

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ



**SIMULACE PROVOZU SÁLAVÝCH
PANELŮ, URČENÝCH PRIMÁRNĚ PRO
VYTÁPĚNÍ, V REŽIMU CHLAZENÍ**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

EVGENII ZHULITOV

8 – IB – 2021

Anotace

Tato diplomová práce se zabývá simulací provozu sálavých panelů, určených primárně pro vytápění, v režimu chlazení. Její součástí je vytvoření 3D model sálavého panelu a provedení simulace vytápění a chlazení. Teoretická část se zabývá stručným popisem principů modelování, vlastnostmi sálavého panelu a fyzikálních jevů. Analytická část popisuje tvorbu fyzického modelu, síťování modelu, okrajové podmínky pro simulace. Závěrem jsou uvedeny výsledky a jejich porovnání s hodnotami od výrobců.

Klíčová slova: přenosové jevy, numerická simulace, mechanika tekutin, sálavé vytápění/chlazení CFD, sálavý panel, ANSYS Fluent

Abstract

This master`s thesis deals with simulation of radiant heating panels operation in cooling Mode. It includes the creation of a 3D model of a radiant panel and his heating and cooling simulation. The theoretical part short describe the principles of modeling, the properties of the radiant panel and physical phenomena. The analytical part describes the creation of a physical model, its meshing, boundary conditions for simulations. Finally, the results and their comparison with the values from the manufacturers are presented.

Keywords: transport phenomena, numerical simulation, fluid mechanics, CFD, radiant panel, radiant heating/cooling, ANSYS Fluent

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Simulace provozu sálavých panelů, určených primárně pro vytápění, v režimu chlazení“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jindřicha Boháče Ph.D., spoužitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze 02. 07. 2021

Bc. Zhulitov Evgenii

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK	6
ÚVOD	8
1. KROKY MODELOVÁNÍ.....	9
2. ZADÁNÍ CILE A UKOLŮ	11
3. FUNKČNÍ MODEL	12
4. FYZICKÝ MODEL.....	15
5. MATEMAICKÝ MODEL	19
6. ZKOUŠKA TEPELNÉHO/CHLADICÍHO VÝKONU SÁLAVÉHO PANELU ..	24
6.1 Vytápění komory sálavým panelem	24
6.2 Chlazení komory sálavým panelem.....	25
7. PROBLÉM KONDENZACE.....	29
8. TVORBA MODELU PRO VYTÁPĚNÍ A CHLAZENÍ.....	35
8.1 Geometrický model.....	35
8.2 Síťování.....	39
8.3 Fyzikální vlastností medií.....	43
9. VÝSLEDKY SIMULACE	52
ZÁVĚR	56
POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA	59
Seznam příloh	59

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

Značka	Název	Jednotka SI
A	vahový koeficient	-
C	součinitel přirozené konvekce	-
C_p	měrná tepelná kapacita	J/kg.K
K	charakteristický součinitel výkonu sálavého panelu	-
P	tlak	Pa
R	tepelný odpor	m ² .K/W
S	plocha	m ²
T	termodinamická teplota	K
\dot{Q}	tepelný tok	W
Φ	fázová funkce	-
Φ	tepelný/chladicí výkon sálavého panelu	W
a	koeficient absorpce	-
a	součinitel teplotní vodivosti	m ² /s
c	rychlost světla	m/s
d	průměr	m
e	intenzita sálání	W/m ²
g	gravitační zrychlení	9,81 m/s ²
k	Boltzmannova konstanta	-
l	charakteristický rozměr	m
l	délka	m
l	Délkové měřítko	
h	entalpie	J/kg
h	Planckova konstanta	6,62 J.s
h_k	součinitel přenosu tepla konvekcí	W/m ² .K
h_r	součinitel přenosu tepla sáláním	W/m ² .K
\dot{m}	hmotnostní průtok	kg/s
u	rychlost	m/s
u'	fluktuační rychlosti	m/s
\dot{q}	měrný tepelný tok	W/m ²
\vec{r}	polohový vektor	-
\vec{s}	směrový vektor	-

s	vzdálenost	m
n	refrakce	-
n	exponenta výkonu sálavého panelu	-
α	součinitel pohltivosti tepelné radiace	-
β	teplotní roztažnost	1/K
ε	emisivita	-
ε	součinitel diispace	-
k	součinitel kinetické turbulence	-
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/m.K
λ	vlnová délka	m
μ	dynamická viskozita	Pa·s
ν	kinematická viskozita	m ² /s
ρ	hustota	kg/m ³
σ_s	rozptyl	-

Indexy

\check{c}	černé těleso
eff	efektivní
k	konvekce
mol	molekulová
p	povrch
$potr$	potrubí
ven	venku
$vnit$	vnitřní
vod	voda
vz	vzduch
x	souřadnice x
y	souřadnice y
z	souřadnice z

ÚVOD

Dnes se stavební inženýři zabývají studiem pohodlného prostředí pro lidský život. Existence moderních metod analýzy (systémová analýza, dynamika systému, BigData), stejně jako moderní metody matematického nástroje, umožňují v této oblasti dosáhnout jistých výsledků. Konkrétně v oblasti výpočetní mechaniky tekutin je to zdaleka nejpoužívanější metoda pro charakterizaci pohodlí ve vnitřních prostorech. Tato metoda modelování šetří čas, peníze a zdroje potřebné pro experimenty v terénu.

Výpočetní mechanika tekutin (CFD – Computational fluid dynamics) je část mechaniky tekutin, která používá numerické metody pro modelování a simulace prostředí. CFD se používá v mnoha oblastech jako je doprava, letectví, energetické inženýrství, stavitelství, životní prostředí.

Avšak pokud použijeme CFD jako nástroj pro modelování určitých fyzikálních procesů, je nutné pochopit, s jakým typem objektů pracujeme. K tomu je nutné vypracovat řetězec jednotlivých úkolů, abychom získali spolehlivé výsledky.

Cílem této práce je vytvořit model sálavého panelu, který je testován v laboratorních podmínkách. Laboratorní simulace se provádí v souladu s kroky popsanými v normě ČSN EN 14037. Tento model je testován pro režimy vytápění i chlazení, aby se prokázalo, že tento model lze použít k simulaci procesů vytápění/chlazení.

1. KROKY MODELOVÁNÍ

Model je komplexní systém, v němž si zahrnutý činnosti reálného objektu.

Proces modelování si můžeme představit jak přechod od jedné třídy modelu k druhé pomoci abstrakce. Čím je vyšší třída modelu, tím je vyšší úroveň abstrakce a také vyšší úroveň ztráty nějakého počtu informace. Tento proces můžeme popsat v několika krocích, abychom byli jisti, co máme dělat.

1. Zadaní úkolu

V této části musí projektant přesně stanovit nějaký úkol. K tomu je nezbytné, aby byly splněny tyto požadavky:

- Má mít již nějaké výsledky z experimentů.
- Má vědět, na jakých principech funguje tento objekt nebo tento jev
- Mít základní znalosti z matematiky, fyziky, numerických metod

2. Funkční model

Zde projektant prozkoumá, k čemu slouží objekt analýzy. Dále zjistí jeho základní prvky, jejich fyzikální a geometrické vlastnosti. Může být také vhodné se seznámit s nějakými technologickými operacemi (např. montáž), které ovlivňují funkce objektu.

3. Fyzikální model

V této části se reálný objekt nahradí jiným objektem, který ale funguje stejně, čili činnost reálného objektu bude představovat jiný objekt, který má podobné vlastnosti. Aby to pravidlo bylo splněno, je nutné vědět, na jakých fyzikálních zákonech je založena činnost objektu a jeho kopie.

4. Matematický model

Zde se jedná o popis chování objektu čili jeho podoby pomocí matematického nástroje. Výhoda matematického modelu je jeho univerzálnost, to znamená, když prozkoumáme jeden objekt, tak zároveň analyzujeme obrovskou třídu podobných objektů a jevů s nimi spojených.

5. Vyjádření parametrů model

Tady je nutné zadat správné okrajové podmínky, abychom došli ke správným výsledkům simulace.

6. Kontrola

Poslední bod procesu modelování, v němž porovnáme výsledky simulace s hodnotami originálního modelu.

V každém bodě dojde k určité ztrátě informace. Často se to děje za účelem zjednodušení modelu a to záleží na tom, jaký úkol máme. Například při modelování sálavého panelu je možné zanedbat vrchní část pláště výrobku a také ocelové potrubí, jelikož jejich tloušťka je malá, ale tu část, v níž teče voda, nelze vynechat, protože přivádí teplo do místnosti a je třeba vědět, jaká je v ní distribuce teploty.

2. ZADÁNÍ CÍLŮ A UKOLŮ

Abychom získali přesné výsledky simulace nebo experimentu, je nutné nejprve přesně formulovat, jaký je náš úkol.

Cílem dané práce je simulace sálavých panelů v režimu vytápění a chlazení. Pro simulaci fyzikálních jevů existuje několik aplikací dostupných na mezinárodním trhu.

Tab. 2 – 1 Přehled CFD software

Produkt	Společnost
ANSYS / Fluent	ANSYS
COMSOL Multiphysics	COMSOL INC.
OpenFOAM	The OpenFOAM Foundation
SimScale	SimScale
PowerFLOW	Exa Corporation

Pro splnění tohoto cíle probereme dva úkoly, důležité pro hledání veličin, které budou dále použity pro modelování a simulaci jevů.

První úkol je provést rešerši dostupných výrobků na trhu se zaměřením na ty, u kterých výrobci udávají možnost provozu v režimu chlazení. Pro tento úkol máme k dispozici obrovský počet katalogů od výrobců, kde jsou uvedeny základní parametry sálavých panelů. Jsou to tepelný/chladičí výkon na 1 metr délky panelu, teplotní rozdíl mezi teplotou panelu a teplotou místností, součinitel sálavého panelu. Tyto údaje se uvádějí podle mezinárodních norem, jako jsou ČSN EN 14037 a ČSN EN 14240, ale i podle jiných norem. Podrobně o sálavých panelů bude rozepsáno v kapitole 3. Na jakých fyzikálních principech založena činnost sálavých panelů je uvedeno v kapitole 4.

Druhým úkolem je tvorba fiktivního prostoru pro porovnání funkcí panelů, jak z hlediska jejich primární funkce, tak i chladičího výkonu při letní tepelné zátěži. Výběr místnosti bude souviset s tím, co se chceme dozvědět. Avšak čím bude onen fiktivní prostor větší, tím větší bude potřeba výkonu počítače. To je popsáno v kapitole 6.

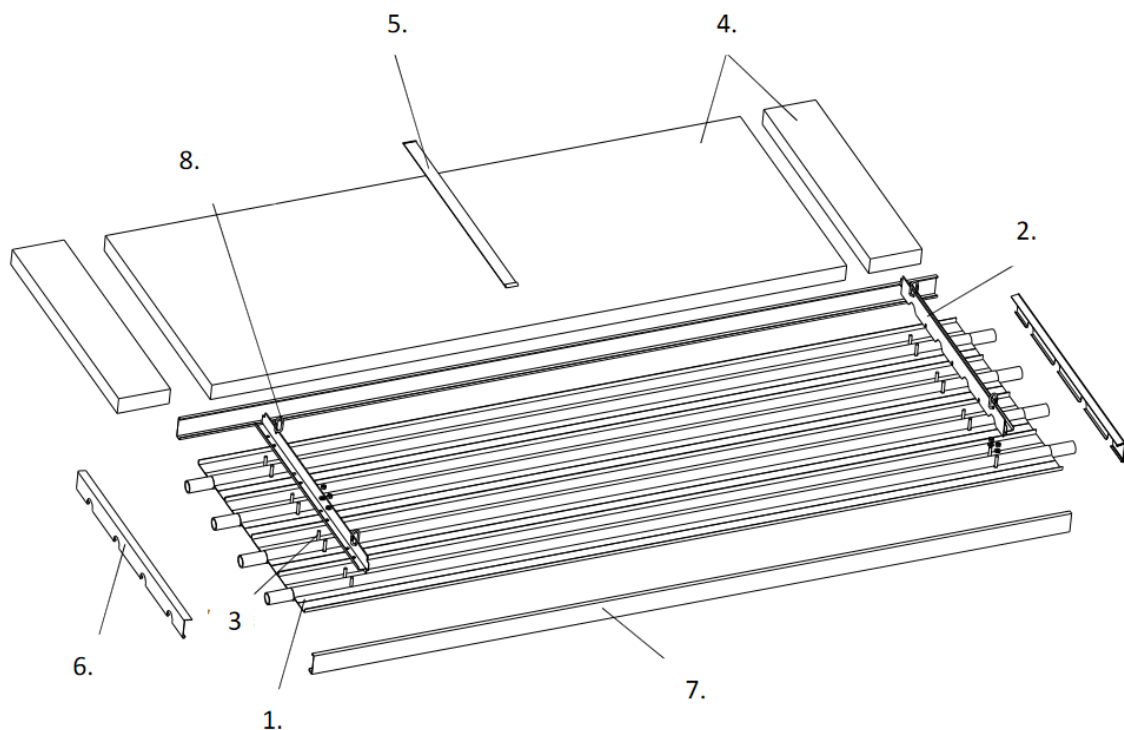
Nejlepším řešením tohoto úkolu bude navržení fiktivního prostoru a modelování probíhající v souladu s normou ČSN EN 14037.

3. FUNKČNÍ MODEL

Dnes lze sálavý panel klasifikovat na jedné straně jako otopné těleso, na druhé jako klimatizační techniku. V zimě může být použit jako ohřívač pro ohřev vnitřního vzduchu, v létě pro chlazení přehřátého vzduchu.

Konstrukce a materiál [1]

Nezanedbatelný vliv na tepelný/chladicí výkon sálavého panelu má konstrukce a použité materiály včetně povrchových úprav. Standardní konstrukce je standardní sekce šířkou 150 mm, v níž umístěna ocelová trubka průměrem 28 x 1,5 mm. Obálka panelu je hliníková. Také uvnitř panelu je umístěna izolace proti uteku tepla/chladu z horní strany panelu.



Obr. 3-1 Schématický rozpad panelu [13]

1 – sálavý panel, 2 - nosník 3 - třmen, 4 – izolace, 5 – spojovací pásek, 6 - křídélko koncové, 7- křídélko boční, 8 – řetězová rychlospojka

Výhody sálavého vytápění [1]

- pro člověka vytváří v horizontálním směru velmi příznivé pracovní prostředí s rovnoměrným teplotním polem
- chladnější vzduch → lépe se dýcha
- tepelný výkon zdroje tepla je nižší
- nechloučné prostředí

- rychlá a jednoduchá montáž
- minimální nároky na obsluhu a údržbu
- vysoká životnost zařízení

Výhody sálavého chlazení [2]

- kvalita tepelného komfortu
- nízká spotřeba energie
- přívod minimálního množství čerstvého vzduchu
- menší nároky na rozvody vzduchu
- hlukové parametry
- odpadá nebezpečí vzniku průvanu

Činnost sálavého panelu s přirozeným větráním [9]

V některých případech se pro přívod hygienické dávky čerstvého vzduchu pro osoby používá přirozené větrání oknem. Takové řešení však nesplňuje základní podmínku komfortní klimatizace, jejíž nedílnou součástí je řízená úprava čerstvého venkovního vzduchu. Přirozené větrání oknem v kombinaci např. se sálavým chladicím systémem se obecně nedoporučuje. Nevýhody při použití přirozeného větrání lze shrnout do následujících bodů:

- dávky čerstvého vzduchu se nedají regulovat,
- přirozený přívod vzduchu oknem navyšuje tepelnou zátěž místnosti v létě,
- dochází ke ztrátám energie,
- zvyšuje se riziko kondenzace chladicího povrchu v horkých a vlhkých letních dnech,
- v zimě není možné využít zpětné získávání tepla.

Poměr osálení [1]

Při rovnoměrném rozmístění sálavých pásů o stejné povrchové teplotě dochází po šířce halového objektu k jeho nerovnoměrnému osálení, což se v konečném důsledku projeví na degradaci tepelné pohody člověka v jeho pracovní oblasti. Fyzikální veličina, která způsobuje tento stav, se nazývá poměr sálení. Definuje, jaká část zářivého tepelného toku vycházejícího z jednoho těleso dopadne na těleso druhé.

Teplota a šířka sálavých panelů [1]

Umístění sálavé otopné plochy v horních částech objektu a konstrukční řešení panelů umožňuje dělení výkonu panelů na sálanou a konvekční složku. To pak vytváří podmínky pro navrhování otopného zařízení. Pro tvorbu prostředí v oblasti pobytu člověka má podstatný vliv složka, složka konvekční se pak z velké části podílí na tepelné ztrátě v kontaktu se střešním pláštěm. Toto funkční rozdělení vede k důkladnému rozboru odměřených výkonu a to jak z hlediska dosažených teplot jednotlivých částí panelů, tak i zjištění celkové průměrné povrchové teploty s čímž souvisí i velikost sálavé složky tepelného výkonu.

Lze konstatovat

1. Čím je šířka panelu větší, tím je i sálavá účinnost vyšší
2. Čím je vyšší teplota otopné látky, resp, tím je vyšší i sálavá účinnost

Je tudíž zřejmé, že uvádění sálavé účinnost jednou hodnotou je zavádějící.

4. FYZIKÁLNÍ MODEL

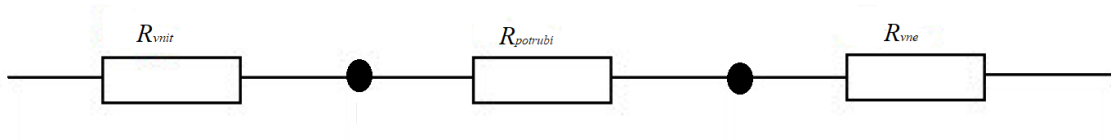
V této kapitole se popisuje fyzikální zákony, na nichž založena činnost sálavého panelu.

V místnosti se salavým panelem dochází k přenosu tepla pomocí

- 1) Vedení
- 2) Proudění
- 3) Sálání

- *Vedení tepla v trubkách sálavého panelu*

Prostup tepla od vody ke vzduchu přes hliníkový plášť si můžeme představit jako schéma elektrického obvodu s odporem. Teplo odcházející do vzduchu popíšeme následujícím vztahem



Obr. 4-1 Tepelný odpor sálavého panelu

Tepelný tok docházející do místnosti popíšeme následujícím vztahem

$$\dot{q} = \frac{t_{voda} - t_{vz}}{R_{vnit} + R_{potr} + R_{vz}} \quad (4.1)$$

- *Prostup tepla mezi vodou a stěnou potrubí*

Tepelný odpor *mezi vodou a stěnou potrubí* podle vztahu

$$R_{vnit} = \frac{1}{h_{k\ vnit} \cdot S_{vnit}} \quad (4.2)$$

$$h_{k\ vnit} = \frac{Nu_{voda} \cdot \lambda_{voda}}{d_{potr}} \quad (4.3)$$

Nusseltovo číslo pro vodu

$$Nu_{voda} = C \cdot Re_{voda}^m \cdot Pr_{voda}^n \cdot K \quad (4.4)$$

- *Tepelný odpor stěny potrubí*

$$R_{potr} = \frac{\ln(d_{vn}/d_{vnt})}{2\pi \cdot \lambda_{tr} \cdot l_{potr}} \quad (4.5)$$

- *Prostup tepla mezi stěnou a vzduchem*

Tepelný odpor ze strany vzduchu

$$R_{ven} = \frac{1}{(h_k + h_s) \cdot S_{ven}} \quad (4.6)$$

$$h_{k\ ven} = \frac{Nu_{vz} \cdot \lambda_{vz}}{d_{ven}} \quad (4.7)$$

$$Nu_{vz} = C \cdot (Gr_{vz} \cdot Pr_{vz})^n \cdot K \quad (4.8)$$

kde C , n jsou součinitele, jichž hodnoty souvisí s charakterem proudění, Gr_{vz} - Grashofovo číslo, Pr_{vz} - Prandtlovo číslo

Pokud máme $Gr_{vz} \cdot Pr_{vz} \leq 10^9$ – laminární proudění vzduchu

Pokud máme $Gr_{vz} \cdot Pr_{vz} > 10^9$ – turbulentní proudění vzduchu

Grashofovo číslo pro vzduch obklopující horizontální potrubí

$$Gr_{vz} = \frac{g\beta(t_{voda} - t_{vz})d_{ven}^3}{\mu_{vz}^2} \quad (4.9)$$

Přenos tepla prouděním [2]

Konvekce je mechanismus přenosu tepla se kterým se setkáme výhradně v tekutinách, v nichž může dojít k makroskopickému pohybu částic. Další nitnou podmínkou konvekce je změna teplotního gradientu, čili rozdíl teplot.

Měřený tepelný tok sdílený z povrchu se vyjádří Newtonovým ochlazovací m zákonem

$$\dot{q} = h_k(t_p - t_\infty) \quad (4.10)$$

Tepelný výkon sdílený konvekcí bude

$$\dot{Q} = h_k S(t_p - t_\infty) \quad (4.11)$$

Kriterialní rovnice

Pokud se bavíme o stacionární přirozené konvekci, je možné použít zjednodušené metody řešení sdílení tepla konvekce, jak, například, bezrozměrné podobnostní rovnice.

Nusseltovo číslo poměr konvektivního přenosu tepla a konduktivního přenosu tepla kolmo na uvažovanou hranici tekutiny, se v oblasti přenosu tepla stanovuje na vnějším povrchu tekutiny a je definováno vztahem

$$Nu = \frac{h_k l}{\lambda} \quad (4.12)$$

Prandtlovo číslo je podobnostní číslo, které vyjadřuje míru podobnosti mezi rychlostním a teplotním polem, jinak řečeno, jaký přenos tepla (konvektivní nebo konduktivní) v kapalině převládá a je definováno vztahem:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (4.13)$$

Grashofovo číslo je podobnostní číslo v dynamice tekutin a přenosu tepla, které udává poměr vztlaku a viskózní síly působící na kapalinu a je definováno vztahem

$$Gr = \frac{g l^3}{\nu^2} \beta (T_p - T_\infty) \quad (4.14)$$

Přenos tepla sáláním[2]

Druhý mechanismus přenosu energie je sálání. Zkoumání sdílení tepla sáláním je důležitý a zároveň složitý úkol, poněvadž teoretický model se často odlišuje od reality.

Dopadající sálavý tok povrch tělesa částečně odrazí, část prostupuje tělesem a částečně je pohlcena. V tomto případě vypadá zákon zachování energie takto:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_r + \dot{Q}_p + \dot{Q}_a \quad (4.15)$$

A nebo

$$1 = r + p + \alpha \quad (4.16)$$

Plankův vyzařovací zákon

Tento zákon vyjadřuje spektrální intenzitu sálání při určité vlnové délce a absolutní teplotě T. Pro dokonalé černé těleso platí vztah

$$i_{\lambda,\varepsilon}(\lambda, T) = \frac{2hc^2}{\lambda^5 \left[e^{\left(\frac{hc}{k\lambda T}\right)} - 1 \right]} \quad (4.17)$$

Lambertův směrový (kosinový) zákon

Velikost intenzity záření černého tělesa do určitého směru závisí na úhlu φ , který určuje směr.

Intenzita záření ve směru normály je $i_{\lambda,\varepsilon}$ hustota sálavého toku (vyzařování) ve směru určeném úhlem φ je $e_{\lambda,\varepsilon}$

$$e_{\lambda,\varepsilon}(\lambda, T, \varphi) = i_{\lambda,\varepsilon}(\lambda) \cos \varphi \quad (4.18)$$

Ve enegetickém tvaru podle úhlu φ vztah (18) se stane

$$e_{\lambda,\varepsilon}(\lambda, T) = \int_{\varphi} i_{\lambda,\varepsilon}(\lambda) \cos \varphi d\varphi \quad (4.19)$$

Celkový tepelný výkon

$$dQ = \pi i_{\lambda,\varepsilon} dS$$

Stefan – Boltzmannův zákon

Stefan–Boltzmannův zákon popisuje celkovou intenzitu záření absolutně černého tělesa a uvádí, že intenzita vyzařované energie roste se čtvrtou mocninou termodynamické teploty zářícího tělesa. Konstantu úměrnosti lze získat integrací Planckovy rovnice přes všechny vlnové délky spektra záření.

Celkový vyzářený výkon absolutně černého tělesa

$$e_{\varepsilon}(T) = \frac{2\pi^5 k^4}{15c^2 h^3} T^4 = \sigma T^4 \quad (4.20)$$

Pro praktické vypočty součinitel sálání dokonale černého tělesa

$$c_{\varepsilon} = 10^8 \sigma' = 5,67 \quad (4.21)$$

a jeho použitím nabývá Stefan– Boltzmannův zákon, který je základní rovnicí přenosu tepla sáláním, tvaru

$$e_{\zeta} = c_{\zeta} \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (4.22)$$

Vyzářený výkon pak získáme integrací přes plochu

$$\dot{Q}_{\zeta} = \int_{(A)} e_{\zeta} dS = c_{\zeta} \left(\frac{T}{100} \right)^4 S \quad (4.23)$$

Kirchhoffův zákon

Tento zákon vyjadřuje vztah mezi intenzitou vyzařovaného a dopadajícího výkonu. Při termodynamické rovnováze platí

$$e_d = \frac{e}{a} = e_{\zeta} \quad (4.24)$$

Důsledkem Kirchhoffova zákona je, že intenzita vyzařování černého tělesa je rovna intenzitě dopadajícího záření.

Poměr $\frac{e}{e_{\zeta}}$ se nazývá zářivost, nebo také emisivita ε a pro šedá tělesa je číselně shodná s poměrnou pohltivostí

$$\varepsilon = \frac{e}{e_{\zeta}} = a \quad (4.25)$$

Pro šede těleto vztah (22) se popsán ve tvaru

$$e_{\zeta} = c_{\zeta} \varepsilon \left(\frac{T}{100} \right)^4 = c_{\zeta} \left(\frac{T}{100} \right)^4 \quad (4.26)$$

Vyzářený výkon pak bude

$$Q_{\zeta} = c_{\zeta} \left(\frac{T}{100} \right)^4 S \quad (4.27)$$

5. MATEMAICKÝ MODEL

Matematické modelování je založeno na identitě diferenciálních rovnic popisujících jevy v originálu a v modelu. Hlavní výhodou matematického modelování oproti fyzickému je schopnost zkoumat jevy, které je obtížné studovat pomocí experimentů. V matematickém modelování se indikace a registrace výsledků výzkumu provádí jasněji než ve fyzikálním modelování. Můžeme zde jednoduše měnit počáteční podmínky problému v širokých mezích, abychom vybrali optimální (podle daného kritéria) parametry simulace.

Základní rovnice

K vyřešení simulace sálavého panelu aplikace ANSYS řeší následující rovnice

- Zákon zachování hmoty - rovnice kontinuity
- Zákon zachování hybnosti (2. Newtonův zákon): pohybová rovnice
- Zákon zachování energie (1. termodynamický zákon)

Rovnice kontinuity

Rovnice kontinuity popisuje zákon zachování hmoty. Je to skalární rovnice, která spojuje hustotu a rychlost částic

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

U stlačitelné tekutiny ($\rho \neq \text{const}$) počítáme hmotnostní průtok. Při stacionárním proudění platí vztah

$$\rho_1 S_1 u_1 = \rho_2 S_2 u_2 \quad (5.2)$$

Rovnice hybnosti

Hybností rozumíme součin hmotnosti a vektoru rychlosti. Zákon zachování hybnosti tvrdí, že hybnost izolované soustavy těles se zachovává. Avšak částice kontrolního objemu izolovanou soustavu netvoří, jelikož na částice působí obklopující prostředí. V proudění se zákonem o zachování hybnosti rozumí druhý Newtonův zákon, které říká, že časová změna hybnosti tělesa se rovná síle, která na těleso působí. Jestli místo tohoto tělesa uvažujeme kontrolní objem, zákon zachování hybnosti zní takto: časová změna hybnosti tekutiny v kontrolním objemu je rovna síle, která na kontrolní objem působí.

$$\frac{D(\rho u_i)}{Dt} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u_i' u_j'} \right] + \rho g_i \quad (5.3)$$

kde $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ označuje turbulentní smykové napětí, u_i je střední rychlost, u_i' je fluktuace rychlosti.

Pokud máme uzavřený objekt, tak pro ně se často používá $k - \varepsilon$ RNG model. Jeho popis je dán níže.

Třída $k - \varepsilon$ modelů turbulence

Modely turbulence se dvěma rovnicemi jsou v současné době nejpobulárnějšími modely pro řešení obrovského počtu inženýrských úkolů. Modely této třídy předpokládají řešení pro dva parametry turbulence, která dále umožňují zjistit turbulentní viskozitu pomocí algebraických vztahů.

V $k - \varepsilon$ modelech jsou dvě přenosové rovnice. První je kinetická energie turbulence k , druhá rovnice je rychlost disipace ε .

Tento model je odvozen z klasického $k - \varepsilon$ modelu při využití matematického postupu známého jako metoda renormalizačních grup (RNG). Renormalizační procedura aplikovaná na turbulenci spočívá v postupné eliminaci malých vírů, přitom nahradí pohybovou rovnici (Navierovy – Stokesovy rovnice) tak, že se modifikuje turbulentní viskozita, síly a nelineární členy.

Předpokládá-li se, že tyto víry souvisí s disipací ε , pak turbulentní viskozita μ_t je závislá na měřítku turbulentních vírů a RNG metoda dělá tuto viskozitu pomocí iteračního odstraňování úzkých pásem vlnových čísel [12].

Pro iterační proces se používá relace

$$\frac{d\mu_{eff}}{dt} = \frac{A_1 \varepsilon l^3}{\mu(l)^2} \quad (5.4)$$

Integrací předcházející rovnice (5.4) přes délkové měřítko l pro počáteční podmínku $\mu_{eff} = \mu_{mol}$ a pro měřítko $l = l_d = \frac{L}{Re^{3/4}}$, což je Kolmogorovo disipační měřítko odpovídající malým turbulentním vírům, dostaneme rovnici

$$\mu_{eff}(l) = \mu_{mol} \left[1 + \frac{A_1 \varepsilon}{4\mu_{mol}^3} (l^4 - l_d^4) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.5)$$

Rovnice (5.5) je interpolačním vzorcem pro výpočet $\mu_{eff}(l)$ mezi molekulovou viskozitou a viskozitou disipačních vírů s limitou $l \gg l_d$ odpovídající vysokým Re číslům. Pro vysoké Re číslo se dá dokázat, že rovnice (5.5) má tvar

$$\mu_{eff}(l) \approx \mu_t = (0,094l)^2 |\nabla \bar{u}| \quad (5.6)$$

Je-li kinetická energie obsažená v inertní vírové oblasti o měřítku menším než L rovná $k = 0,71 \varepsilon^{\frac{2}{3}} L^{\frac{2}{3}}$, pak lze odvodit viskozitu analogickou klasickému $k - \varepsilon$ modelu

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.7)$$

kde $C_\mu = 0,0845$

Rovnici (5.5) lze zjednodušit na algebraickou závislost na k a ε .

$$\mu_{eff}(l) = \mu_{mol} \left[1 + \sqrt{\frac{C_\mu}{\mu_{mol}}} \frac{k}{\sqrt{\varepsilon}} \right]^2 \quad (5.8)$$

RNG k - ε model odvozený statistickou metodou středování má následující tvar

Rovnice pro přenos hybnosti

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \left(\frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_l}{\partial x_l} \right) \right] - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \rho g_i + F_i \quad (5.9)$$

Rovnice pro přenos kinetické turbulentní energie

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (5.10)$$

Rovnice rychlosti disipace

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.11)$$

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \frac{\eta}{\eta_0})}{1 + \beta \eta^3} \quad (5.12)$$

$$\eta = \frac{S k}{\varepsilon} \quad (5.13)$$

$$S = (2S_{ij}S_{ij})^{1/2} \quad (5.14)$$

Pro daný model Prandtolovo číslo je $Pr_k = Pr_\varepsilon = 0,7194$

V tabulce 5-1 jsou dány hodnoty parametrů k – ε RNG modelu

Tab. 5-1 Parametry k – ε RNG modelu

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	η	β	k
0,0845	1	1,3	1,42	1,68	4,38	0,012	0,41

Rovnice energie

Energetická rovnice vyjadřuje zákon zachování energie v proudící tekutině

$$\frac{D(\rho c_p T)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} [-c_p \rho \overline{u_i T'}] + \varphi' \quad (5.15)$$

kde T je měrná teplota a T' je fluktuace teploty

Rovnice přenosu tepla sáláním (zářením)

Podstatou přenosu tepla radiací je elektromagnetické záření, které má vlnově-korpuskulární charakter a šíří se rychlostí světla.

Tepelné záření v plynech a v transparentních tělesech má objemový charakter. V místnostech budov záření plynů zanedbáváme, dvouatomové plyny považujeme za dokonale průteplivé [11].

Radiační rovnice se zapisuje podle vztahu

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s})\vec{s}) + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\varphi \quad (5.16)$$

V ANSYSu je možné povolit několik modelů sálání jako jsou [4]

- Monte Carlo method (MC)
- Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)
- Discrete Ordinates method (DO)
- Surface to Surface (S2S)
- Radiační model P-1
- Radiation model Rosseland
- Ray-Tracing Method (RTM)

Metoda Monte Carlo

Metoda Monte Carlo je obecná numerická výpočetní metoda, která je založena na využití náhodných veličin a teorie pravděpodobnosti. Používá se pro popis náhodných veličin a procesů různých jevů například ve stavební mechanice, akustice, optice, počítačové grafice. Základem této metody je také náhodnost při odrazu paprsku a pohltivosti povrchu. Tato metoda je výhodná v situacích, kdy jsou vstupní a okrajové podmínky nejisté.

Metoda Discrete Ordinates.

Metoda je založena na rozložení radiačního toku v kvadratické síti, nejčastěji v kartézském souřadném systému. Neřeší se tedy jednotlivé paprsky jako v předchozích modelech radiace (MC a DTRM), ale počítá se tzv. šedé záření.

Metoda Surface to Surface (S2S), - plocha k ploše

Radiační model Surface to Surface (S2S), v překladu *plocha k ploše*, lze jako jeden z mála radiačních modelů použít i pro ruční výpočet. Tento model radiace předpokládá diatermní prostředí, tedy prostředí, které se přenosu sálavého tepla nezúčastňuje. Rozložení emitované energie z řešeného povrchu do prostoru je pomocí součinitele φ [-] nazývaného jako poměr osálání, v anglické literatuře označovaného jako view-factor.

Radiační model P-1

Radiační model P-1 vychází z obecné transportní rovnice radiace (RTE), kdy jsou počítány pouze dva členy rovnice, difuzní rozptyl (out-scattering) a pohlcení difuzní energie (in-scattering). Radiační model rozděluje intenzitu radiace do ortogonálních nebo sférických souřadnic. Radiační model P-1 umožňuje řešit

anizotropní rozptyl, ale optická tloušťka prostředí by měla být v rozmezí 0,01 až 10, jinak může být ohrožena konvergence řešení.

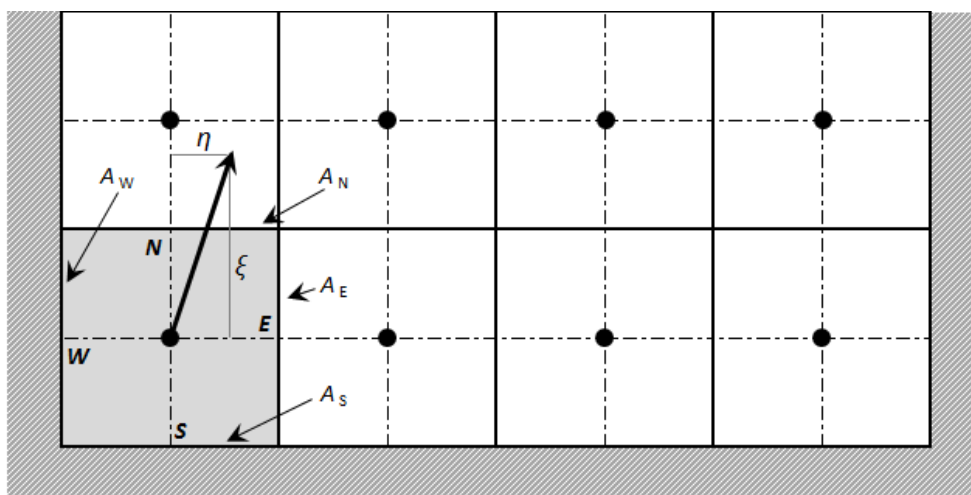
Radiační model Rosseland

Radiační model Rosseland vychází z obecné transportní rovnice radiace (RTE) a podobně jako radiační model P-1 je určen pro opticky tlustá prostředí, tedy ta s optickou tloušťkou větší než 3. Je jediným modelem radiace, kde je uvažována emisivita povrchů $\varepsilon = 1$, čímž považuje všechny povrchy za dokonale černé.

Radiační model RTM

Radiační model RTM je založen na metodě sledování paprsku podobně jako modely (MC a DTRM). Hlavním rozdílem je o všem přesné počítání odrazů a lomu paprsku podle zákonů fyziky a prostorové deskriptivy. Při dopadu paprsku na povrch s danou emisivitou je intenzita paprsku po odrazu snížena podle součinitele pohltivosti ε a lze počítat i s útlumem intenzity závislým na délce paprsku.

V dané práci budeme využívat model Discrete Ordinates.



Obr. 5-1 Princip metody výpočtu Discrete Ordinates podle [4].

Bilanční rovnice pro bod P závisí na sousedních elementech. Označení okolních elementů ve 2D je N (severní), E (východní), S (jižní), W (západní), případně pro 3D jsou navíc T (horní) a B (dolní). Nejprve se vyčíslí váhové koeficienty A_i a následně se s jejich pomocí dopočítá výsledná intenzita záření v řešeném bodě P .

$$\begin{cases} A_x = \gamma A_W + (1 - \gamma) A_E \\ A_y = \gamma A_S + (1 - \gamma) A_N \\ A_z = \gamma A_B + (1 - \gamma) A_T \end{cases} \quad (5.17)$$

Intenzita sálení

$$e_P = \frac{A_x e_x + A_y e_y + A_z e_z}{A_x + A_y + A_z} \quad (5.18)$$

6. ZKOUŠKA TEPELNÉHO/CHLADICÍHO VÝKONU SÁLAVÉHO PANELU

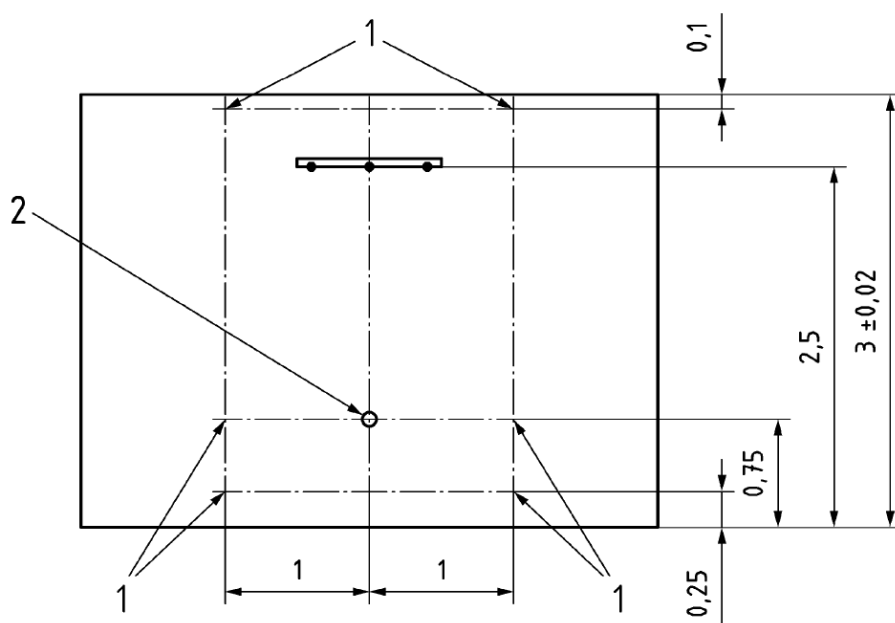
6.1 Vytápění komory sálavým panelem

Zkouška tepelného výkonu sálavého panelu probíhá podle normy ČSN EN 14037-2 [8].

Vztažná teplota místnosti musí být po dobu 30 minut před započítáním měření udržována ustálená na hodnotě $20 (\pm 0,5) \text{ } ^\circ\text{C}$. Teplota stěn během měření také musí být ustálená na stejnou teplotě.

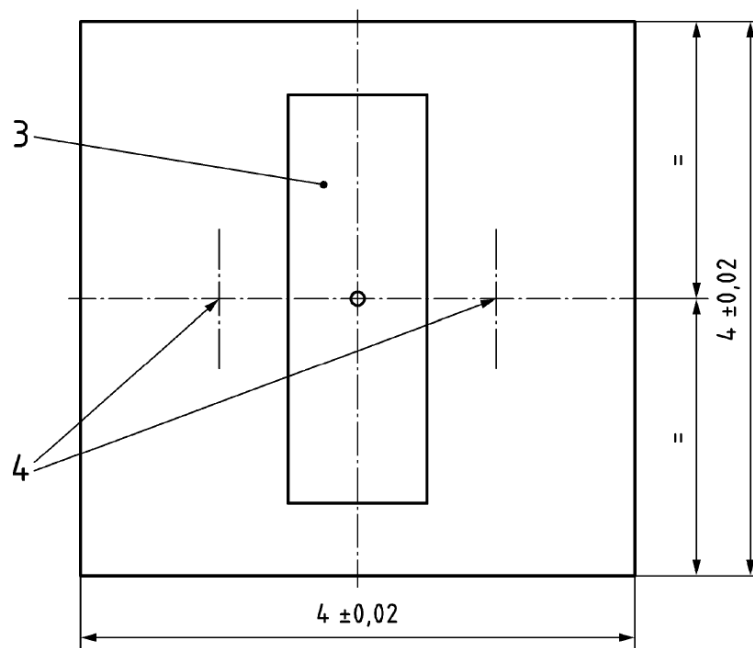
Měření se provádí při třech různých středních teplotách stropního závěsného sálavého panelu. Tyto střední teploty musí být vypočítány z příslušných vstupních a výstupních teplot vody. Střední teploty panelu musí být v následujícím rozmezí [8]:

- $48 \text{ } ^\circ\text{C}$ až $52 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- $68 \text{ } ^\circ\text{C}$ až $72 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- $88 \text{ } ^\circ\text{C}$ až $92 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Obr. 6-1 Zkušební komora (pohled z předu) [8]

1 – bod měření teploty vzduchu; 2 – bod měření vztažné teploty místnosti; 3 – stropní závěsný sálavý panel; 4 – osy, na nichž jsou umístěny body měření teploty



Obr. 6-2 Zkušební komora (pohled z předu) [8]

1 – bod měření teploty vzduchu; 2 – bod měření vztažné teploty místnosti; 3 – stropní závěsný sálavý panel; 4 – osy, na nichž jsou umístěny body měření teploty

6.2 Chlazení komory sálavým panelem

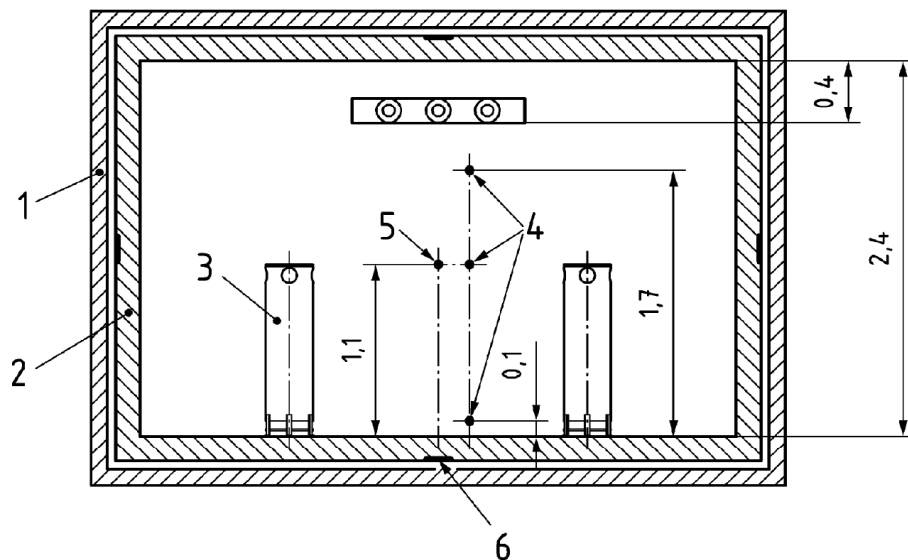
Zde musí být vztažná teplota místnosti udržována ustálená na hodnotě $32\text{ °C} \pm 0,5\text{K}$ po dobu 30 minut před započítáním měření [9].

Teploty vnitřních povrchů stěn, podlahy a stropu zkušební komory (izolované) musí být regulované a udržované na takové hodnotě, která bezpodmínečně zaručuje, že nejvyšší rozdíl teplot mezi těmito povrchy a vztažnou teplotou bude méně než 1,0 K.

Emisivita sálání povrchu izolace musí být nejméně 0,9.

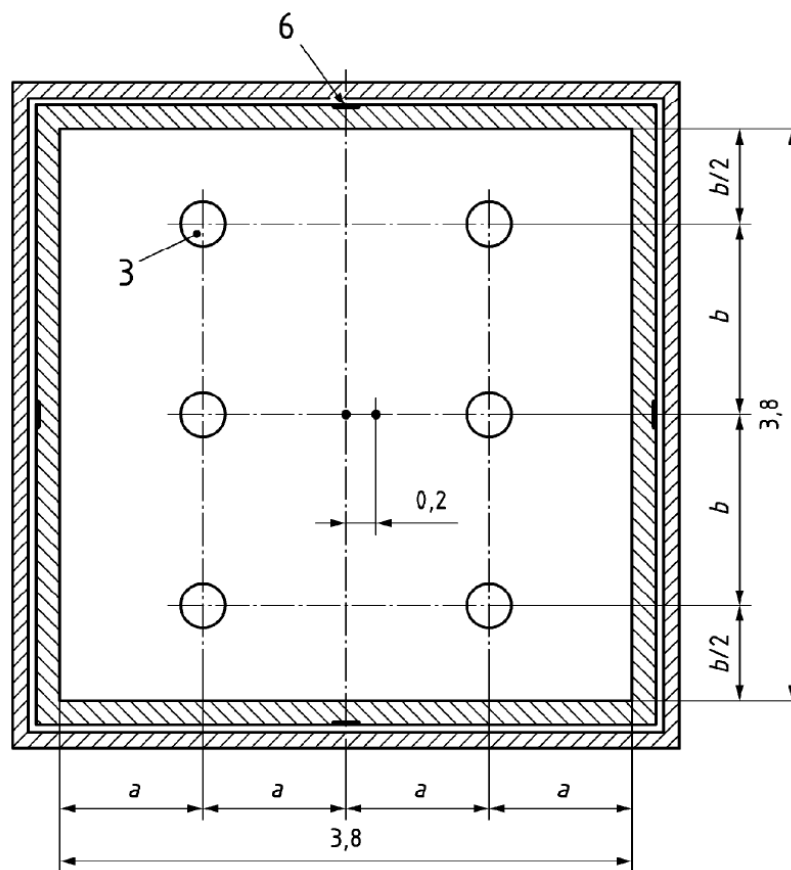
Teplota v místnosti se udržuje pomocí simulátorů (viz obr 6-3 a 6-4) Výkon jednotlivých simulátorů nesmí přesáhnout 180 W a musí být plynule nastavitelný, např. pomocí transformátoru nebo tyristoru. Všechny simulátory musí mít totožný tepelný výkon a stejný počet topných těles. Tyto simulátory slouží k udržování vztažné teploty a v softwaru ANSYS byly tyto simulátory nahrazeny ustálenou teplotou stěn 32 °C .

Teploty panelu musí být vypočítány z příslušných vstupních teplot vody, které bude 16 °C , 17 °C , a 18 °C .



Obr. 6-3 Zkušební komora (pohled z předu) [9]

1 zkušební komora 2 izolace 3 simulátor chladicí zátěže 4 bod měření teploty vzduchu 5 bod měření výsledné teploty (kulový teploměr) 6 bod měření teploty pod izolací



Obr. 6-4 Zkušební komora (pohled shora) [9]

1 – zkušební komora; 2 – izolace; 3 – simulátor chladicí zátěže; 4 – bod měření teploty vzduchu 5 - bod měření výsledné teploty (kulový teploměr); 6 – bod měření teploty pod izolací

Metoda pro měření tepelného/chladicího výkonu

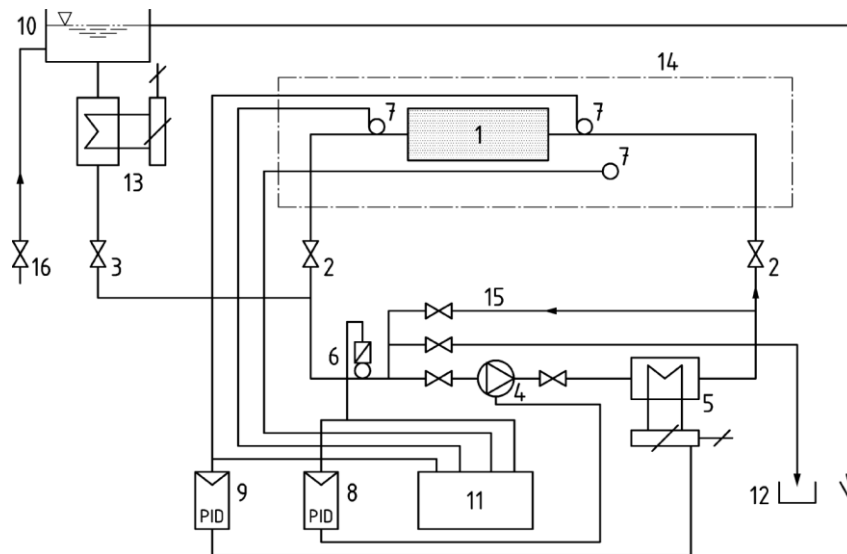
Metoda pro měření tepelného/chladicího výkonu se skládá z měření hmotnostního průtoku a rozdílu entalpií na vstupu a výstupu (váhová metoda).

