



Pracoviště: Regionální inovační centrum elektrotechniky

Výzkumná zpráva č.: 22190 - 020 - 2013

MODELOVÁNÍ REGENERAČNÍCH OHŘÍVÁKŮ A JINÝCH VÝMĚNÍKŮ TEPLA TEPELNÝCH ELEKTRÁREN V PROSTŘEDÍ DYMOLA

Druh úkolu: Výzkumná zpráva ohledně modelování klíčových prvků přenosu tepla mezi dvěma i více médii v tepelných (uhelných, jaderných) elektrárnách s pomocí simulačního softwaru Dymola a zejména její knihovny ThermalPower (TPL)

Řešitelé: Ing. Jan Veleba, Ing. Jaroslav Sadešský

Vedoucí úkolu: prof. Ing. Zdeněk Peroutka, Ph.D.

Počet stran: 33

Datum vydání: červenec 2013

Revize: 1

Tato práce vznikla s finanční podporou TAČR v rámci projektu č. TE01020455 a s podporou projektu SGS-2012-071.

Anotace

Tato výzkumná zpráva se zabývá průzkumem možností pro spolehlivé modelování tepelných výměníků všech druhů používaných v tepelných elektrárnách. V první řadě jsou řešeny směšovací tepelné výměníky, u kterých se pracovní látky různých teplot i skupenství mísí a vzniká jedna výstupní pracovní látka (např. zásobárna napájecí vody = odplyňovák, částečně také kondenzátor). Dále jsou řešeny nejčastěji používané rekuperační výměníky, kde dochází k přenosu tepla přes stěnu trubky známé tepelné vodivosti a tloušťky z prostředí média o vyšším potenciálu do média o potenciálu nižším (např. kondenzátor, regenerační nízkotlaké/vysokotlaké ohříváky). Pro každou z řešených oblastí byl v prostředí simulačního programu Dymola vytvořen dostatečný počet jednoduchých demonstračních úloh pro snadné pochopení zásad modelování těchto tepelných procesů. Dále byla stručně doplněna teorie a také orientační výpočty k ověření správnosti grafických výstupů Dymoly u jednotlivých úloh. Spolu s touto výzkumnou zprávou jsou dodány i samostatné modely jednotlivých úloh pro prostředí Dymoly, které lze dále upravovat a rozvíjet.

Seznam fyzikálních veličin

Q	teplo (heat) dodané médiu či spotřebované médiem [J]
T	teplota (temperature) prostředí či média [$^{\circ}\text{C}$, K], převod: $T[\text{K}] = T[^{\circ}\text{C}] + 273.15$
Δ	střední teplotní rozdíl (mean temperature difference) ohříváku [$^{\circ}\text{C}$, K]
p	tlak (pressure) média [Pa, bar], převod: 1 MPa = 10 bar
V	objem (volume) média [m^3]
d	hustota (density) pracovní látky [kg/m^3]
h	entalpie (enthalpy) pracovní látky [J/kg]
dp	tlakový spád (pressure drop) v trubce či regulačním ventilu [Pa, bar]
c	měrná tepelná kapacita (specific heat capacity) [J/kg/K]
C	tepelná kapacita (metal heat capacity) nádoby [J/K]
λ	koeficient přestupu tepla mezi látkami (heat transfer coefficient) [$\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$]
γ	tepelná vodivost (metal wall thermal conductivity) trubky [$\text{W}/\text{m}/\text{K}$]
K	celkový součinitel přestupu tepla (total heat transfer coefficient) [$\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$]
η	tepelná účinnost výměníku (thermal efficiency) [-, %]
m	hmotnostní průtok (mass flow rate) [kg/s, t/hod]
v	objemový průtok (volume flow rate, metric flow coefficient) [m^3/s , m^3/hod]
R	hydraulický odpor (hydraulic resistance) třením média v trubce [Pa/(kg/s)]
G	hydraulická vodivost (hydraulic conductance) média v trubce [(kg/s)/Pa]
y	výška hladiny (level) média v nádrži/zásobníku [m]
A	plocha (area) základny nádrže/zásobníku [m^2]
r	poloměr (radius) trubky [m]
D	průměr (diameter) trubky [m]
L	délka (length) trubky [m]
s	tloušťka (thickness) stěny trubky [m]
t	čas (time) [s]

