= 2.4322 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi_c - 1.0809 \cdot 10^{-5}, \\
 \dot{m}_{bf,d} &= -2.4 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi_c + 98.8 \cdot 10^{-3}, \\
 \dot{m}_{bf,e} &= \min(1, \max(4 \cdot 10^{-3}, \max(4.6 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi_c - 88.5 \cdot 10^{-3}, \\
 &\quad 27.4 \cdot 10^{-3} \varphi_c - 998.6 \cdot 10^{-3})), \\
 \dot{m}_{bf,f} &= \min(15, \max(0, -0.6325 \cdot \varphi_c + 25.3)),
 \end{aligned} \tag{B-9c}$$

Brzina pumpe 2 alocira se sljedećom funkcijom s obzirom na rashladni zahtjev  $\dot{Q}_{cR}$  i relativnu vlažnost zraka u kabini  $\varphi_c$ :

$$n_{p2,opt} = n_{p2,min} + \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(0.1(\dot{Q}_{cR} - n_{p2,a})) [n_{p2,b}(\dot{Q}_{cR} - n_{p2,a})] \tag{B-10a}$$

u kojoj drugi član uključuje Heavisidovu aproksimaciju koja određuje prag rashladne snage  $n_{p2,a}$  nakon kojeg brzina pumpe počinje linearno rasti. Prag rashladnog kapaciteta  $n_{p2,a}$  i nagib linearne funkcije  $n_{p2,b}$  mijenjaju se linearno s relativnom vlažnosti zraka  $\varphi_c$ ,

$$\begin{aligned}
 n_{p2,a} &= -11.61 \cdot \varphi_c + 1594.8 \\
 n_{p2,b} &= 0.0203 \cdot \varphi_c + 0.4596
 \end{aligned} \tag{B-10b}$$

Sličnom se funkcijom alocira brzina pumpe 3:

$$n_{p3,opt} = n_{p3,min} + \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \tanh(0.1(\dot{Q}_{cR} - n_{p3,a})) [n_{p3,b}(\dot{Q}_{cR} - n_{p3,a})] \tag{B-11a}$$

pri čemu je

$$\begin{aligned}
 n_{p3,a} &= \min(1433, -18.75 \cdot \varphi_c + 2183) \\
 n_{p3,b} &= 0.0498 \cdot \varphi_c + 0.412
 \end{aligned} \tag{B-11b}$$

## Prilozi

Analitička funkcija za alociranje razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  u ovisnosti o rashladnoj snazi  $\dot{Q}_{cR}$  i relativnoj vlažnosti zraka  $\varphi_c$  dana je zbrojem dviju aproksimacija Heavisidove funkcije:

$$\bar{P}_{rf,opt} = \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh\left(\dot{Q}_{cR} - \bar{P}_{rf,a}\right)\right) + \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh\left(\dot{Q}_{cR} - \bar{P}_{rf,b}\right)\right) \quad (\text{B-12a})$$

uz pragove definirane funkcijama:

$$\begin{aligned} \bar{P}_{rf,a} &= -12.5\varphi_c + 1850 \\ \bar{P}_{rf,b} &= -25\varphi_c + 2833 \end{aligned} \quad (\text{B-12b})$$

Slično kao i u režimu grijanja, za pristup kada se brzina kompresora  $n_{com}$  koristi kao ulazna varijabla, alokacija brzina pumpi 2 i 3 opisuje se linearnim funkcijama:

$$n_{p2,opt} = 1364 + 0.2939n_{com} \quad (\text{B-13})$$

$$n_{p3,opt} = 1084 + 0.4614n_{com} \quad (\text{B-14})$$

dok alokacijska funkcija razine snage prednjeg ventilatora  $\bar{P}_{rf}$  uključuje dvije Heavisidove funkcije i konstantne pragove:

$$\bar{P}_{rf,opt} = \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh\left(n_{com} - 1700\right)\right) + \max\left(0, \frac{1}{2} \tanh\left(n_{com} - 3300\right)\right) \quad (\text{B-15})$$