Tepelný/chladicí výkon Φ_{me} se počítá z hmotnostního průtoku vody q_m a měřených veličin entalpií h_1 a h_2 . Tyto teploty slouží k výpočtu měrných entalpií vody, stanovených pomocí mezinárodních parních tabulek při vztažném tlaku vody 120 kPa:

$$\Phi_{me} = q_m \cdot (h_2 - h_1) \quad (6.1)$$

Měrnou entalpii teplotnosné látky h však není možné zjistit přímým měřením, ale pouze vý-počtem ze vztahu

$$h = c_p \cdot T \quad (6.2)$$

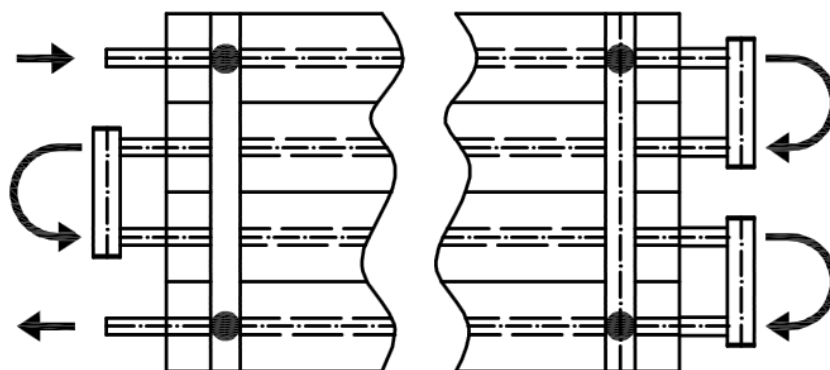


Obr. 6-5 Základní schéma zkušebního místa s průběžným měřením hmotnostního průtoku vody (váhová metoda) a se zařízením pro kalibrování měřidel [8]

1 – panel ve zkušební komoře, 2 – vodní měřicí okruh, 3 – připojení kalibračního zařízení k měřicímu okruhu, 4 – oběhové čerpadlo v měřicím okruhu (regulovatelné), 5 – elektrické topné těleso pro regulaci teploty vody v měřicím okruhu, 6 – p ůtokoměr, 7 – body měření teploty, 8 – regulátor hmotnostního průtoku, 9 – regulátor teploty vody, 10 – nádrž s přepadem pro kalibrační zařízení, 11 – přístroje pro záznam a vyhodnocování, 12 – sběrná nádoba a vypouštění kalibračního zařízení, 13 – topné těleso kalibračního zařízení, 14 – zkušební komora, 15 – obtok, 16 – napouštění vody do kalibračního zařízení

Připojení panel

Zkouška sálavého panelu probíhá při zapojení jeho do hadu



Obr. 6-6 Zapojení trubek v sálavém panelu do hadu [1]

Přepočít na barometrický tlak

Odchytky barometrického tlaku od hodnoty $P_s = 101,325$ kPa, musí být zohledněny přepočtem měřeného výkonu Φ_{me} následujícím způsobem [8]:

Pro vytápění podle vztahu

$$\Phi = \Phi_{me} \cdot \left(0,65 + 0,35 \left(\frac{p_s}{p} \right)^{0,4} \right) \quad (6.3)$$

Pro chlazení podle vztahu [9]

$$\Phi_{Cme} = \Phi_{me} \cdot \left(0,5 + 0,5 \left(\frac{p_s}{p} \right)^{0,4} \right) \quad (6.4)$$

Pro chlazení je třeba také udělat přepočít na teploty vzduchu

$$\Phi_{CS} = \Phi_{Cme} \cdot \left(\frac{\Delta T_{CS}}{\Delta T_{me}} \right)^{n_{Cact}} \quad (6.5)$$

za předpokladu exponentu o definované hodnotě $n_{Cact} = 1,1$.

Měrný výkon sálavých se určí ze vztahu

$$q_0 = K \cdot \Delta\theta^n \quad (6.6)$$

kde $\Delta\theta$ - teplotní rozdíl mezi střední teplotou teplotnosné látky a výslední teplotou vzduchu v komoře.

Součinitele K a n v rovnici (6.6) dostaneme následujícím způsobem:

$$\log K = \frac{\sum \log \Phi \cdot \sum [(\log \Delta T)^2] - \sum (\log \Delta T \cdot \log \Phi) \cdot \sum (\log \Delta T)}{N \sum [(\log \Delta T)^2] - (\sum \log \Delta T)^2} \quad (6.7)$$

$$n = \frac{N \sum [\log \Delta T \cdot \log \Phi] - \sum (\log \Delta T) \cdot \sum (\log \Phi)}{N \sum [(\log \Delta T)^2] - (\sum \log \Delta T)^2} \quad (6.8)$$

Součinitel n pro chlazení je $n = n_{Cact} = 1,1$ [9].

7. PROBLÉM KONDENZACE

Předpokládáme, že v komoře je vzduch s koncentrací vodních par, která nevede ke vzniku kondenzátu, přesto musíme zdůraznit tento jev.

Styk páry s povrchem o teplotě nižší, než je kondenzační teplota při daném tlaku, vede k postupné fázové přeměně páry na kapalinu, tj. na kondenzát, a k odvodu tepla uvolněného kondenzací chladící povrchem.

Mechanismus průběhu kondenzace, a tím i přestupu tepla z páry na chladící povrch může mít případ od případu různý charakter. Nejčastěji přichází v úvahu kondenzace čisté nasycené páry.

Simulace kondenzace vodních pár je zajímavé téma, ale také je jedním z v nejtěžších úkolů.

Aby simulace kondenzace vodních pár proběhla správně, je nutně splnit následující požadavky:

- 1) rovnice dynamiky tekutin musí být napsány pro každou fázi zvlášť. Pro to je možné použít model UVUTUP – Unequal Velocity – Unequal Temperature – Unequal Pressure. Tento model se často používá pro simulace procesu v jadernech reaktorech, ale je možné použít i pro kondensace vodní pary. Odtud vplyvá otázka jak adaptovat ten model pro simulace chlazení sálavým panelem
- 2) celý model by mohl vypočítat vzájemnou výměnu hybnosti, hmotnosti a energie mezi fází.
- 3) je nutné znát skutečné termodynamické vlastnosti médií, závislost jejich hustot na teplotě a tlaku. Ideální plyny a nestlačitelné kapaliny v tomto případě nefungují.

Obvykle k tomu existuje možnost programování tzv. uživatelské funkce. Tenhle způsobem umožňuje řešit obrovský počet problémů. Ale k tomu je třeba velká zkušenost v programování a dobrá znalost fyzikálních zákonů. Bohužel model UVUTUP nezahrnut do softwaru ANSYS, i také je složitý pro napsání uživatelské funkce.

Také musíme vědět, jaký druh kondenzace se bude při režimu chlazení vytvářet.

Existují dva druhy kondenzace, to jsou kapková a filmová.

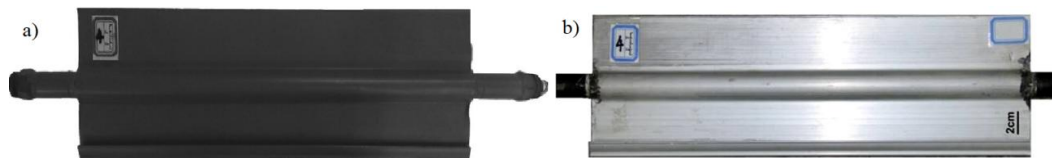
Filmová kondenzace vzniká v případě smáčivé stěny. V opačném případě vytváří kondenzát na povrchu kapky, a kondenzace se proto nazývá kapková.

Pro sálavý panel kapková kondenzace je častým jevem. Tento druh kondenzace má negativní vliv na výkon sálavého panelu. Na rychlost kapek kondenzátu hraji roli

1. Drsnost a materiál povrchu plochy panelu
2. Vlhkost a teplota interiéru
3. Počet vnitřních zdroje energie (lide, zvíře, technika atd)

Drsnost a material povrhu plochy panelu

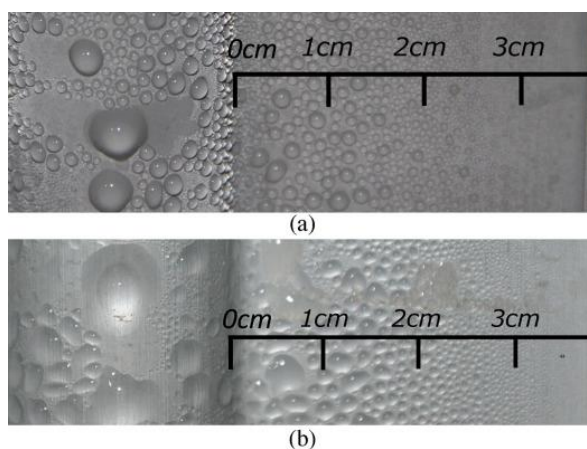
V článku [5] byly testovány dva vzorky panelů, jeden z nich měl hydrofobní vrstvu a druhý byl s neošetřeným povrchem z hliníkové slitiny, jak je znázorněno na obr. 7-1 a) a b). Kovový sálavý panel se skládá z kovové trubky a dvou žeber z hliníkové slitiny.



Obr. 7-1 Povrchy sálavého panelu [5]

- a) hydrofobní povrch
- b) neošetřený povrch

Při různých teplotách chlazení (rozdíl mezi povrchovou teplotou a teplotou rosného bodu) byl proces kondenzace na těchto panelech kamerou zaznamenáván každých 5 minut. Když byla do sálavého panelu přiváděna chlazená voda, začala na povrchu panelu kondenzovat pára. Postupem času postupně kapičky spojovaly a rostly. Při určitém kritickém objemu se kapka uvolnila z povrchu působením gravitace 7-2 (a) a (b).



Obr. 7-2 Kondenzace na povrchu sálavého panelu [5]

- (a) hydrofobní povrch
- (b) neošetřený povrch

V důsledku nerovnoměrného rozložení teploty sálavého panelu je rychlost projevu kondenzátu na různých místech povrchu panelu odlišná. Na obr. 7-2 jsou zobrazeny kapky na povrchu panelu. Nejrychleji narůstá rosa, která je na konvexní části panelu. Odtud lze odvodit, že čím blíže je místo ke kovové trubce, tím nižší byla povrchová teplota a tím větší byl nárůst rosy. Možné vysvětlení je celkem jednoduché: stěna potrubí má na sálavém panelu nejvyšší stupeň chlazení. Kromě toho kvůli konvexnímu povrchu stěny potrubí nebude rosa na stěně panelu proudit dolů ke spodní části potrubí, dokud kapky nedosáhnou určité velikosti. Cestou se pohyblivé kapičky spojily s dalšími malými kapičkami a zvětšily se. Jinými slovy: stěna potrubí je nejslabším místem sálavého panelu z hlediska omezení kondenzace.

Experimentální výsledky ukazují, že orosování je extrémně pomalý proces při nízkých teplotách chlazení. Kromě toho kapky na hydrofobním povrchu rostly pomaleji než na neošetřeném povrchu hliníkové slitiny se stejným stupněm chlazení. Výsledky experimentu i simulace ukazují, že velikost kritické visící kapky padající z panelu klesá s rostoucím kontaktním úhlem.

Kovové sálavé panely se běžně používají v budovách s ventilačními systémy. Když je odvlhčovací ventilační systém v provozu, je teplota rosného bodu v místnosti udržována nižší než teplota chlazené vody dodávané do sálavých panelů, což vylučuje možnost kondenzace na povrchu sálavých panelů. Existuje však riziko vzniku kondenzace za několika podmínek:

- při přerušovaném provozu klimatizačního systému;
- s prudkým nárůstem počtu lidí v místnosti;
- nebo když do budovy vstupuje horký a vlhký venkovní vzduch.

S fungujícím odvlhčovacím ventilačním systémem trvá riziko kondenzace jen krátkou dobu a na sálavé panely lze použít hydrofobní úpravu, která zpomalí vznik rosy. Za těchto podmínek se rosa vytvořená na sálavém panelu odpaří a zmizí pomocí odvlhčovacího ventilačního systému, než dosáhne kritického objemu a spadne z povrchu panelu. Pokud je však povrchová teplota nižší než teplota rosného bodu, budou kapky ze sálavých panelů po určitou dobu nepřetržitě padat. Na základě simulací při kontaktním úhlu 150° je kritická kapka padající z panelu 1,7 mm a kritický objem 2,7 mm³. Lidé by nepocítili, že takové malé kapky padají. Z tohoto hlediska lze superhydrofobní sálavé panely s dostatečně velkým kontaktním úhlem považovat za „bez kondenzace“, bez ohledu na to, jak vysoký je stupeň hypotermie. Tento objev

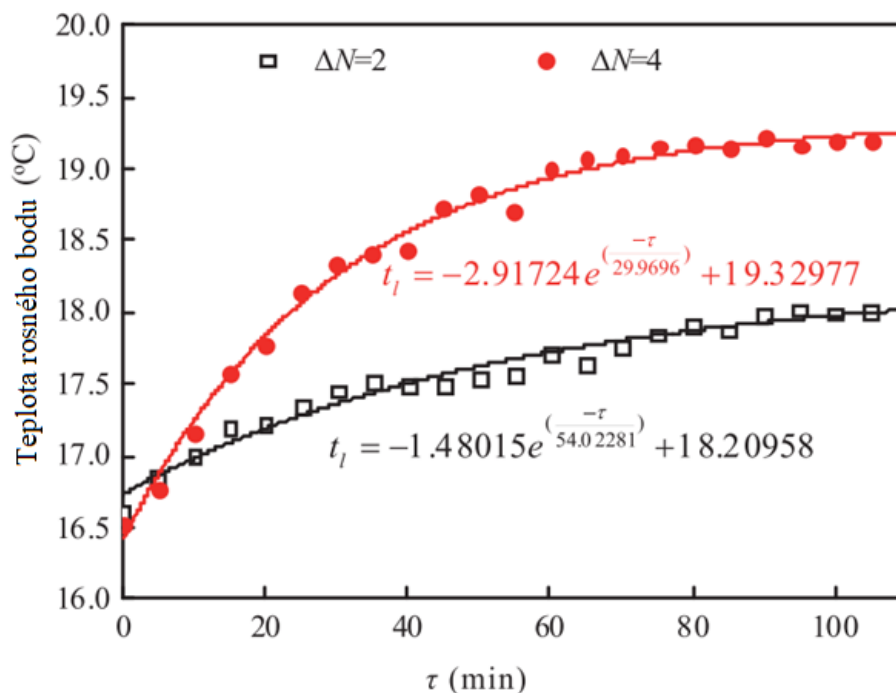
poskytuje nové poznatky o tom, jak lze eliminovat riziko kondenzace na sálavých panelech.

Počet vnitřních zdroje energie (lide, zvíře, technika atd)

Jedním z faktorů ovlivňujících vnitřní komfort je samotná osoba. Lidská činnost silně ovlivňuje vlhkost vzduchu a tím i teplotu rosného bodu. Čím více lidí je v místnosti, tím rychlejší je nárůst teploty rosného bodu a tím vyšší je teplota, když se konečně stabilizuje.

Jak ukazuje obrázek 7-3 z článku [6], teplota rosného bodu vzduchu se postupně zvyšuje s tím, jak se zvyšuje počet lidí. Když se počet lidí zvyšuje o dva, teplota rosného bodu se zvyšuje asi o 1,5 °C a rychlost nárůstu je 0,019 °C/min. Když se počet lidí v místnosti zvyšuje o čtyři, teplota rosného bodu roste asi o 2,5 °C a rychlost nárůstu je asi 0,0312 °C/min.

V článku také proběhla simulace v programu ANSYS. Byly popsány okrajové podmínky úlohy, nebylo však naznačeno, jaký model turbulence autoři v této práci použili. Autoři tvrdí, že vyjádření funkce je velmi přesné. Vypočtené výsledky jsou navíc o něco vyšší než experimentální výsledky kvůli špatné těsnosti těsnění laboratoře a nestabilitě zvlhčovače.



Obr. 7-2 Závislost teploty rosného bodu na počtu lidí v místnosti [6]

Regulace panelu v režimu chlazení

Pokud je teplotní rozdíl mezi povrchem a teplotou rosného bodu menší nebo se rovná určenému bezpečnému teplotnímu rozdílu (obvykle 2 K), měla by se použít vhodná metoda regulace. Jejím úkolem, kromě regulace výkonu, je zabránit kondenzaci vodních par na povrchu plochy systému.

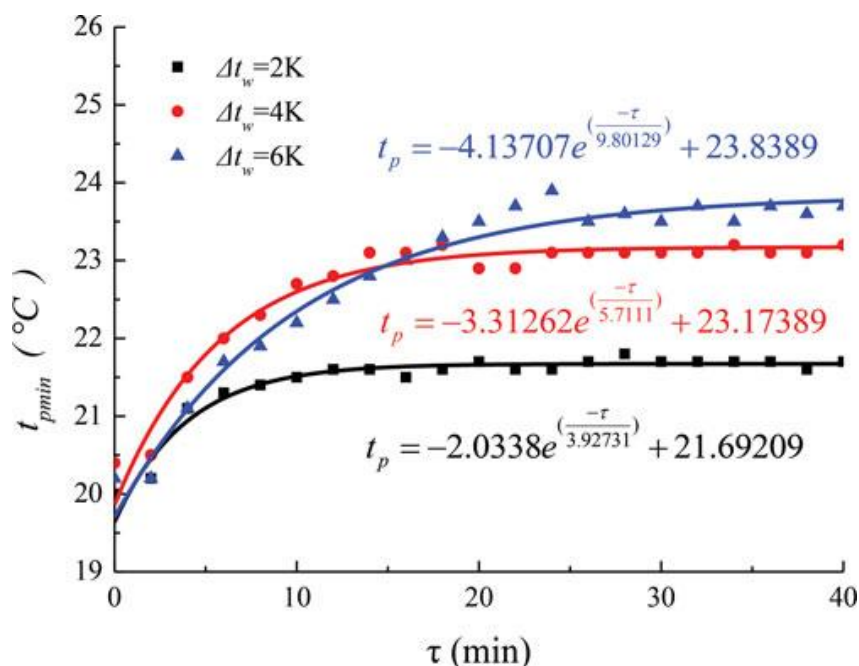
Regulovat chladicí výkon panelu můžeme dvěma způsoby [2][3]

- Regulace teploty vody tzv. kvalitativní regulace
- Regulace průtoku vody tzv. kvantativní regulace

Kvalitativní regulace

Při kvalitativní regulaci se mění teplota a průtok chladicí vody zůstane konstantní. Z článku [7] na obrázku 7-4 je závislost teploty povrchu panelu na růstu teploty vody.

Regulace teploty vody závisí na přítomnosti předmětů, které zvyšují vlhkost vzduchu. Jakmile se počet těchto položek zvýší o 2, 4 a 8, teplota vody se zvyšuje o 2, 4 a 6 K. Se změnou teploty vstupní vody o 2 K bylo zvýšení povrchové teploty panelu 0,6 °C /min, pro zvýšení o 4 K – 0,21 °C /min, pro 6 K – 0,15 °C/min.

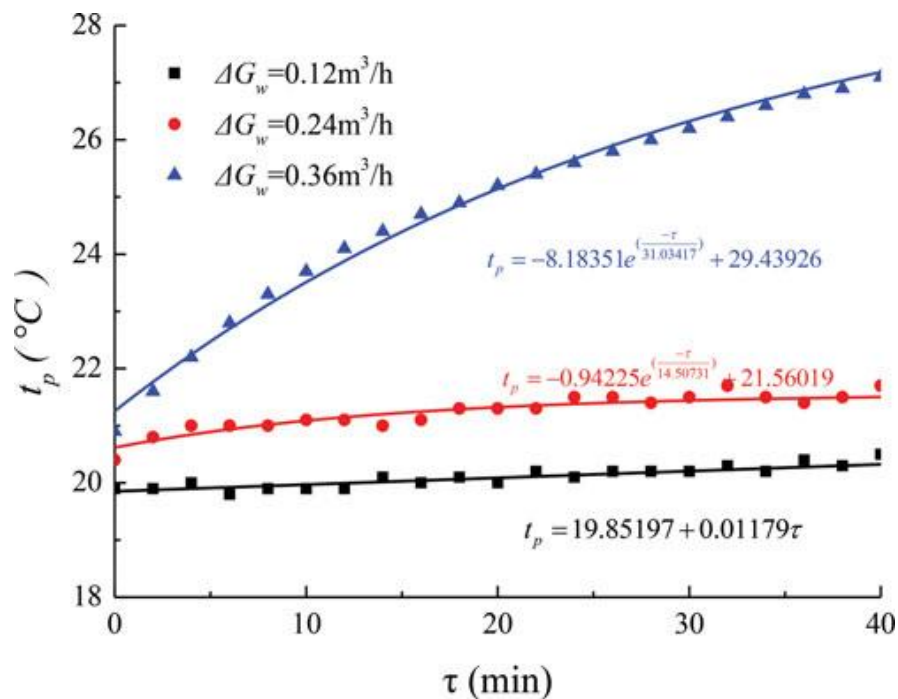


Obr. 7-3 Časová závislost teploty panelu na průtoku vody [7]

Kvantativní regulace

Pokud je povrchová teplota panelu a teplota rosného bodu menší nebo rovna 2 K, teplota vody dodávané do panelu zůstává nezměněna, ale spotřeba vody klesá. V článku byly použity průtoky 0,12; 0,24 a 0,36 m³/h. Když průtok vody poklesne o 0,12 m³/h, povrchová teplota sálavého panelu mírně stoupne a rychlost nárůstu je

přibližně $0,01 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{min}$. S poklesem průtoku o $0,24 \text{ m}^3/\text{h}$ se povrchová teplota sálavého panelu zvyšuje a postupně se stabilizuje. Protože změna povrchové teploty sálavého panelu s klesajícím průtokem vody je relativně malá, je také malá změna přenosu tepla mezi vnitřním prostředím a sálavým panelem. Když průtok vody poklesne o $0,36 \text{ m}^3/\text{h}$ (tj. při přerušení dodávky vody), povrchová teplota sálavého panelu se rychle zvyšuje a stabilizace trvá déle. Přenos tepla mezi sálavým panelem a prostředím místnosti je úměrný čtvrté mocnině povrchového tepelného výkonu. Proto, když je přívod vody vypnut, povrchová teplota sálavého panelu rychle stoupá a teplota v místnosti výrazně stoupá.



Obr. 7-4 Časová závislost teploty panelu na průtoku vody [7]

Z obou druhů regulace lze konstatovat, že chladicí kapacita sálavého panelu výrazně klesá v důsledku zvyšování teploty vody.

8. TVORBA MODELU PRO VYTÁPĚNÍ A CHLAZENÍ

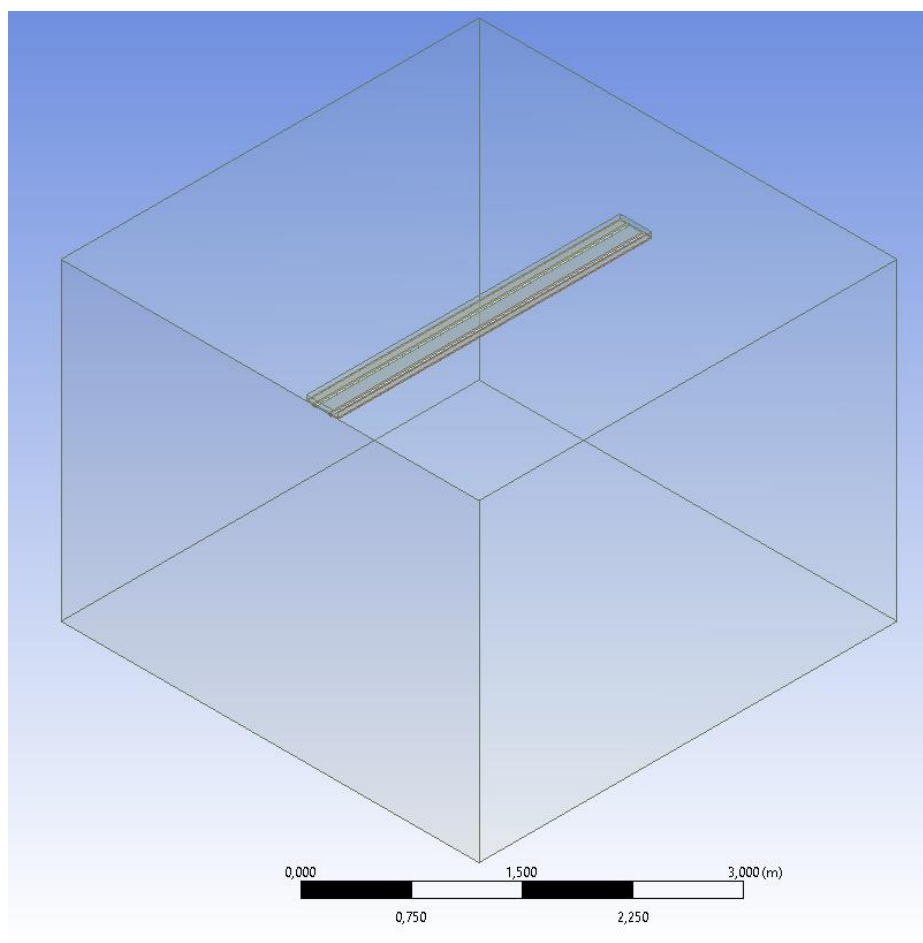
8.1 Geometrický model

Geometrický model byl vytvořen v souladu s normou EN ČSN 14034 [8, 9].

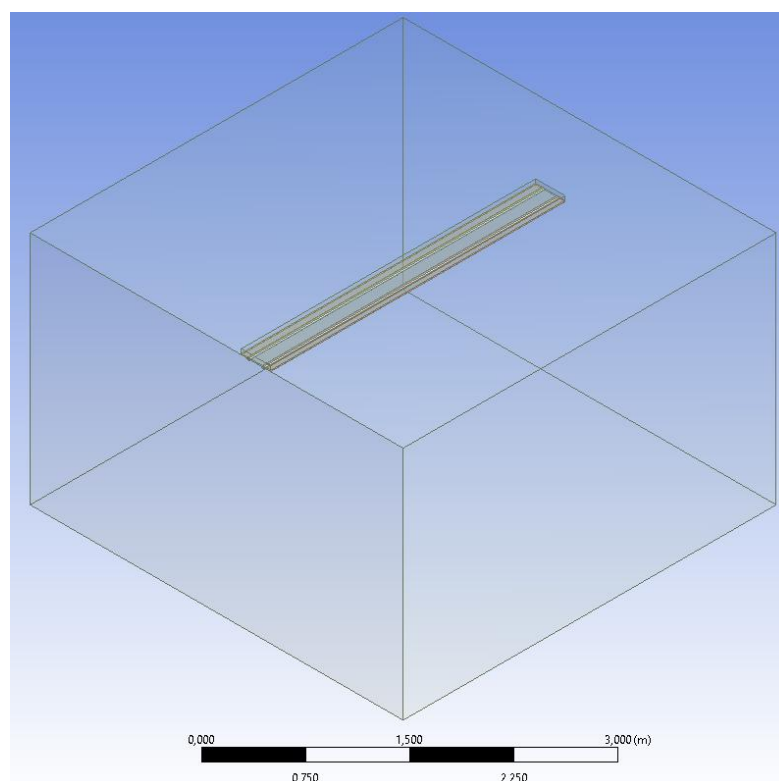
Pro vytápění byla vytvořena komora rozměry 4 x 4 x 3 m. Sálavý panel je zavěšen na výšce 2,5 m [8]. Pro chlazení byla vytvořena komora rozměry 3,8 x 3,8 x 2,4 m. Sálavý panel je zavěšen na výšce 2,0 m [9].

Podle [8] musí být podrobeny zkoušce minimálně vzorky s nejmenší a největší šířkou z rozmezí. Ale kvůli časovému nroku byly zvoleny dva panely s šířkami 300 mm a 450 mm. Pro tvorbě panelu šířkou 1500 mm došlo k velké ztrátě času a k chybám při síťování.

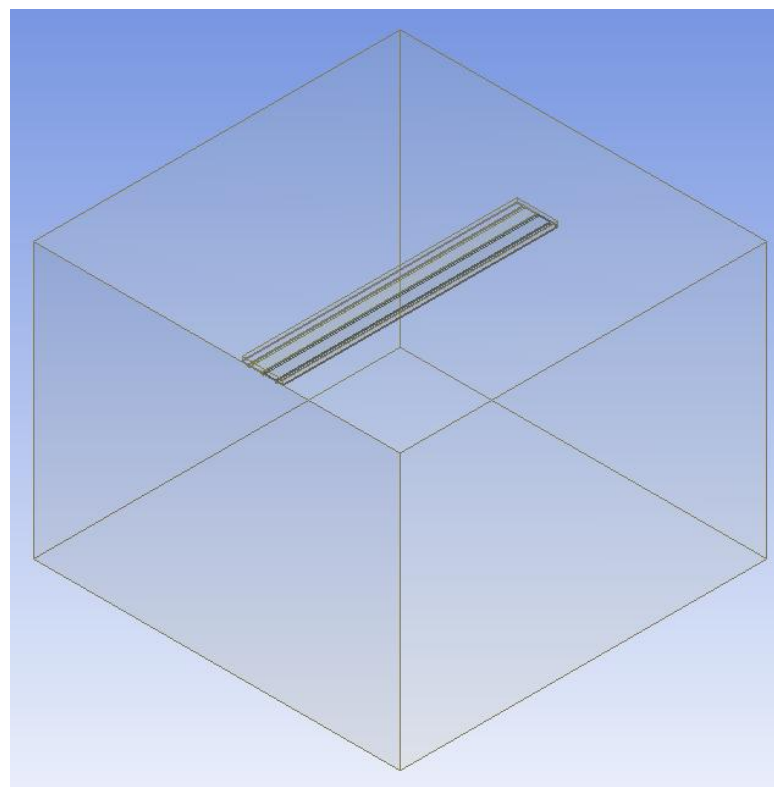
Na obrázku 8-1 a 8-2 jsou modely komory pro vytápění a chlazení v softwaru ANSYS. V daném modelu se teploměry a registry nemodelují, jelikož mají značný vliv na výpočet modelu. Stěny, podlaha a strop mají ustálenou povrchovou teplotu pro vytápění 20 °C a pro chlazení 32 °C.



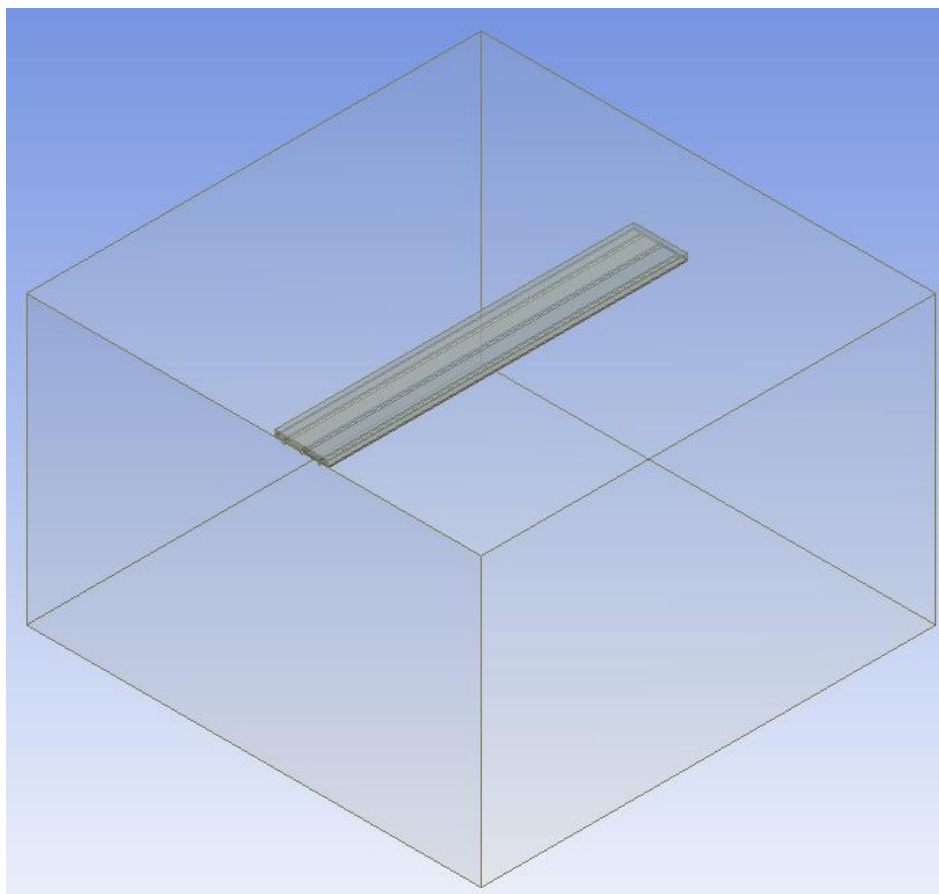
Obr. 8-1 Model zkušební komory pro zkoušku z vytápění (model sálavého panelu šířkou 300 mm)



Obr. 8-2 3D-Model zkušební komory pro zkoušku z chlazení (model sálavého panelu šířkou 300 mm)



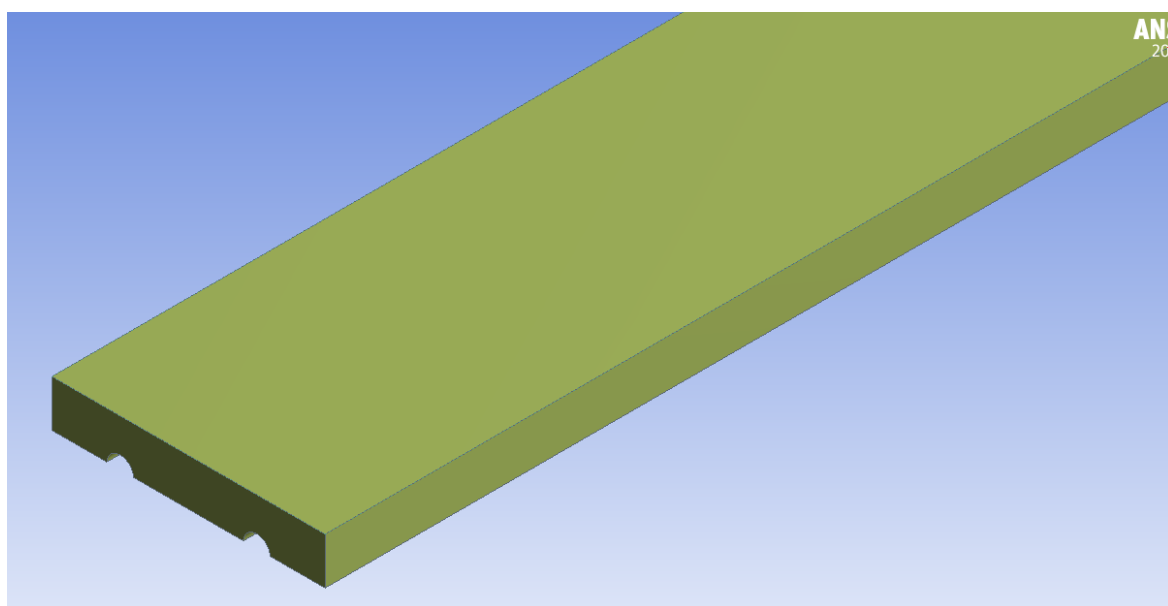
Obr. 8-3 3D-Model zkušební komory pro zkoušku z vytápění (model sálavého panelu šířkou 450 mm)



Obr. 8-4 3D-Model zkušební komory pro zkoušku z chlazení (model sálavého panelu šířkou 450 mm)

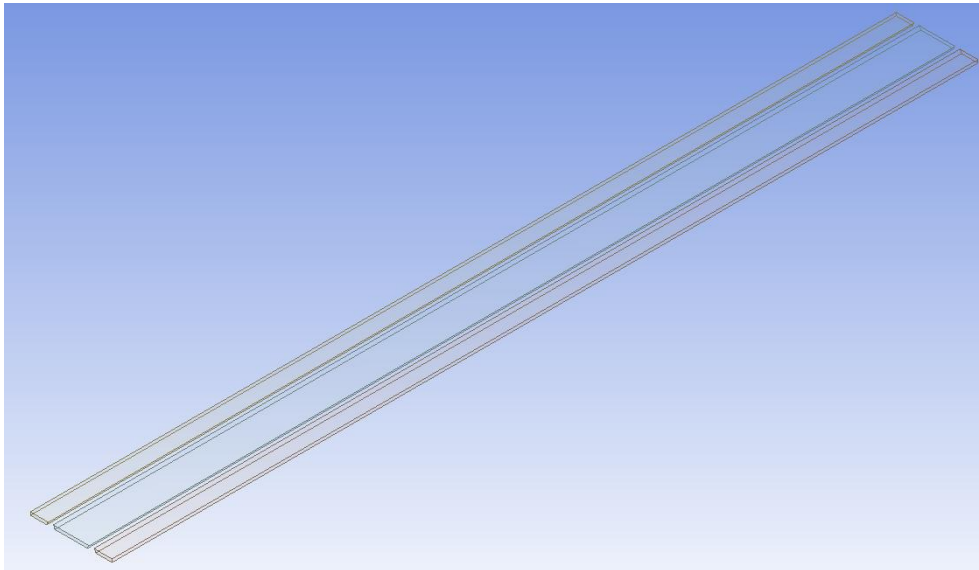
Geometrický model sálavého panelu byl vytvořen podle obrázku 3-1 a sestava z

1. Izolační vrstvy - Polyuretan s součinitelem tepelné propustnosti $0,04 \text{ W/m.K}$



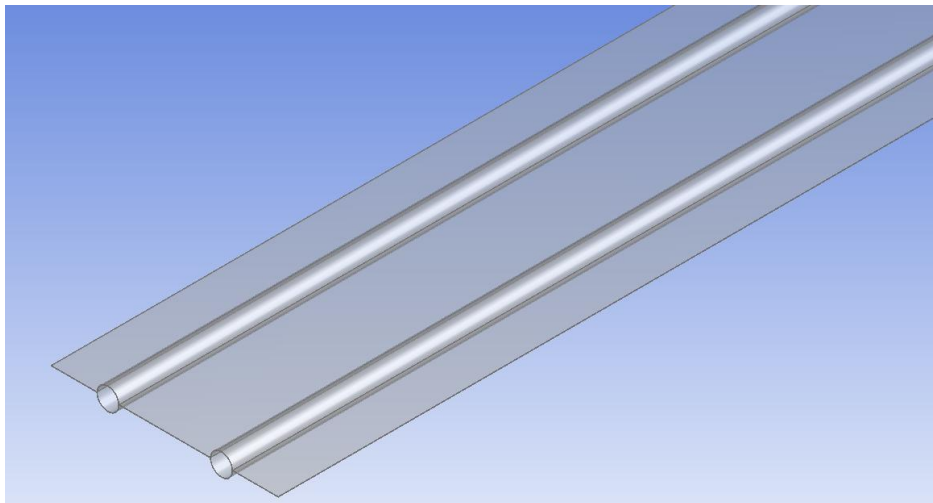
Obr. 8-5 Model izolační vrstvy

2. Vzduchovou mezery. To je prostor mezi izolací a panelem



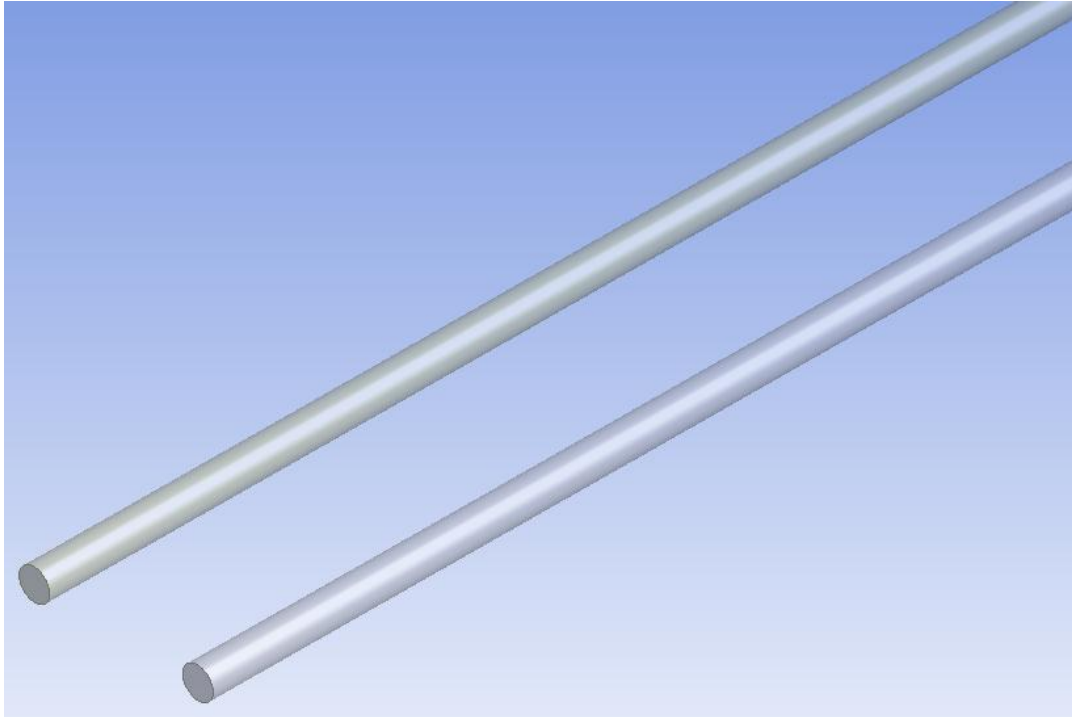
Obr. 8-6 Model vzduchové mezery

3. Hliníkového korpusu délkou 3 metry a průměrem 28 mm

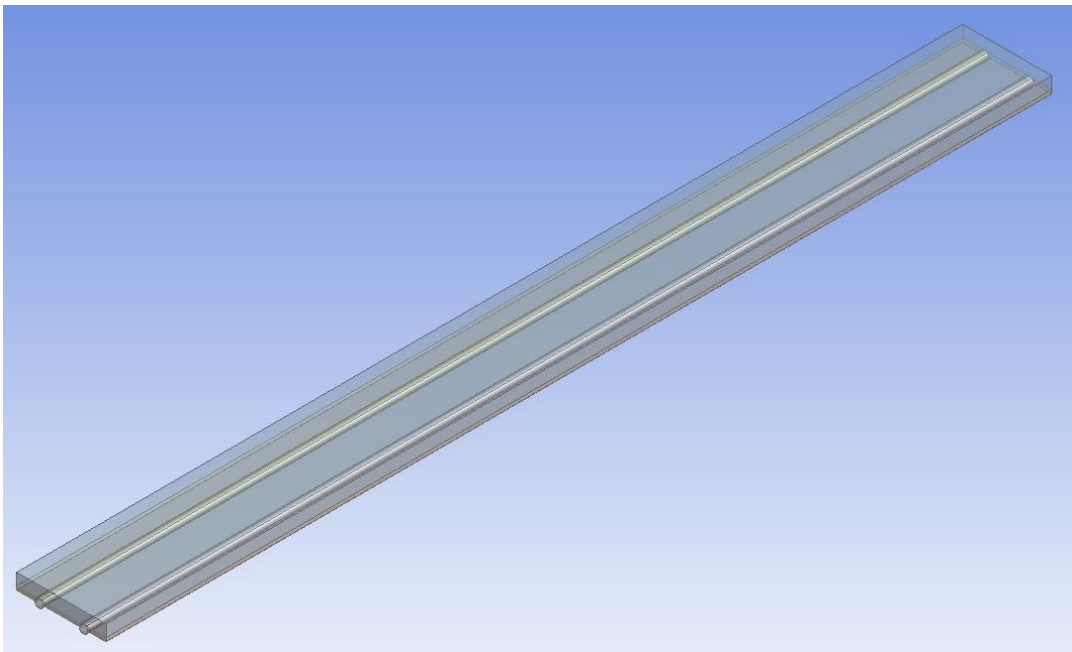


Obr. 8-7 Model hliníkového korpusu

4. Modelu vody, které protéká potrubím v panelu. Její průměr je 28 mm. Ocelová trubka byla odmítnuta a nahrazena obálkou (shell), protože má malý vliv na distribuce tepla a to vede k zjednodušení modelu. Ale zároveň zde vyplývá otázka získání teploty vody na konci potrubí.



Obr. 8-8 Model vody v potrubí



Obr. 8-9 Celý model sálavého panelu (šířka 300 mm)

8.2 Síťování

Parametry sítě

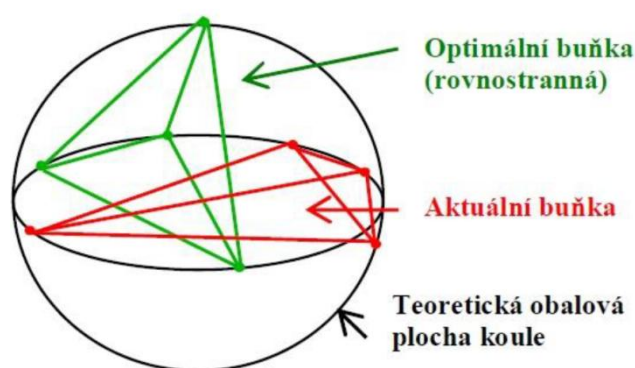
Tvorba sítě je druhý důležitý krok při simulaci. Musíme mít kvalitní síť a k tomu máme tři parametry, které jsou velmi důležité a mají vliv na spolehlivost modelu a na dobu, kterou potřebujeme k modelování

- 1) Skewness

- 2) Orthogonal Quality
- 3) Aspect Ratio

Šikmost (Skewness)

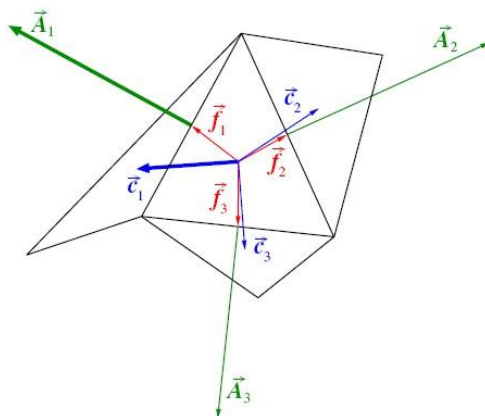
Toto kritérium kontroluje kvalitu sítě porovnáním objemů uvažovaného prvku a prvku ve formě pravidelného čtyřřtenu, který zapadá do koule se stejným poloměrem jako uvažovaný prvek. Numerická hodnota koeficientu asymetrie odpovídá poměru rozdílu objemů k objemu prvku ve formě pravidelného čtyřřtenu. U prvku ideálního tvaru má koeficient asymetrie sklon k nule, protože objemy uvažovaného prvku a pravidelného čtyřřtenu jsou prakticky stejné. U prvku špatného tvaru má koeficient asymetrie sklon k jednotě, protože objem uvažovaného prvku je prakticky nulový.



Obr. 8-10 Princip rozpočtu šikmosti [11]

Ortogonalní kvalita (Orthogonal Quality)

Parametr ortogonalní kvalita určuje ortogonalnost sítě. Tento parametr je úhel mezi směrem nejdelší hrany prvku a normálou k přímce vedené středem prvku, úhel mezi vektorem n a s . Pro šestihrany je optimální úhel 90 stupňů, pro čtyřřtenu 60 stupňů. Je nutné tento parametr sledovat a snažit se jej udržovat v optimálních mezích. Hodnota se pohybuje od nuly do jedné, přičemž 1 představuje bezvadnou kvalitu. Ortogonalní hodnoty kritéria kvality musí být větší než 0,01.



Obr. 8-11 Princip rozpočtu ortogonalní kvality [15]

Poměr stran (Aspect Ratio)

Parametr Poměr stran je poměr maximální a minimální vzdálenosti mezi čarami spojujícími těžiště sousedních prvků. Hodnota tohoto parametru by neměla překročit 100, optimální hodnota je 1.



Obr. 8-12 Princip rozpočtu poměru stran [15]

Síť byla nejprve vytvořena v ANSYS Meshing. ANSYS Meshing je robustní univerzální nástroj pro síťování CAD geometrie. Nabízí automatický, poloautomatický až manuální přístup k síťování. Umožňuje tvorbu, import a úpravu geometrie z více i méně standardních CAD systémů, navíc podporuje STL formát typický například ve 3D tisku a pod. Je optimální pro tvorbu strukturovaných hexa sítí a společně se silnými nástroji pro analýzu, vyhodnocování a úpravu sítí se výrazně doporučuje pro CFD výpočty a velké modely.

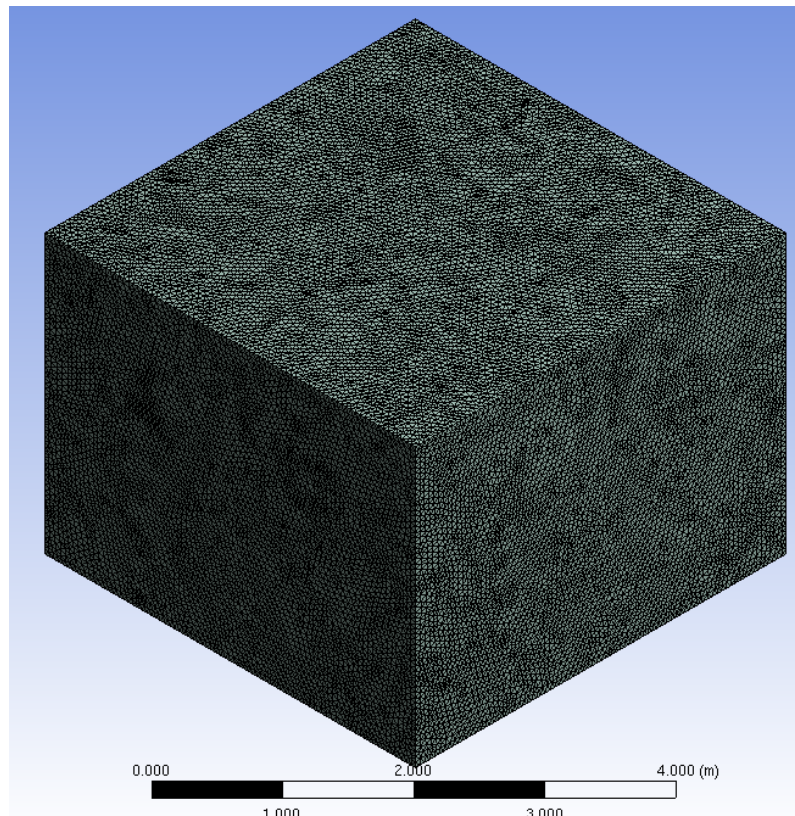
Mezi vodou, panelem, vzduchovou mezerou, izolací a vzduchem byly vytvořeny kontaktní plochy (Interface), aby byl vypočítán prostup tepla mezi tělesy. Stěny jsou označeny jako propustné (coupled).

V tabulce 7-1 jsou dány rozměry buněk každého prvku modelu.