Obsah

1 ÚVOD.....	4
2 PŘEHLED PRVKŮ PRO MODELOVÁNÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ V DYMOLÉ.....	5
3 SMĚŠOVACÍ OHŘÍVÁK TYPU VODA-VODA.....	9
4 SMĚŠOVACÍ OHŘÍVÁK TYPU PÁRA-VODA.....	12
5 ODPLYŇOVÁK - JEDNODUCHÝ MODEL.....	15
6 SMĚŠOVACÍ OHŘÍVÁK - REGULACE VÝSTUPNÍ TEPLoty VSTRÍKEM.....	18
7 POVRCHOVÝ (REKUPERAČNÍ) OHŘÍVÁK S LOGARITMICKÝM TEPLotNÍM STŘEDEM - SOUPROUDÝ.....	22
8 POVRCHOVÝ (REKUPERAČNÍ) OHŘÍVÁK S LOGARITMICKÝM TEPLotNÍM STŘEDEM - PROTIPROUDÝ.....	26
9 SHRNUtÍ A ZÁVĚR.....	29
10 PŘÍLOHY.....	30
11 LITERATURA.....	31

1 ÚVOD

Regenerační ohříváky představují nedílnou součást výrobního cyklu tepelné elektrárny. Stojí za přenosem tepla mezi teplejší látkou/médiem a studenější látkou, od které očekáváme pozdější konání práce či jiné funkce. Teplejší látkou může být například přehřátá či sytá pára nebo teplejší voda/kondenzát. Studenější látkou je pak většinou studená voda. Jedním z principů přenosu tepla je přímé mísení obou médií, kdy výsledkem je jedno médium o konečné teplotě. Tento způsob ohřívání je spíše ojedinělý a používá se částečně v kondenzátoru a hlavně v zásobárně napájecí vody (tj. v odplynováku), kde dochází k samovolnému vytěsnění bublinek vzduchu vytvořených zkapalněním páry. Druhým z principů je přenos tepla nepřímo, tj. přes kovovou stěnu nádoby resp. trubky. Efektivita těchto tzv. rekuperačních (povrchových) ohříváků je odvislá od stykové plochy mezi oběma médii, tloušťky stěny a tepelné vodivosti jejího materiálu, teplotního spádu a také od koeficientů přenosu tepla mezi jednotlivými prostředii. Tyto ohříváky dělíme na souproude, protiproude a křížové. U souproudech ohříváků vstupují obě média do teplosměnného prostředí souběžně (tj. ve stejném směru) a stejně tak i vystupují. U protiproudech ohříváků dochází k přenosu tepla při protichůdném toku obou médií. Tento způsob se upřednostňuje, protože je efektivnější (tj. dochází k lepšímu prohřátí ohřivaného média). U křížových ohříváků se média v trubkách vůči sobě pohybují kolmo a opakovaně. Koncový teplotní rozdíl je u všech typů rekuperačních ohříváků smluvně udržován na hodnotě 3-5 °C.

Funkcí regeneračních ohříváků je v první řadě zvýšit účinnost celého procesu výroby elektřiny a tepla tím, že dochází k ekonomičtější a efektivnější tepelné výměně ještě před vstupem napájecí vody do bubny kotle. Druhořadou funkcí je účinnější příprava páry a horké/teplé vody k rozvodu tepla pro průmysl a domácnosti.

V této zprávě jsou zkoumány možnosti aplikace některých vhodných modelů tepelných výměníků a souvisejících funkčních bloků v prostředí simulačního nástroje Dymola. Tento úkol je realizován v řadě samostatných vzorových simulacích, které jsou plně okomentovány ať už co se týče přípravy simulace, jejího spuštění, získání numerických výsledků či grafických průběhů a provedení srovnávacího (teoretického) výpočtu. Cílem této zprávy je upozornit na spolehlivé modely v Dymole pro modelování klíčových procesů v tepelných elektrárnách. Rozvojem těchto modelů a jejich vhodnou adaptací na konkrétní problémy bude ve finále možné zajistit lepší dynamiku, efektivitu a ekonomičnost provozu obecné tepelné elektrárny.

2 PŘEHLED PRVKŮ PRO MODELOVÁNÍ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ V DYMOLA

Simulační nástroj Dymola obsahuje celou řadu knihoven a balíčků s modely různých technologických prvků (elektrických, tepelných, hydraulických, pneumatických, aj.).