## Prilog C – Model procesa korišten u sintezi NMPC sustava

Model dinamike procesa, određene vektorskom funkcijom  $\mathbf{f}_c$  u izrazu (7-13) uključuje tri nelinearne diferencijalne jednadžbe prvog reda,  $f_{c1}$ ,  $f_{c2}$  i  $f_{c3}$  za opisivanje prijelaznih pojava redom temperature zraka u kabini  $T_c$ , temperature elemenata karoserije  $T_b$  i ulazne temperature zraka u kabinu  $T_{in}$ . U sljedećim su izrazima korišteni vektori varijabli stanja  $\mathbf{x} = [T_c, T_b, T_{in}]^T$ , upravljačkih ulaza  $\mathbf{u} = [T_{inR}, \dot{m}_{bf}]^T$  i poremećaja  $\mathbf{d} = [T_a, v_{veh}, \dot{Q}_{sol}, \dot{Q}_{me}]^T$ .

Prva jednadžba ( $f_{c1}$ ) zasniva se na modelu kabine (3-17), koji je pojednostavljen primjenom konstantnog toplinskog kapaciteta zraka  $c_{pa} = 1006 \text{ J/kgK}$  i gustoće  $\rho_c = 1.2 \text{ kg/m}^3$ , te korištenjem člana  $c_{pa}(T_{in} - T_c)$  umjesto razlike entalpija  $h_{in} - h_c$  (v. diskusiju modela (3-17) u poglavlju 3):

$$\dot{T}_c = f_{c1}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) = \frac{\dot{m}_{bf} c_{pa} (T_{in} - T_c) + \dot{Q}_{met} + k_{sol,t} \dot{Q}_{sol} + k_{cb} (T_b - T_c)}{c_{pa} \rho_c V_c + C_{c,eq}} \quad (\text{C-1})$$

Druga jednadžba ( $f_{c2}$ ) zasniva se na modelu (3-17) u kojem se primjenjuje model konvekcijske izmjene topline (3-18):

$$\dot{T}_b = f_{c2}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) = \frac{-k_{cb} (T_b - T_c) + k_{sol,a} \dot{Q}_{sol} + (4.65 + 13.95 \sqrt{v_{veh}}) A_{ab} (T_a - T_b)}{C_b} \quad (\text{C-2})$$

Konačno, treća jednadžba ( $f_{c3}$ ) opisuje dinamiku HVAC sustava modelom prvog reda (3-7) i vremenskom konstantnom definiranim izrazom (3-9):

$$\dot{T}_{in} = f_{c3}(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{d}) = \frac{-T_{in} + T_{inR}}{\left( \tau_{1s} - \frac{1}{2} \tau_{1h} \right) \left( 2 - H_{\tau_{1h}} - H_{\tau_{1p}} \right) + \frac{1}{2} \tau_{1h} \left( H_{\tau_{1h}} + H_{\tau_{1p}} \right)} \quad (\text{C-3})$$

gdje su  $\tau_{1s}$  i  $\tau_{1h}$  vremenske konstante početnog zagrijavanja/ohlađivanja i zagrijanog/ohlađenog HVAC sustava dane analitičkim izrazom (A-1) u grijanju i (A-2) u hlađenju, a  $H_{\tau_{1h}}$  i  $H_{\tau_{1p}}$  su aproksimacije odskočne (Heavisideove) funkcije, koje su dane izrazom (3-10).