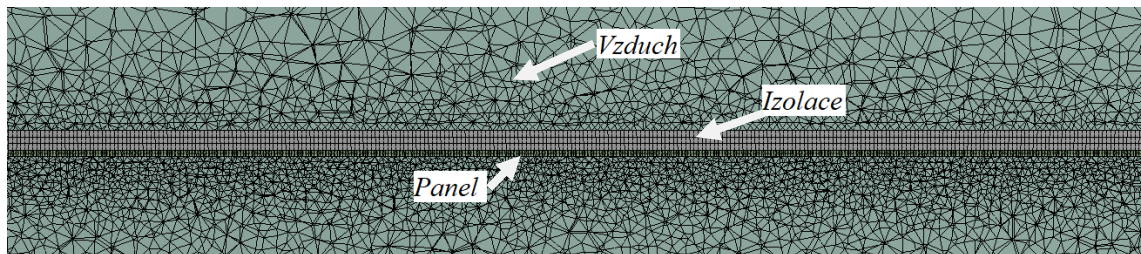
Tab. 7-1 Rozměry buněk pro jednotlivé elementy

Prvek	Rozměr buňky, m
Vzduch, vzduchová vrstva a izolace	0,05
Voda	0,0025
Panel	0,0025

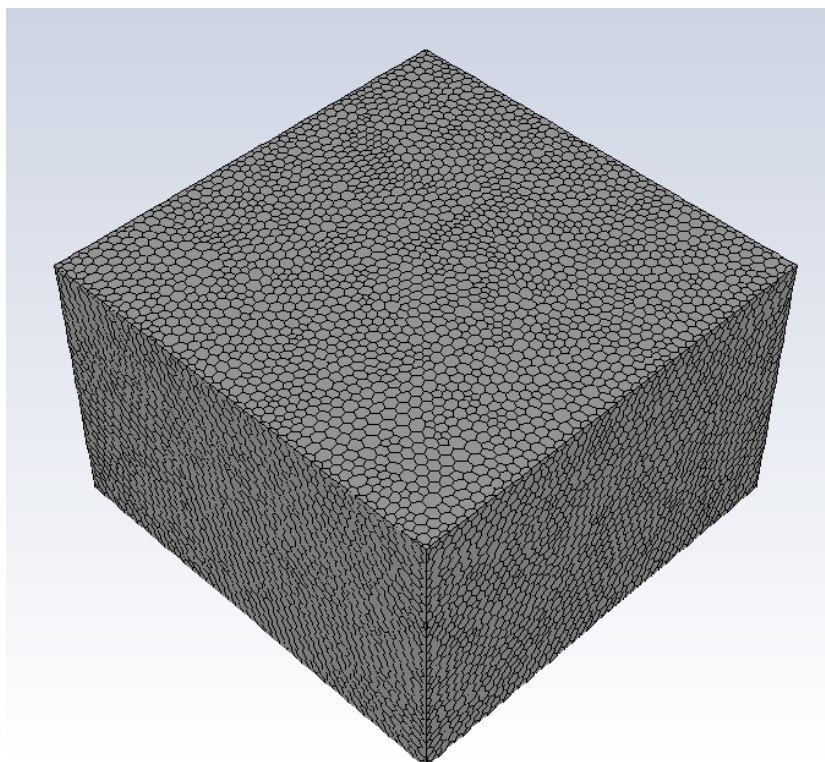
Při tvorbě sítě byly použity tetrahedrální prvky. V dnešní době jsou nepoužívané kvůli vlivu na dobu a kvalitu simulace. Ale jejich používá pro tvorbu polyhedrální sítí, kterou je možné ve softwaru ANSYS Fluent. Polyhedrální síť je lepší a zvyšuje kvalitu celé sítě modelu a také urychluje proces simulace.



Obr. 8-13 Tetrahedrální síť v ANSYS Meshing



Obr. 8-14 Řez sítí v ANSYS Meshing



Obr. 8-15 Polyhedrální síť v ANSYS Fluent

8.3 Fyzikální vlastností medií

Pro přesný výpočet je nutně vědět parametry media, které se zúčastňuje v procesu.

Voda

Voda, která teče v panelu, má následující parametry

- Hustota

$$\rho(T) = 889,42 + 1,0342T - 0,0023T^2 \quad (8.1)$$

- Měrná tepelná kapacita

Tabulka 8-1 Měrná tepelná kapacita vody pro vytápění

Teplotní rozdíl $\Delta\theta$, K	Měrná tepelná kapacita, J/kg.K
70	$C_p(T) = 4493,8 - 2,992T + 0,0061T^2$ (8.2)
50	$C_p(T) = 5296,6 - 7,5465T + 0,0125T^2$ (8.3)
30	$C_p(T) = 6276,1 - 13,429T + 0,0214T^2$ (8.4)

Rovnice (8.2) platí pro úsek teplot ($368,15 \text{ K} < T < 358,15 \text{ K}$), rovnice 8.3 pro ($348,15 \text{ K} < T < 338,15 \text{ K}$) a (8.4) pro ($325,15 \text{ K} < T < 321,15 \text{ K}$)

- Měrná tepelná kapacita vody pro chlazení ($289,15 \text{ K} < T < 291,15 \text{ K}$)

$$C_p(T) = 8426,7 - 13,429T + 0,0214T^2 \quad (8.5)$$

- Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda(T) = -0.5752 + 6.397 \cdot 10^{-3}T - 8.151 \cdot 10^{-6} T^2 \quad (8.6)$$

- Dynamická viskozita

$$\mu(T) = 9.67 \cdot 10^{-2} - 8.207 \cdot 10^{-4}T + 2.344 \cdot 10^{-6} T^2 - 2.244 \cdot 10^{-9} T^3 \quad (8.7)$$

- Entalpie vody se spočítá podle (6.2)

Teplota T v rovnicích je termodinamická teplota ve stupních Kelvina.

Parametry vzduchu

- Hustota

Hustota vzduchu se mění podle zákona ideálního plynu při konstantním tlaku čili změna hustoty vzduchu se spojena se změnou teplotního pole

$$\rho(T) = \frac{P}{\frac{R}{M_g} T} \quad (8.9)$$

kde P je atmosferický tlak (101325 Pa).

- Měrná tepelná kapacita

$$C_p(T) = 1053,2 - 0,3678T + 0,0007T^2 \quad (8.10)$$

- Součinitel tepelné vodivosti

$$\lambda(T) = 0,0063 + 6 \cdot 10^{-6} T + 1 \cdot 10^{-8} T^2 \quad (8.11)$$

- Součinitel dynamickou viskozity

$$\mu(T) = -4 \cdot 10^{-6} + 3 \cdot 10^{-8}T + 1 \cdot 10^{-10} T^2 \quad (8.12)$$

Hmotnostní průtok

Hmotnostní průtok vody musí být vypočítán tak, aby bylo Reynoldsovo číslo při proudění vody v trubkách stropního závěsného sálavého panelu při 50 °C $Re = 4500 \pm 500$. V průběhu zkoušky při měření tří bodů charakteristické rovnice musí být hmotnostní průtok v každém bodě měření udržován konstantní a průtoky dosažené v jednotlivých bodech se od sebe nesmějí vzájemně lišit o více než o 5 %.

Hmotnostní průtok vody podle [8]

$$\dot{m} = \frac{4500 \cdot 0,536 \cdot 10^{-6}}{0,025} = 0,0483 \text{ kg/s nebo } 174 \text{ kg/h}$$

8.4 Výkony sálavých panelů

Jako orientační hodnoty pro vytápění bude použity výsledky zkoušek sálavých panelů KOTRBATY a Zehnder.

V tabulkách 8-2, 8-3 a 8-4 jsou zobrazeny základní výkony sálavých panelů při vytápění a chlazení.

Tab. 8-2 Tepelné výkony sálavých panelů KOTRBATY

Teplotní rozdíl $\Delta\theta$, K	Šířka panelu B [mm]	
	KPS300	KPS450
	[W/m]	[W/m]
30	90	127
50	165	234
70	247	350

Tab. 8-3 Tepelné výkony sálavých panelů Zehnder

Teplotní rozdíl $\Delta\theta$, K	Šířka panelu B [mm]	
	ZBN300	ZBN450
	[W/m]	[W/m]
30	97,5	132
50	178	242
70	264	359

Jako orientační hodnoty pro chlazení bude použity výsledky zkoušek sálavých panelů KOTRBATY – KPS COOL

Tab. 8-4 Chladicí výkony sálavých panelů KOTRBATY (výkony podle DIN 4715-1)

Teplotní rozdíl $\Delta\theta$, K	Šířka panelu [mm]	
	300	450
	[W/m]	[W/m]
13	29	47
14	32	51
15	34	55

Teploty vstupní vody

Tento model má omezení, která neumožňují plně simulovat režim vytápění a chlazení. Kromě toho bylo v průběhu práce zjištěno, že model splňuje konvergenční podmínky, avšak má tendenci nadhodnocovat teplotu, což vede k odlišným výsledkům. Aby tento model vykazoval spolehlivé výsledky, je nutné provést následující úpravu:

První krok: pomocí známého výkonu a rovnic (8.2 – 8.4) a (6.2) máme zjistit konečnou teplotu vody pro celý panel.

Druhý krok: je třeba rozdělit celý výkon panelu podle počtu trubek.

Třetí krok: zmenšíme výkony ostatních potrubí o 5 % a pak znovu hledáme teploty na začátku potrubí.

Výjimkou byly teploty vody pro panel o šířce 300 mm v režimu vytápění s teplotními rozdíly 30 K a 50 K. Zde bylo naopak třeba zvýšit výkon jedné sekce o 5%

Jako základní hodnoty pro vytápění byly přijaty výkony panelů od společnosti Zehnder. Výsledky simulace bude porovnány s hodnotami panelu od KOTRBATY a Zehnder. Pro chlazení byly vybrány hodnoty panelů společnosti KOTRBATY. Upozorňuji, že tyto hodnoty jsou orientační a slouží jenom ke zjištění teploty vody na konci posledního potrubí. Při simulaci, jak bylo zjištěno, budou teploty vody odlišné.

Úprava pro režim vytápění

Tab. 8-5 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 92 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	92	395,99	396
Vystup1	90,266		
Rozdíl			0,003%
Druhé potrubí			
Vstup2	90,176	376,244	376,2
Vystup	88,524		
Rozdíl			0,24%

Tab. 8-6 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 72 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	72	267,4	267
Vystup1	70,787		
Rozdíl			0,15%
Druhé potrubí			
Vstup2	70,607	253,87	253,85
Vystup	69,45		
Rozdíl			0,0678%

Tab. 8-7 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 52 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	52	145,990	146,25
Vystup1	51,297		
Rozdíl			0,0924%
Druhé potrubí			
Vstup2	51,189	138,95	138,94
Vystup2	50,52		
Rozdíl			0,0293%

Tab. 8-8 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 92 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	92	359,041	359
Vystup1	90,428		
Rozdíl			0,0114%
Druhé potrubí			
Vstup2	90,35	341,07	341,05
Vystup2	88,853		
Rozdíl			0,006%
Třetí potrubí			
Vstup3	88,774	341,14	341,05
Vystup3	87,273		
Rozdíl			0,0264%

Tab. 8-9 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 72 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	72	242,160	242
Vystup1	70,9		
Rozdíl			0,066%
Druhé potrubí			
Vstup2	70,847	230,112	229,9
Vystup2	69,799		
Rozdíl			0,0922%
Třetí potrubí			
Vstup3	69,744	229,95	229,9
Vystup3	68,694		
Rozdíl			0,0217%

Tab. 8-10 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 52 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	52	132,05	132
Vystup1	51,366		
Rozdíl			0,038%
Druhé potrubí			
Vstup2	51,338	125,941	125,4
Vystup2	50,732		
Rozdíl			0,431%
Třetí potrubí			
Vstup3	50,695	125,458	125,4
Vystup3	50,09		
Rozdíl			0,046%

Úprava pro režim chlazení

Tab. 8-11 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 16 °C

Poloha	Teplota vody, °C, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	16	50,99	51
Vystup1	16,289		
Rozdíl			0,0196%
Druhé potrubí			
Vstup2	16,3	48,62	48,45
Vystup2	16,578		
Rozdíl			0,35%

Tab. 8-12 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 17 °C

Poloha	Teplota vody, °C C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	17	48,10	48
Vystup1	17,271		
Rozdíl			0,208%
Druhé potrubí			
Vstup2	17,283	45,7	45,6
Vystup2	17,54		
Rozdíl			0,219%

Tab. 8-13 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vstupní vody 18 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	18	43,397	43,5
Vystup1	18,243		
Rozdíl			0,237%
Druhé potrubí			
Vstup2	18,255	41,495	41,325
Vystup2	18,487		
Rozdíl			0,411%

Tab. 8-14 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 16 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	16	56,06	55
Vystup1	16,312		
Rozdíl			0,109%
Druhé potrubí			
Vstup2	16,327	52,33	52,25
Vystup2	16,623		
Rozdíl			0,0119%
Třetí potrubí			
Vstup3	16,638	52,26	52,25
Vystup3	16,933		
Rozdíl			0,0139%

Tab. 8-15 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 17 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	17	51,49	51
Vystup1	17,29		
Rozdíl			0,94%
Druhé potrubí			
Vstup2	17,310	48,56	48,45
Vystup2	17,583		
Rozdíl			0,227%
Třetí potrubí			
Vstup3	17,607	48,64	48,45
Vystup3	17,88		
Rozdíl			0,392%

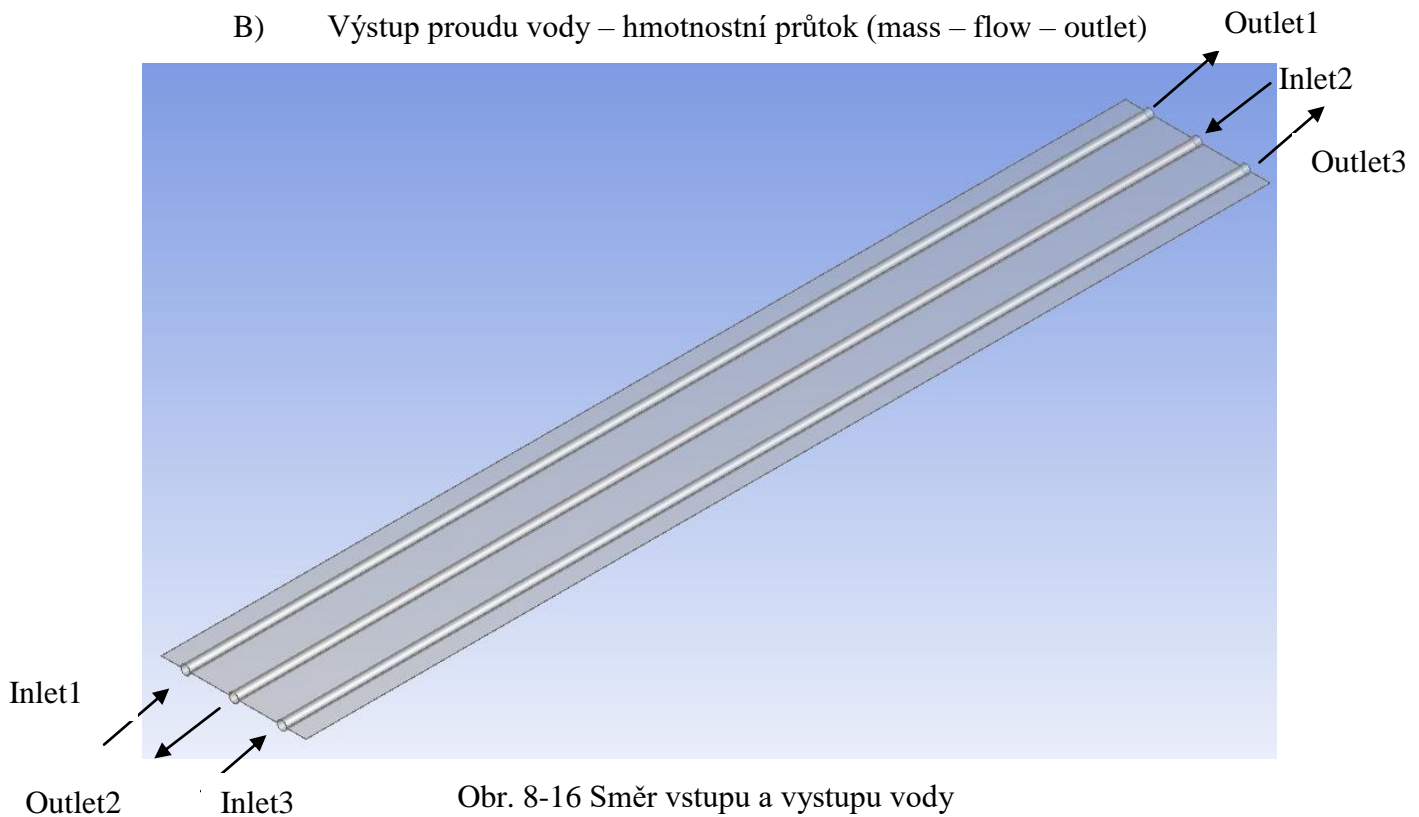
Tab. 8-16 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vstupní vody 18 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle úpravy, W	Výkon podle Zehnder, W
První potrubí			
Vstup1	18	46,97	47
Vystup1	18,263		
Rozdíl			0,0595%
Druhé potrubí			
Vstup2	18,285	44,72	44,65
Vystup2	18,535		
Rozdíl			0,157%
Třetí potrubí			
Vstup3	18,538	45,15	44,65
Vystup3	18,79		
Rozdíl			0,313%

8.5 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky se definují následujícím způsobem:

- A) Vstup proudu vody – hmotnostní průtok (mass – flow – inlet)
- B) Výstup proudu vody – hmotnostní průtok (mass – flow – outlet)



Obr. 8-16 Směr vstupu a výstupu vody

C) Kontaktní zóny – Mesh Interface. Položka „contact1“ popisuje kontaktní rozhraní mezi panelem a vodou, položka „contact2“ popisuje rozhraní mezi vzduchem v místnosti, hliníkovým pláštěm, izolací a vzduchem v panelu

D) Stěny komory – heating/cooling wall – nastavení teploty stěn na teploty 20 °C pro vytápění a 32 °C pro chlazení

E) Úkol se řeší ve stacionárním čase (State)

F) Subrelaxační parametry

- Pressure (tlak) 0,5
- Density 1
- Body Forces 1
- Momentum 0,7
- Turbulent Kinetic Energy 0,8
- Turbulent Dissipation Rate 0,8
- Turbulent Viskosity 1

G) Průběhy reziduálů: mírou konvergence jsou reziduály. Reziduál je kvantitativní míra, jak dobře výsledek dané iterace splňuje diskretní formu rovnice.

Měřítkem je součet změn počítané veličiny v rovnici pro všechny buňky v oblasti. Snižující se hodnota reziduálů svědčí o dobře konvergující úloze. V tabulce 8-17 jsou dány hodnoty reziduálů, k nimž hodnoty musejí snižovat. Řešení je velmi dobré, kdy se reziduály snižují do hodnot $1 \cdot 10^{-3}$.

Tab. 8-17 Hodnoty reziduálů

Veličina	Hodnota reziduálů
Kontinuita	10^{-6}
x - rychlost	10^{-4}
y - rychlost	10^{-4}
z - rychlost	10^{-4}
Kinetická turbulentní energie	10^{-4}
Disipace	10^{-4}
DO sálání	10^{-6}

Počet iterací pro simulace

- Vytápění – 3000 kroků
- Chlazení – 700 kroků

9. VÝSLEDKY SIMULACE

V následujících tabulkách jsou dány výsledky simulace v aplikaci ANSYS

Výsledky simulace vytápění pro model panelu šířkou 300 mm

Tab. 9-1 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 92 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle Kotrbaty, W
Vstup vody	92	716	792	741
Vystup vody	88,86			
Rozdíl			9,556%	3,331%

Tab. 9-2 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 72 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle Kotrbaty, W
Vstup vody	72	499	534	495
Vystup vody	69,73			
Rozdíl			6,544%	0,819%

Tab. 9-3 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 52 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle Kotrbaty, W
Vstup vody	52	272	292,5	270
Vystup vody	50,689			
Rozdíl			6,824%	0,941%

Můžeme vidět, že simulační hodnoty většinou patří k sálavým panelům od výrobce KOTRBATY, i když jsme si zadali větší hodnoty. To znamená, že v daném modelu dochází k podhodnocení výsledku simulace. Důvodem může být teplota vstupní vody se nachází blízko k teplotě varu, což vede k vícefázovému proudění.

Dále najdeme součinitele K a n podle rovnic (6.7) (6.8)

Tab. 9-5 Součinitele K a n panelu šířkou 300 mm

Teplota místnosti, K	Střední teplota vody, °C	Výkon, W/m	K	n
20,009	90,43	239	1,8765	1,1427
20,001	70,865	166		
20,001	51,345	91		

Výsledky simulace vytápění pro model panelu šířkou 450 mm

Tab. 9-6 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 92 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	92	1054	1077	1055
Vystup vody	87,351			
Rozdíl			1,641%	0,41%

Tab. 9-7 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 72 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	72	705	726	702
Vystup vody	68,7895			
Rozdíl			2,886%	0,434%

Tab. 9-8 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 52 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle Zehnder, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	52	384	396	381
Vystup vody	50,149			
Rozdíl			2,845%	0,980%

Z tabulek 9-6 – 9-8 můžeme vidět, že simulační hodnoty většinou patří k sálavým panelům od výrobce KOTRBATY, i když jsme si zadali větší hodnoty. To znamená, že v daném modelu dochází k podhodnocení výsledku simulace. Důvodem může být model turbulence. Take je nutně provést korekce součinitele přenosu tepla prouděním mezi vodou a potrubím.

Dále najdeme součinitele K a n podle rovnic (6.7) (6.8)

Tab. 9-10 Součinitele K a n panelu šířkou 450 mm

Teplota místnosti, K	Teplota vody, °C	Výkon, W/m	K	n
20,003	89,6	351	2,2320	1,1905
19,999	70,4	235		
20,00	51,1	128		

Výsledky simulace chlazení pro model panelu šířkou 300 mm

Tab. 9-11 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 16 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	16	99	102
Vystup vody	16,562		
Rozdíl			2,67%

Tab. 9-12 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 17 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	17	92	96
Vystup vody	17,519		
Rozdíl			4,04%

Tab. 9-13 Teploty vody pro panel šířkou 300 mm při teplotě vody 18 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	18	85	87
Vystup vody	18,474		
Rozdíl			2,63%

Dále najdeme součinitele K a n podle rovnic (6.7) (6.8)

Tab. 9-14 Charakteristika panelu šířkou 300 mm

Teplota místnosti, K	Měrná teplota vody, °C	Výkon, W/m	K	n
31,509	16,276	33	1,4703	1,1
31,493	17,263	31		
31,424	18,237	28		

Výsledky simulace chlazení pro model panelu šířkou 450 mm

Tab. 9-15 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 16 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	16	159	165
Vystup vody	16,9		
Rozdíl			3,572%

Tab. 9-16 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 17 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	17	150	153
Vystup vody	17,841		
Rozdíl			2,19%

Tab. 9-17 Teploty vody pro panel šířkou 450 mm při teplotě vody 18 °C

Poloha	Teplota vody, °C	Výkon podle ANSYS, W	Výkon podle KOTRBATY, W
Vstup vody	18	136	141
Vystup vody	18,76		
Rozdíl			2,764%

Dále najdeme součinitele K a podle rovnic (6.7) (6.8)

Tab. 9-18 Součinitele K a n panelu šířkou 450 mm

Teplota místnosti, K	Měrná teplota vody, °C	Výkon, W/m	K	n
31,35	16,45	53	2,3931	1,1
31,32	17,4205	50		
31,29	18,38	45		

Podle tabulek 9-11 – 9-18 lze konstatovat, že parametry simulačního procesu byly správně zvoleny. Odchylka hodnot nepřekročila relativní chybu 5 %,

V příloze jsou umístěny obrázky, které zobrazuje výsledky simulace.

Obrázky P-1 až P-36 poskytují výsledky simulace vytápění.

Podle [1] je tvrzeno, že většina tepelné energie přenaší sáláním, a ostatní část energie je odváděná konvekcí do horních prostor. Jak možně vidět na obrázcích P-1 až P-36 simulace potvrdila danou větu. Také byly potvrzeny následující věty

- Čím je šířka panelu větší, tím je i sálavá účinnost vyšší
- Čím je vyšší teplota otopné látky, resp, tím je vyšší i sálavá účinnost

Obrázky P-37 až P-72 poskytuje výsledky simulace chlazení. Na těchto obrázcích je možně vidět, jak probíhá chlazení vzduchu konvekcí. Čím je šířka panelu větší, tím je intenzivní chlazení vzduchu pomocí konvekcí.

ZÁVĚR

Pomocí systému byla provedena simulace vytápění/chlazení místnosti sálavým panelem.

Byly označeny kroky modelování a to jsou

- 1 Zadaní úkolu
- 2 Funkční model
- 3 Fyzikální model
- 4 Matematický model
- 5 Vyjádření parametrů model
- 6 Kontrola

Funkčním modelem sálavý panel byl klasifikován na jedné straně jako otopné těleso, na druhé jako klimatizační technika. V zimě může být použit jako ohřívač pro ohřev vnitřního vzduchu, v létě pro chlazení přehřátého vzduchu.

Fyzikální model sálavého panelu byl vytvořen v souladu s ČSN EN 14037. To bylo uděláno kvůli podmínkám, které umožnily snadnou tvorbu modelu. V místnosti se sálavým panelem dochází k přenosu tepla pomocí vedením, prouděním a sáláním. Jak můžeme vědět máme tady tři mechanismo přenosu tepla a je nutně ty mechanismy popsat pomocí matematického nástroje.

V kapitole s názvem «Matimatický model» ty mechanismy byly rozepsany pomocí matematiky. Lze konstotovat, že takový velký počet proměnných musí byt spočítan specialni aplikací. Byl zvolen software ANSYS. Také pro uzavřený systém, byl zvolen $k - \varepsilon$ RNG model turbulence, protože ten model je lepě řeší ukoly s uzavřeným systémem. Pro řešení přenosu tepla sáláním byl zvolen model Discrate Ordinate. Ento model umožňuje nám zobrazit přestup tepla sáláním.

Do fyzikálního modelu byly zahrnuty základní prvky sálavého panelu

- Izolace
- Hlíníkový plášť
- Vzduchová mezera – mezera mezi pláštěm a izolaci
- Voda

Počet těch prvků byl zvolen tak, abychom maximální zachovali vlastnosti panelů.

V dané práci nebyla řešena otázka kondenzace kvůli její složitosti. Pro přesnou simulaci tohoto jevu je nutně vědět vlastnosti chování media při kondenzace pár,

konkrétně výměnu hybnosti, hmotnosti a energie mezi fázemi, skutečné termodynamické vlastnosti médií, závislost jejich hustot na teplotě a tlaku. Pro změny ve vícefázovém proudění používá model model UVUTUP (Unequal Velocity – Unequal Temperature – Unequal Pressure). Ale není známo, je-li možnost adaptace tohoto modelu k podmínkám simulace vytápění/chlazení sálavým panelem. Také není známo, bude – li ten model fungovat, jestli onen bude zaspán pomocí uživatelských kódů. Musím také upozornit, že pro lepší řešení problémů kondenzace nezbytně vědět vlastnosti povrchu sálavého panelu, jelikož s tím souvisí rychlost orosování, a také vliv vnitřních zdrojů vlhkosti. Tím odstavcem autor založí začátek řešení problému kondenzace pomocí CFD kódu.

Je nutné vyloučit některé potíže týkající se simulace procesů vytápění a chlazení. Model sálavého panelu byl zjednodušen, protože proces výpočtu silně ovlivňují registry a teploměry. Odtud plyne další úkol, a to výběr teploty vody na vstupu do panelu a na výstupu z panelu. Ke zjištění teplot vody na vstupu a výstupu byly použity rovnice měrné tepelné kapacity, entalpie a teploty vstupní vody. Celkově je řešení tohoto úkolu časově náročná operace, protože musíme udělat několik pokusů simulace, abychom zjistili chování daného modelu.

Výsledky simulace modelu panelů o šířce 300 mm se shodují s hodnotami panelů od KOTRBATY. Důvodem může být výběr modelu turbulence, a proto je nezbytné provést experiment s panelem o šířce 300 mm, abychom korigovali parametry rovnic modelu $k - \epsilon$ RNG. Zvláště se to týká panelu při zkoušce vytápění s teplotou vstupní vody 92 °C, že teplota vstupní vody se nachází blízko k teplotě varu, což vede k vícefázovému proudění. To proudění je založeno na jiných fyzikálních principech, než používané fyzikální principy v dané práci.

Výsledky simulace modelu panelů o šířce 450 mm se shodují s hodnotami panelů od KOTRBATY a Zehnder, ale simulační hodnoty většinou patří k sálavým panelům od výrobce KOTRBATY, i když jsme si zadali větší hodnoty. To znamená, že v daném modelu dochází k podhodnocení výsledku simulace. Důvodem může být model turbulence. Take je nutné provést korekce součinitele přenosu tepla prouděním mezi vodou a potrubím.

Simulace chlazení sálavým panelem proběhla úspěšně, odchylka hodnot nepřekročila relativní chybu 5 %, i když zkouška chlazení panelem od KOTRBATY proběhla jinou normou. Přesto je také nezbytné provést experiment s panelem, abychom provedli korekce parametrů rovnic modelu $k - \epsilon$ RNG.

Celkem výsledky simulace ukazují, že zjednodušený model věrohodně simuluje proces chlazení místnosti.

Co se týká simulace vytápění, tak tady je nutně další rozvoj CFD kodů. Nutně vědet, je jaké chování má voda s teplotami blíž teplot varu. Protože kromě vody budeme mít i bubliny, které má vliv na přenos tepla. To znamená, že musíme přejít na problém vicefázového proudění.

Nezbytečné bude provést korekce ***k-ε RNG*** modelů turbulence, jelikož bylo zjištěno, že v daném modelu dochází k podhodnocení výsledku simulace vytápění.

Simulace potvrdila následující věty

- Čím je šířka panelu větší, tím je i sálavá účinnost vyšší
- Čím je vyšší teplota otopné látky, resp, tím je vyšší i sálavá účinnost

Při chlazení čím je šířka panelu větší, tím je intenzivní chlazení vzduchu pomocí konvekcí.

POUŽITÉ ZDROJE A LITERATURA

1. KOTRBATÝ, Miroslav, Ondřej HOJER a Zuzana KOVÁŘOVÁ. *Hospodaření teplem: "nejlevnější energie je energie ušetřená"*. Praha: ČSTZ, 2009.
2. ZMRHAL, Vladimír. *Sálavé chladicí systémy*. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2009.
3. BAŠTA, Jiří. *Regulace v technice prostředí staveb*. Praha: České vysoké učení technické, 2014
4. PLÁŠEK, Josef a Ondřej ŠIKULA. *Modelování tepelného sálání v budovách*. Brno: Vysoké učení technické, 2012.
5. Tang, H., & Liu, X.-H. (2014). Experimental study of dew formation on metal radiant panels. *Energy and Buildings*, 85, 515–523.
6. Jin, W., Ma, J., Bi, C. *et al.* Dynamic variation in dew-point temperature of attached air layer of radiant ceiling cooling panels. *Build. Simul.* **13**, 1281–1290 (2020).
7. Wufeng Jin, Lizhi Jia & Pan Gao (2017) Study of a condensation-prevention method based on water supply regulation for a radiant ceiling cooling system, *Science and Technology for the Built Environment*, 23:2, 229-240,
8. ČSN EN 14037-2 Závěsné otopné a chladicí plochy pracující s vodou o teplotě nižší než 120 °C – Část 2: Stropní sálavé panely – Zkušební postup pro zkoušku tepelného výkonu
9. ČSN EN 14037-4 Závěsné otopné a chladicí plochy pracující s vodou o teplotě nižší než 120 °C - Část 4: Stropní sálavé panely – Zkušební postup pro zkoušku chladicího výkonu
10. ZMRHAL, Vladimír. Riziko kondenzace u vysokoteplotních klimatizačních systémů. *Vytápění větrání instalace*. 2014, **23**(2), 76-80.
11. KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin: FLUENT, CFX*. Ostrava, 2008.
12. Barták, M.: *Úvod do přenosových jevů pro IB*. Elektronická příručka (PDF). 2010
13. BLEJCHAR, Tomáš. *Turbulence – Modelování proudění – CFX*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2010, 262 s.
14. KOTRBATY – Montážní návod
15. Ansys Theory Guide 12.0

Seznam příloh

- Obr. P-1 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-2 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-3 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-4 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-5 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-6 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 70 K
- Obr. P-7 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-8 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-9 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-10 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-11 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-12 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 50 K
- Obr. P-13 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-14 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-15 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-16 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-17 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-18 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 30 K
- Obr. P-19 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-20 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-21 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-22 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-23 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-24 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 70 K

Obr. P-25 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-26 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-27 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-28 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-29 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-30 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 50 K

Obr. P-31 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-32 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-33 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-34 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-35 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-36 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 30 K

Obr. P-37 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-38 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-39 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-40 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-41 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-42 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-43 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-44 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-45 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-46 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-47 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-48 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-49 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-50 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-51 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-52 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-53 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-54 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-55 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-56 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-57 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-58 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-59 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-60 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-61 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-62 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 15 K

Obr. P-63 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-64 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P- 65 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P- 66 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 14 K

Obr. P-67 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-68 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

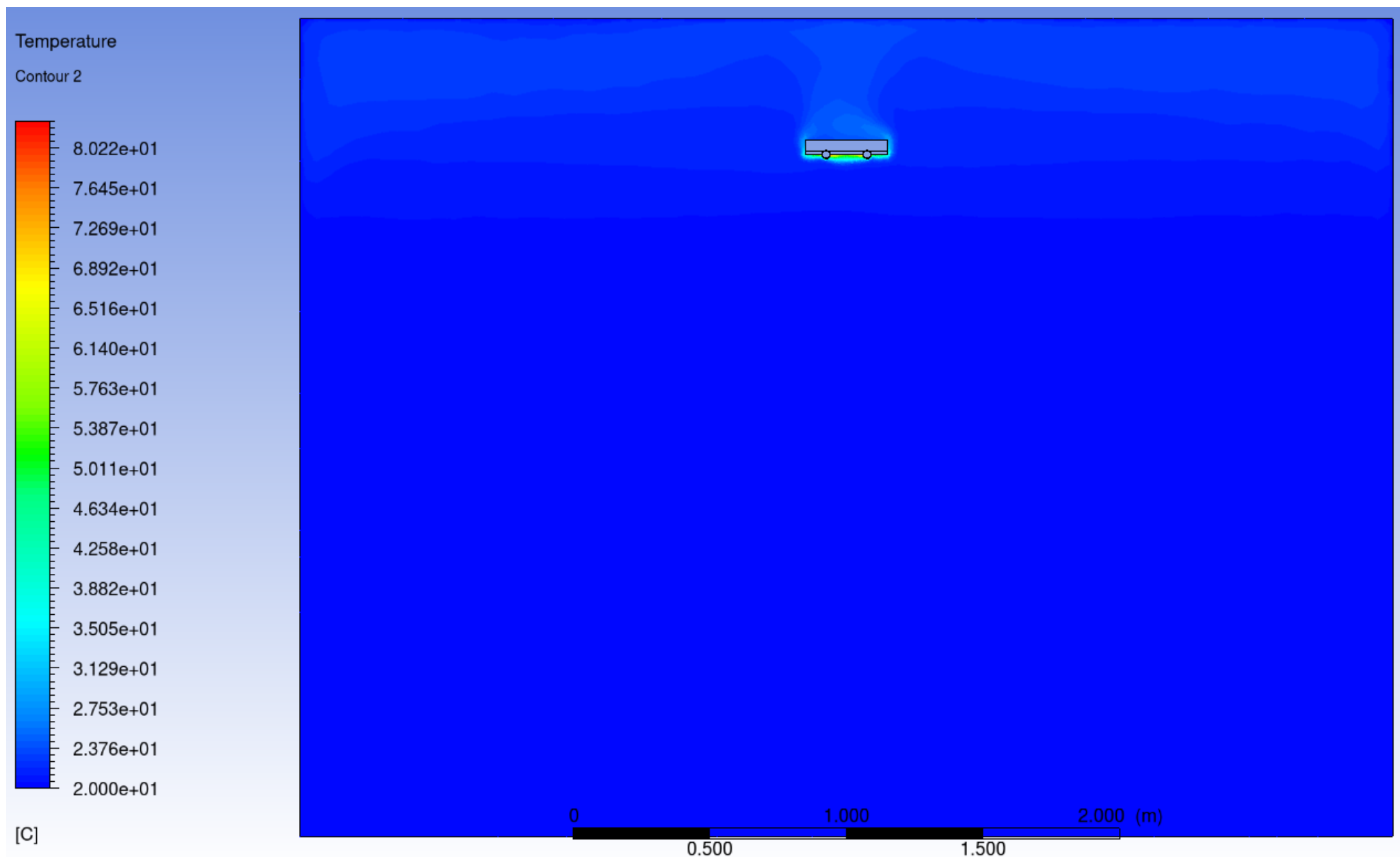
Obr. P-69 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, $Z = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P-70 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, $X = 1,9$ m, teplotní rozdíl 13 K

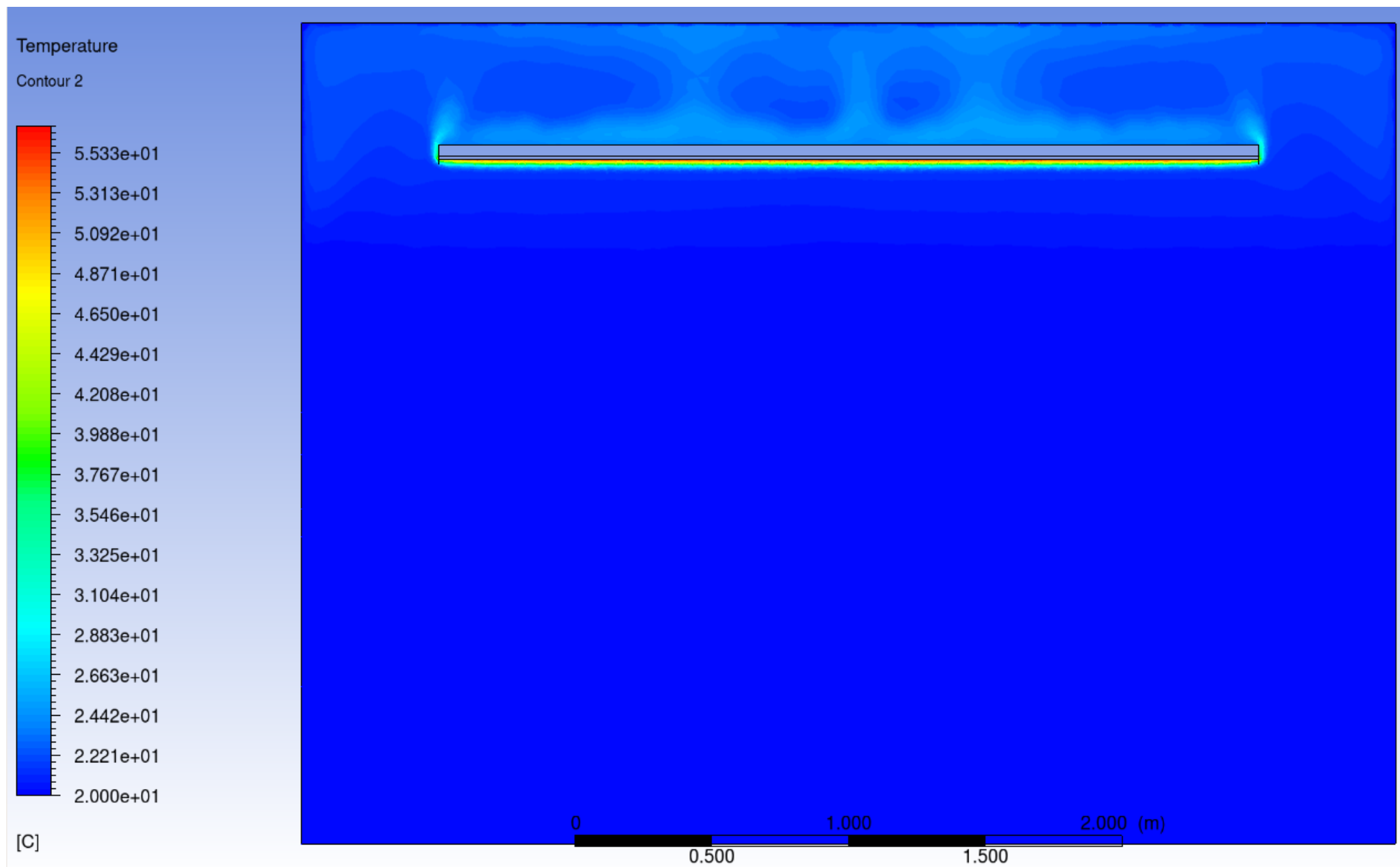
Obr. P-71 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 13 K

Obr. P- 72 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 13 K

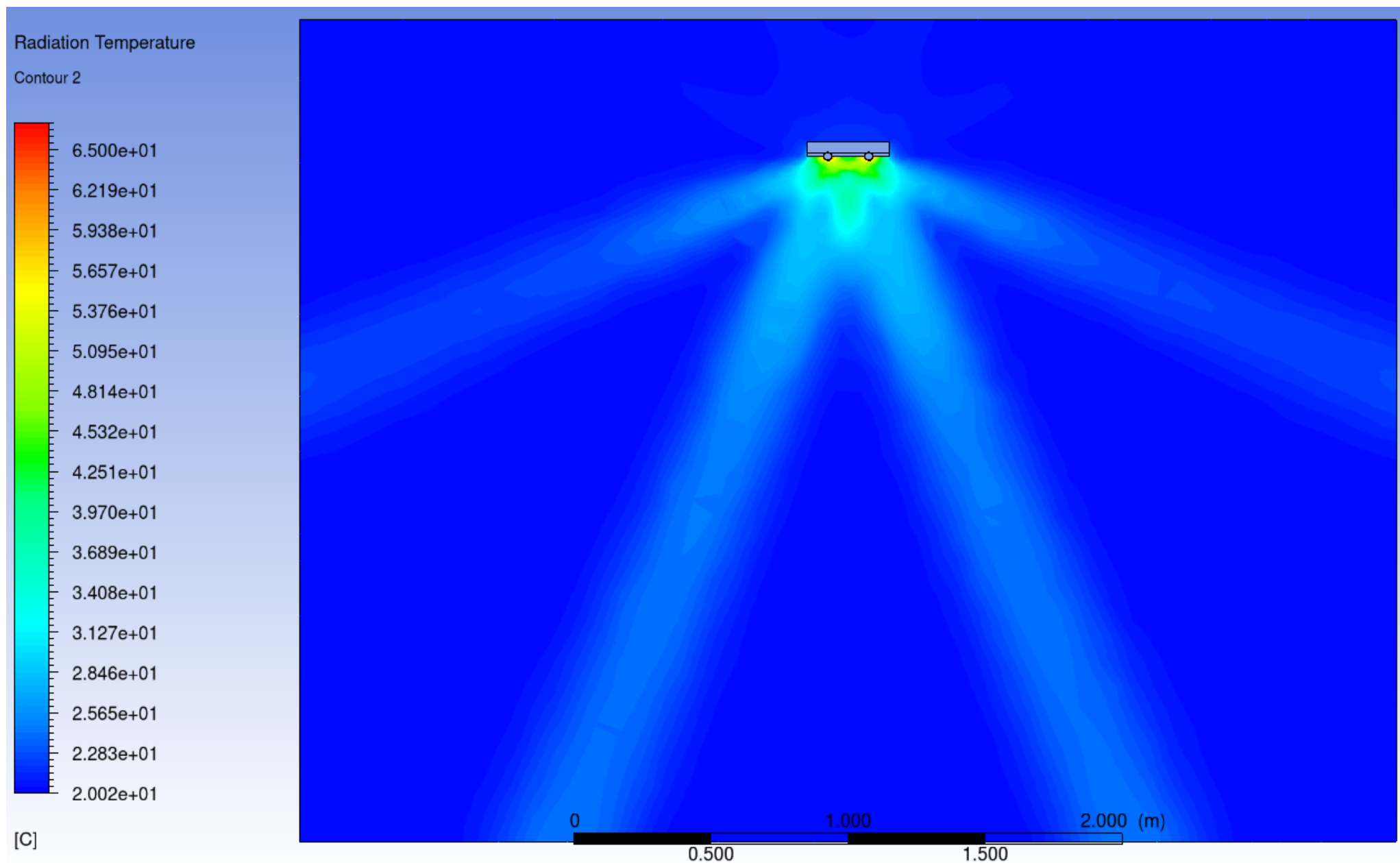
DVD – Soubory modelů panelů S300 a S450



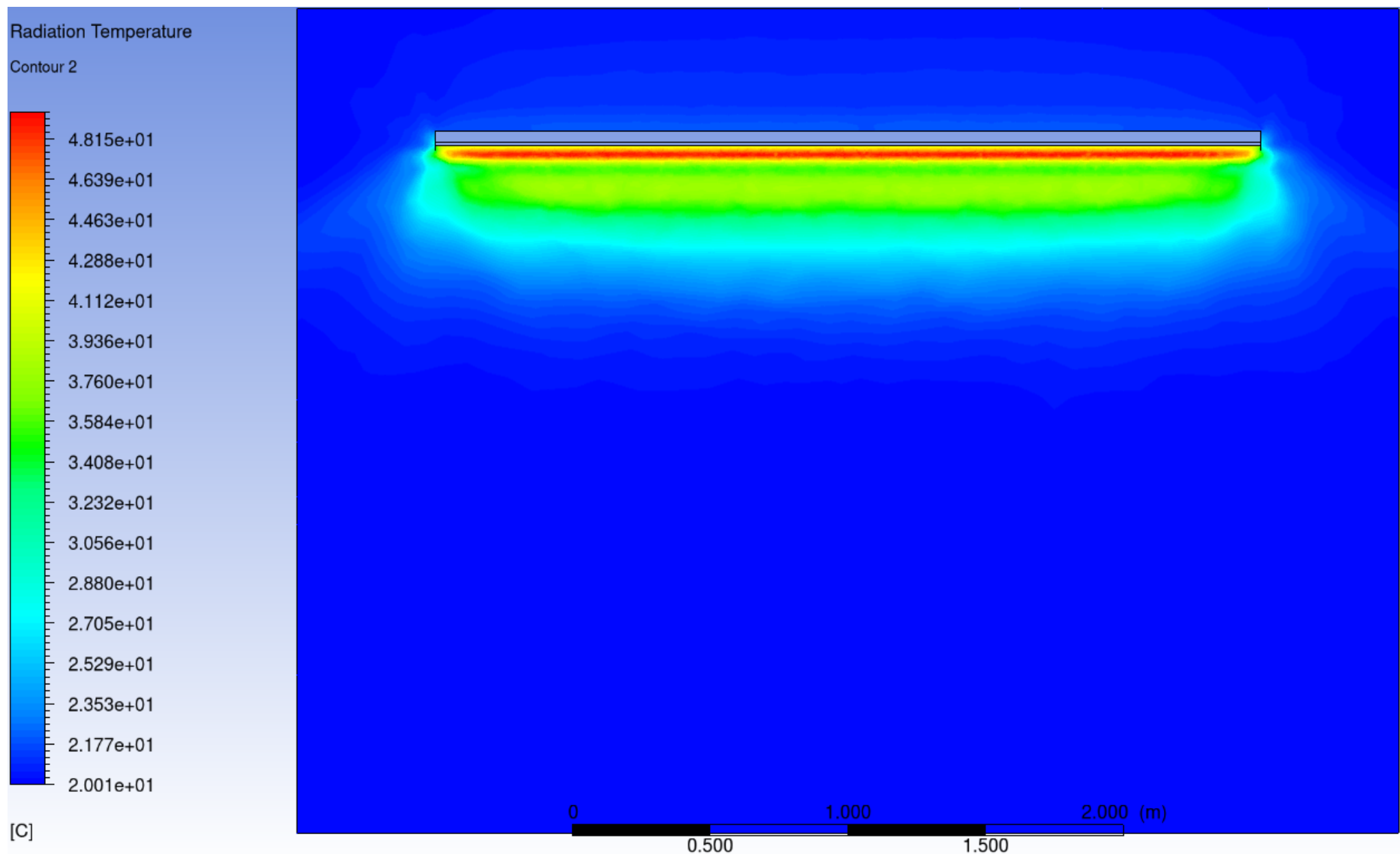
Obr. P-1 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



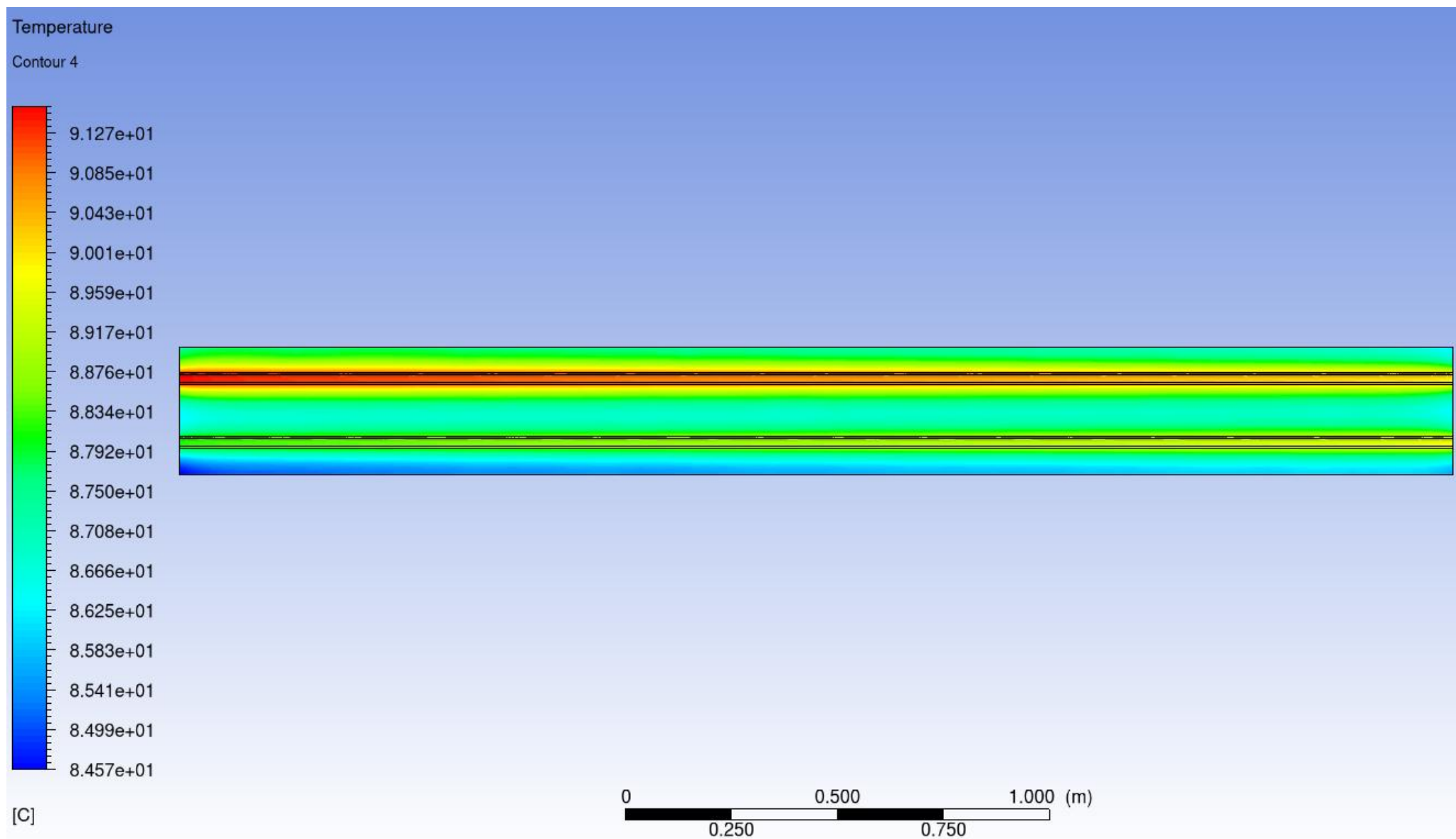
Obr. P-2 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