Některé tyto balíčky jsou plně kompatibilní s jinými balíčky či jejich modely, jiné bohužel ne. To je jeden z problémů, na který jsem během vypracovávání této výzkumné zprávy narazil. Často je to odlišeno například jinými porty u jednotlivých funkčních bloků. Například připojování bloku rezervoáru z `Modelica.Fluid.Vessels.OpenTank` ke zdroji s médiem z `ThermalPower.TwoPhase.SourcesAndSinks.MassFlowBoundary` vede k výskytu chybové hlášky o nekompatibilitě konektorů. Platí tedy, že není vhodné mixovat dohromady prvky více balíčků (např. balíčků `Modelica`, `ThermalPower`, `Modelon` ad.).

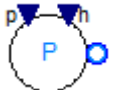
Některé prvky jsou ale kompatibilní se všemi dalšími, proto se dají použít na široké spektrum úloh, které nemusí být výhradně vázány na jednu oblast (např. `ThermalPower`). Jedná se například o definice vstupních signálů - např. `Modelica.Blocks.Sources.Step` nebo `Modelica.Blocks.Sources.Ramp`.

Z důvodů uvedených výše vyplývá, že je nezbytné vzájemnou kombinaci různých prvků ručně odzkoušet, abychom se vyhnuli zbytečným chybám v průběhu konkrétních simulací. Níže bylo mou snahou poskytnout přehled funkčních bloků vázaných na téma modelování tepelných výměníků a regeneračních ohříváků zejména (prvky z knihovny `ThermalPower`) ale také seznam dalších prvků, které jsou univerzální a lze je aplikovat na různé řešené úlohy. Snad tento přehled usnadní orientaci čtenáře v navazujících typizovaných simulacích s regeneračními ohříváky a přispěje k snadnému pochopení a zažití těchto modelů pro budoucí složitější úlohy.

Níže zveřejněný přehled vždy obsahuje název funkčního bloku/prvku, jeho schematickou značku v pracovních diagramech Dymoly, jeho umístění a stručný komentář ohledně jeho funkce, k čemu slouží, na co jej lze využít, apod.

Prostudování tohoto přehledu je klíčové pro každého čtenáře předtím, než začne pročitat jednotlivé základní simulační úlohy v této práci.

Součástí této práce jsou i samotné soubory vytvořené v prostředí programu Dymola. Jsou plně editovatelné a dají se modifikovat či rozšiřovat dle potřeby/nutnosti.

značka	název	umístění
	PressureBoundary_ph	ThermalPower.TwoPhase.SourcesAndSinks

Zdroj či odběr pro toky páry/vody s definovaným tlakem.

	MassFlowBoundary	ThermalPower.TwoPhase.SourcesAndSinks
---	------------------	---------------------------------------

Zdroj či odběr pro toky páry/vody s definovaným průtokem. Pozn.: Nelze použít tehdy, pokud za něj řadíme regulační/škrťící ventil (Valve). Při jeho řízení regulátorem by se tento model zdroje vždy (a úspěšně) snažil vnutit ventilu plné množství pracovní látky. Pro tyto účely je nutné použít první z modelů zdroje média.

	Join	ThermalPower.TwoPhase.SplitsAndJoins
---	------	--------------------------------------

Sloučení trubek s párou/vodou. Tímto způsobem je možné modelovat jednoduchý směšovací ohřívák, tj. dvě média na vstupu a jedno na výstupu.

	Split	ThermalPower.TwoPhase.SplitsAndJoins
---	-------	--------------------------------------

Rozdělení trubek s párou/vodou. Pro účely přenosu tepla tento model nevyužívám, hodí se ale pro distribuci média do více pracovních bloků zároveň.

	MixVolume	ThermalPower.TwoPhase.Volumes
---	-----------	-------------------------------

Prostředí pro smísení médií, s jedním či dvěma skupenstvími (tj. s parovodní směsí)

	OpenVolume	ThermalPower.TwoPhase.Volumes
---	------------	-------------------------------

Směšovací nádrž s jedním skupenstvím (vodou) a s proměnnou výškou hladiny

	ValveLiquid	ThermalPower.TwoPhase.Valves
---	-------------	------------------------------

Ventil pro tok kapalin (vody)

	ValveSteam	ThermalPower.TwoPhase.Valves
---	------------	------------------------------


Ventil pro tok plynů (páry)


	MassFlowRate	ThermalPower.TwoPhase.Sensors
---	--------------	-------------------------------

Měřák pro snímání hmotnostního průtoku

	Pressure	ThermalPower.TwoPhase.Sensors
---	----------	-------------------------------

Měřák pro snímání tlaku


 Temperature ThermalPower.TwoPhase.Sensors
 Měřák pro snímání teploty


 VolumeFlowRate ThermalPower.TwoPhase.Sensors
 Měřák pro snímání objemového průtoku


 MultiData ThermalPower.TwoPhase.Sensors

Vícedatový senzor - slouží k připojení vizualizátoru více fyzikálních veličin zároveň - viz níže.