Ivan Cvok, rođen 14. veljače 1995., po završetku Tehničke škole Ruđera Boškovića u Zagrebu 2013. godine upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje Sveučilišta u Zagrebu. Titulu magistra inženjera strojarstva stekao je u srpnju 2018. godine na istom Fakultetu, a za izniman uspjeh tijekom preddiplomskog i diplomskog studija dodijeljene su mu Medalje Fakulteta i dvije nagrade „Davorin Bazjanac“. Od listopada 2018. godine radi na radnom mjestu asistenta na projektu na Fakultetu strojarstva i brodogradnje, Sveučilišta u Zagrebu, u okviru projekta razvoja karijere mladih istraživača Hrvatske zaklade za znanost te pohađa doktorski studij na istom Fakultetu. U svojstvu suradnika, sudjelovao je na istraživačkom projektu „*Qualifying and Implementing a user-centric designed and Efficient electric vehicle - QUIET*“ podržanom od strane Europske Unije kroz istraživački program HORIZON 2020 te na dva bilateralna istraživačka projekta podržana od strane Ford Motor Company kroz University Research Program. Kao član istraživačke grupe Automotive Control Group (Upravljanje automobilskim sustavima) doprinio je ostalim projektima grupe.

Njegovi istraživački interesi uključuju modeliranje i upravljanje sustavima grijanja i hlađenja vozila, pogonskim sustavima vozila, dinamikom vozilom, te ostalim automobilskim mehatroničkim sustavima, uključujući autonomna i električna vozila općenito. Autor je ili koautor sedam radova u časopisima indeksiranim u CC/SCI bazama, dva rada u ostalim međunarodnim časopisima, osam radova publiciranih na međunarodnim kongresima i konferencijama, te niza studija i tehničkih izvještaja.

**Popis javno objavljenih radova:**

1. Cvok, I., Ranogajec, V., Deur, J., Zhang, Y., Ivanovic, V., Fujii, Y., 2022. Analysis of Improving Automatic Transmission Upshift Performance by Using Off-Going Clutch During Inertia Phase. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 144(2):021005. doi. 10.1115/1.4052491.
2. Cvok, I., Hrgetić, M., Hoić, M., Deur, J., Ivanovic, V., 2021. Design of a Linear Motor-Based Shaker Rig for Testing Subjectively Perceived Ride Comfort. *Mechatronics* 75:102521. doi. 10.1016/j.mechatronics.2021.102521.
3. Cvok, I., Ratković, I., Deur, J., 2021. Multi-Objective Optimisation-Based Design of an Electric Vehicle Cabin Heating Control System for Improved Thermal Comfort and Driving Range. *Energies* 14(4):1203. doi. 10.3390/en14041203.