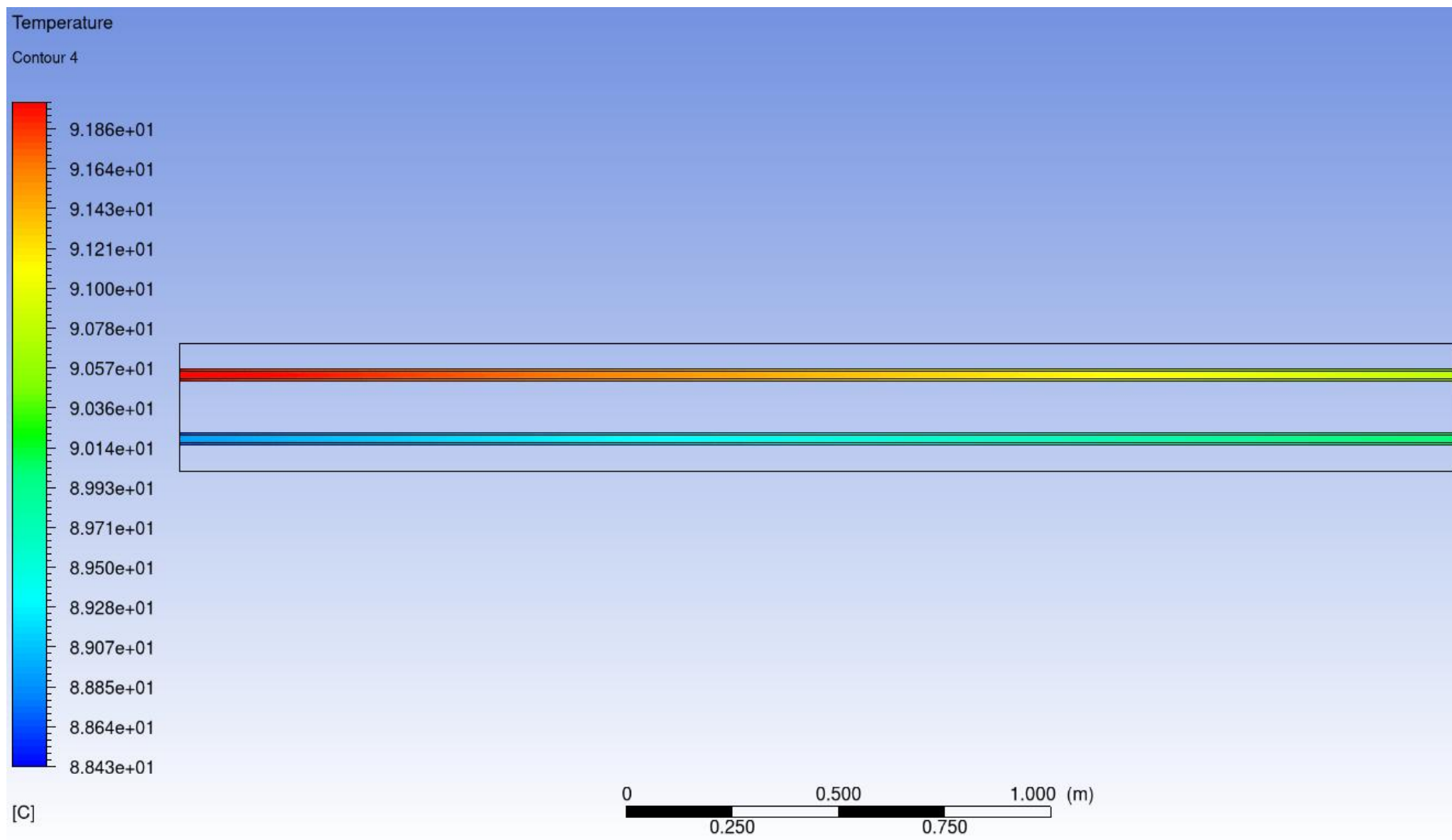
Obr. P-3 Radiálně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



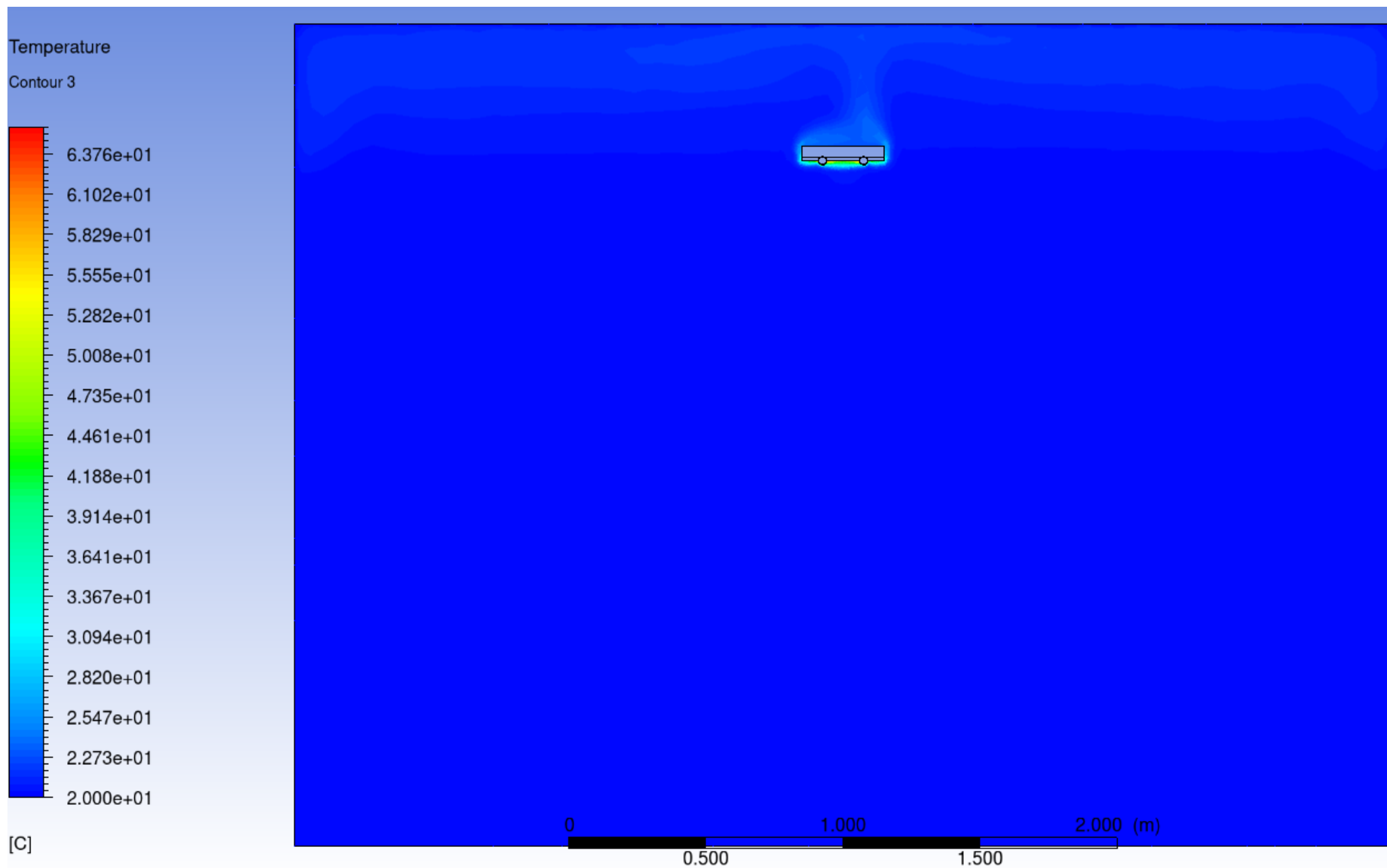
Obr. P-4 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



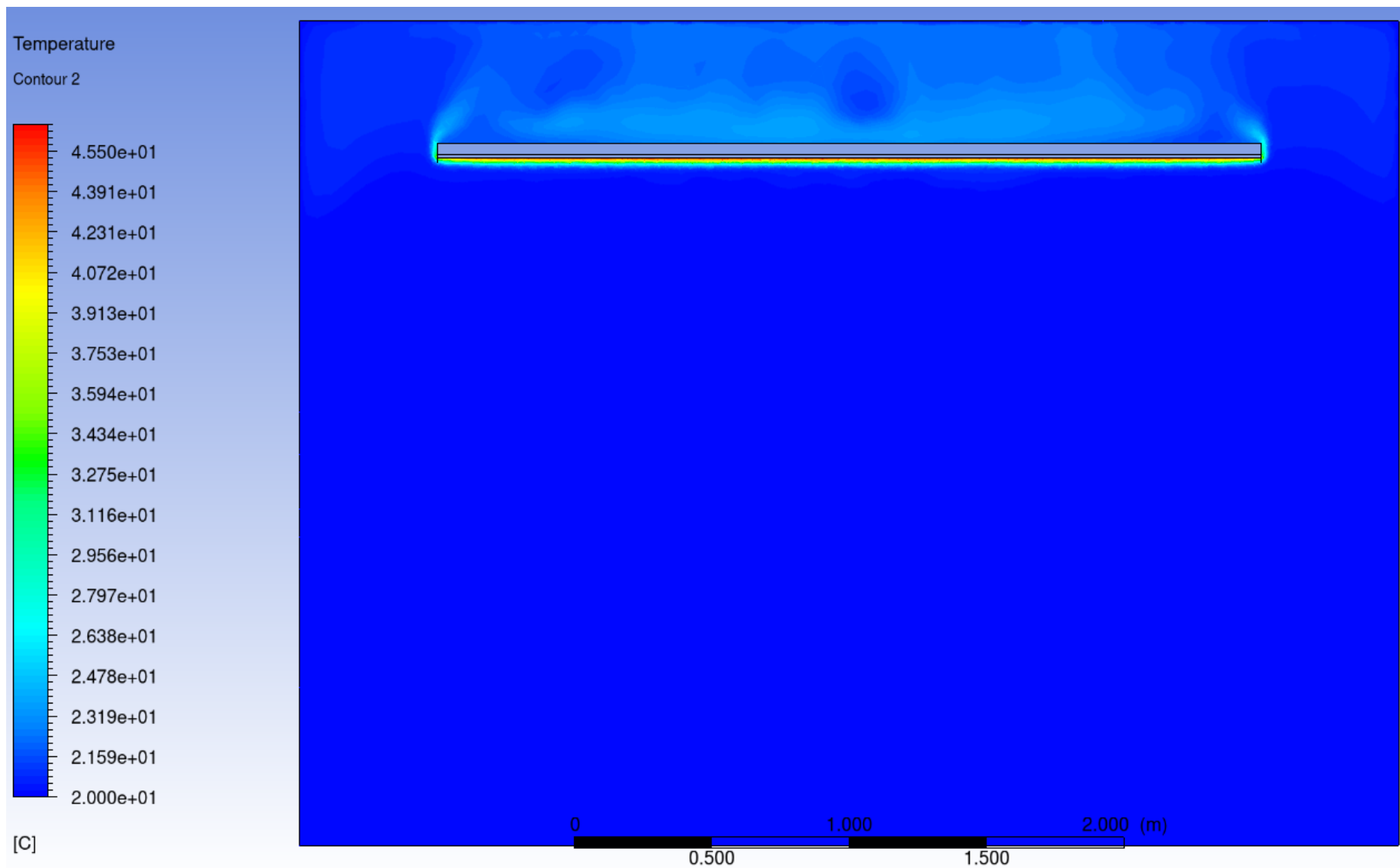
Obr. P-5 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 70 K



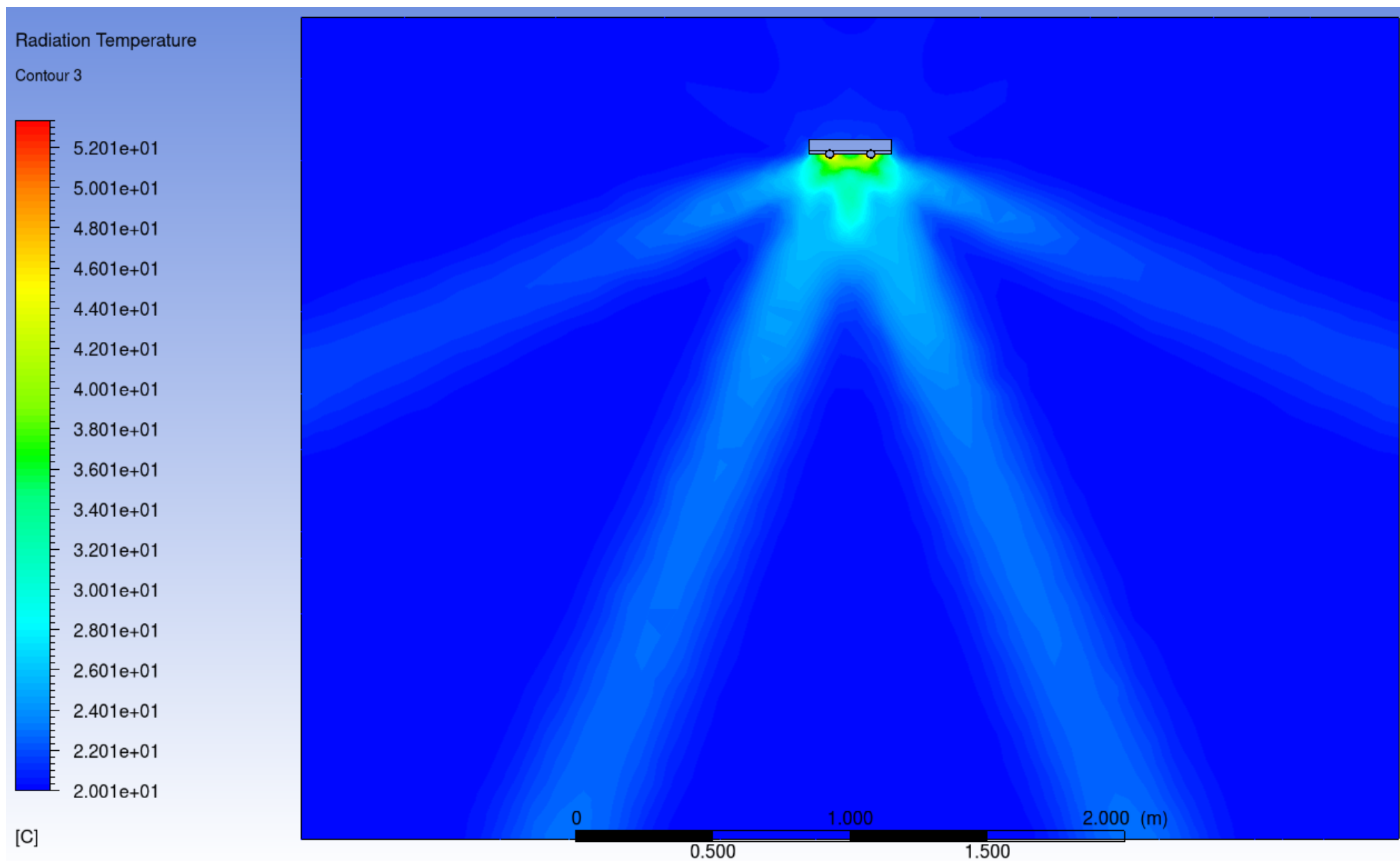
Obr. P-6 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 70 K



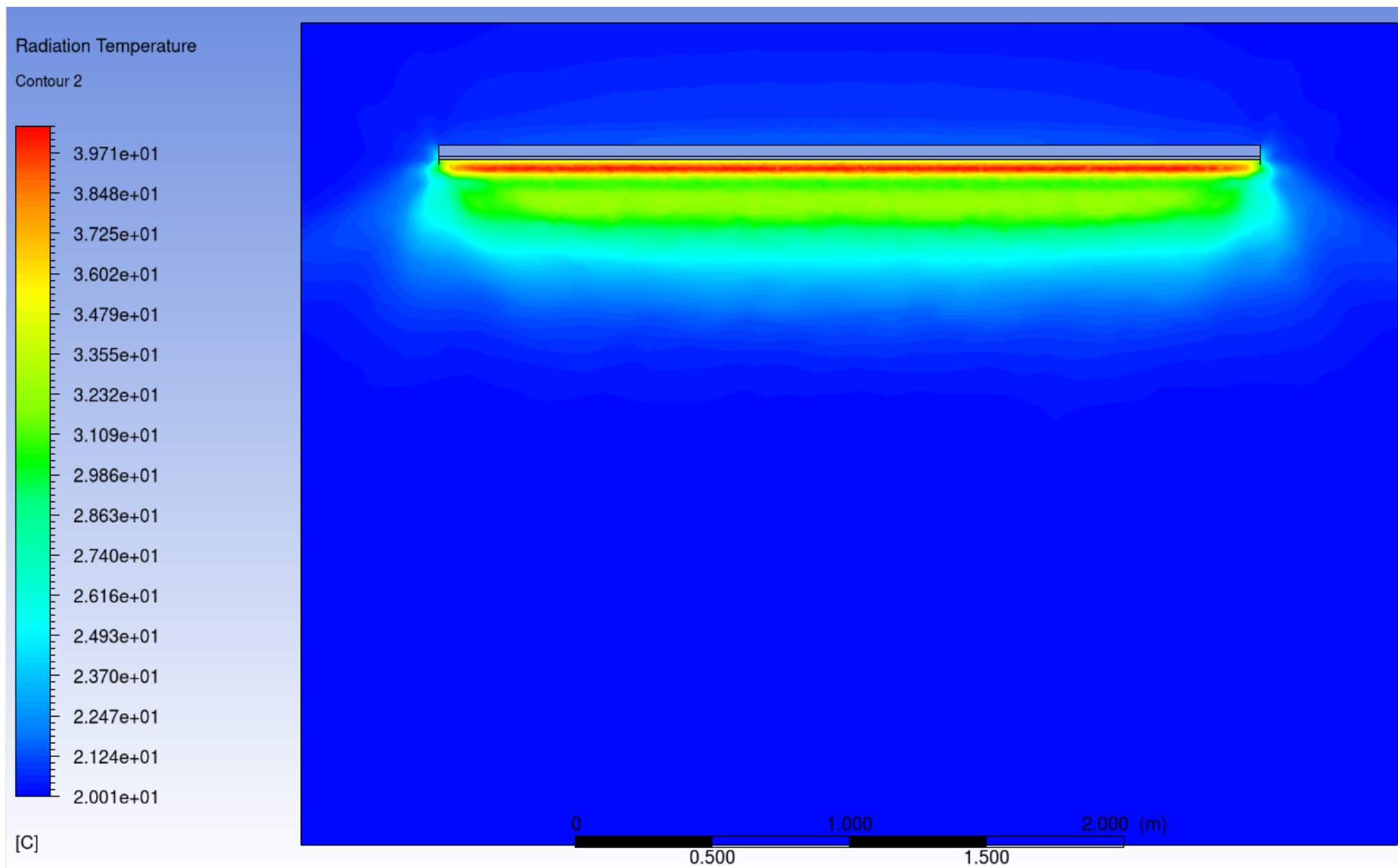
Obr. P-7 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



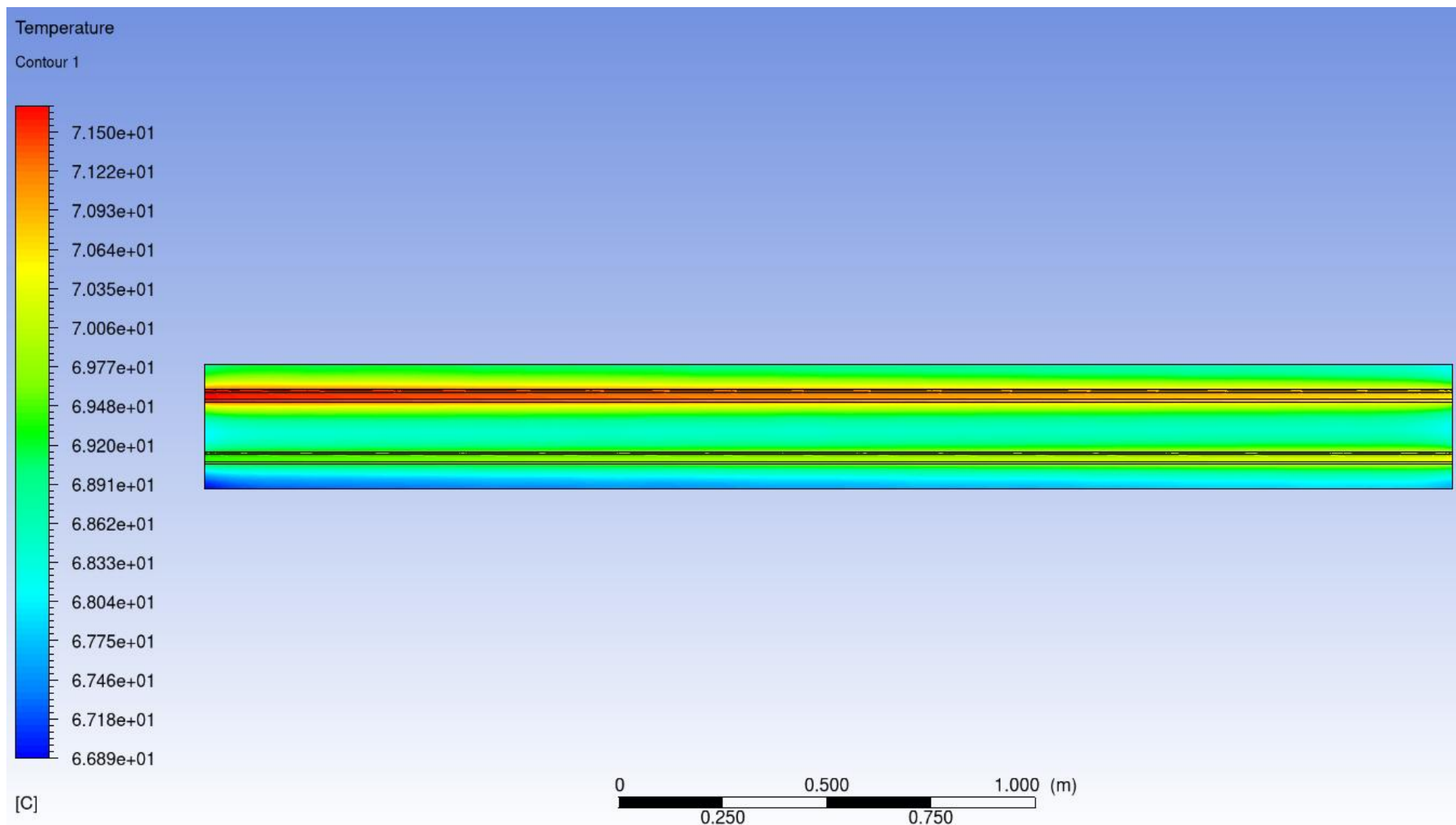
Obr. P-8 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



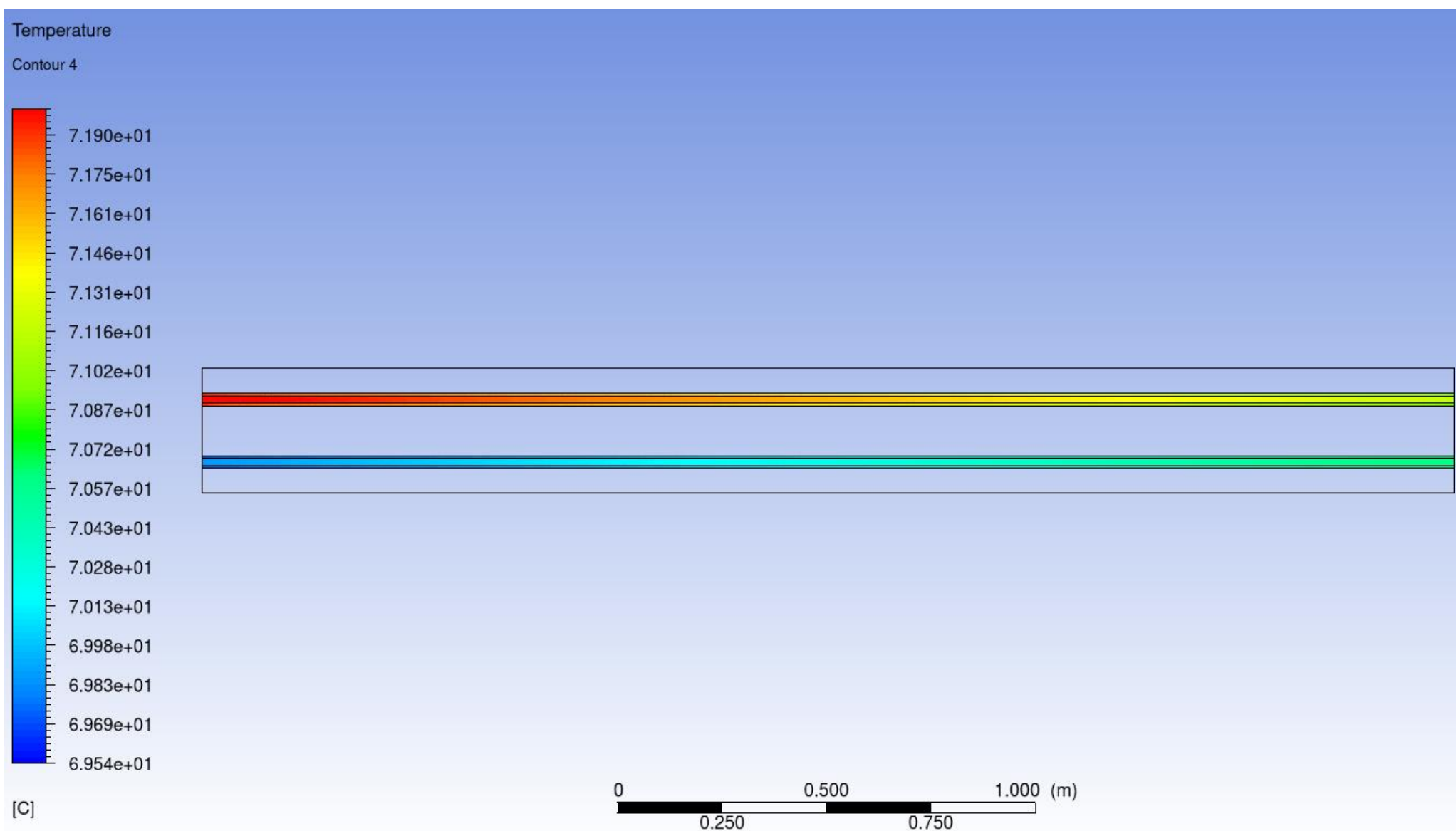
Obr. P-9 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



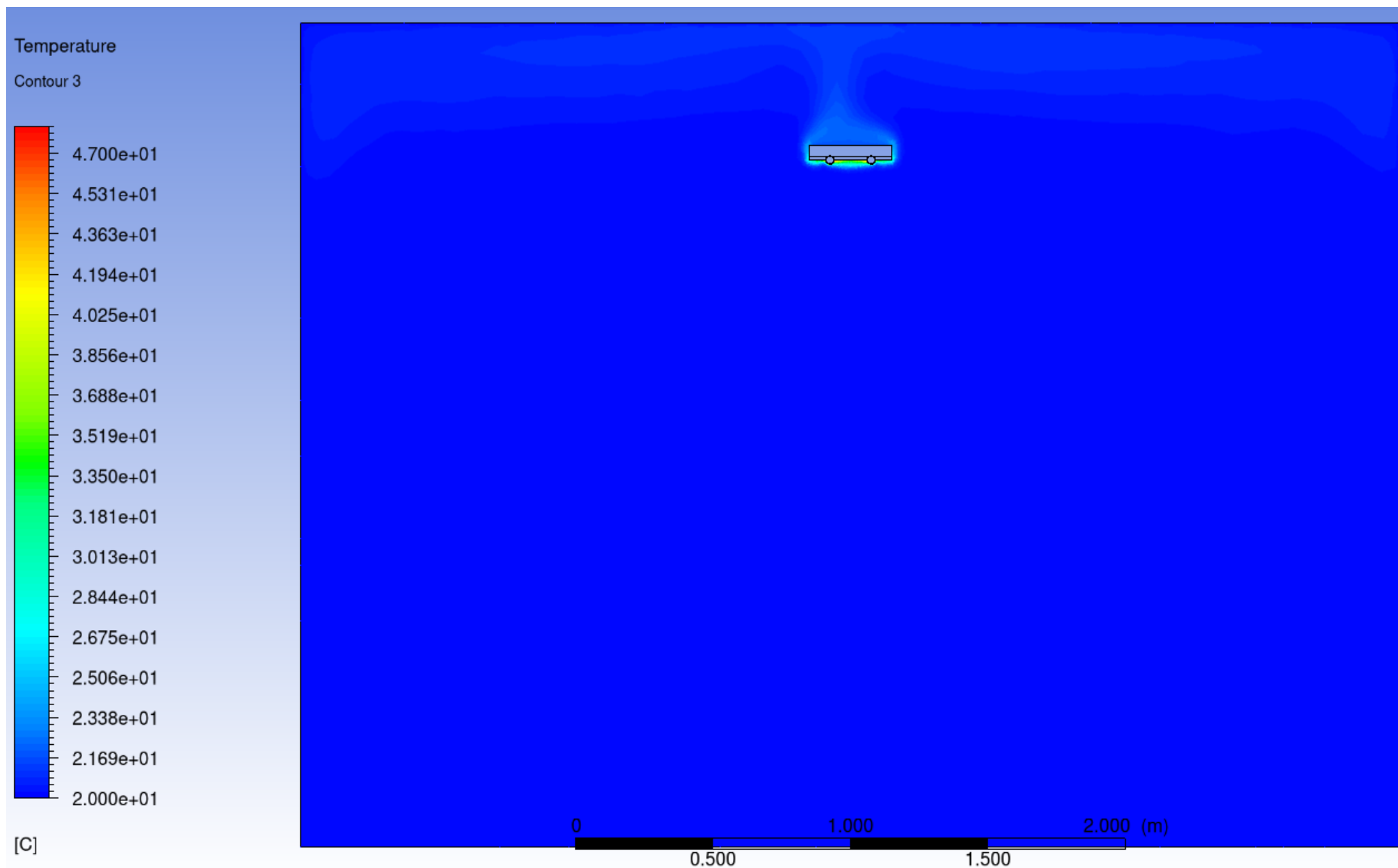
Obr. P-10 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



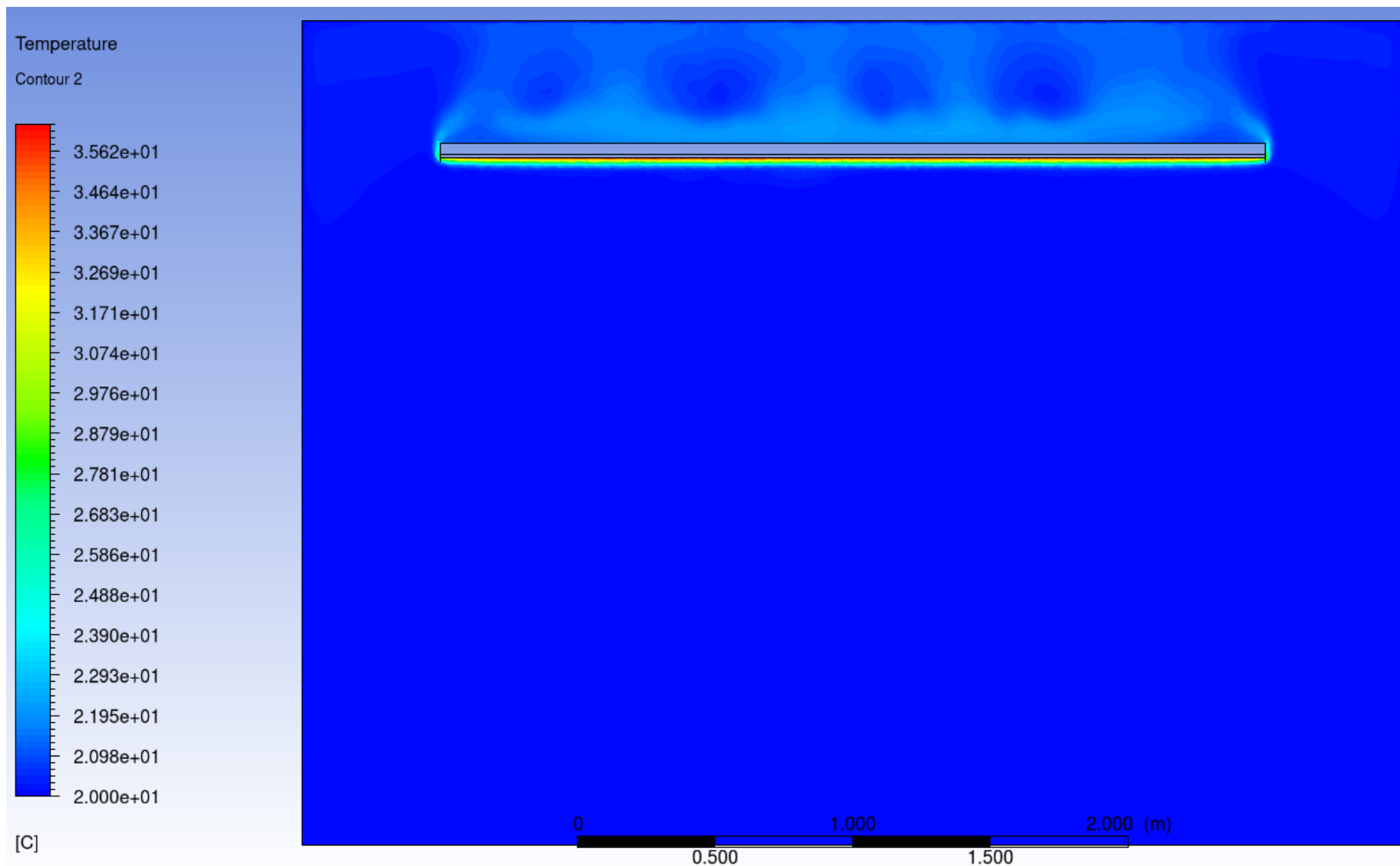
Obr. P - 11 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 50 K



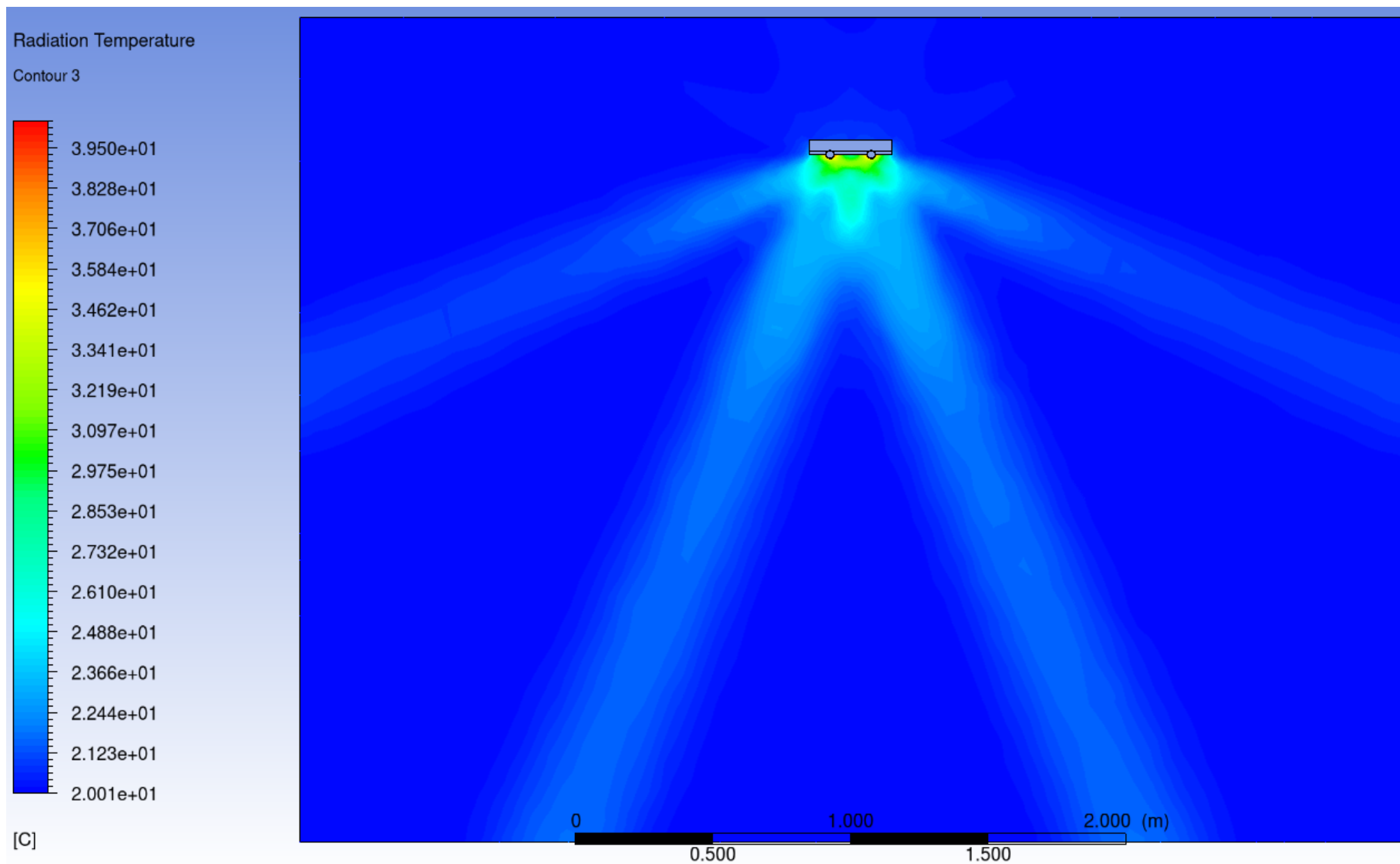
Obr. P- 12 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 50 K



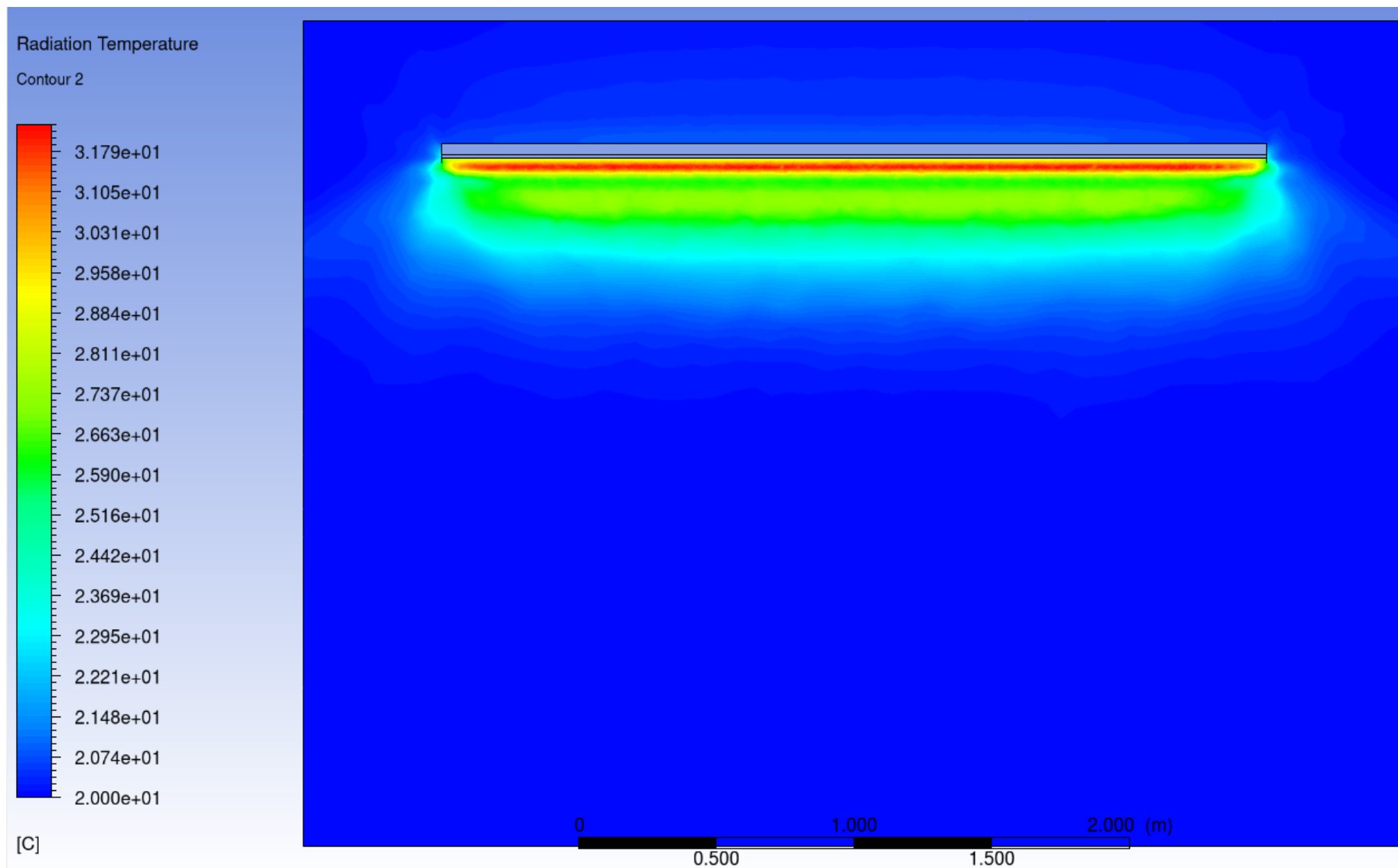
Obr. P-13 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



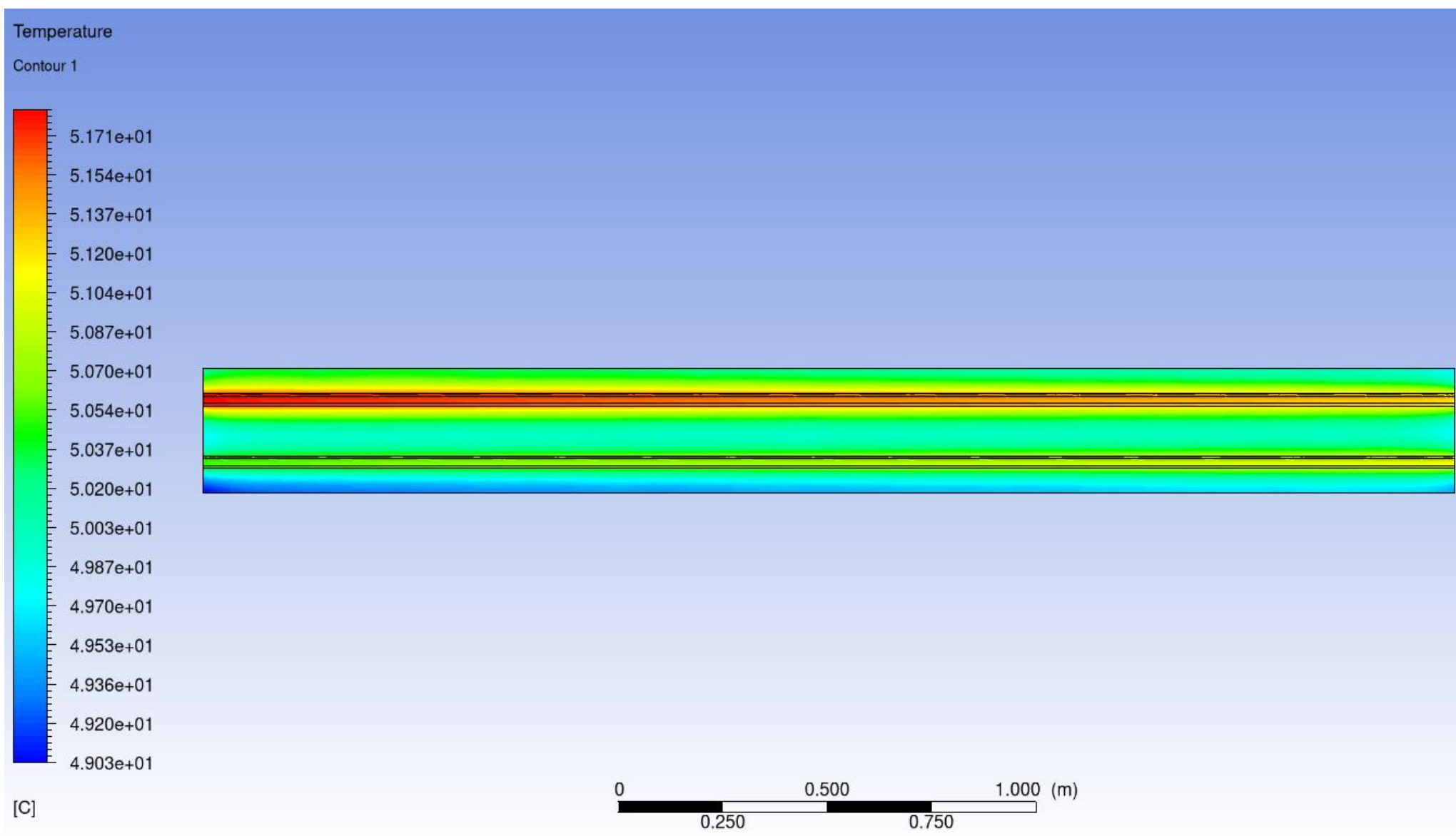
Obr. P-14 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



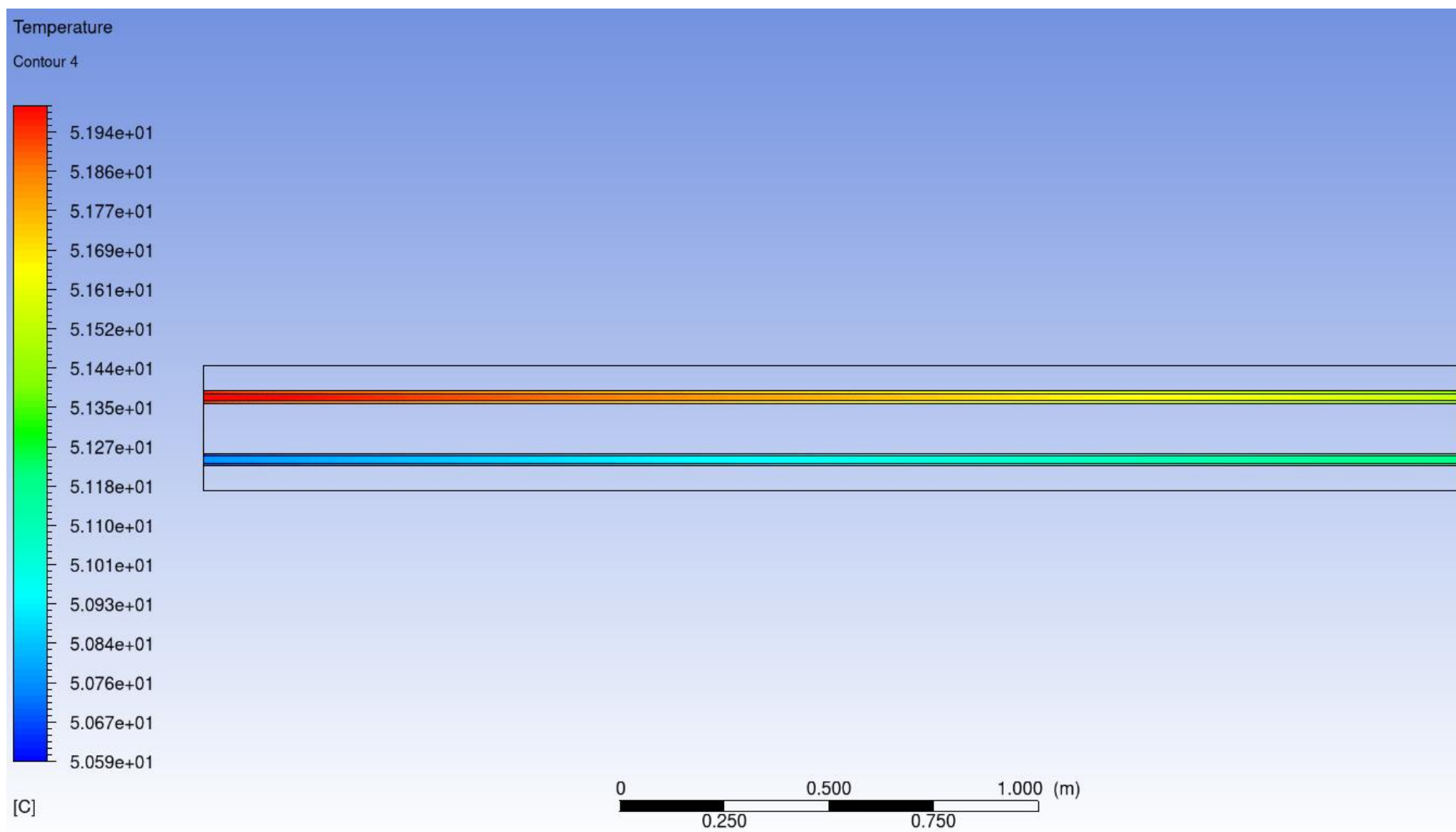
Obr. P-15 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K
XV



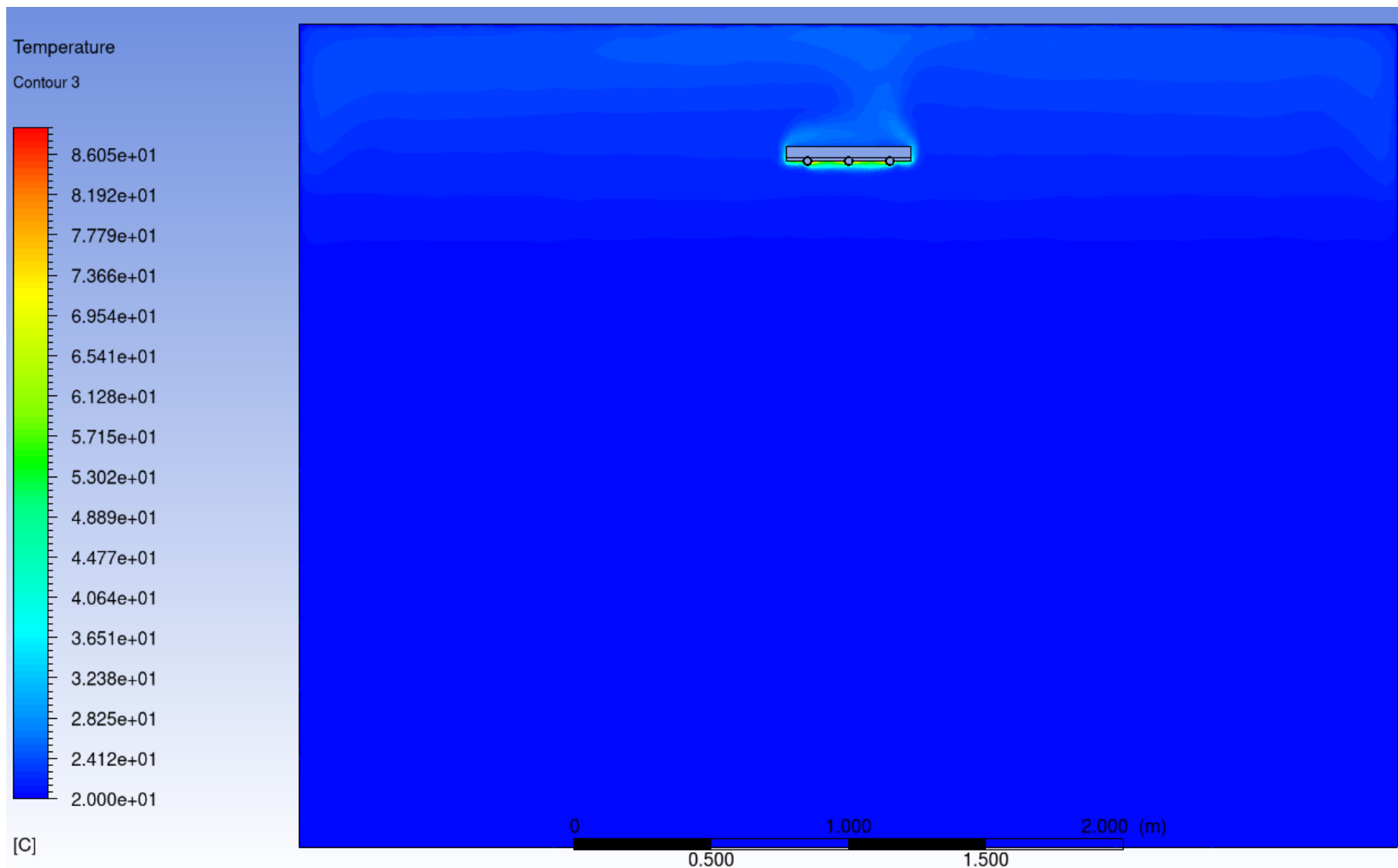
Obr. P-16 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



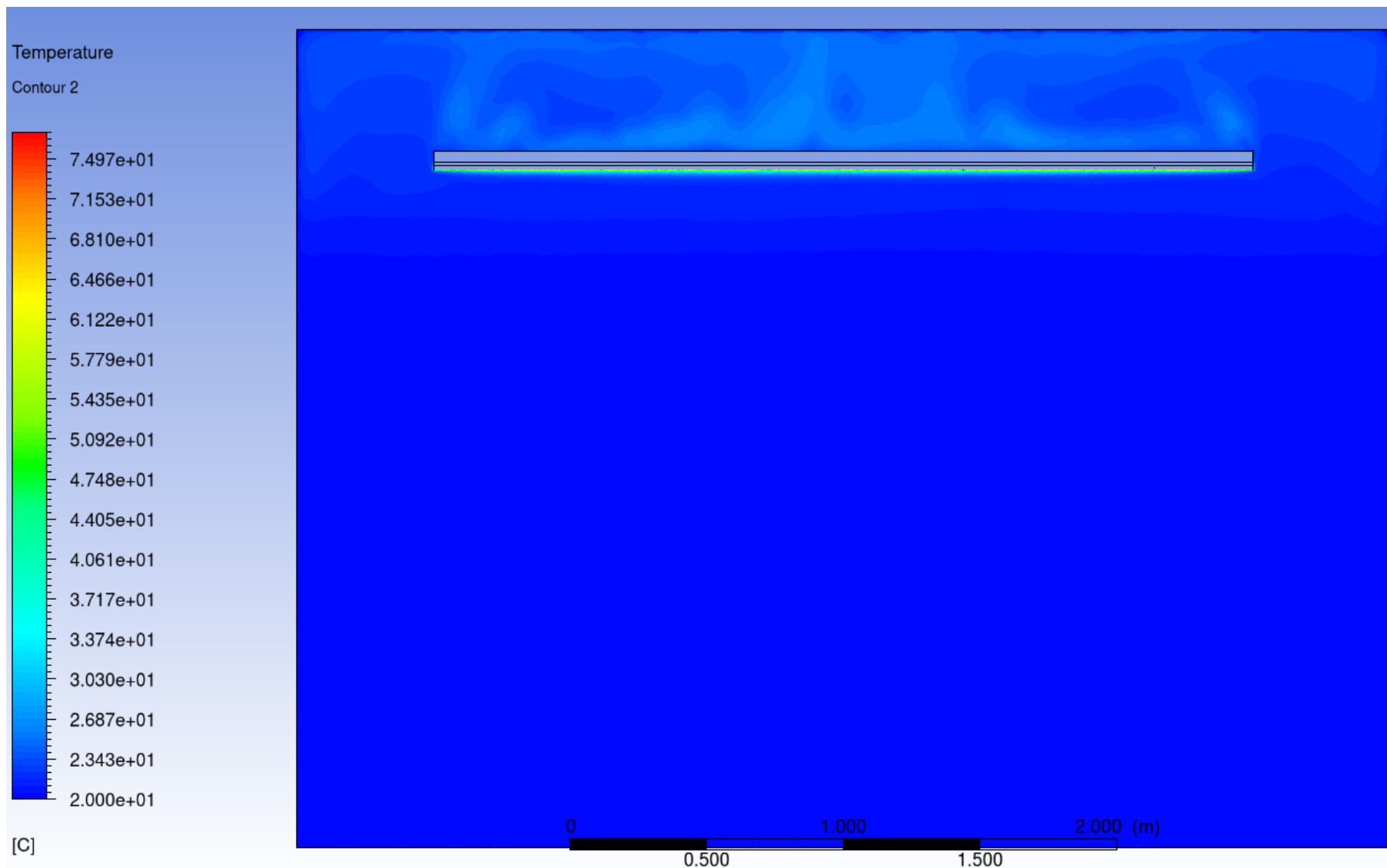
Obr. P- 17 Distribuce teploty v panelu, teplotní rozdíl 30 K



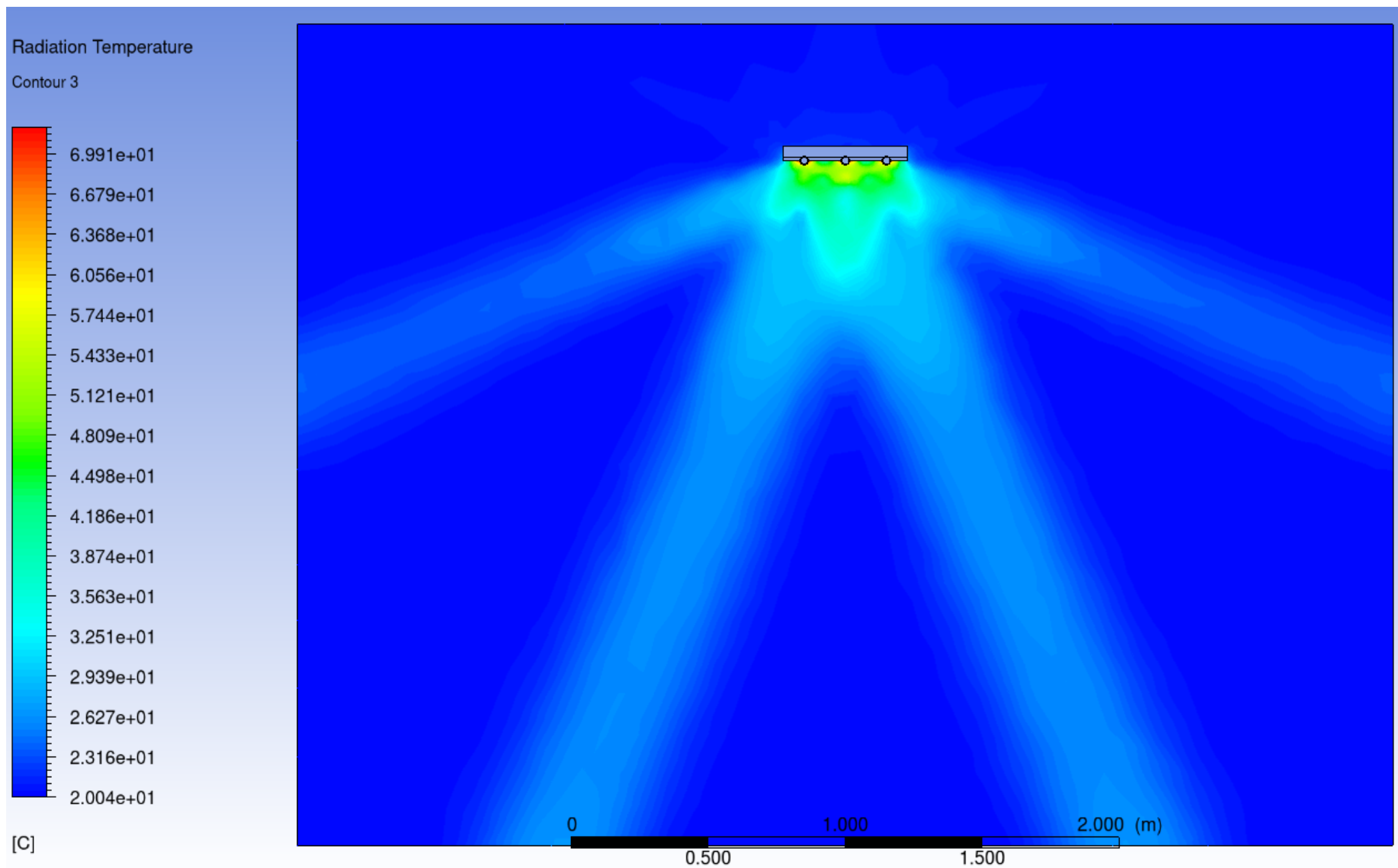
Obr. P- 18 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 30 K



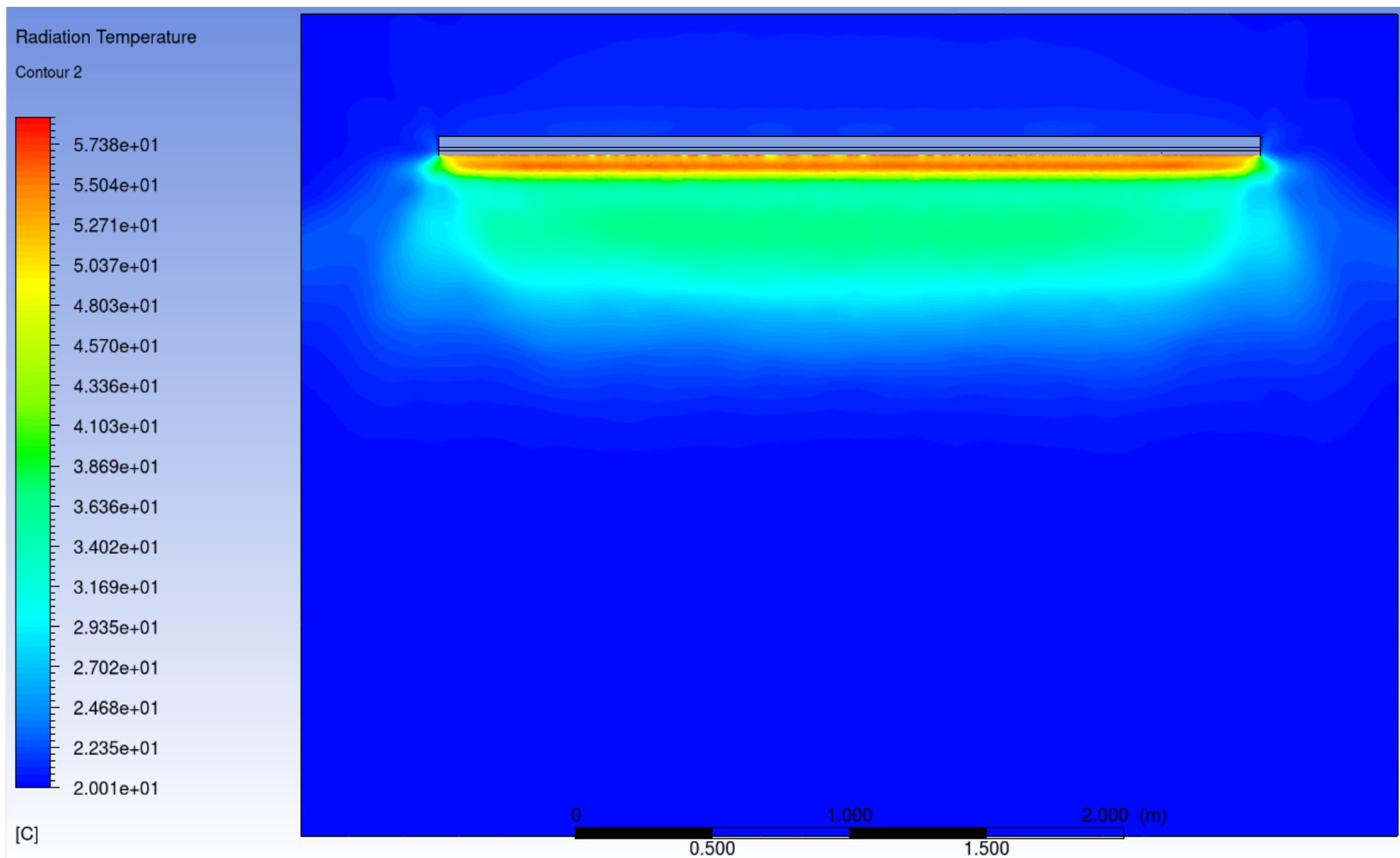
Obr. P-19 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



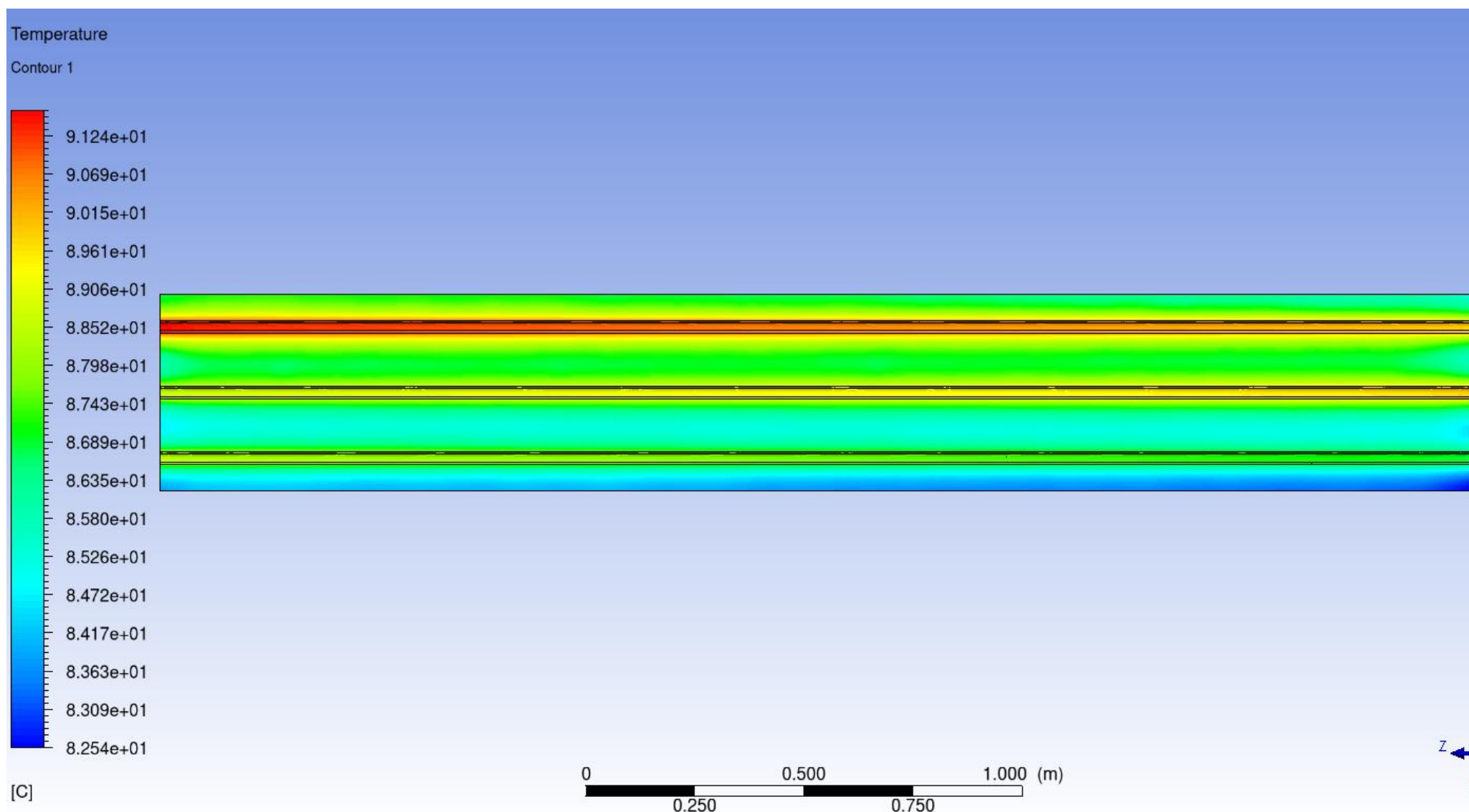
Obr. P-20 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



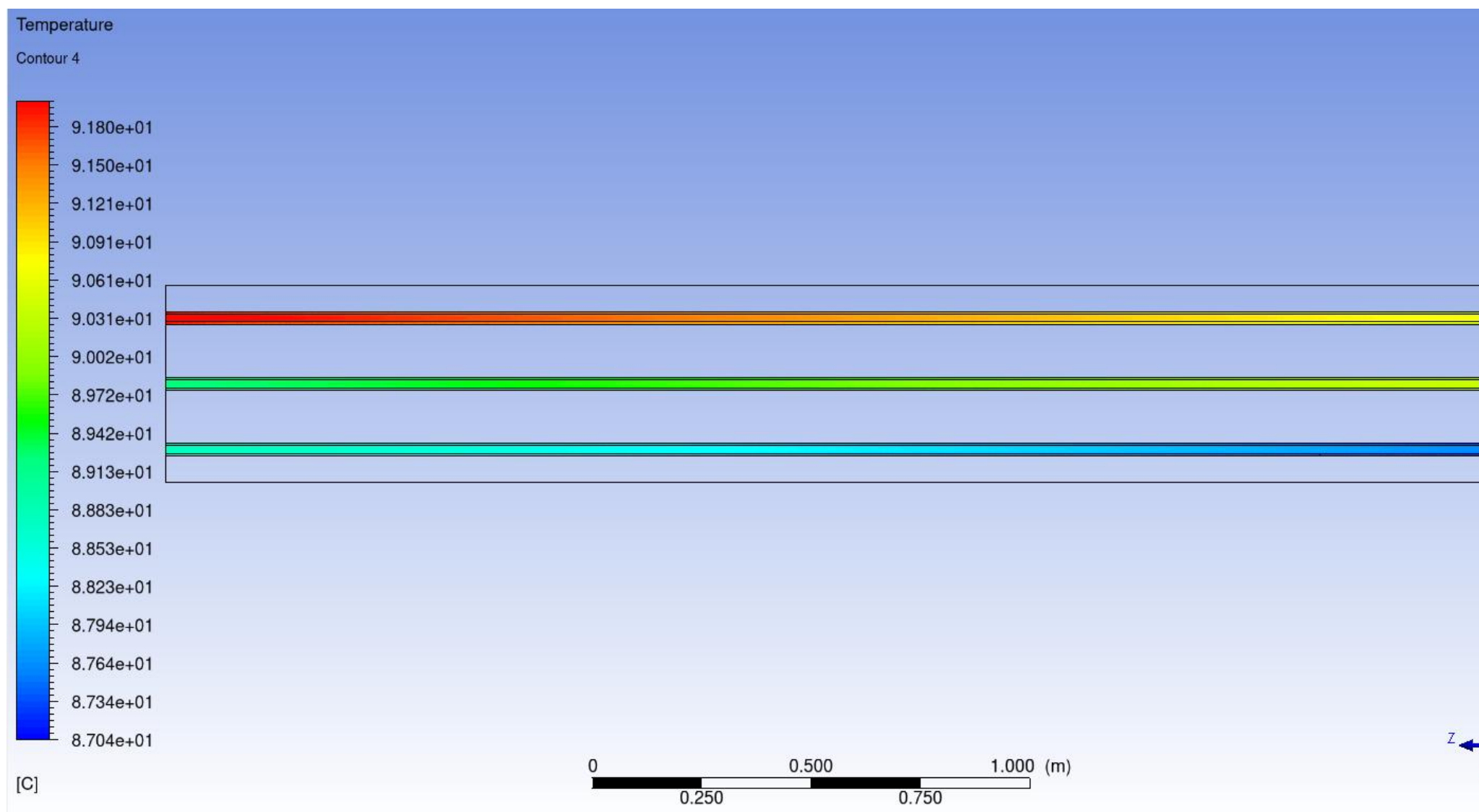
Obr. P-21 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



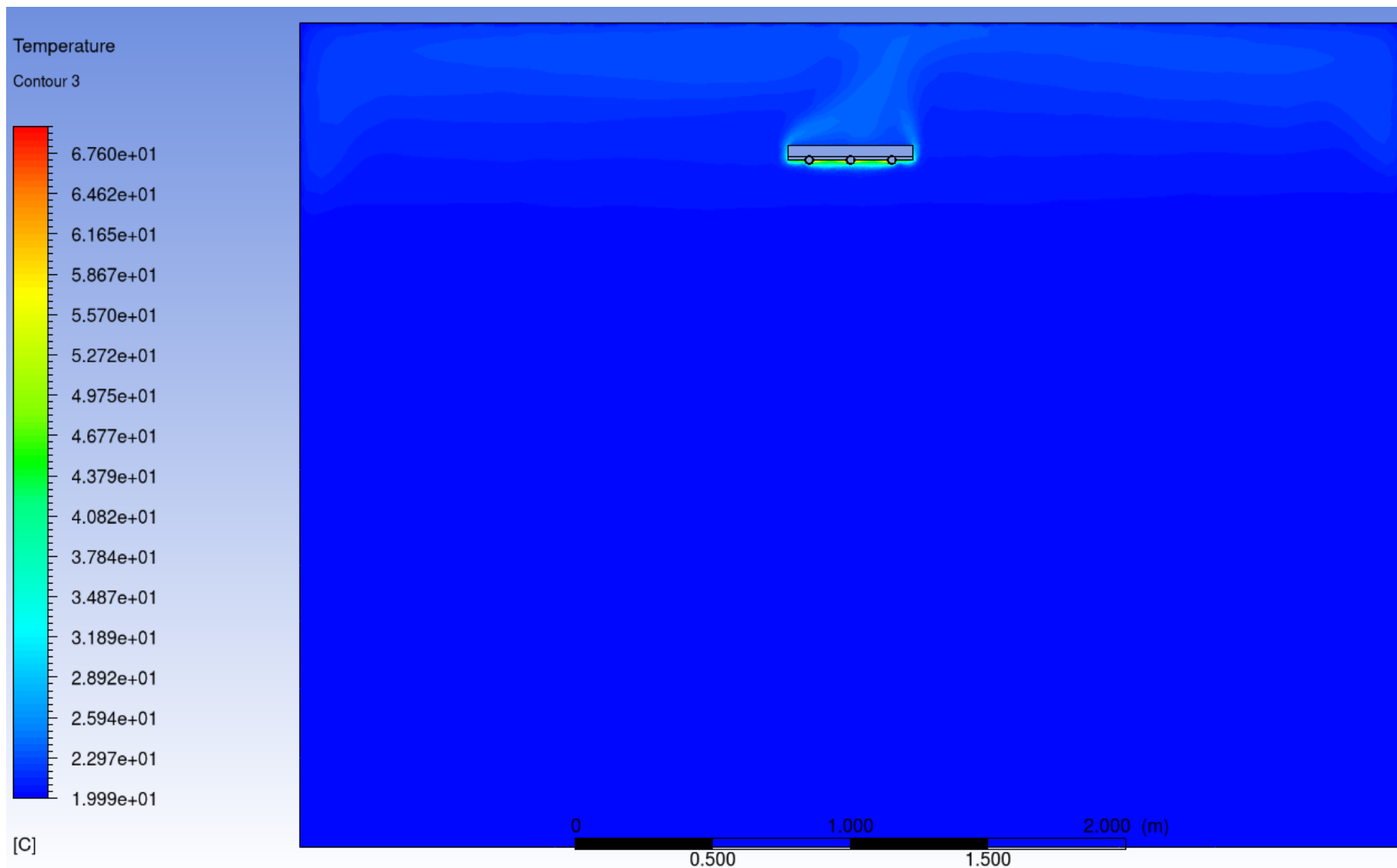
Obr. P-22 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 70 K



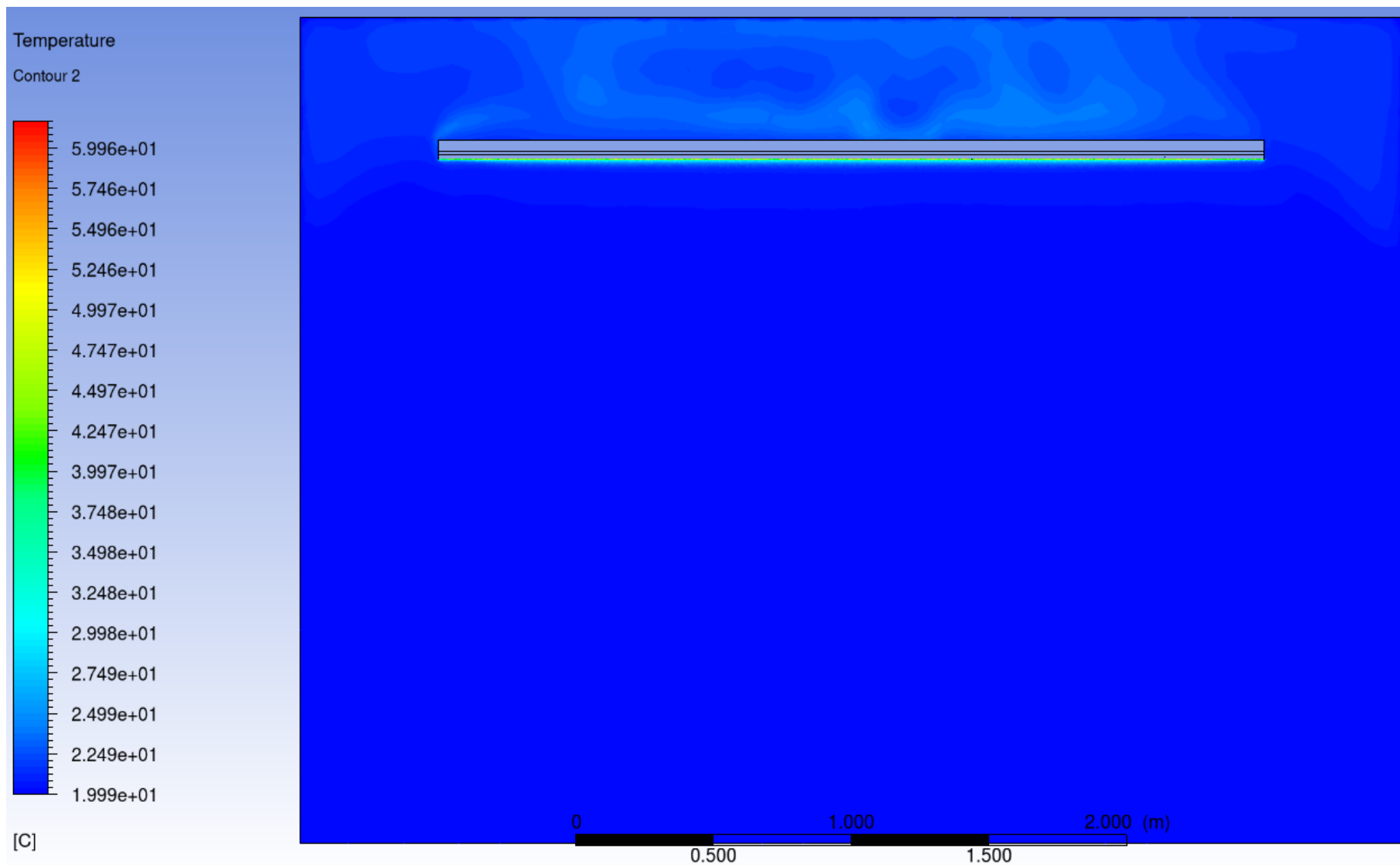
Obr. P- 23 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 70 K



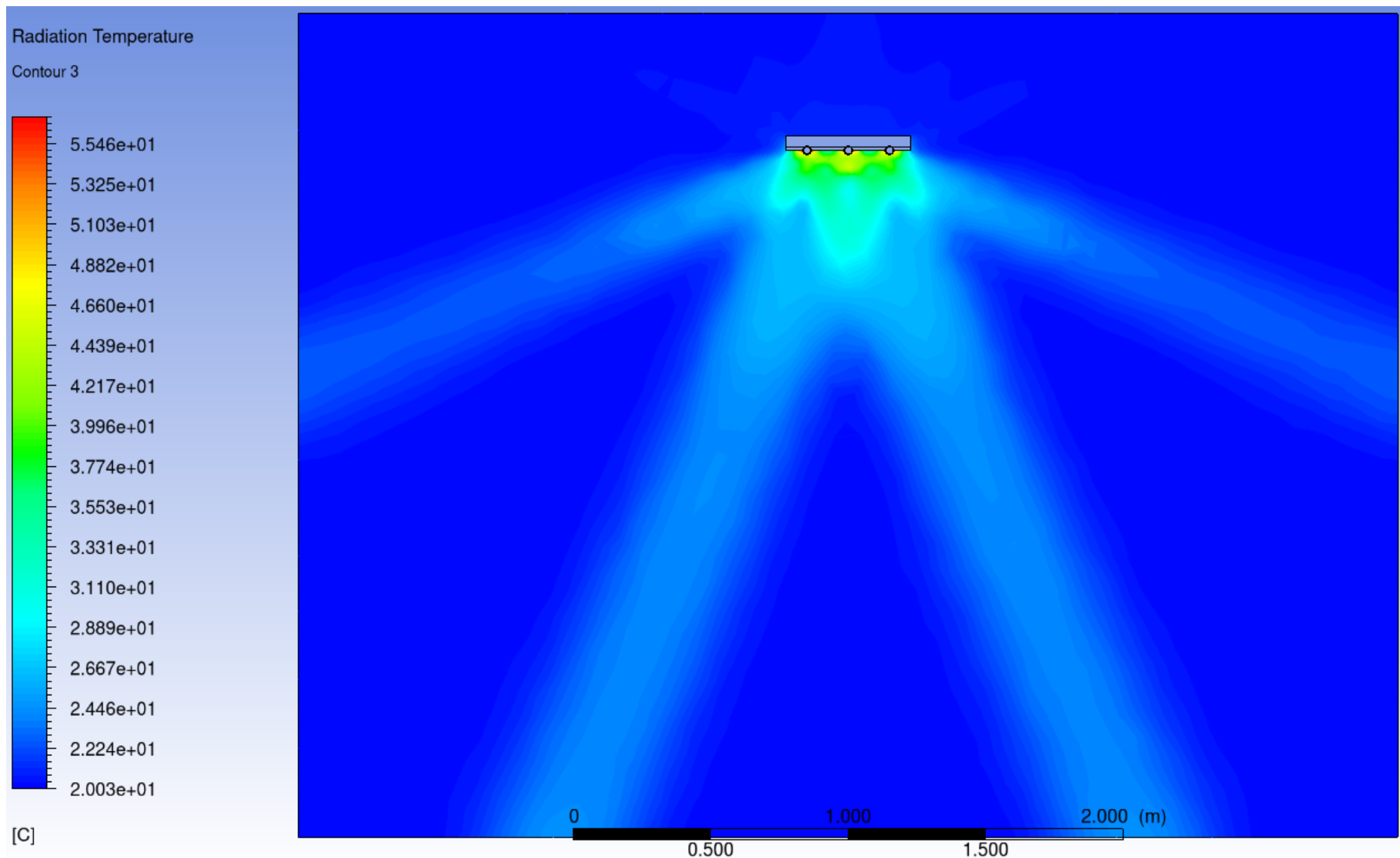
Obr. P- 24 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 70 K



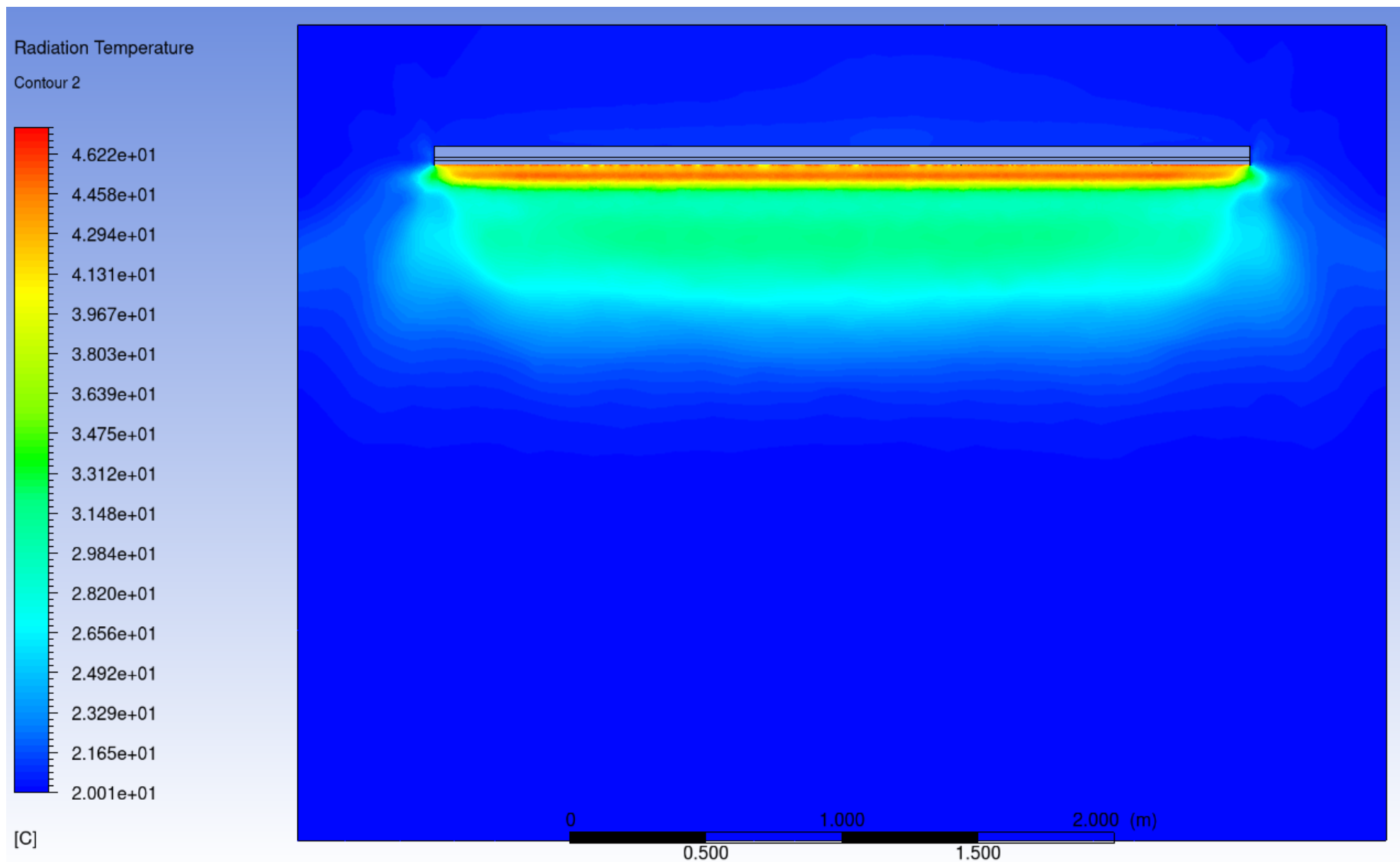
Obr. P-25 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



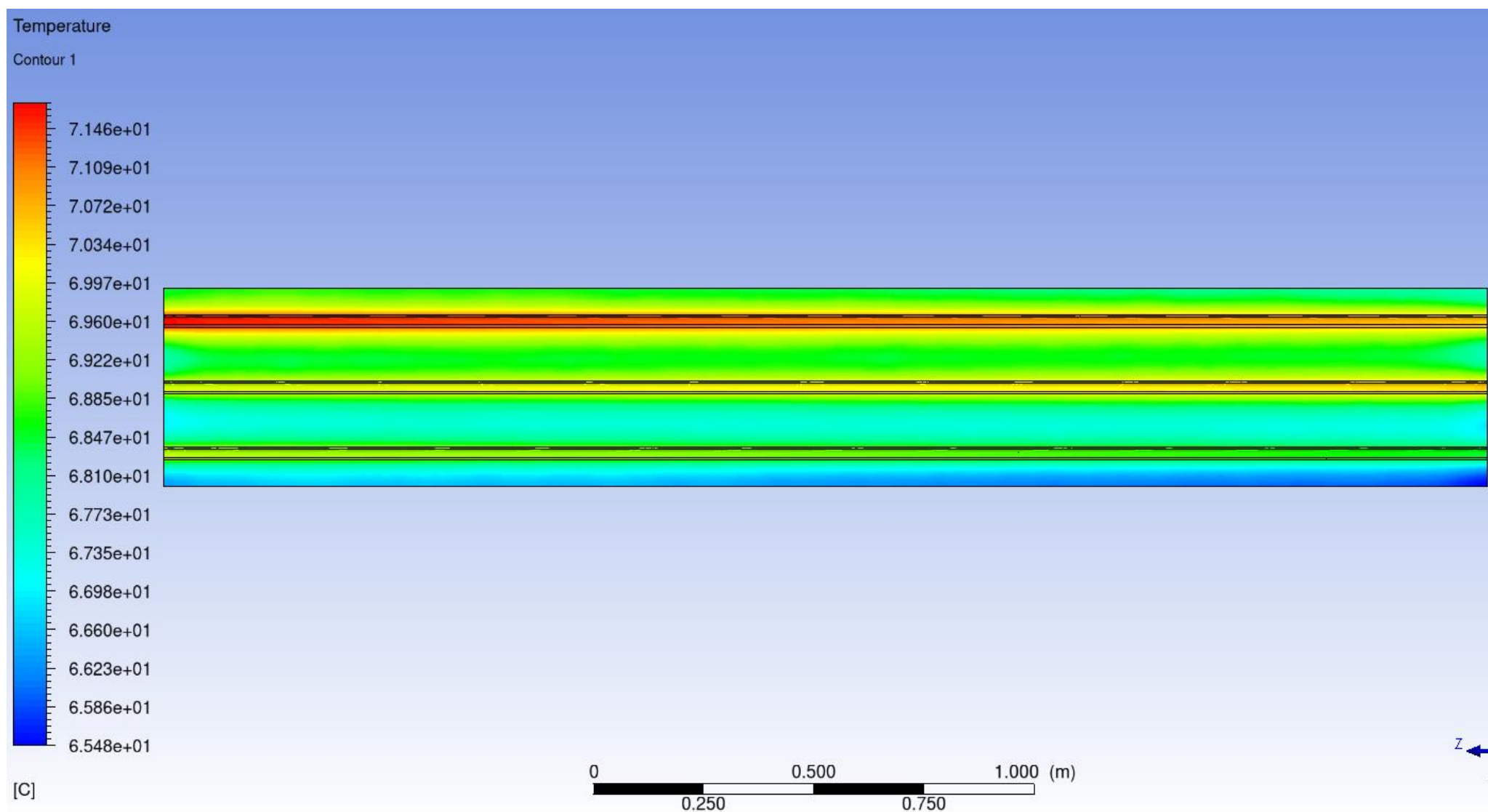
Obr. P-26 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



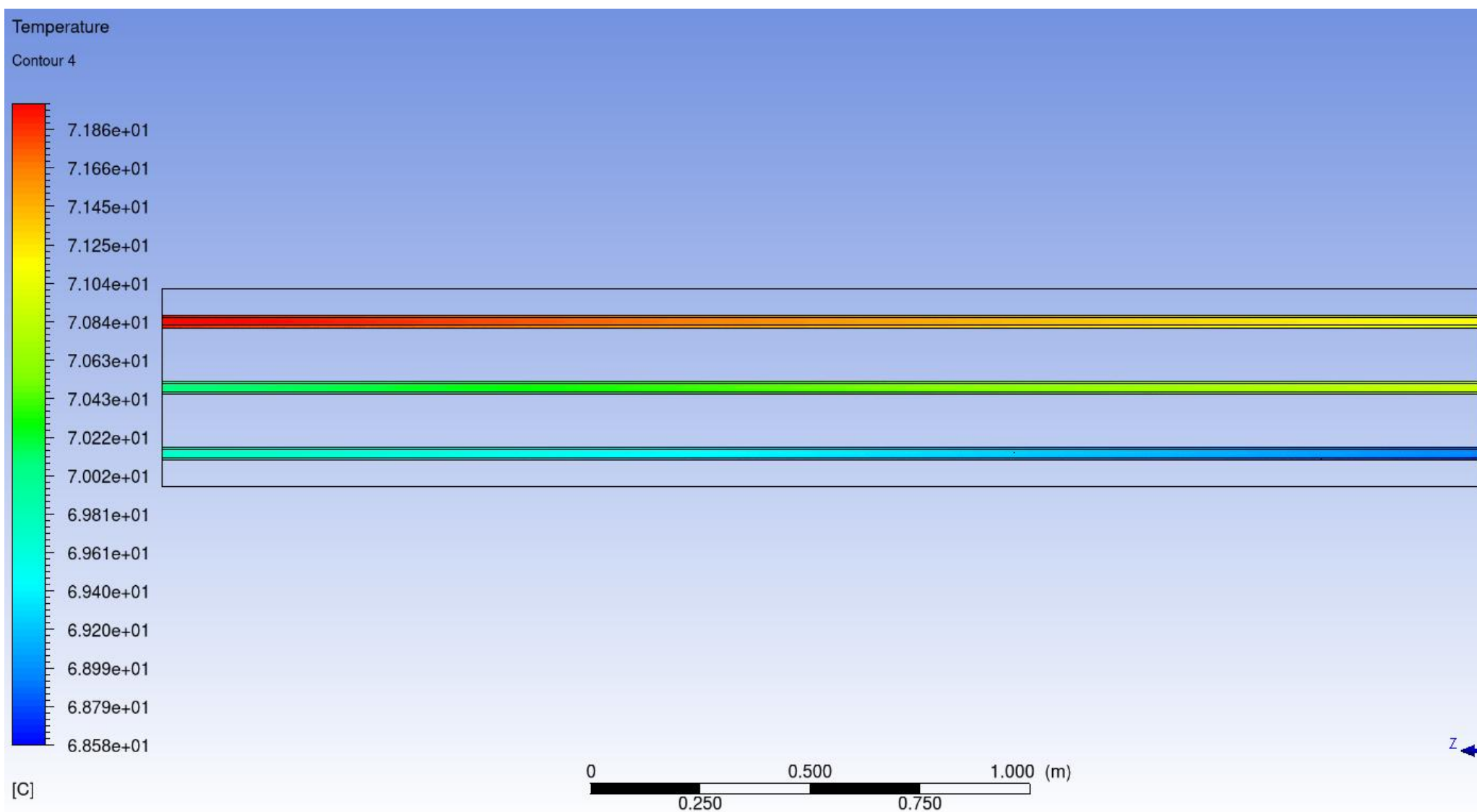
Obr. P-27 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



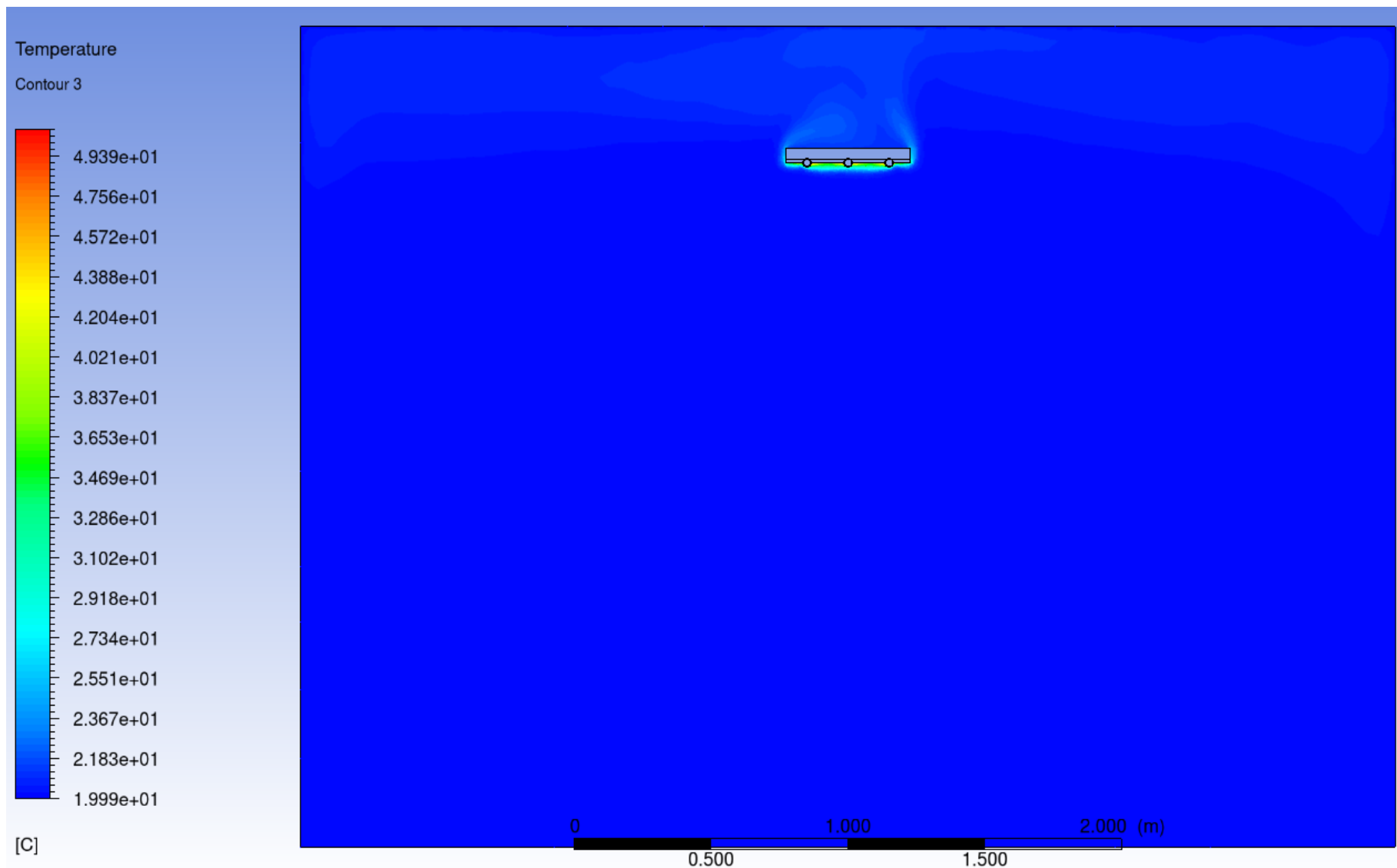
Obr. P-28 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 50 K



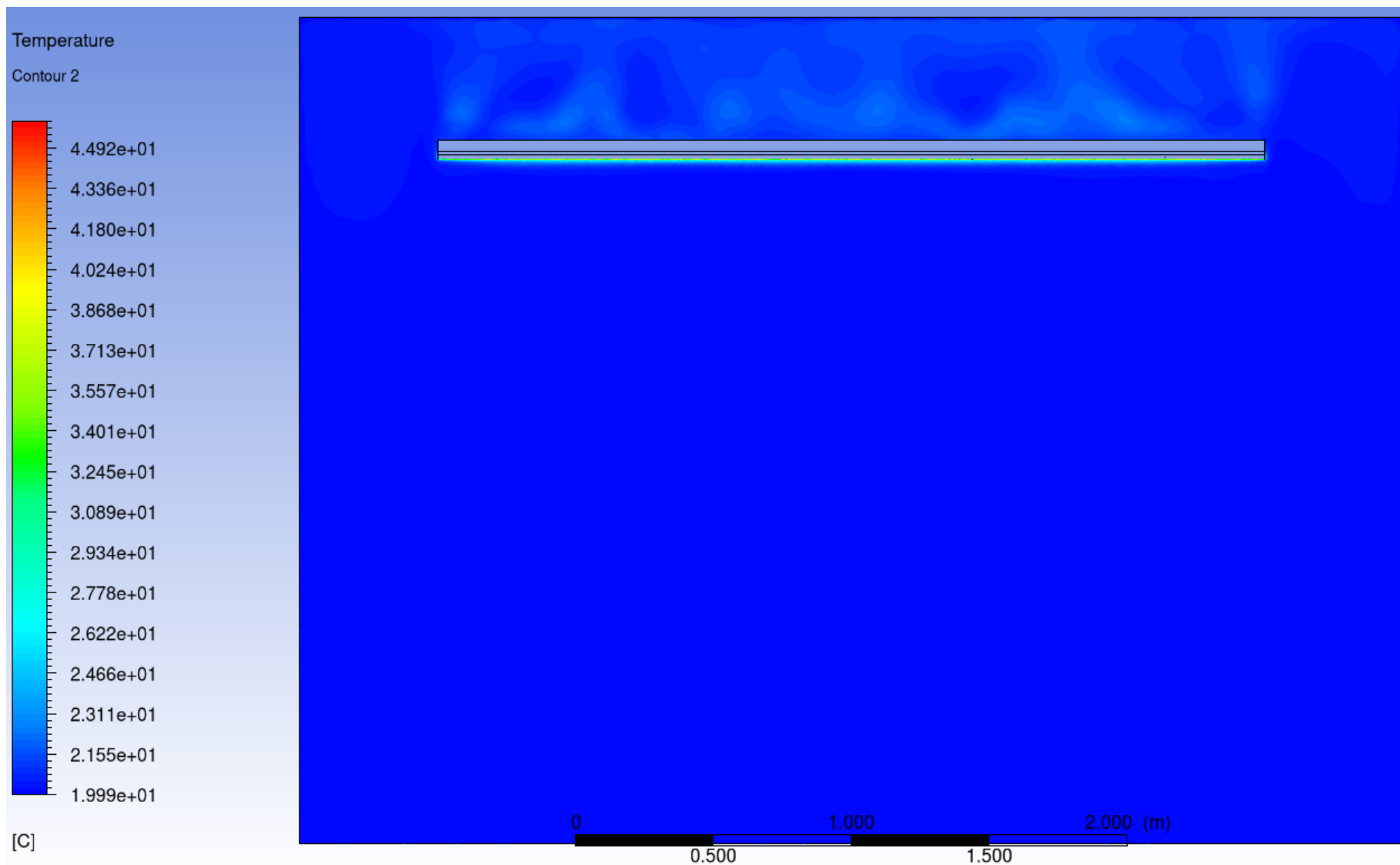
Obr. P- 29 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 50 K