4. Cvok, I., Hrgetić, M., Hoić, M., Deur, J., Hrovat, D., Tseng, H.E., 2021. Analytical and Experimental Evaluation of Various Active Suspension Alternatives for Superior Ride Comfort and Utilization of Autonomous Vehicles. *ASME Journal of Autonomous Vehicles and Systems* 1(1):011004. doi. 10.1115/1.4048584.
5. Cvok, I., Ratković, I., Deur, J., 2020. Optimisation of Control Input Allocation Maps for Electric Vehicle Heat Pump-based Cabin Heating System. *Energies* 13(19):5131. doi. 10.3390/en13195131.
6. Cvok, I., Hrgetić, M., Deur, J., Hrovat, D., Tseng, H. E., 2020. A Shaker Rig-Based Testing of Perceived Ride Comfort for Various Configurations of Active Suspensions. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 142(11):114504. doi. 10.1115/1.4047665.
7. Cvok, I., Škugor, B., Deur, J., 2020, Control trajectory optimisation and optimal control of an electric vehicle HVAC system for favourable efficiency and thermal comfort. *Optimization and Engineering* 22:83-102.doi. 10.1007/s11081-020-09515-w
8. Cvok, I., Deur, J., Ivanovic, V., Zhang, Y. Fujii, Y., 2020. An LQR Approach of Automatic Transmission Upshift Control Including Use of Off Going Clutch within Inertia Phase. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility* 2(4):2081-2091. doi. 10.4271/202001097011.
9. Cvok I., Deur J., Tseng, H.E., Hrovat D., 2021, Performance analysis of decoupled control of active chassis and seat suspensions. In: Orlova, A., Cole, D. (eds) *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks II. IAVSD 2021*. doi: 10.1007/978-3-031-07305-2\_84.
10. Cvok, I., Ratkovic, I., Deur, J., 2020. Optimization of Control Parameters of Vehicle Air-Conditioning System for Maximum Efficiency. *SAE Technical Paper* no. 2020-01-1242,doi. 10.4271/2020-01-1242.
11. Cvok I., Deur J., Tseng, H.E., Hrovat D., 2019, Comparative Performance Analysis of Active and Semi-active Suspensions with Road Preview Control. In: Klomp M. et al. (eds) *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, IAVSD 2019*. doi. 10.1007/978-3-030-38077-9\_206.
12. Cvok I., Deur J., Tseng, H.E., Hrovat D., 2019, Analysis of Active Suspension Performance Improvement Based on Introducing Front/Rear LQ Control Coupling. In: Klomp M. et al. (eds) *Advances in Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, IAVSD 2019*. doi. 10.1007/978-3-030-38077-9\_208.
13. Cvok, I., Škugor, B., Deur, J., 2019. Control Trajectory Optimisation and Optimised Control Strategy for an Electric Vehicle HVAC System and Favourable Thermal Comfort. *14th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems (SDEWES)*, Dubrovnik, Croatia, October 1-6, 2019.
14. Soldo, J., Cvok, I., Deur, J., Haramina, K., 2022. Bond Graph-based Energy Balance Analysis of Forward and Backward-looking Models of Parallel Plug-in Hybrid Electric Vehicle. *SAE Technical Paper* no. 2022-01-0743. doi. 10.4271/2022-01-0743

15. Soldo, J., Cvok, I., Deur, J., Zhang, Y., Ivanovic, V., Fujii, Y., 2021. Automatic Transmission Upshift Control Using a Linearized Reduced-order Model-based LQR Approach. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility* 3(5):2290-2300. doi. 10.4271/2021-01-0697.
16. Zhang, Y. Fujii, Y., Hippalgaonkar, R., Cvok, I., Ivanovic, V., Deur, J., Ranogajec, V., 2020. Mathematical Analysis of Clutch Thermal Energy during Automatic Shifting Coupled with Input Torque Truncation. *SAE Technical Paper* no. 2020-01-0967. doi. 10.4271/2020-01-0967.
17. Ratković, I., Cvok, I., Soldo, V., Deur, J., 2019. Control-oriented Modelling of Vapour-Compression Cycle Including Model-order Reduction and Analysis Tools. *14th Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems (SDEWES)*, Dubrovnik, Croatia, October 1-6, 2019.

## Curriculum vitae

Ivan Cvok, born on February 14, 1995, received his M. Sc. Degree in Mechanical Engineering from the University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture in 2018. During his studies he was a recipient of the two Faculty Medal awards in recognition of academic excellence and two "Davorin Bazjanac" awards for excellence in studying. Since October 2018, he has been employed as a Research Assistant at the same Faculty through the Young Researcher's Career Development Project supported by the Croatian Science Foundation. In the same year he enrolled in the Postgraduate study in the field of Mechatronics and Robotics at the same Faculty. He has participated on the research project "*Qualifying and Implementing a user-centric designed and Efficient electric vehicle – QUIET*" supported by the European Union through Horizon 2020 initiative, and two bilateral research projects supported through the Ford Motor Company's University Research Program. As a member of the Automotive Control Group, he contributed to the other research projects of the group, as well.

His research interest includes modelling and control of HVAC systems in vehicles, powertrain and vehicle dynamics, automotive mechatronic systems, and autonomous and electric vehicles in general.

He is author or co-author of seven journal papers indexed in CC/SCI databases, two papers in other international journals, eight papers presented at international conferences, and a number of technical reports and studies.