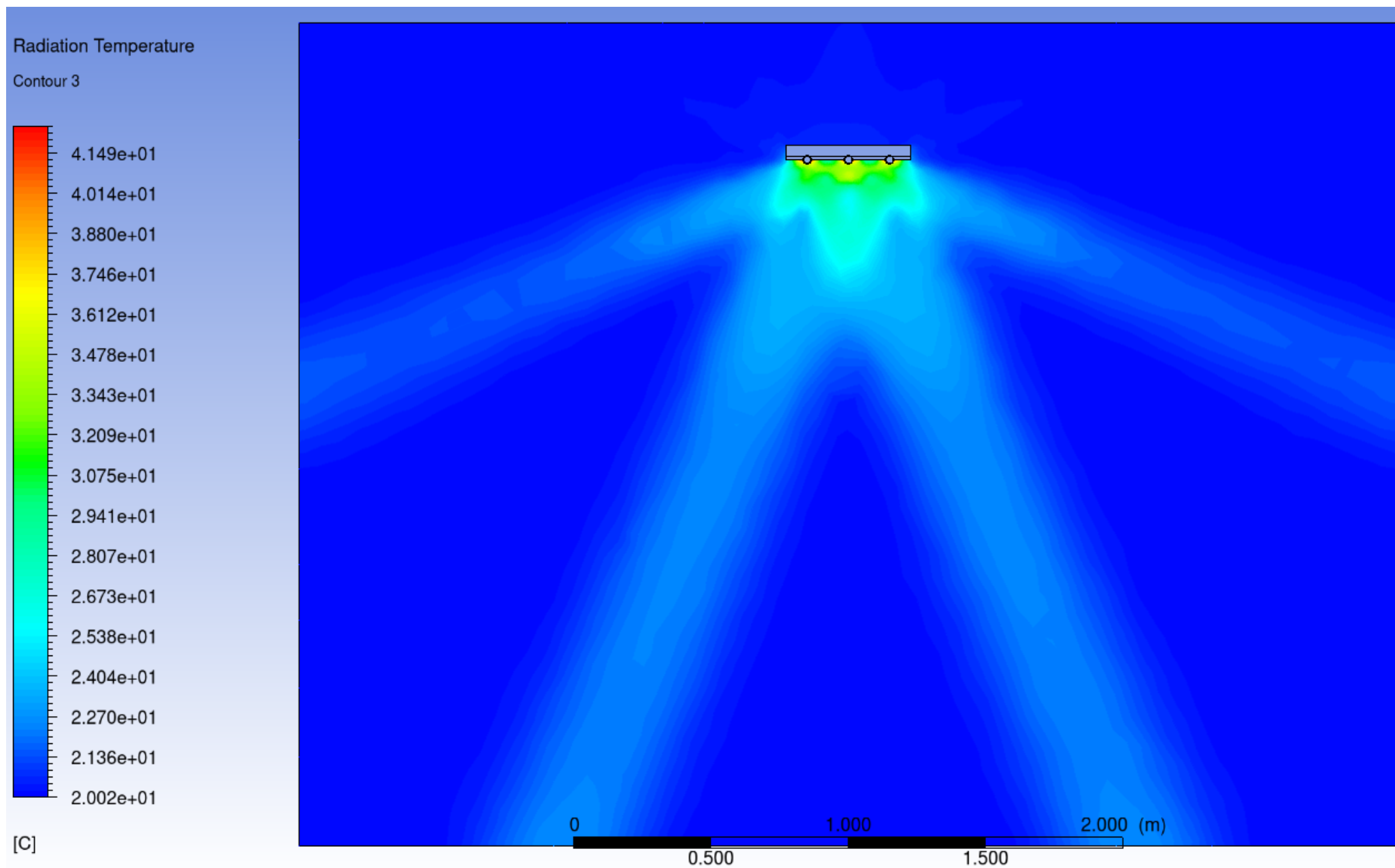
Obr. P- 30 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 50 K



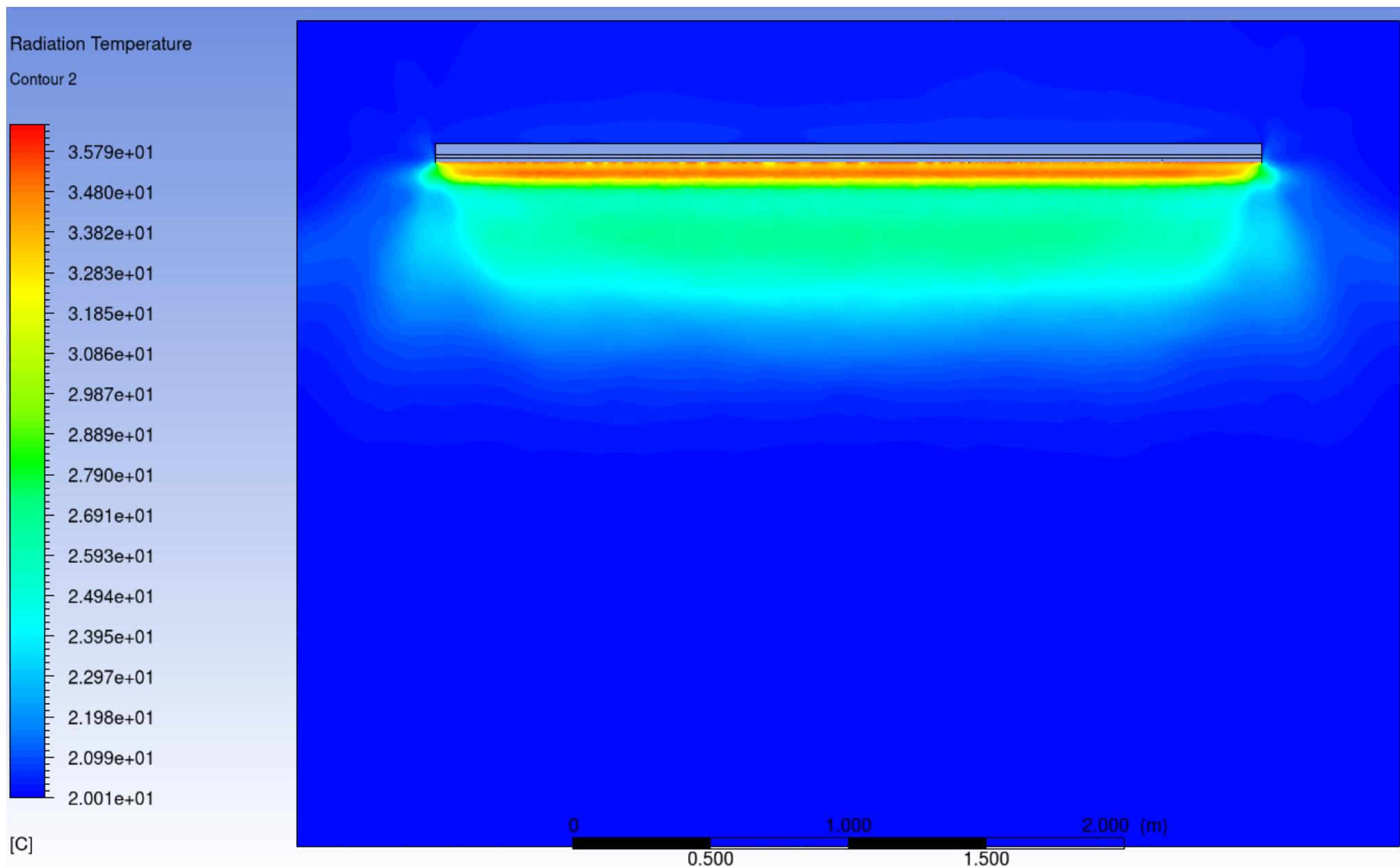
Obr. P-31 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



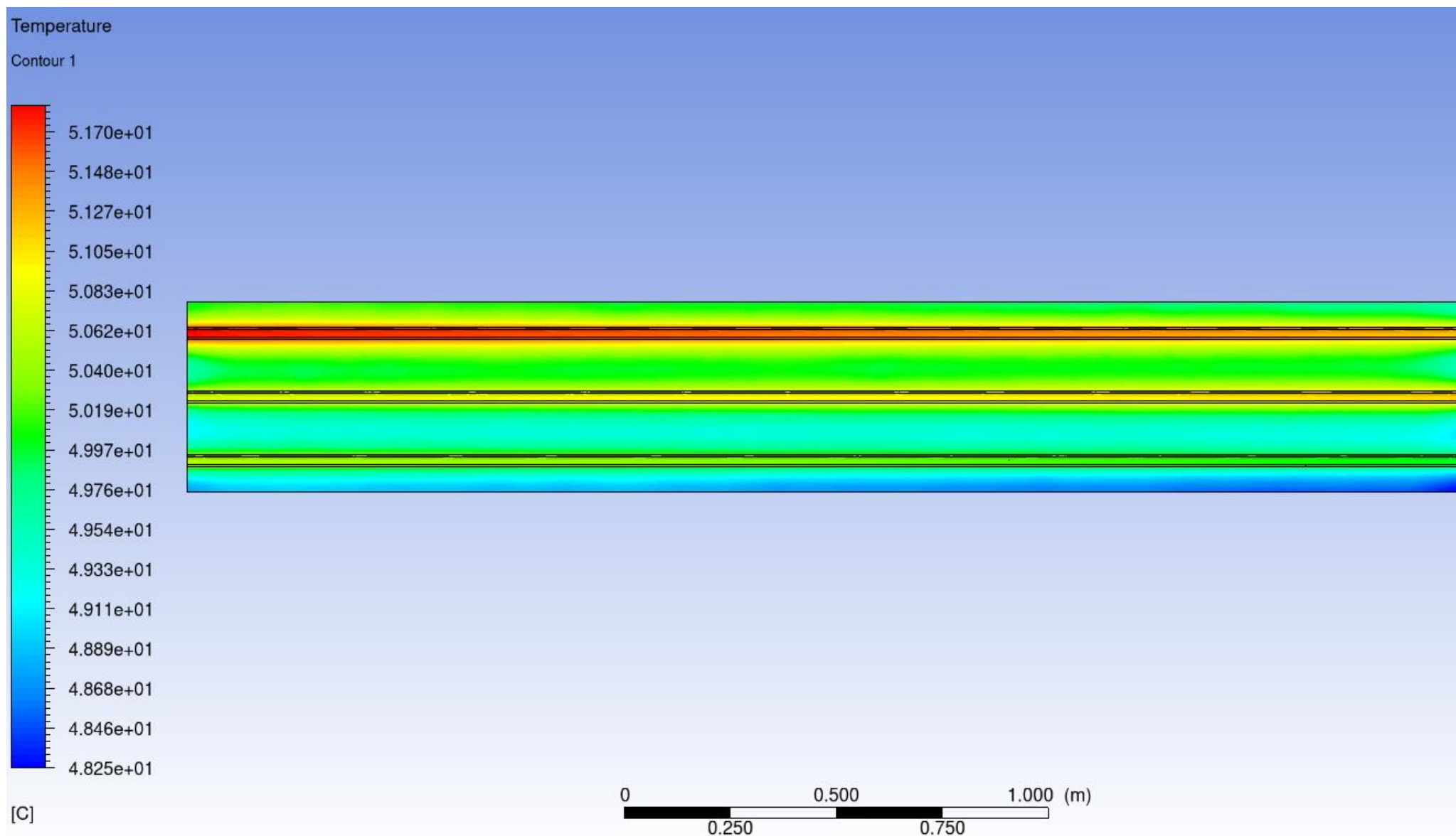
Obr. P-32 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



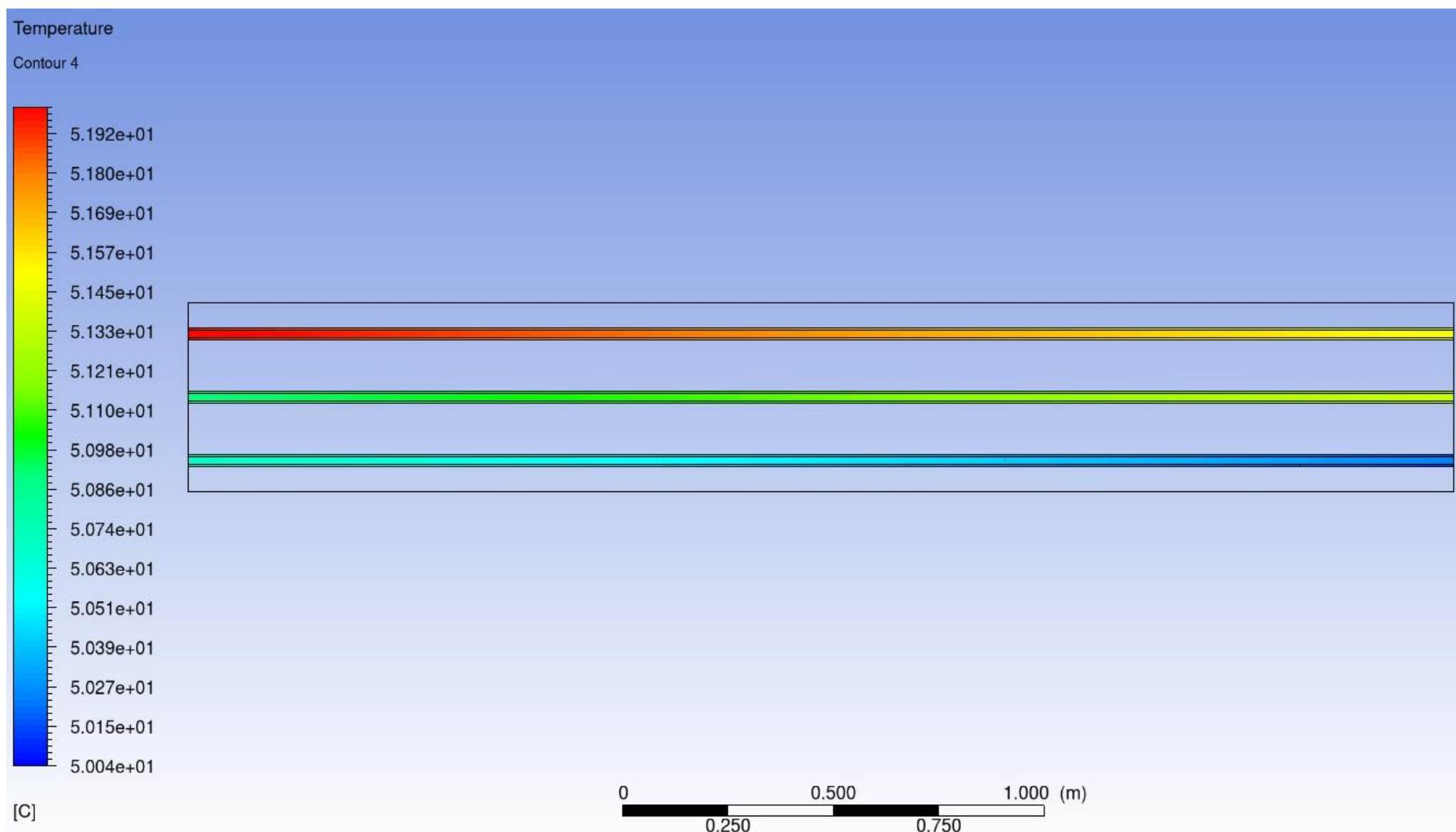
Obr. P-33 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



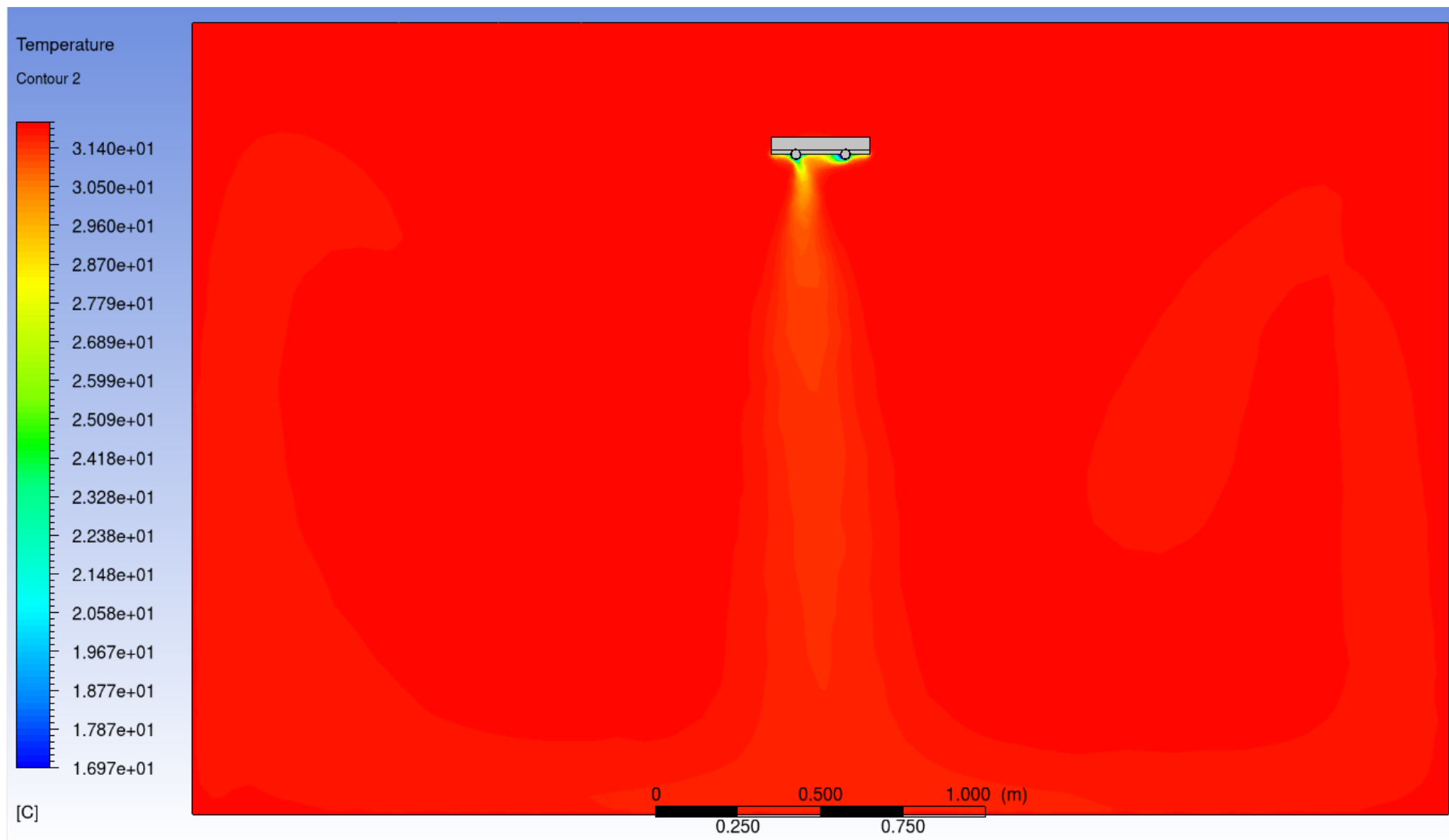
Obr. P-34 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 30 K



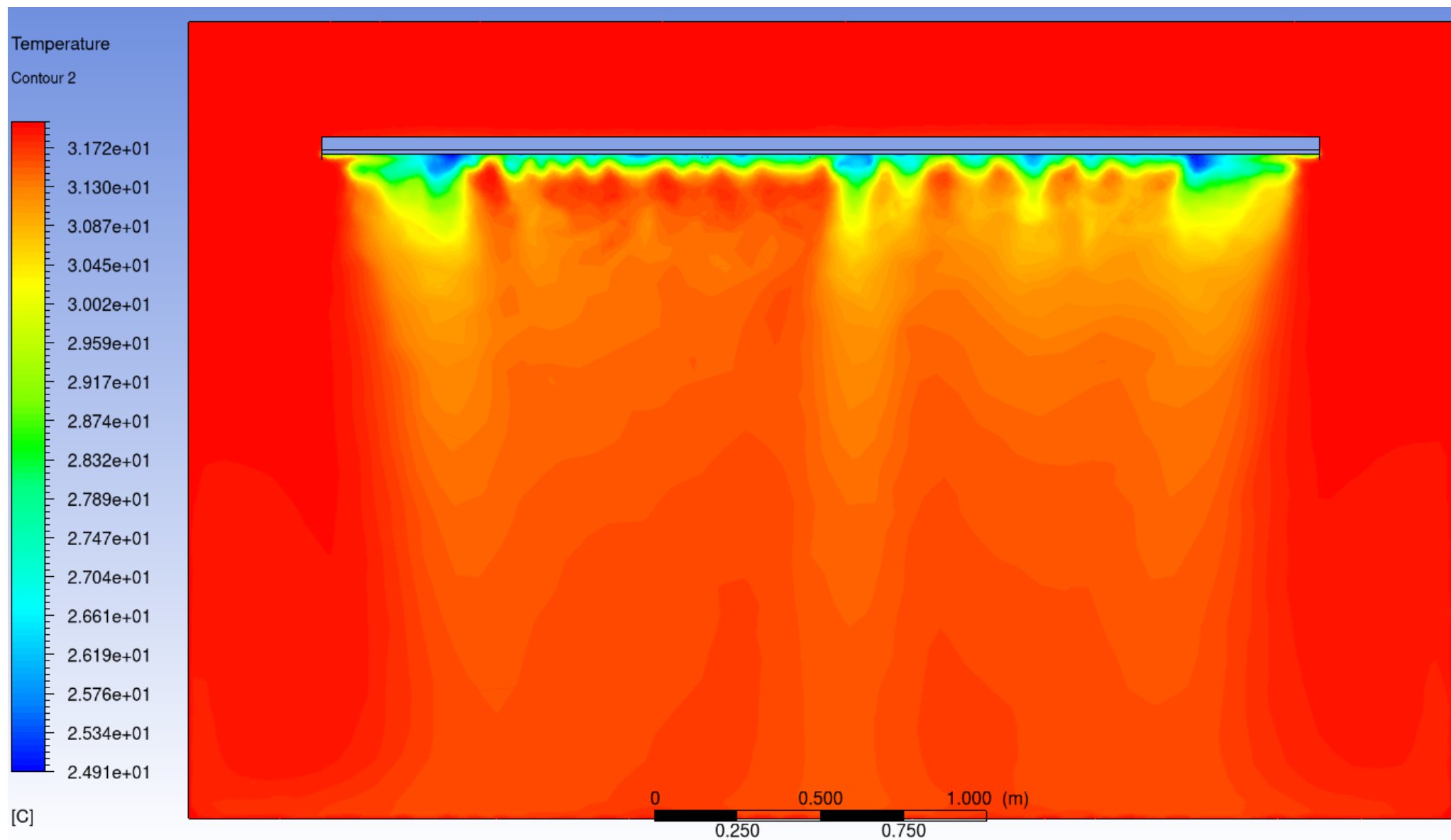
Obr. P- 35 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 30 K



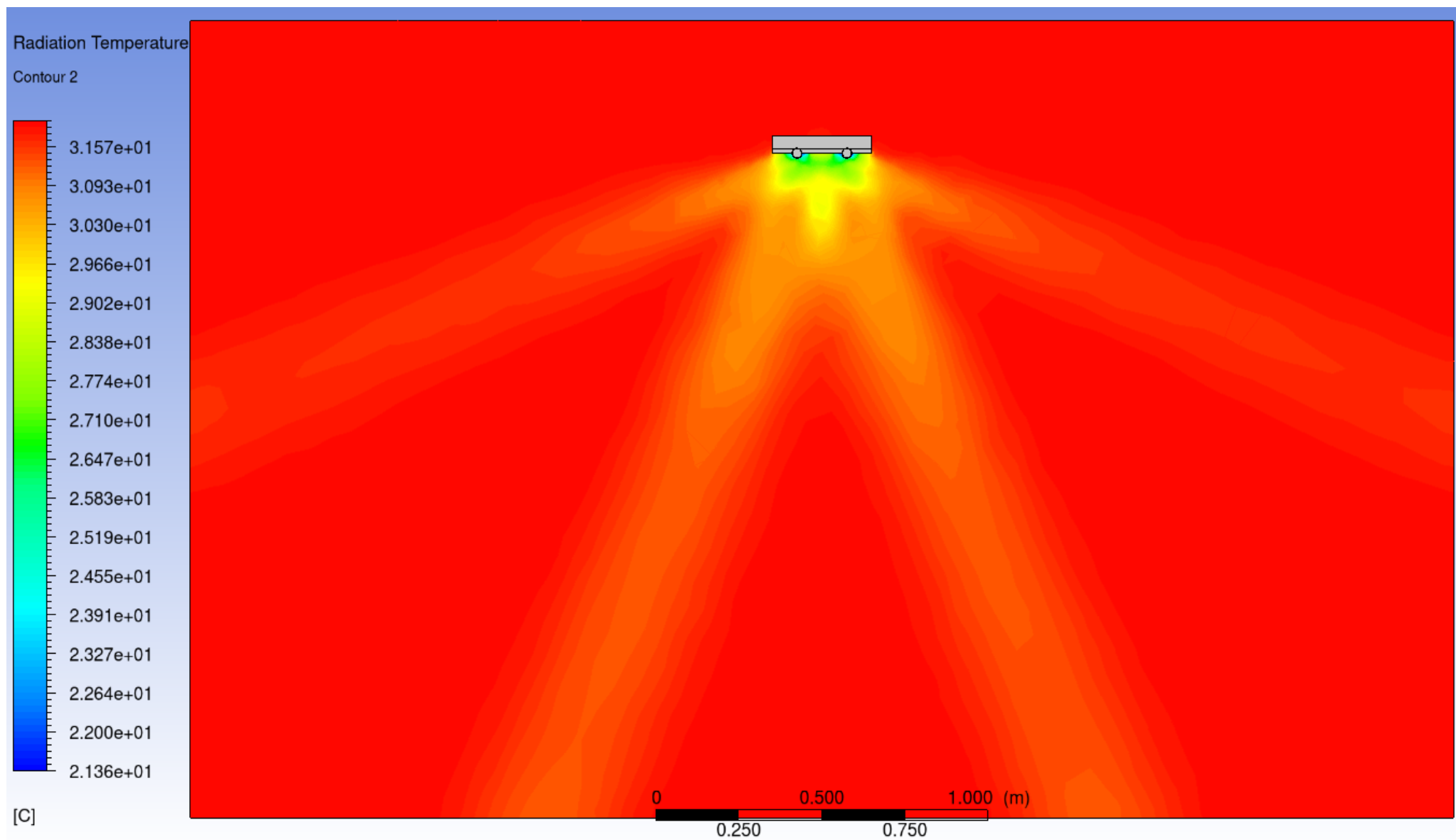
Obr. P- 36 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 30 K



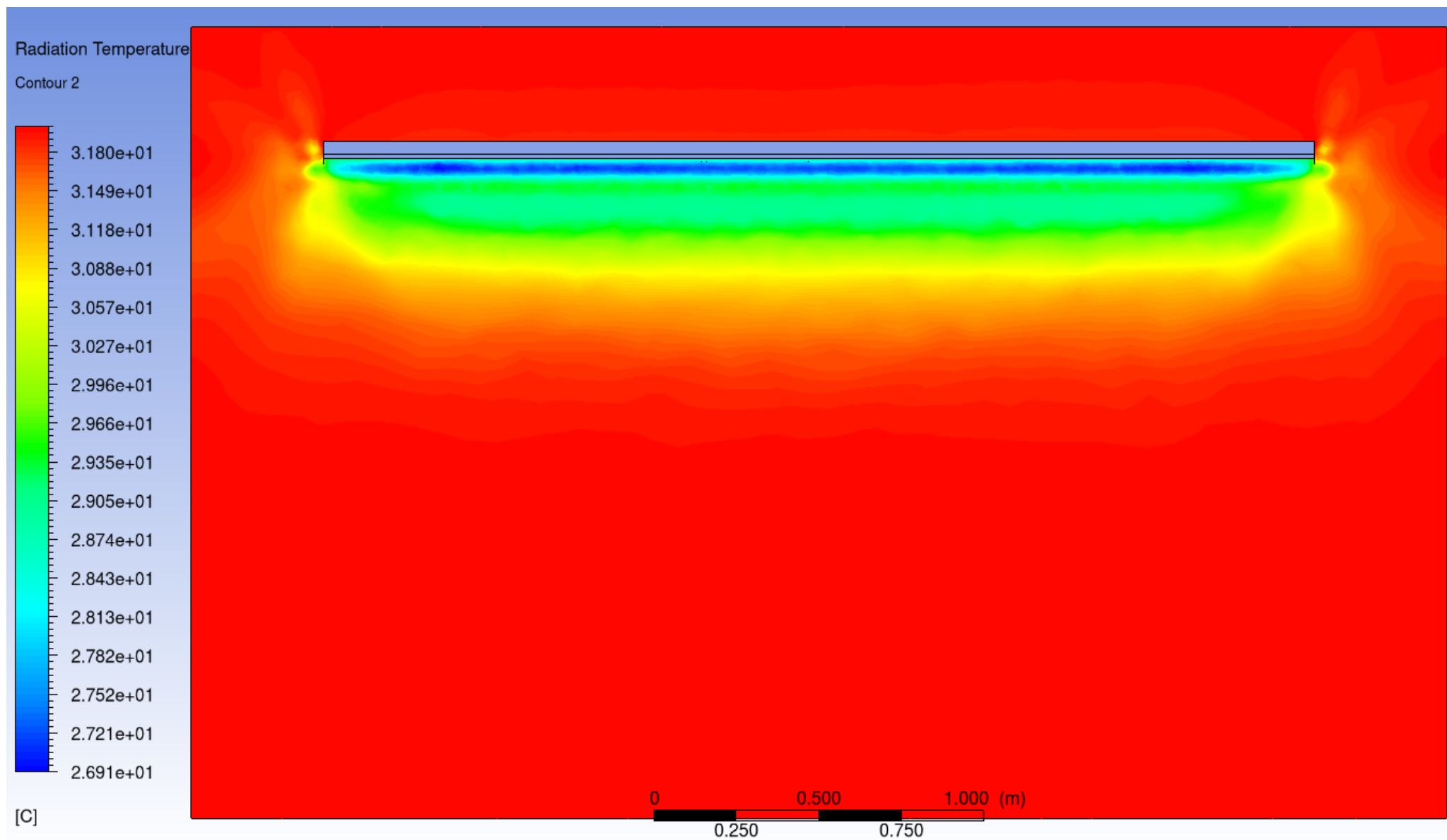
Obr. P-37 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



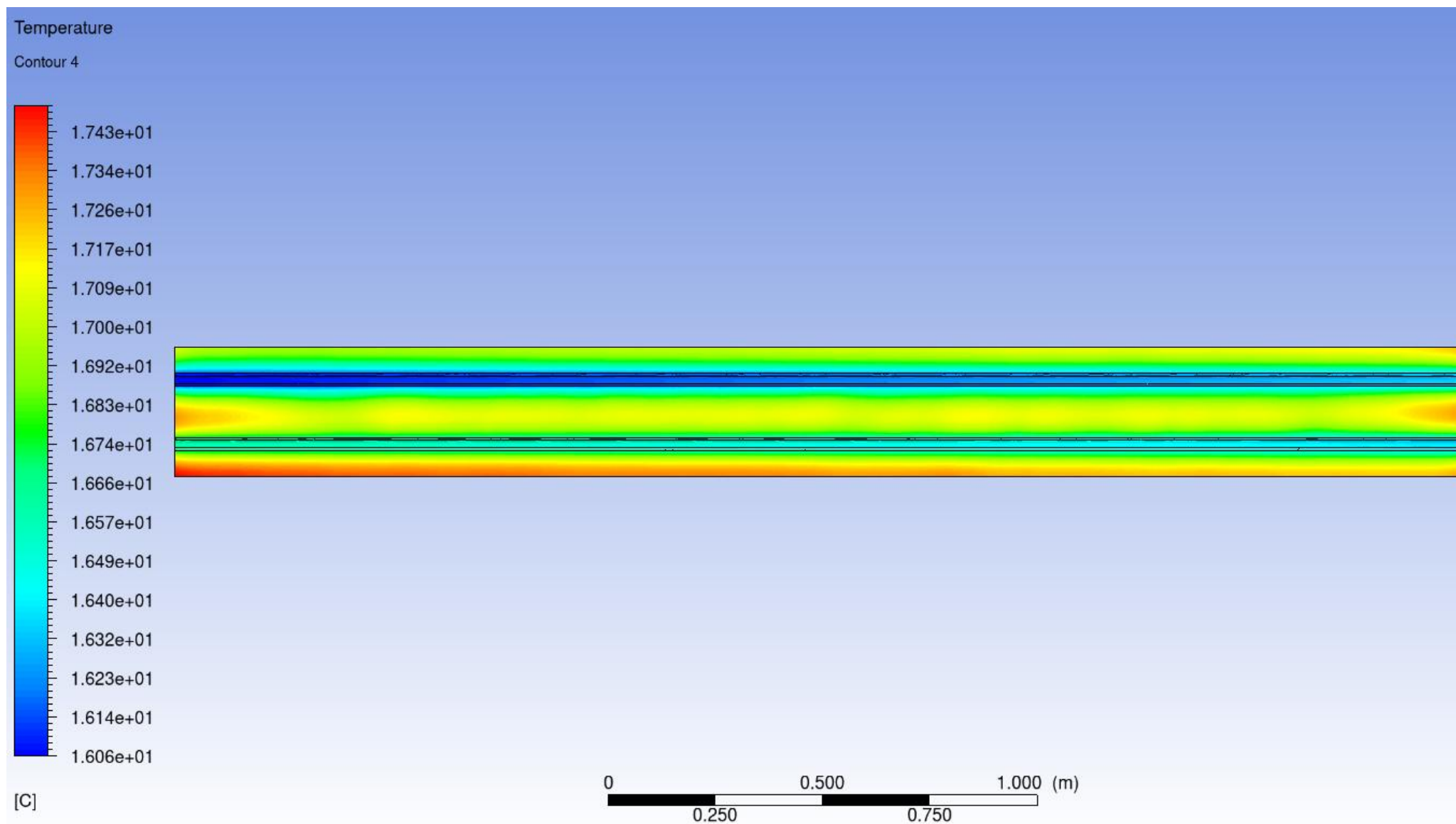
Obr. P-38 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



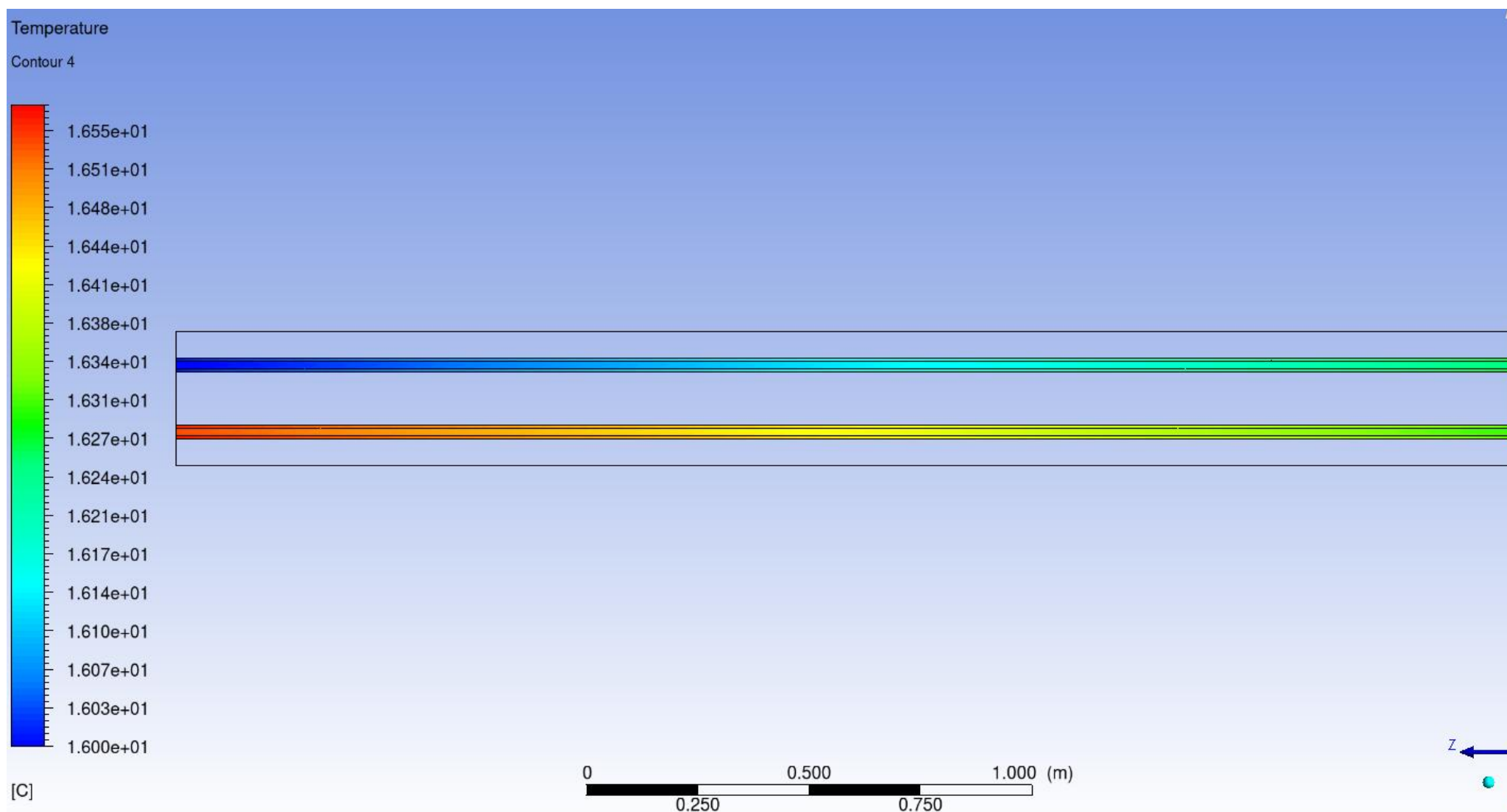
Obr. P-39 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



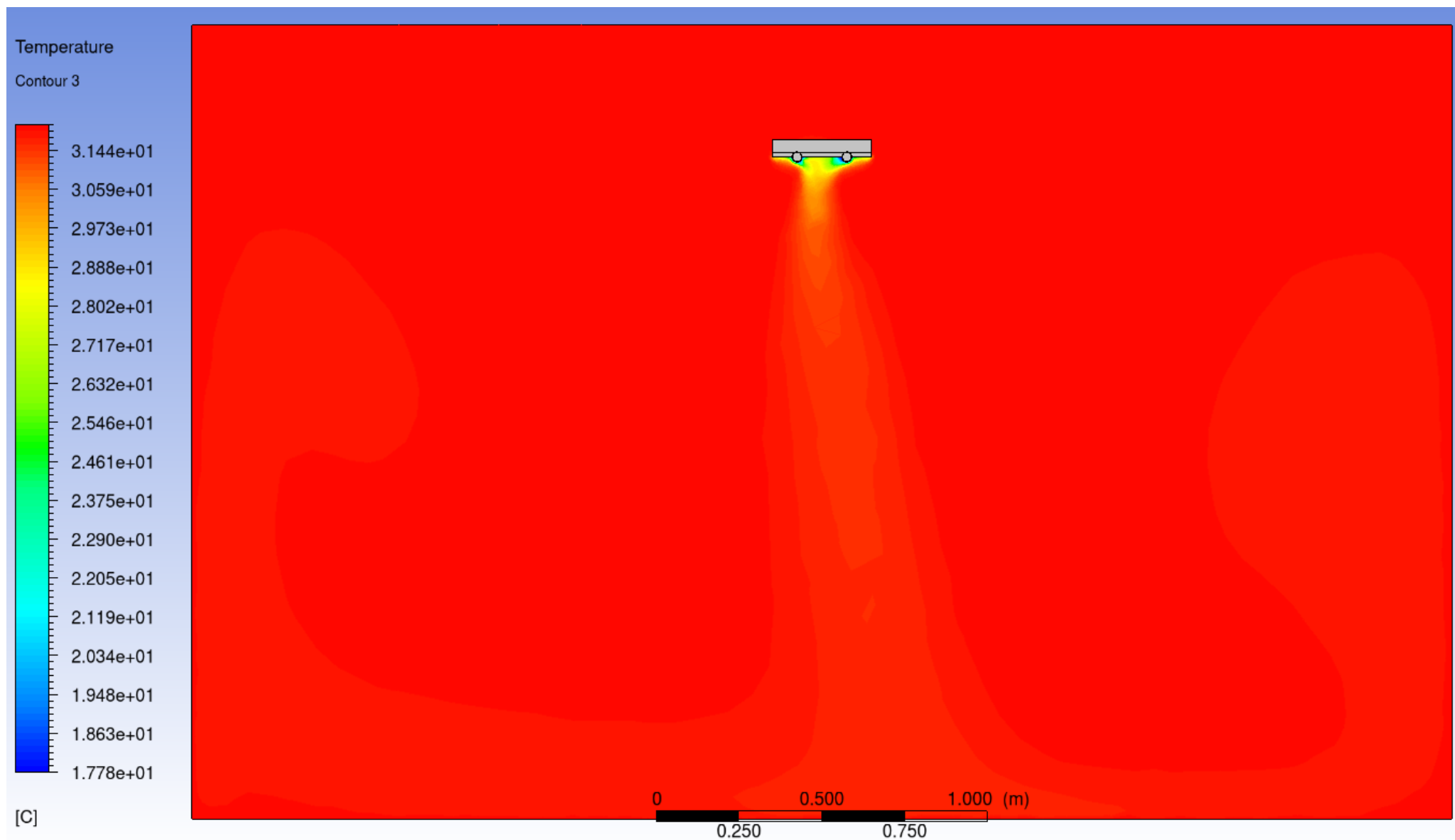
Obr. P-40 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



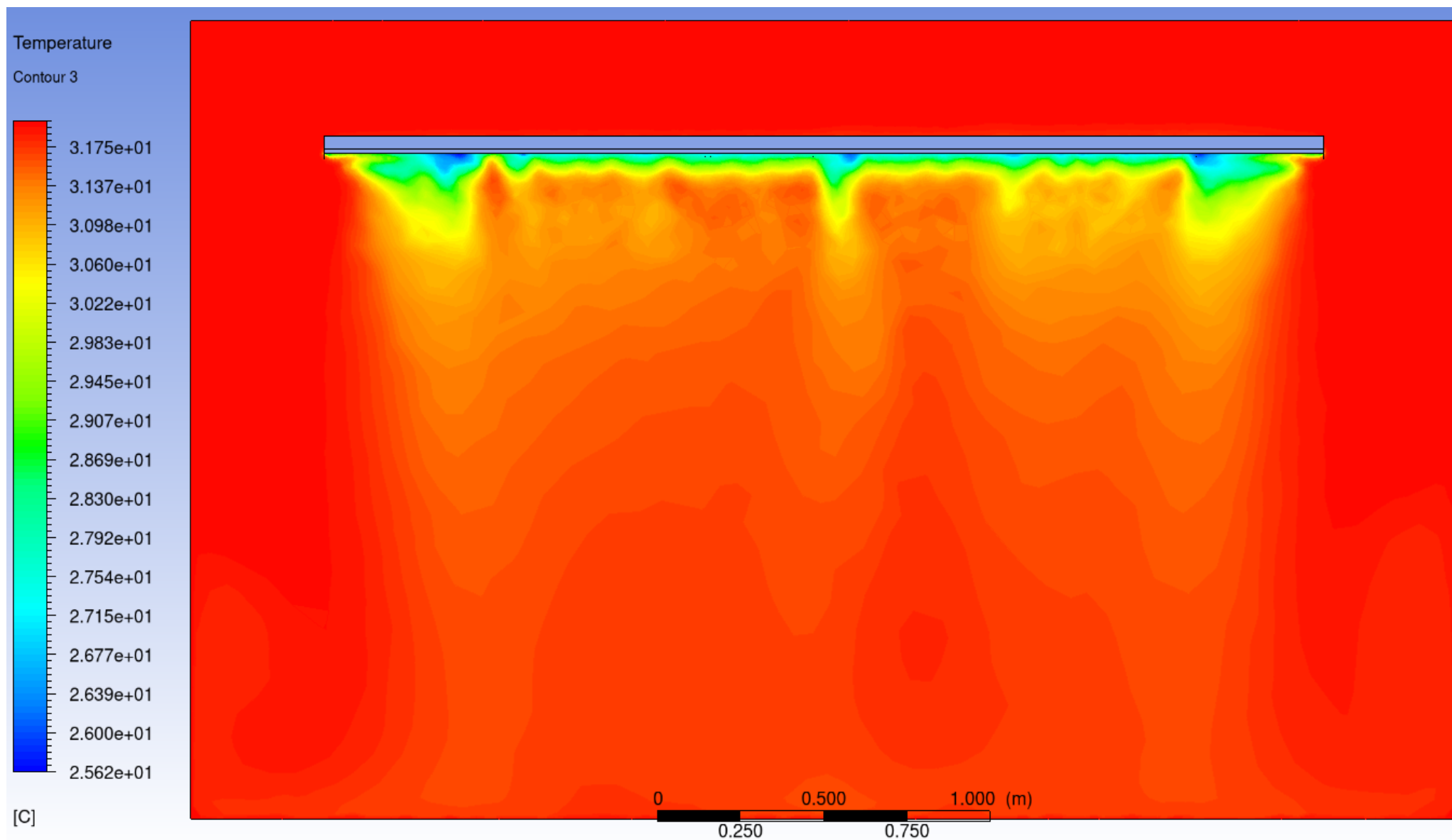
Obr. P- 41 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 15 K



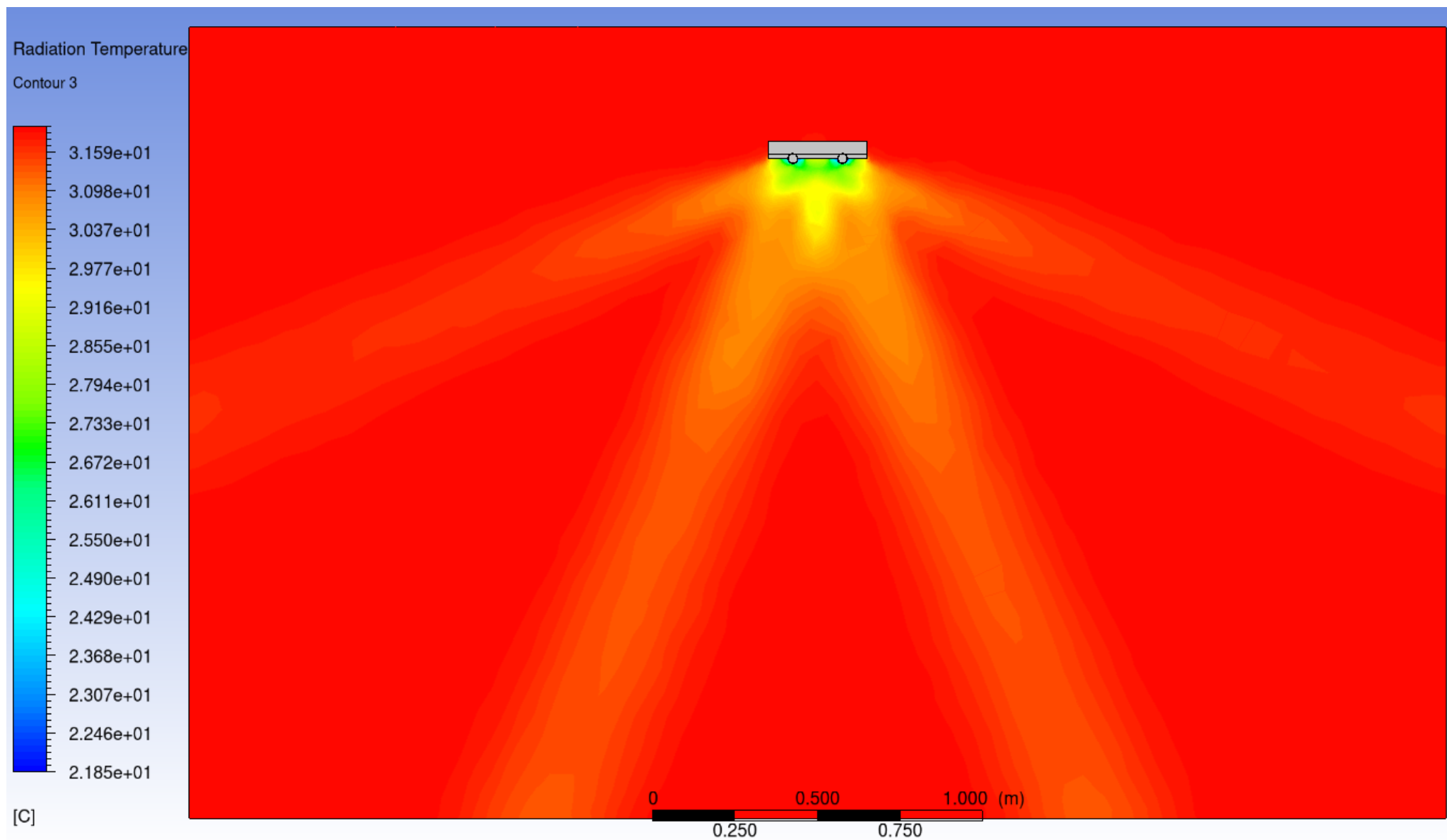
Obr. P- 42 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 15 K



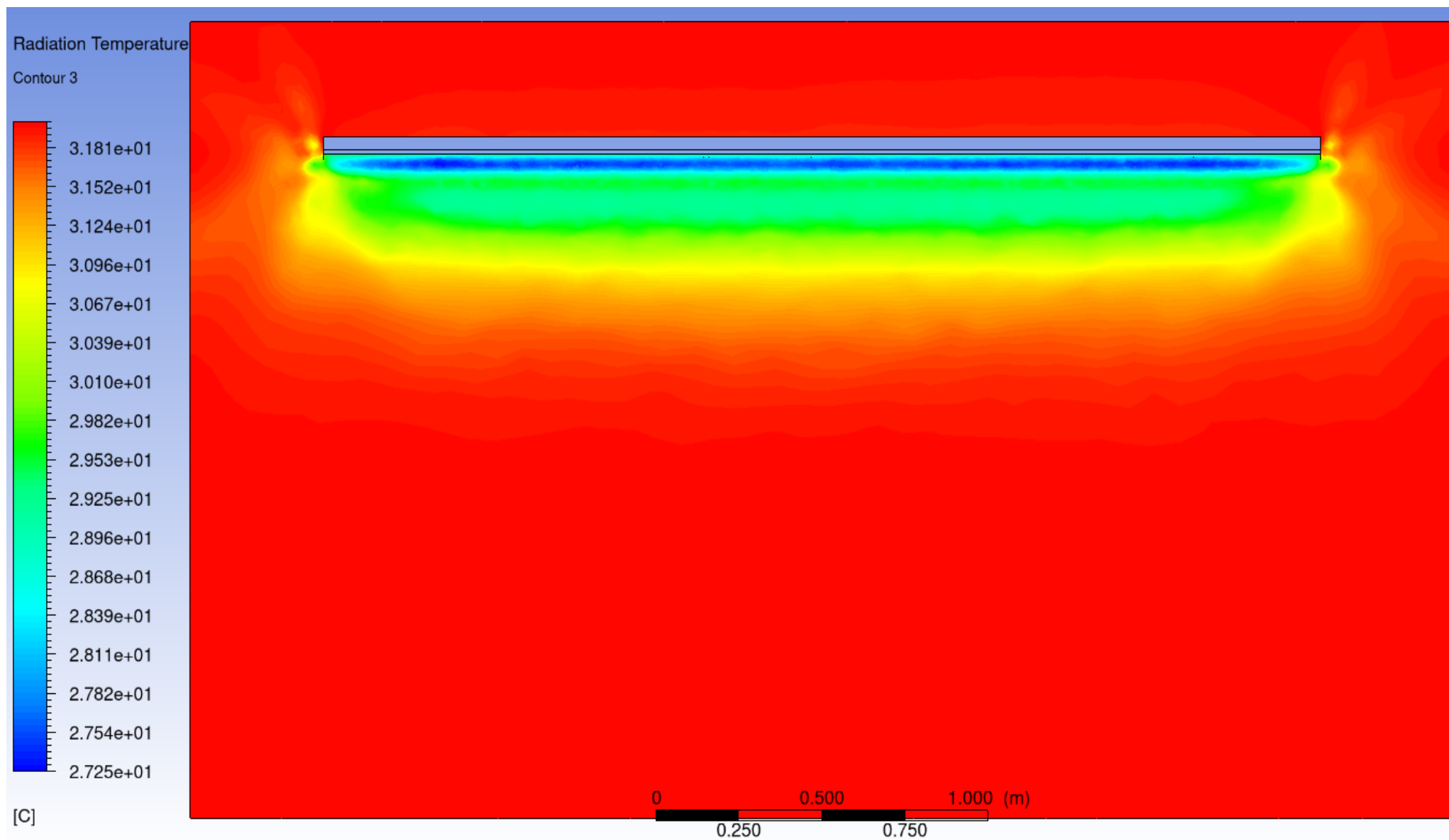
Obr. P-43 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



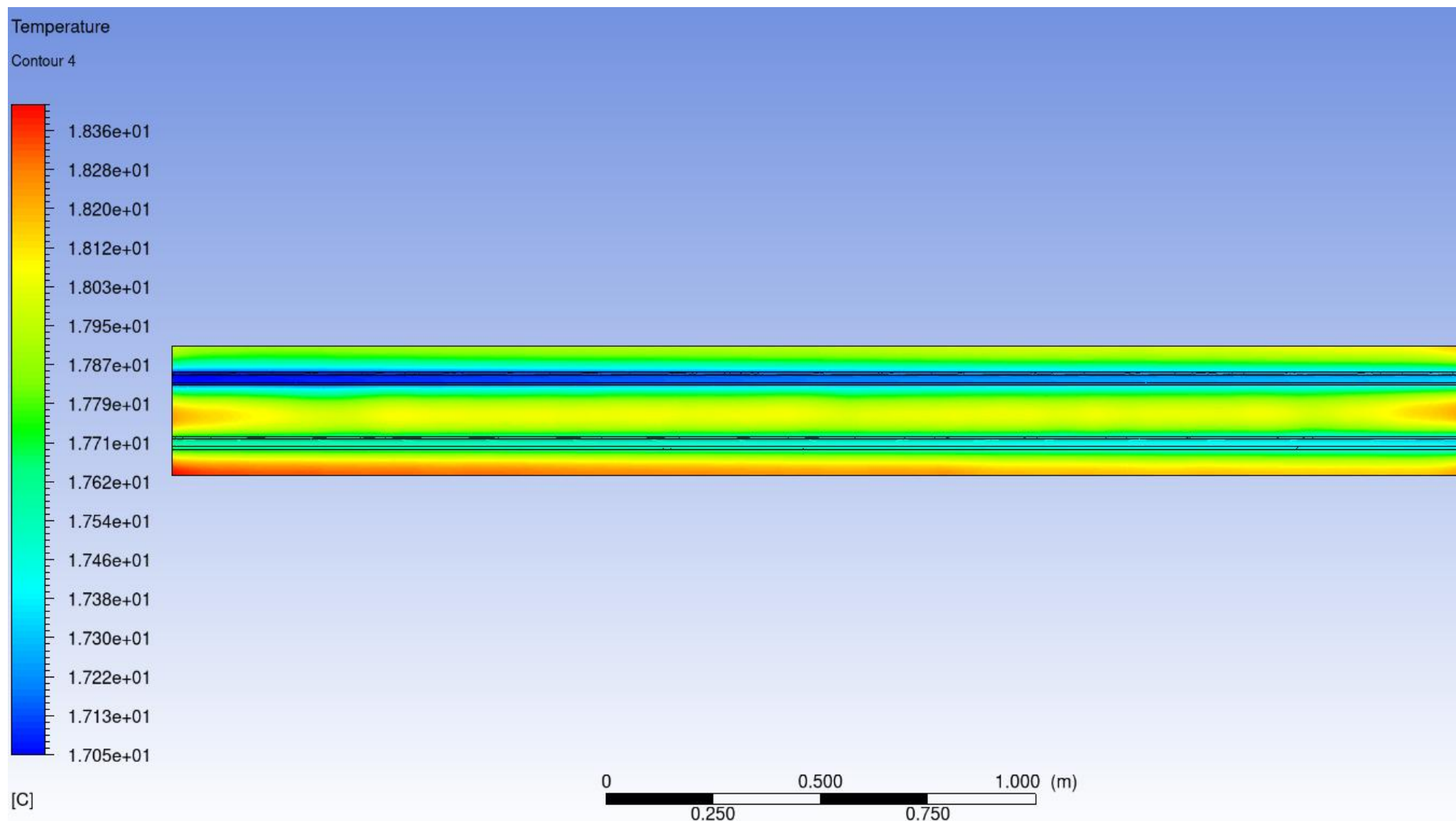
Obr. P-44 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



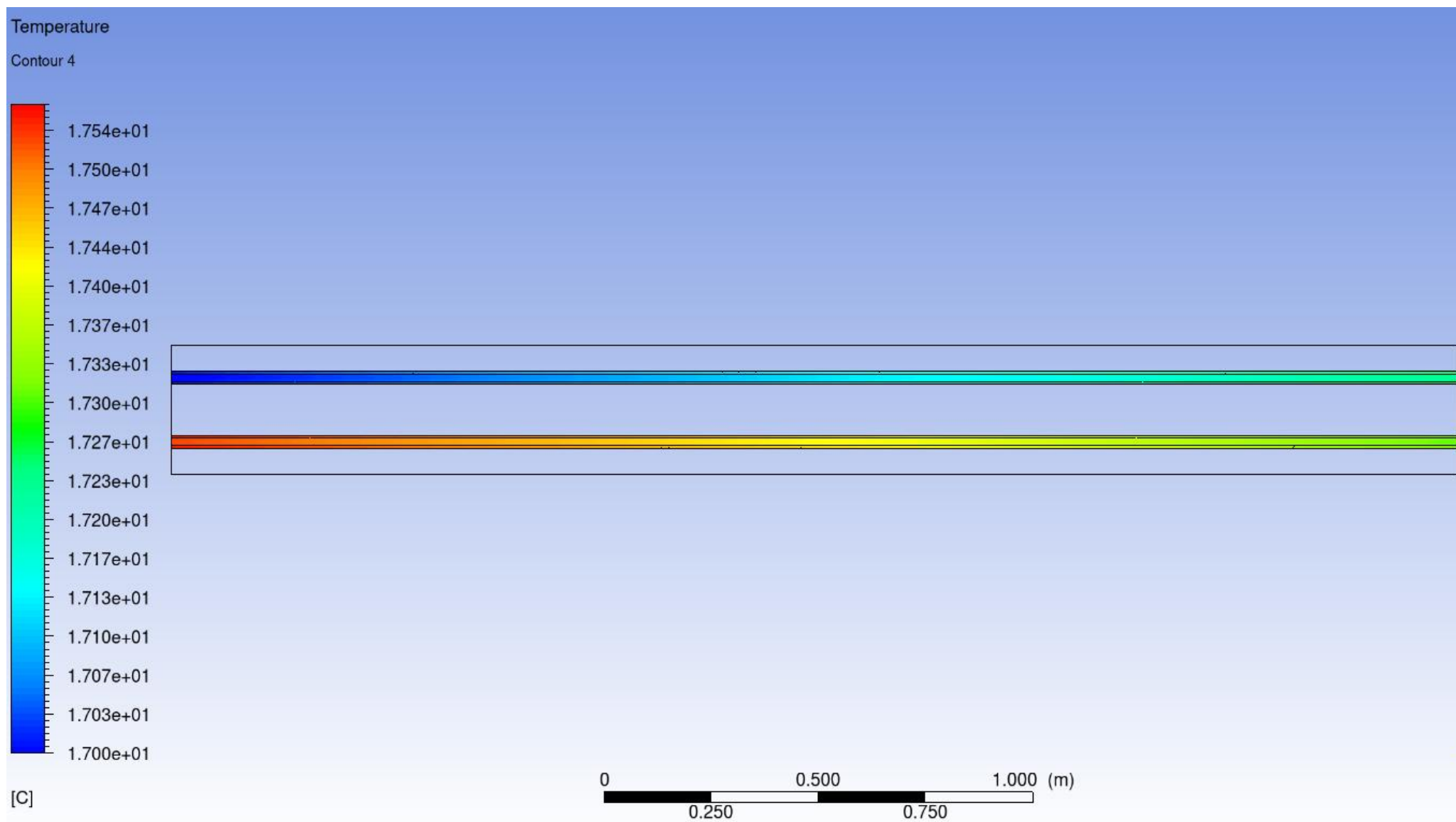
Obr. P-45 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



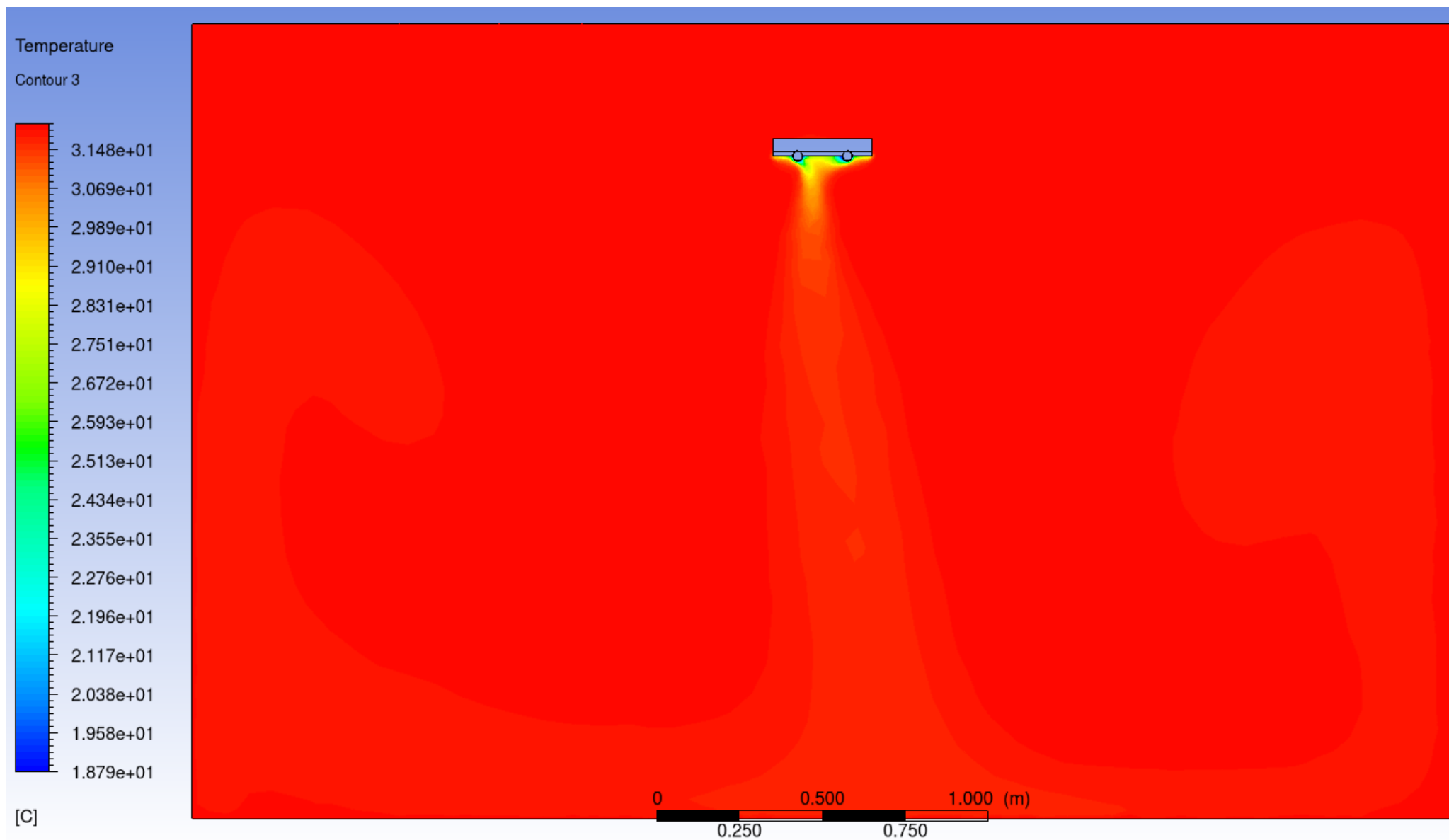
Obr. P-46 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



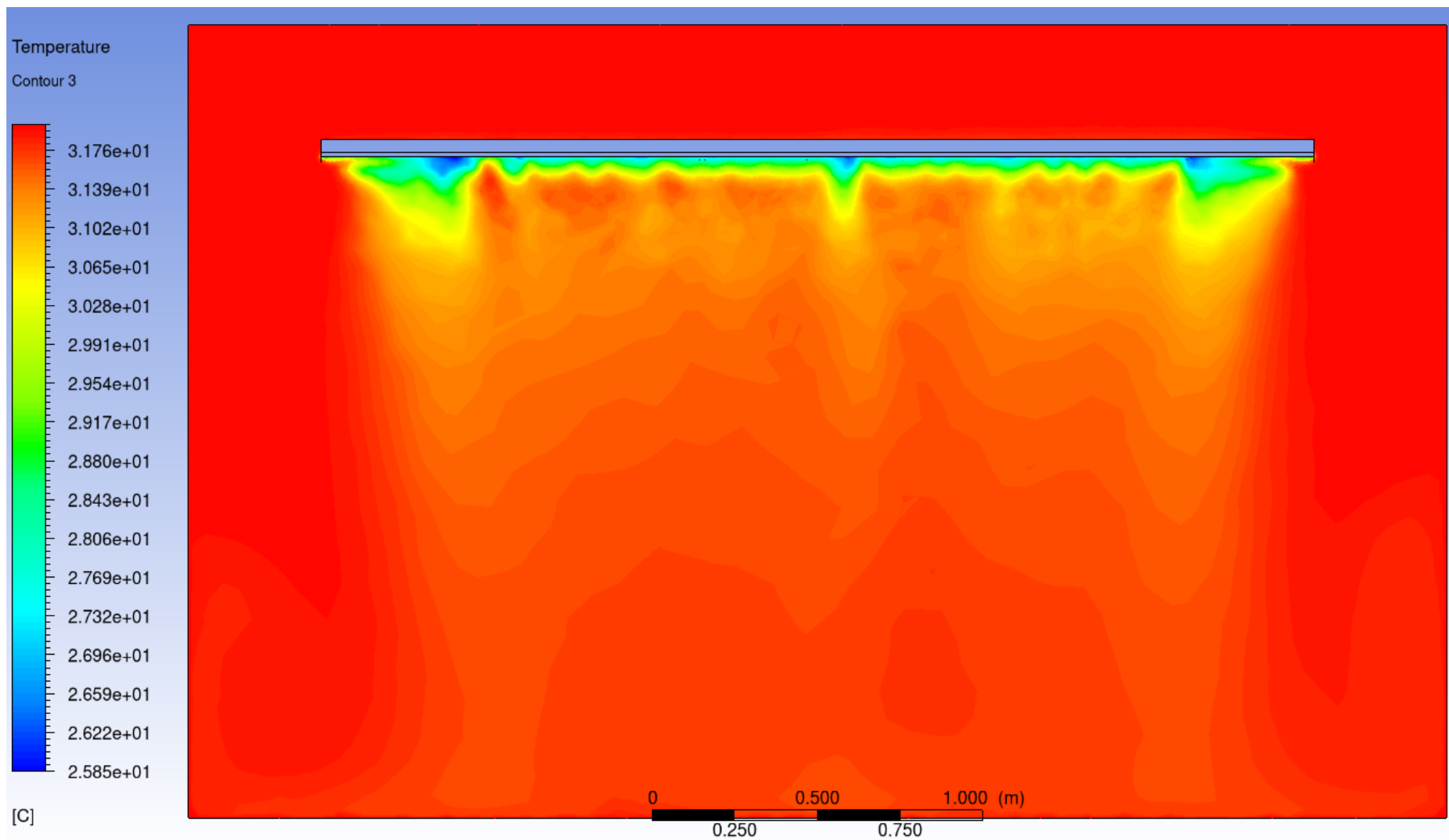
Obr. P- 47 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 14 K



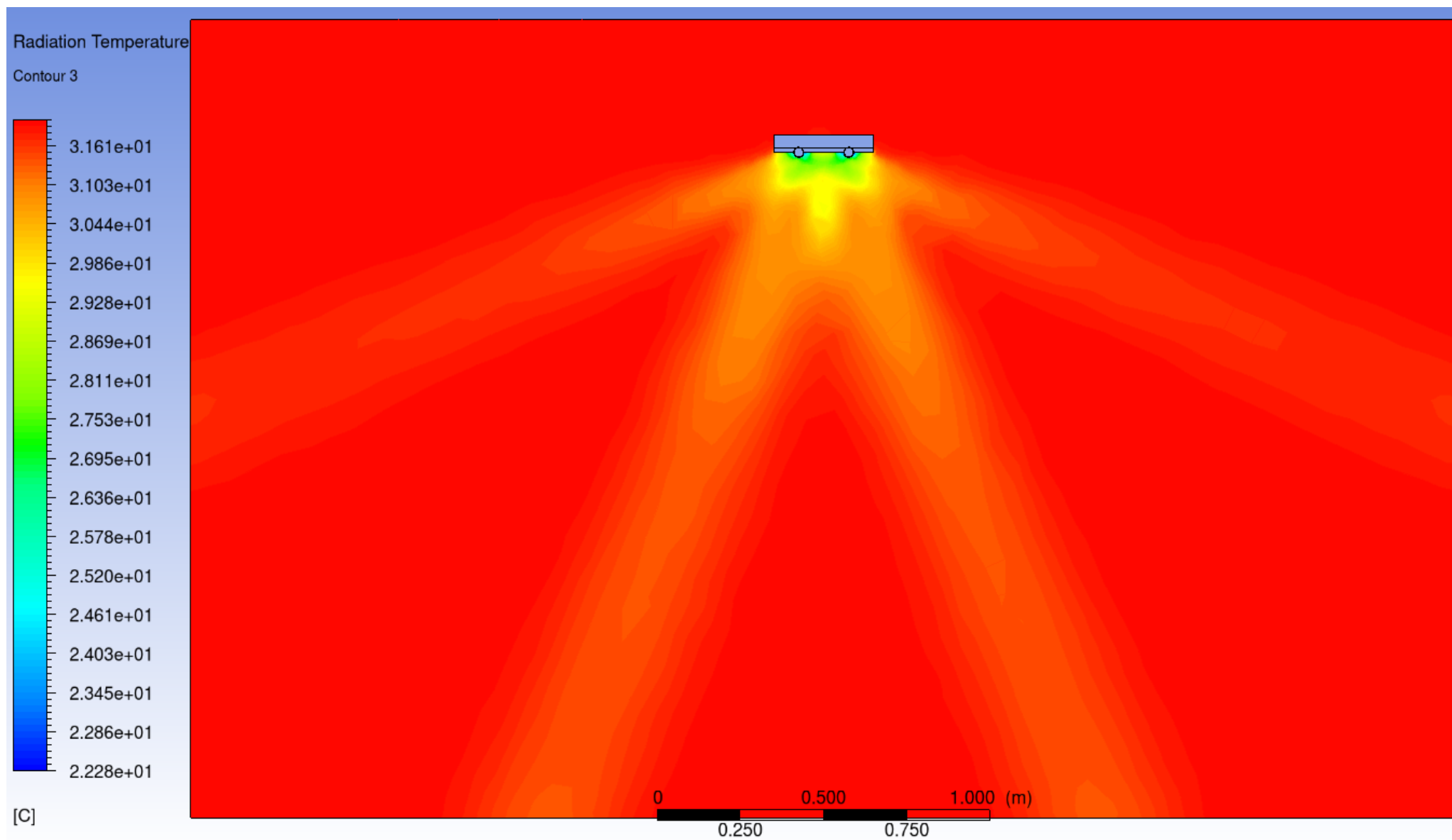
Obr. P- 48 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 14 K



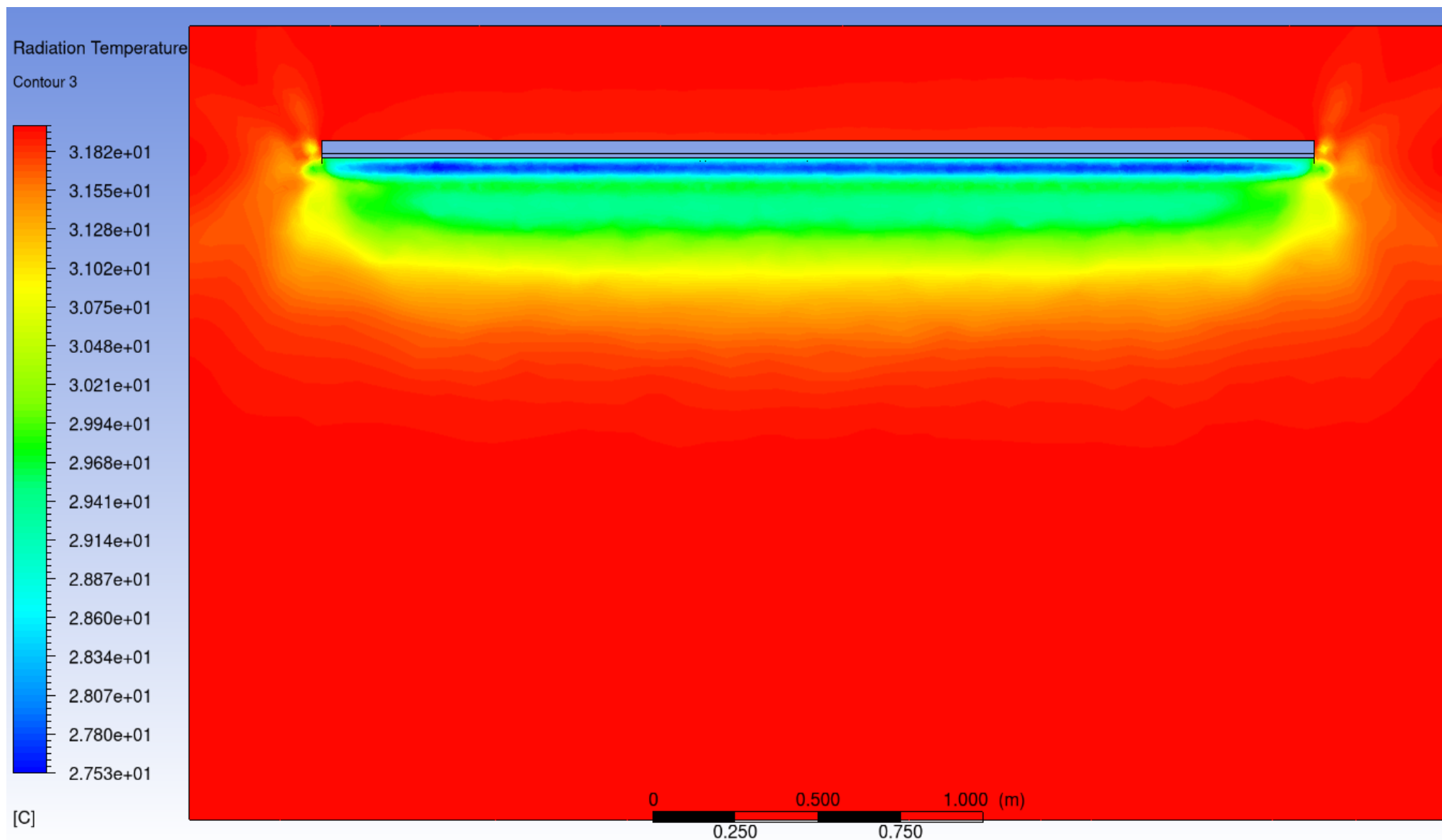
Obr. P-49 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



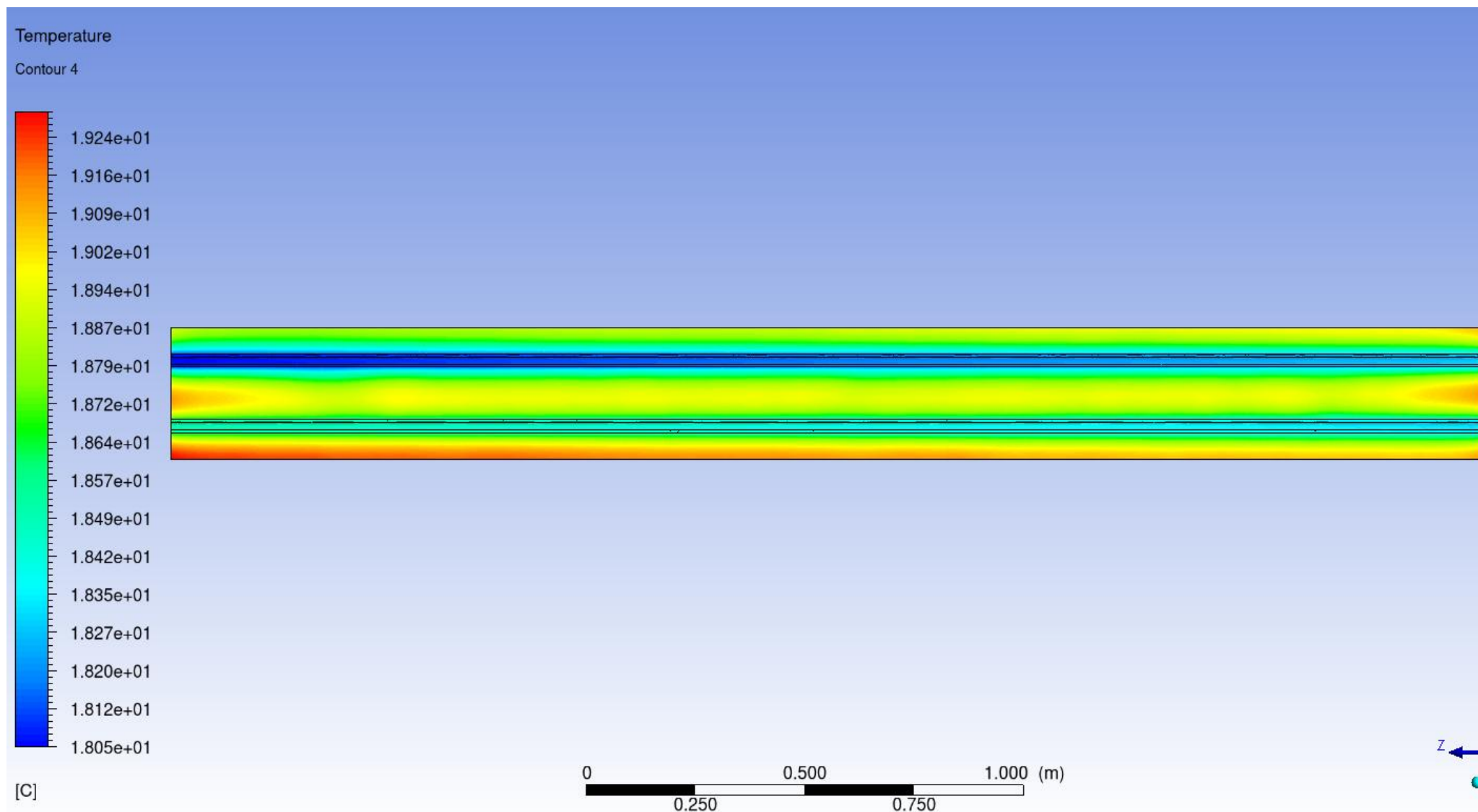
Obr. P-50 Teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



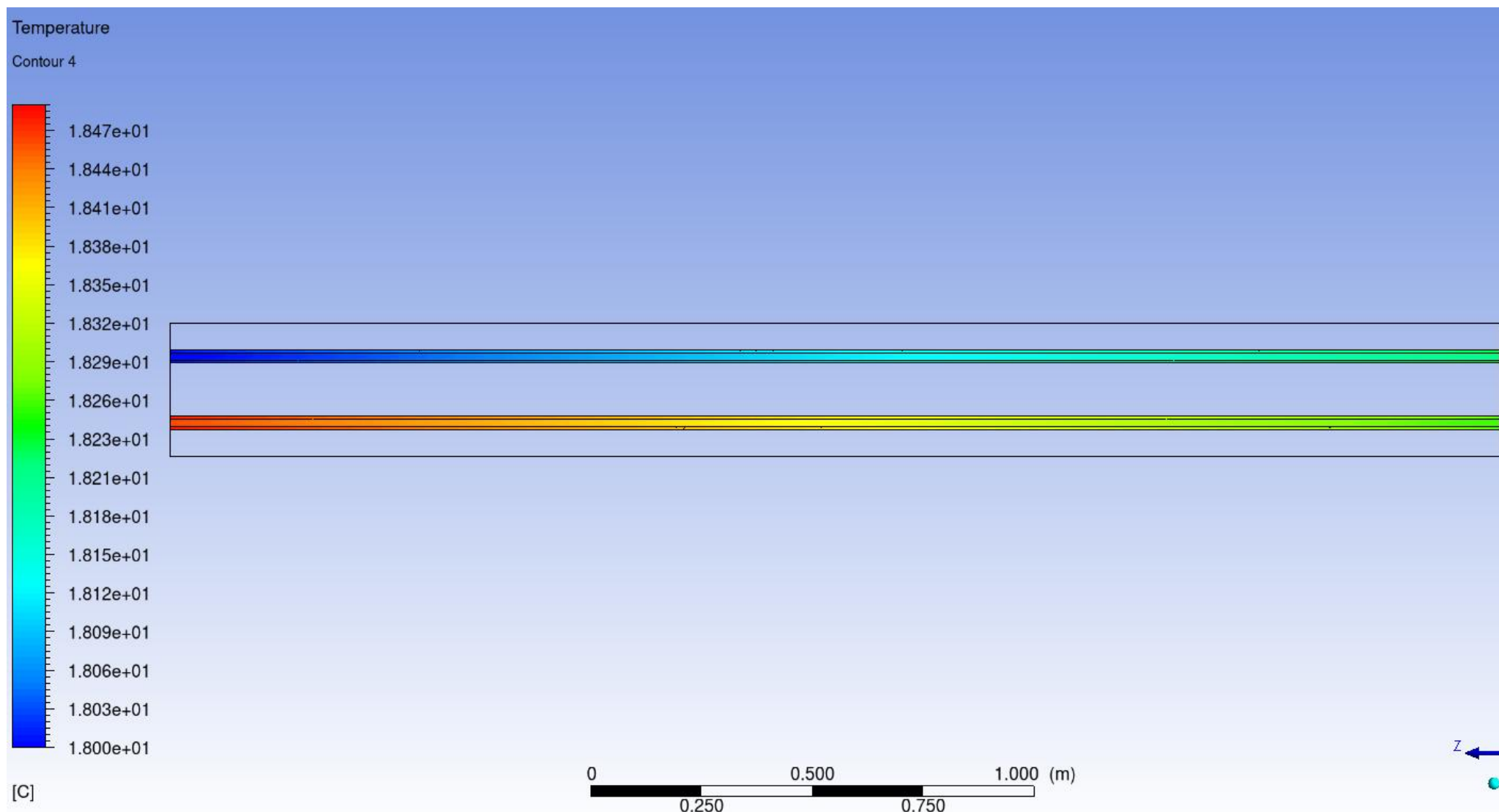
Obr. P-51 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru XY ,Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



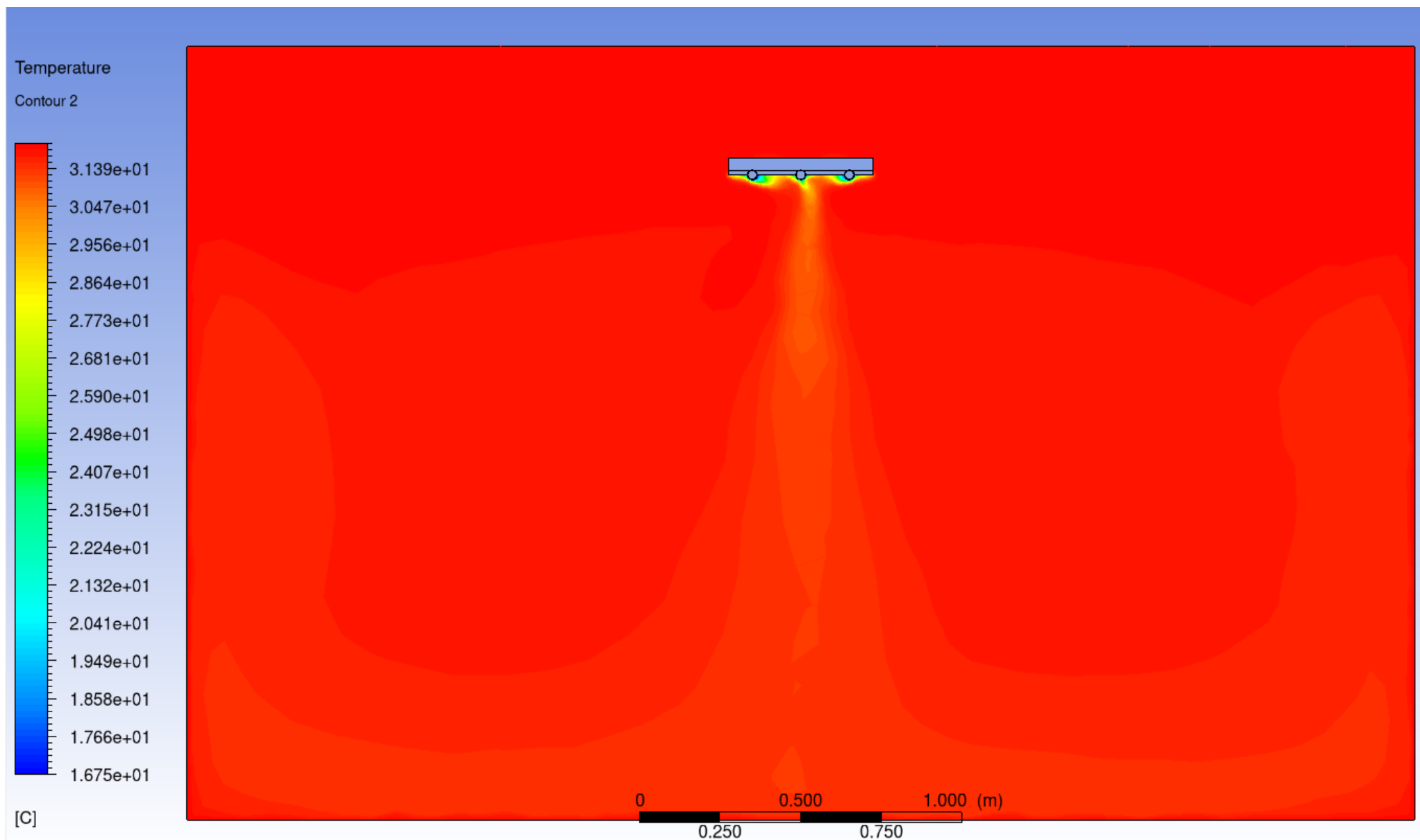
Obr. P-52 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 300 mm v směru ZY ,X = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



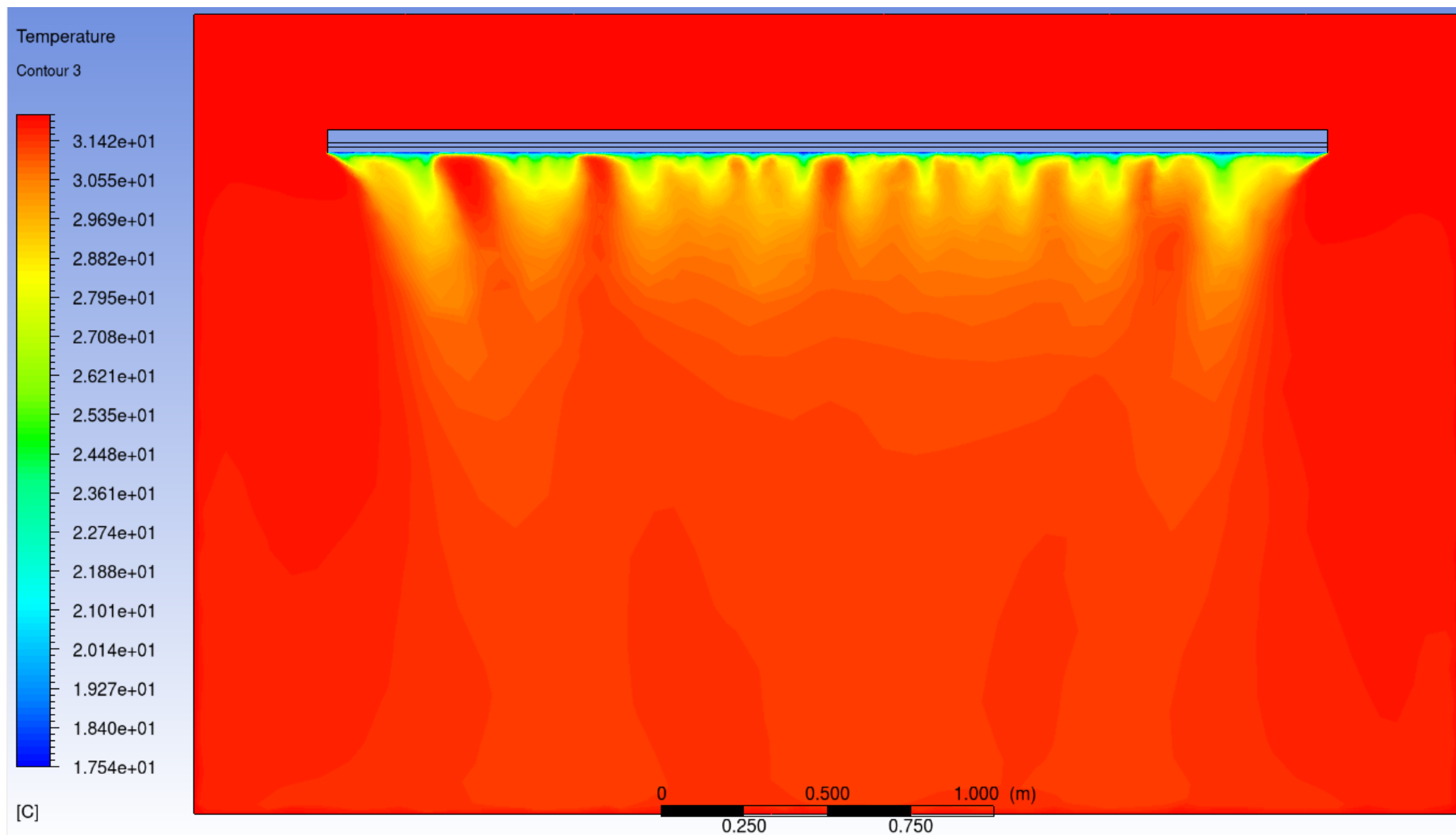
Obr. P- 53 Distribuce teploty v panelu šířkou 300 mm, teplotní rozdíl 13 K



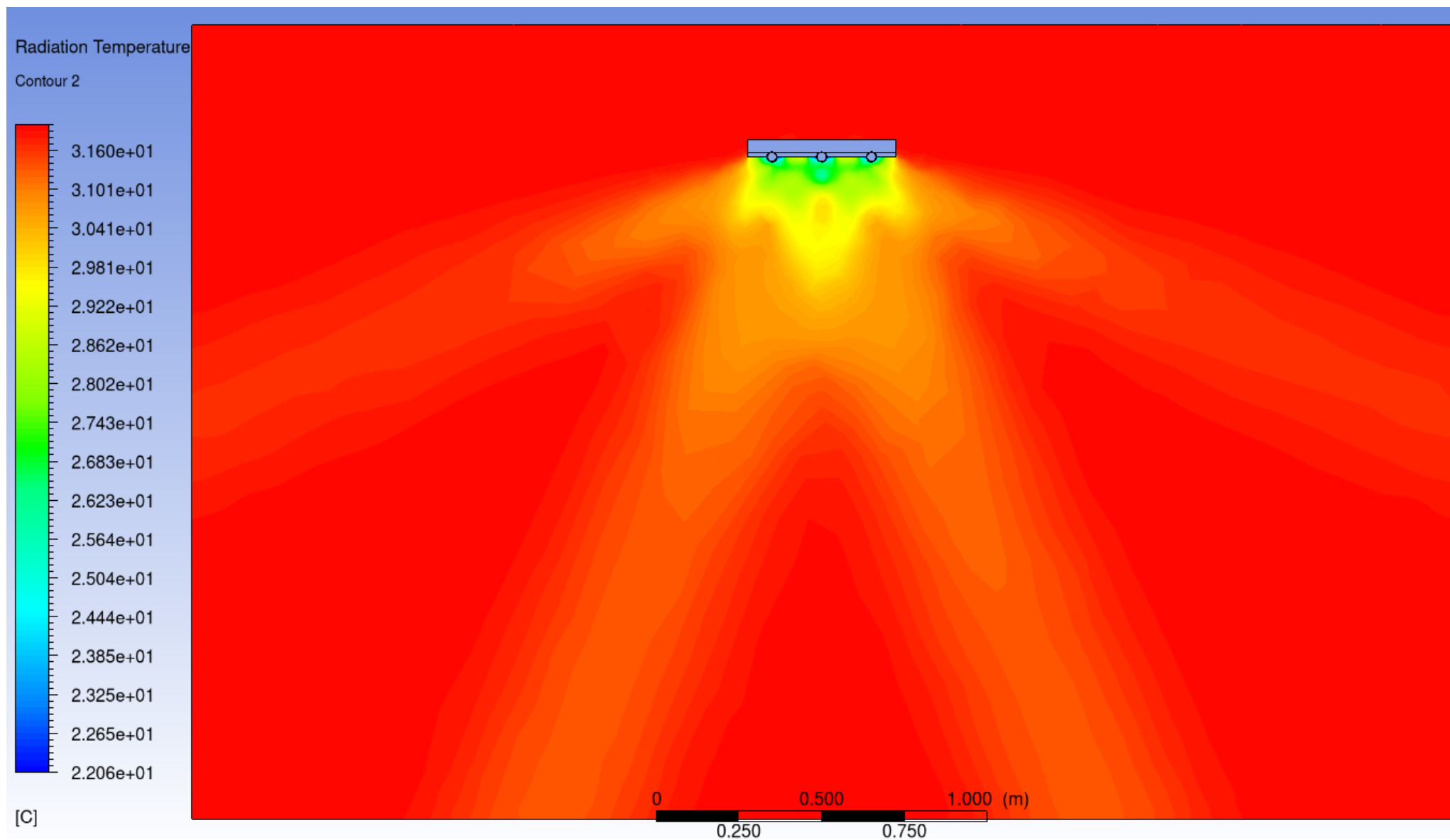
Obr. P- 54 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 13 K



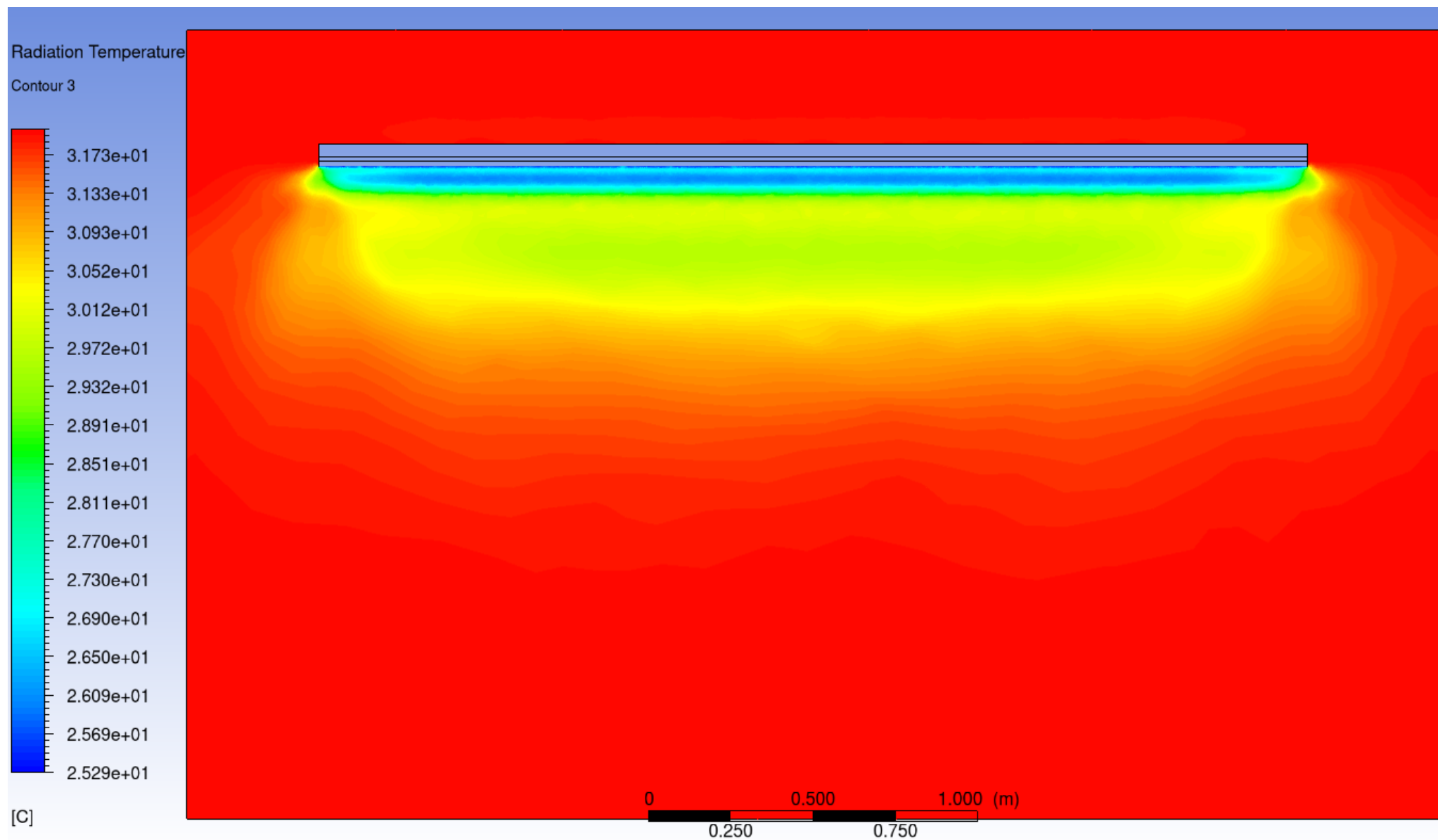
Obr. P-55 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY , Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



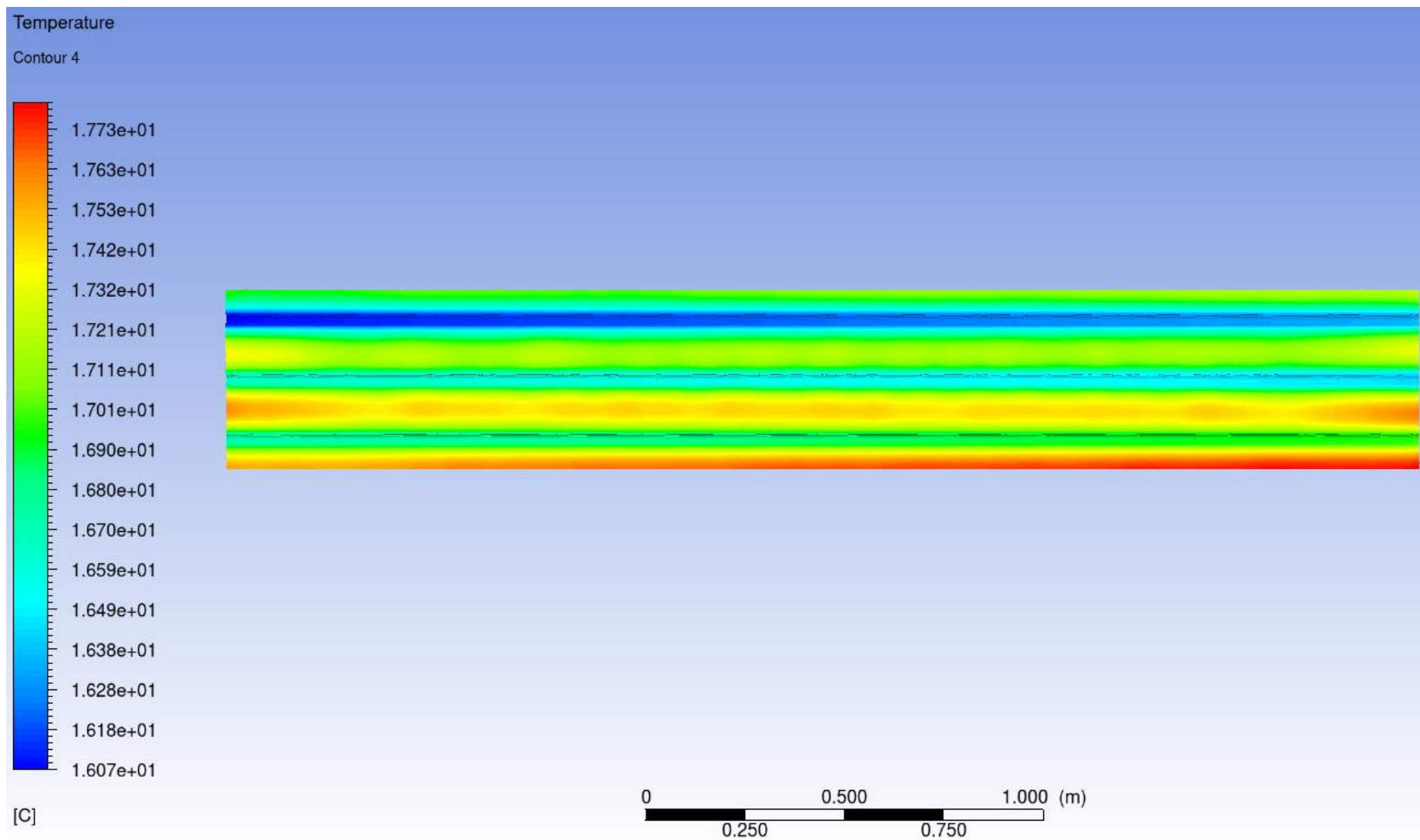
Obr. P-56 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY , X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



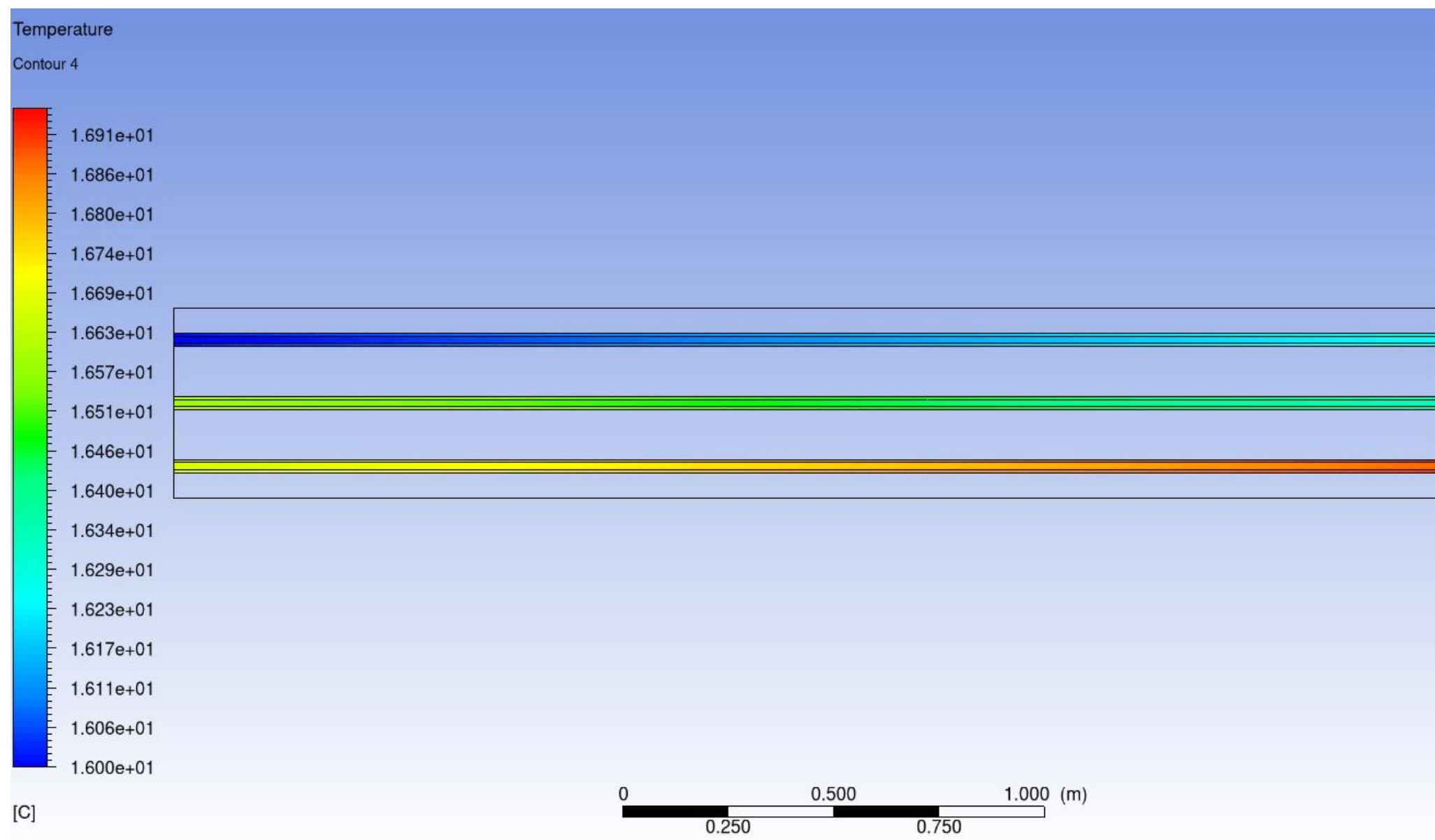
Obr. P-57 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



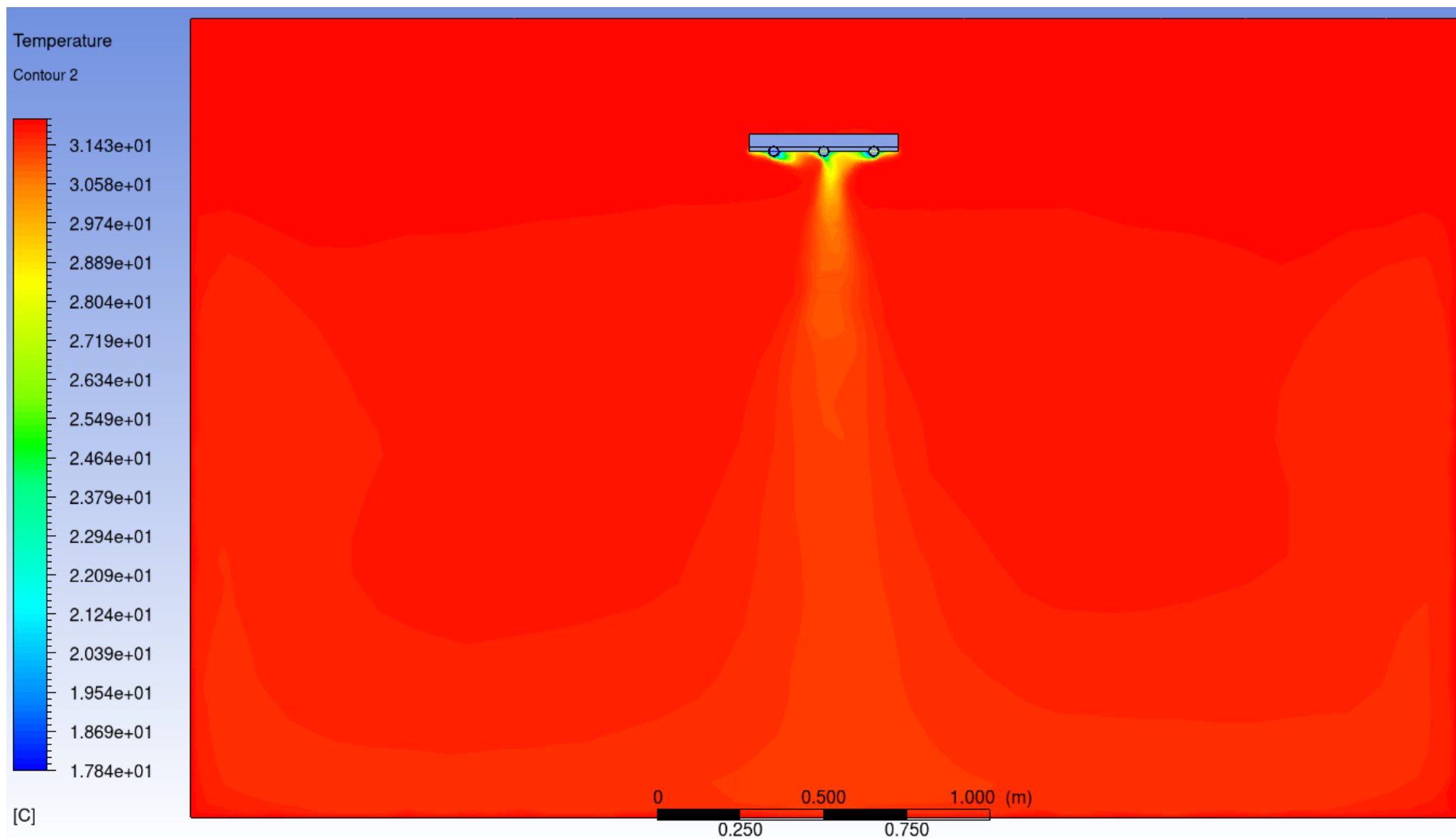
Obr. P-58 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



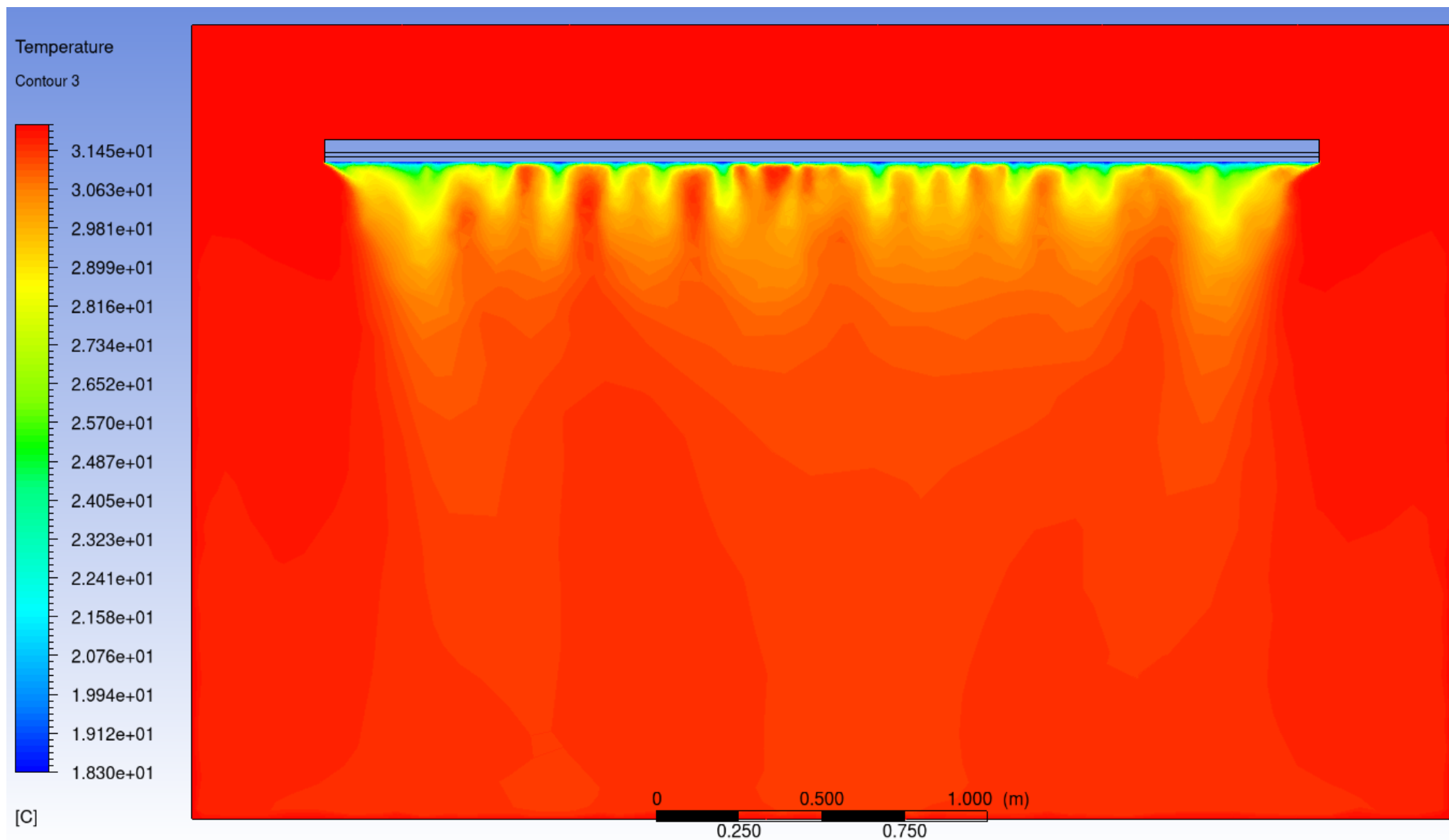
Obr. P- 59 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 15 K



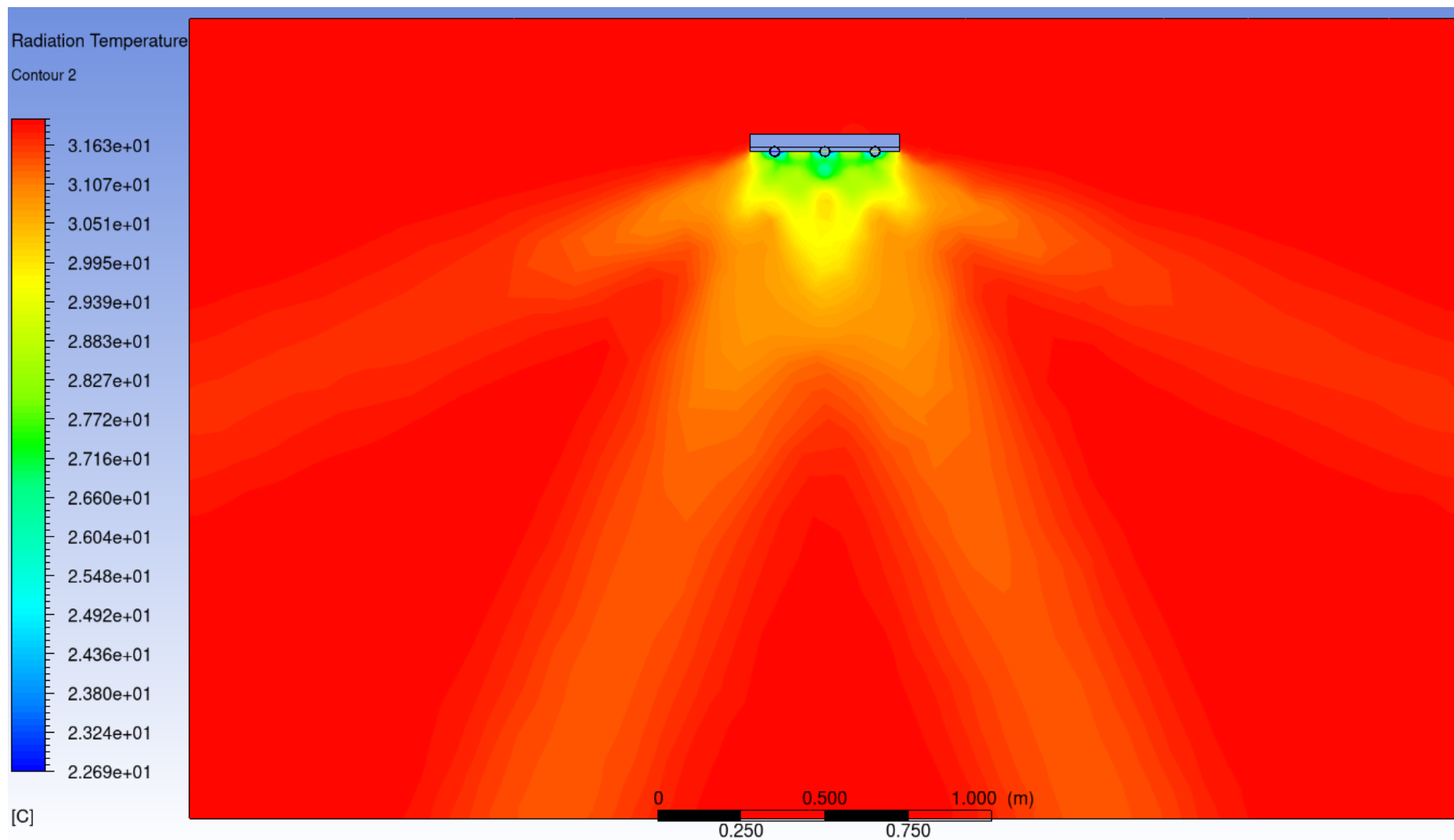
Obr. P- 60 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 15 K



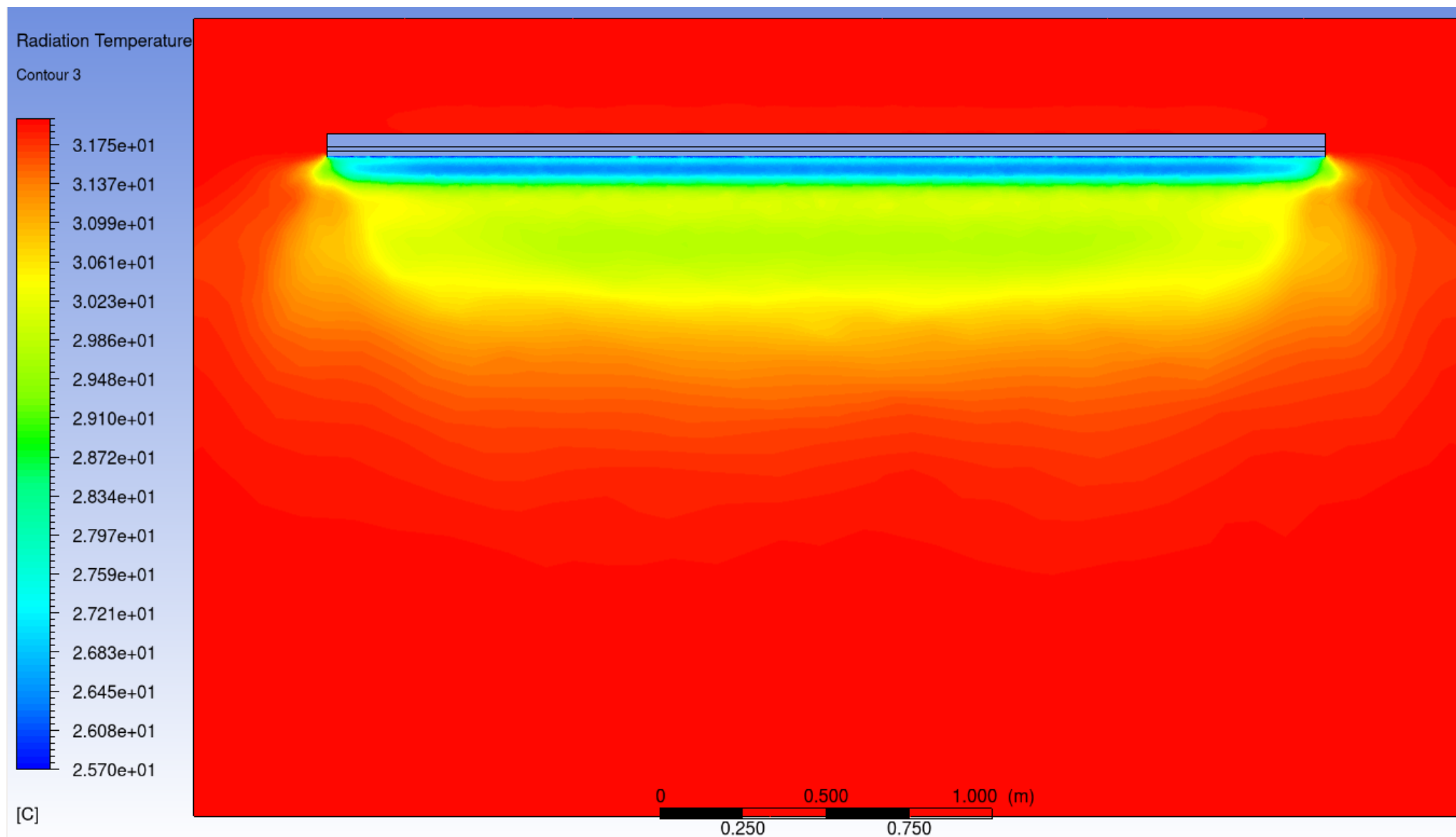
Obr. P-61 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



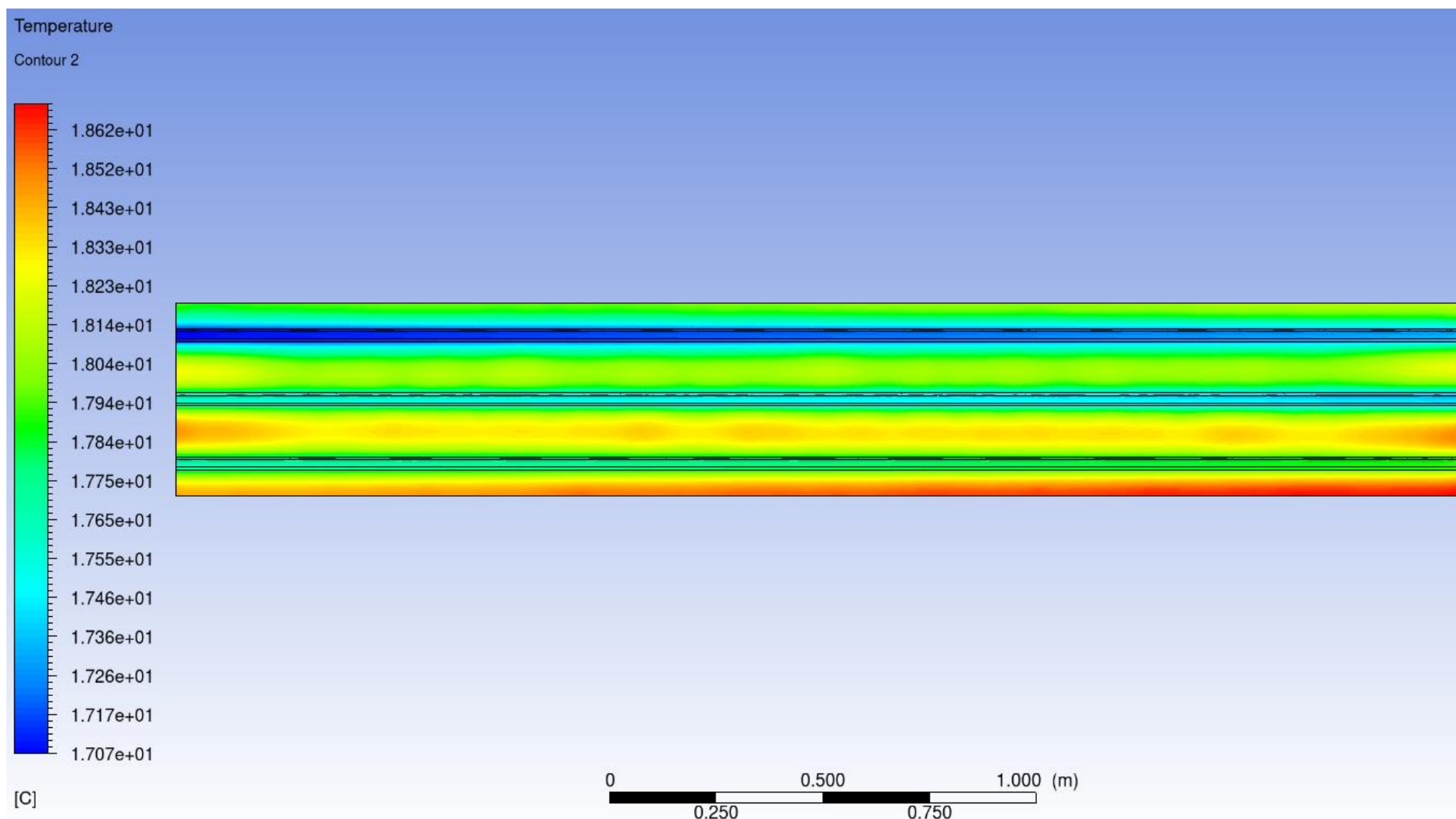
Obr. P-62 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, X = 1,9 m, teplotní rozdíl 15 K



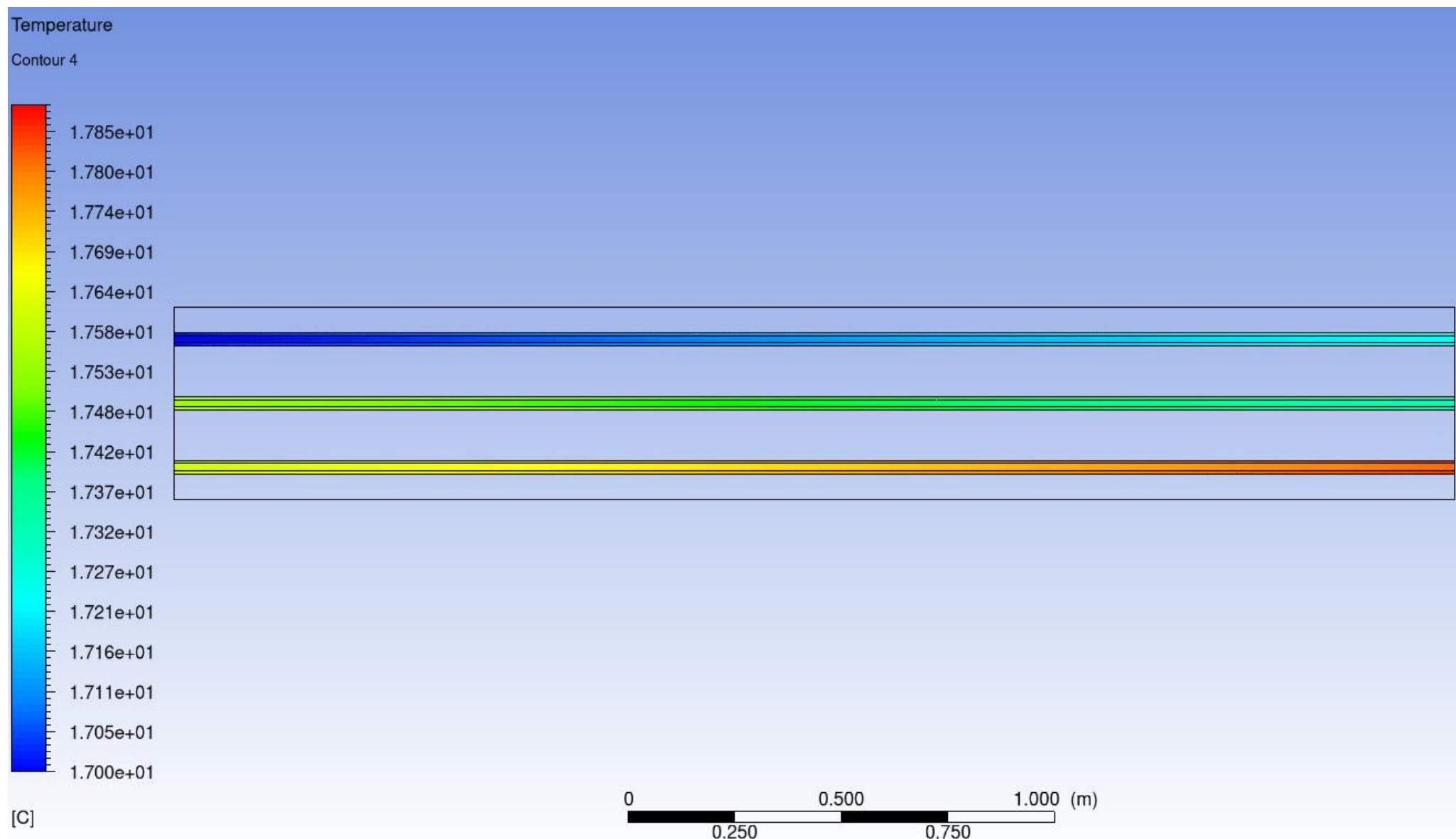
Obr. P-63 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



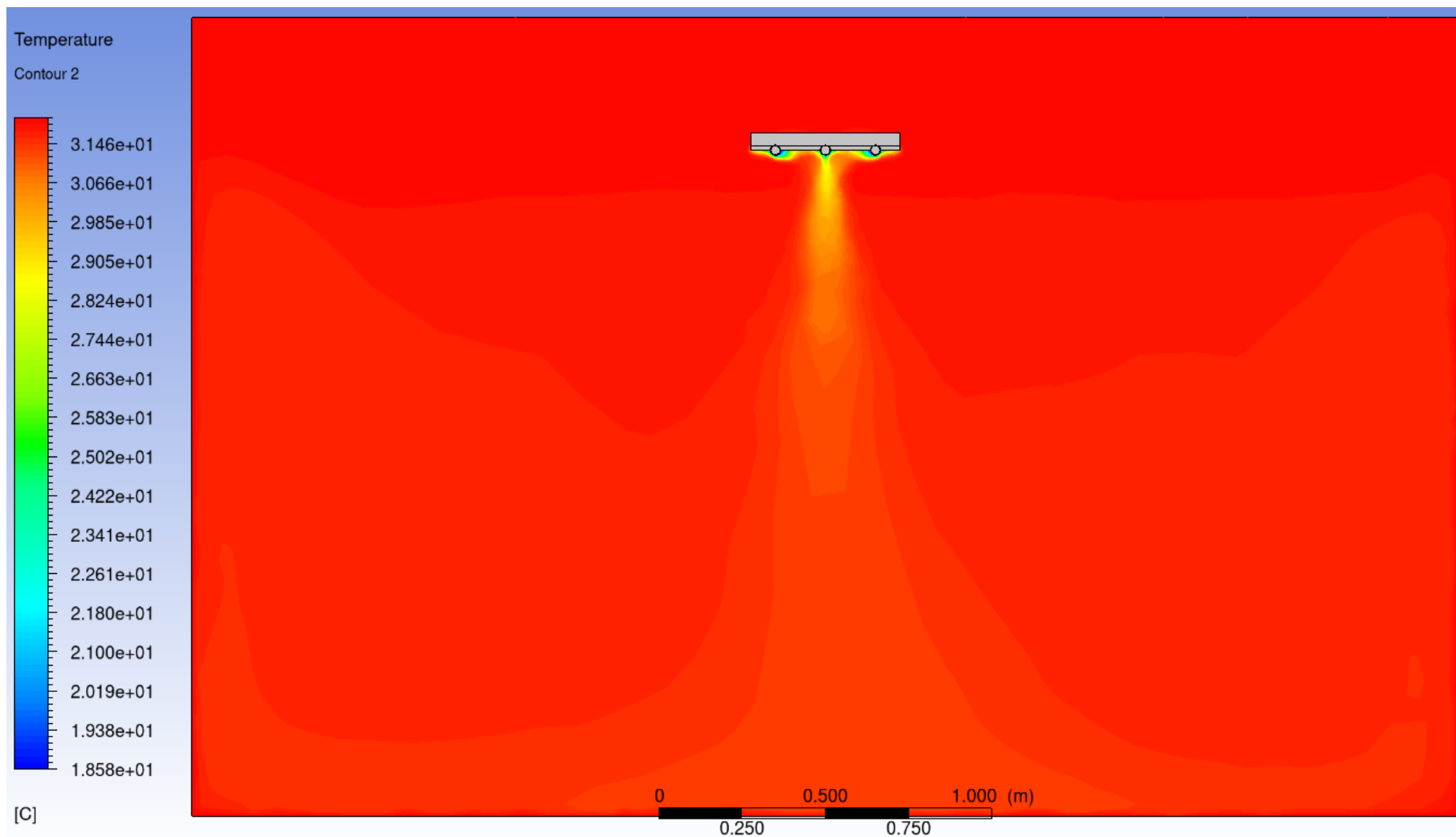
Obr. P-64 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, X = 1,9 m, teplotní rozdíl 14 K



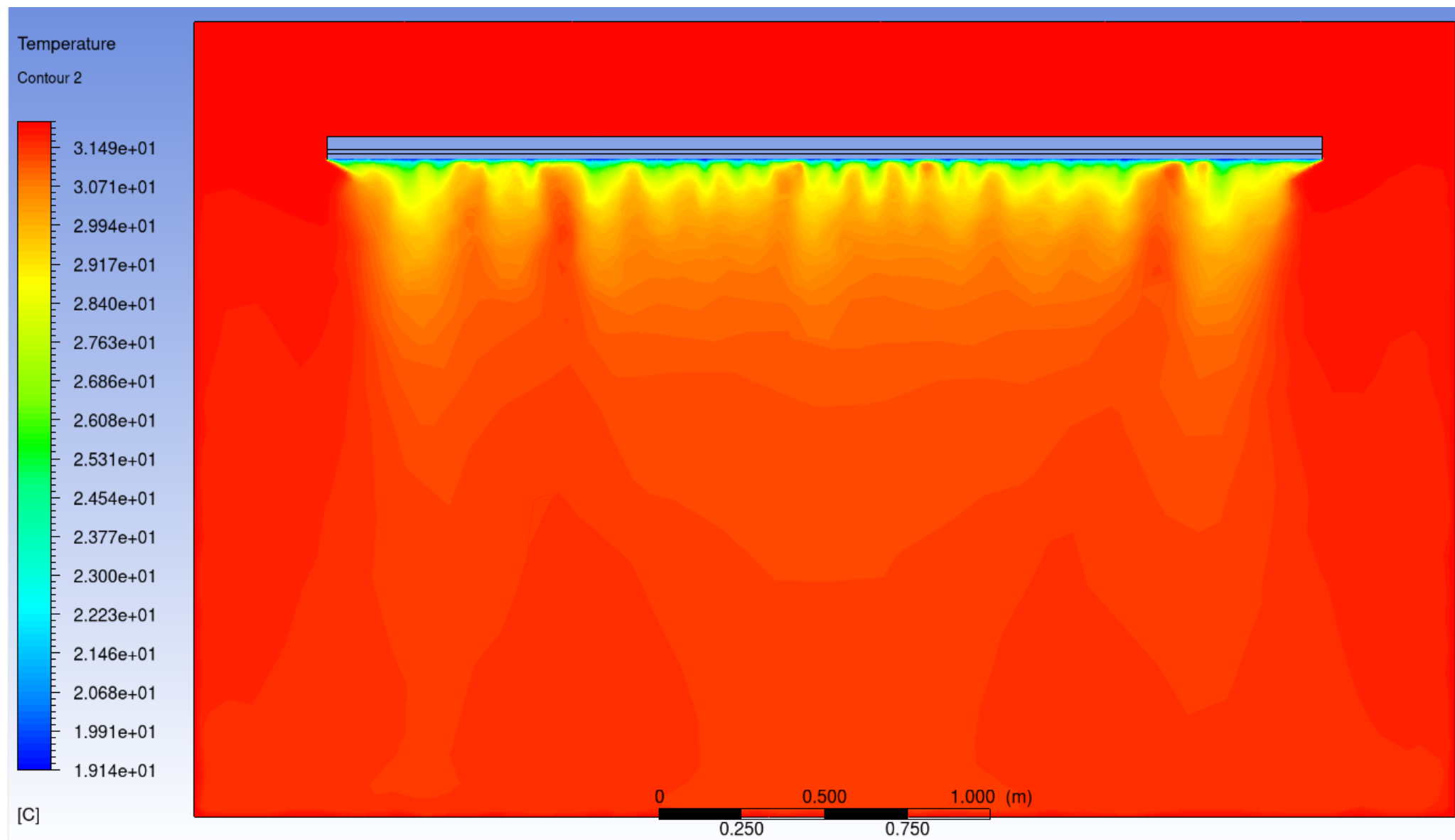
Obr. P- 65 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 14 K



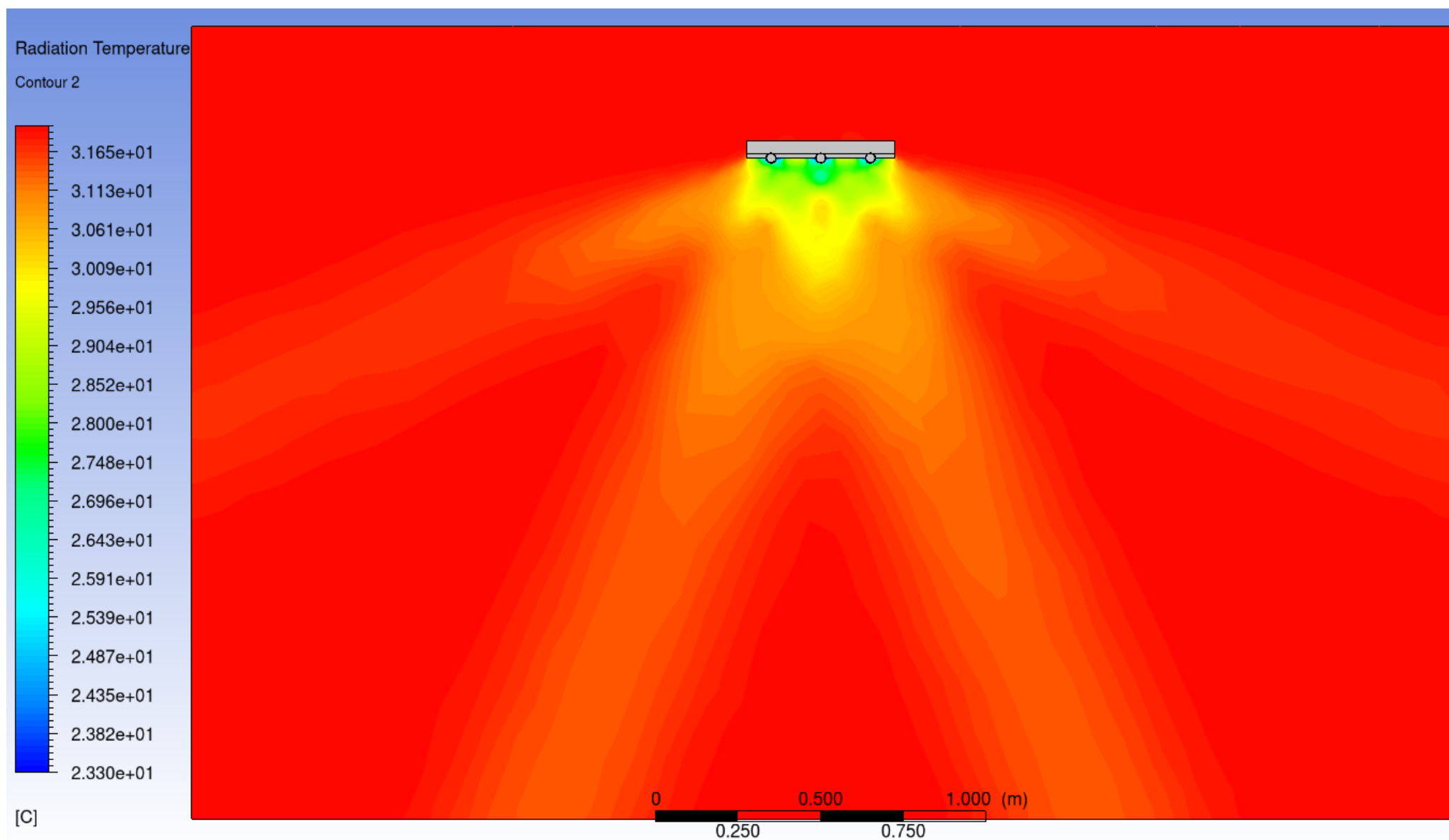
Obr. P- 66 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 14 K



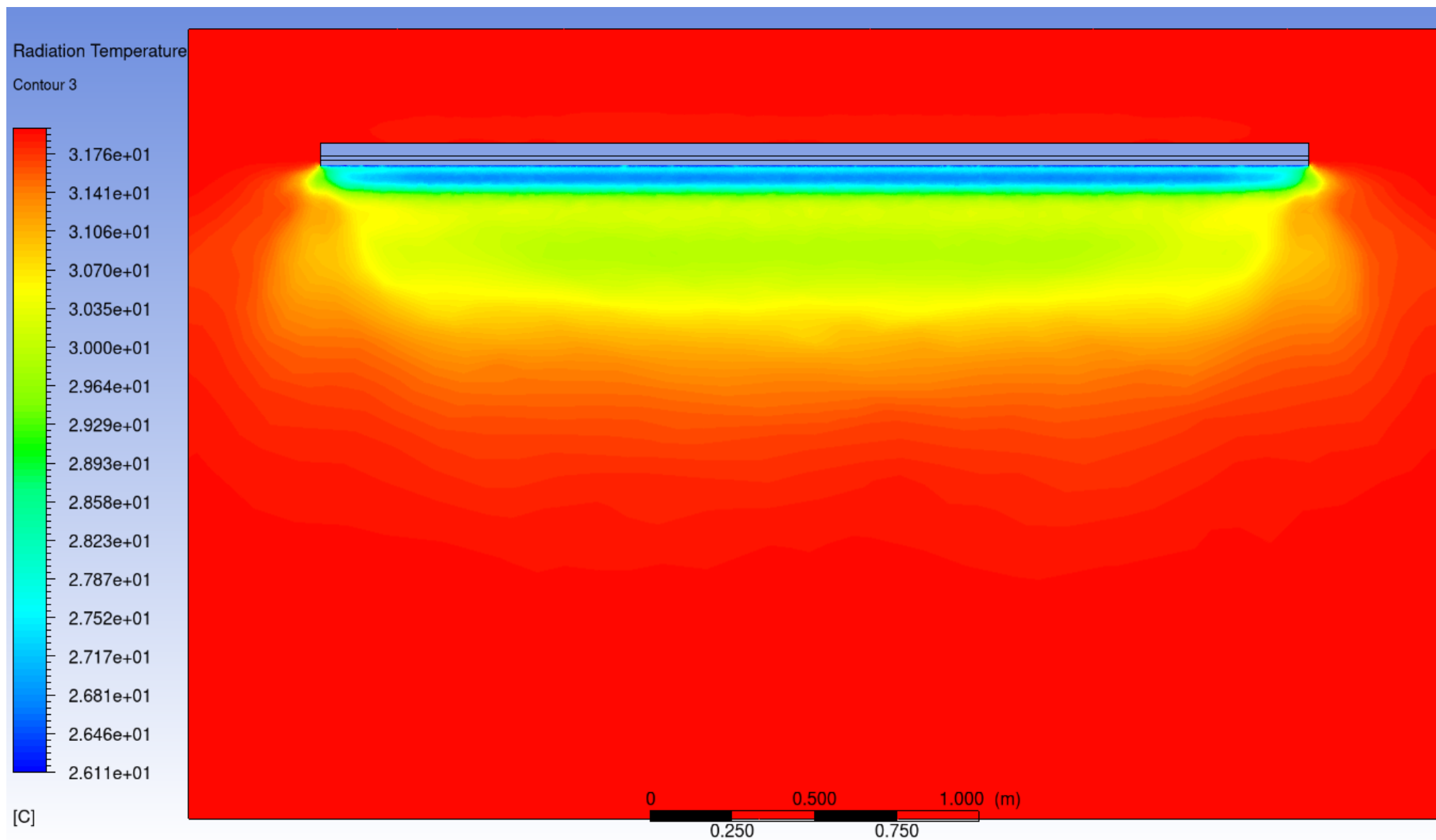
Obr. P-67 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



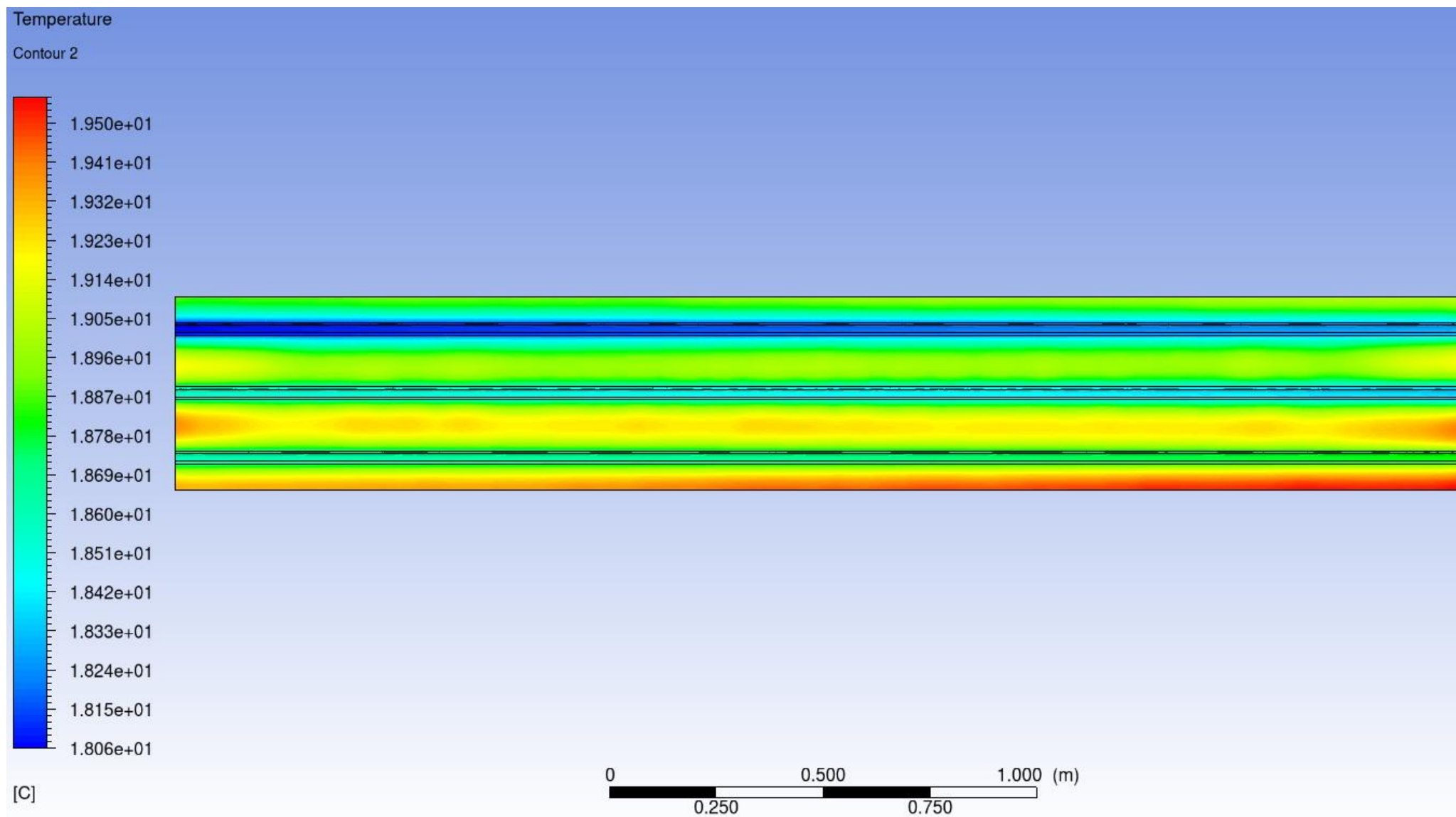
Obr. P-68 Teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, X = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



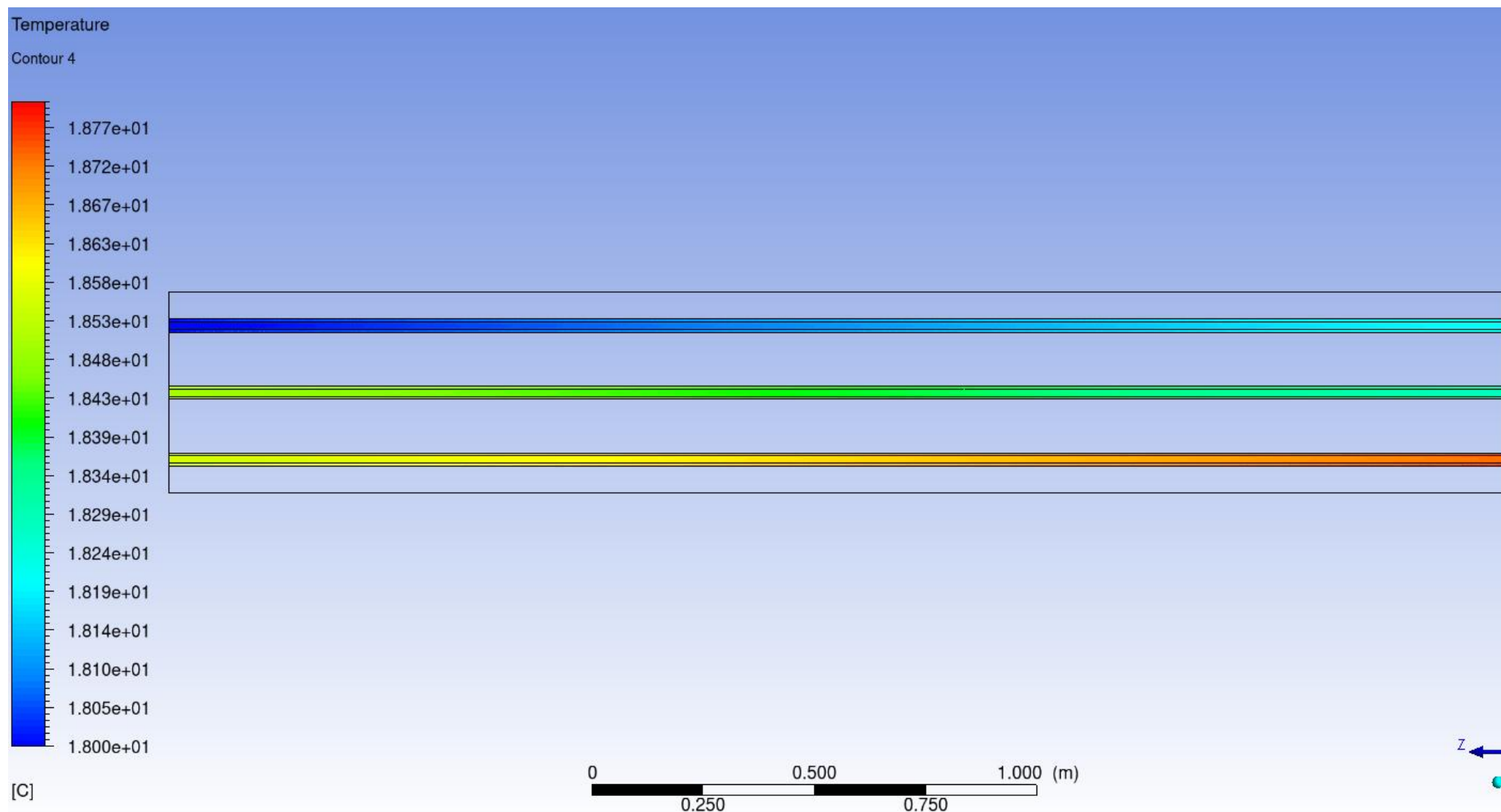
Obr. P-69 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru XY, Z = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



Obr. P-70 Radiačně teplotní pole panelu šířkou 450 mm v směru ZY, X = 1,9 m, teplotní rozdíl 13 K



Obr. P-71 Distribuce teploty v panelu šířkou 450 mm, teplotní rozdíl 13 K



Obr. P- 72 Distribuce teploty ve vodě, teplotní rozdíl 13 K