 MultiDisplayVis_phTmdot ThermalPower.Visualizers

Vizualizátor více fyzikálních veličin zároveň. Pozor: Nepoužívat model Display_phTmdot, nemá tečku/port pro připojení k MultiData. Interaktivně zobrazuje tlak, teplotu, entalpii a hmotnostní průtok. Lze nastavit, na kolik desetinných míst má být snímání prováděno.


 FourValueLegend ThermalPower.Visualizers


Legenda pro zobrazování číselných výstupů měřených prvkem MultiData. Usnadňuje orientaci v číselných výstupech, tj. jaká veličina a v jakých jednotkách je snímána a zobrazována v každém ze sektorů prvku MultiDisplayVis_phTmdot.


 FixedZeta ThermalPower.TwoPhase.FlowResistances

Jednoduchý ztrátový model trubky s konstantním ztrátovým koeficientem


 DynamicPipe_lumpedP ThermalPower.TwoPhase.FlowChannels

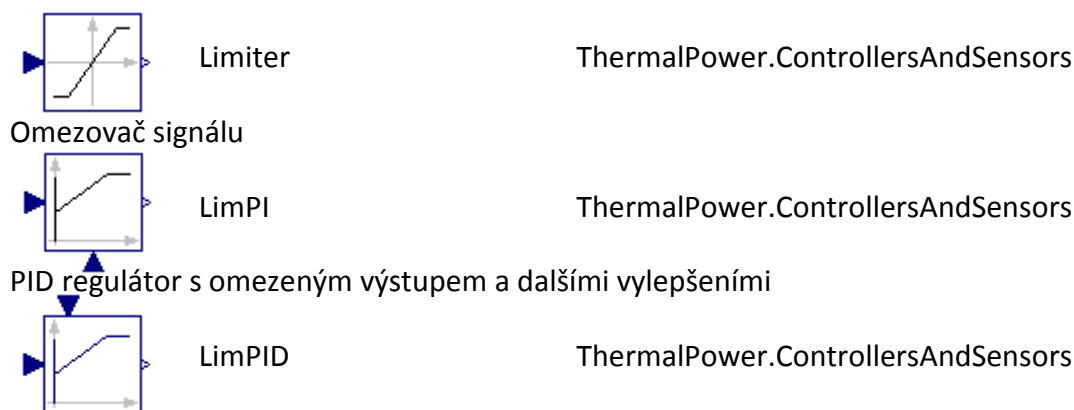
Dynamická trubka se dvěma skupenstvími, konečným objemem a soustředěným tlakem


 Condenser ThermalPower.TwoPhase.Condensers

Vodou chlazený povrchový kondenzátor


 Deaerator ThermalPower.TwoPhase

Model zásobárny napájecí vody (odplyňovák). Ve všech praktických aplikacích se za odplyňovák bere klasický směšovací ohřívák, kde dochází k přímému mísení různých médií (kondenzátu z VTO, NTO a odběru páry z VT či ST dílu turbíny). Zde se ale musí zadávat parametry typické pro povrchové výměníky (koeficienty přestupu tepla přes stěnu nádoby, tepelná vodivost, délka a poloměry trubek, ad.). Proto si tímto modelem pro naše účely nejsem moc jistý.



Nabídka P, PI, PD a PID regulátoru s omezeným výstupem a dalšími vylepšeními. Jde si vybrat typ regulátoru a jednoduchými volbami zvolit, která z dodatečných nastavení budou aktivována.



Univerzální senzor pro vstup hodnoty měřené či zadané do regulátoru. Lze vstup regulátoru propojit přímo s konkrétním měřákem (např. Temperature, MassFlowRate, Pressure) nebo lze do UniversalSensoru zadat hodnotu nebo přímo název proměnné z daného měřáku.



Statický výměník tepla s použitím logaritmické definice teplotního spádu (voda-voda)



Rovinný výměník tepla s vodou na obou stranách (na ohřívací i na ohřívané)



Definování tepelné dynamiky kovové stěny



Zadává konstantní vstupní signál typu Real



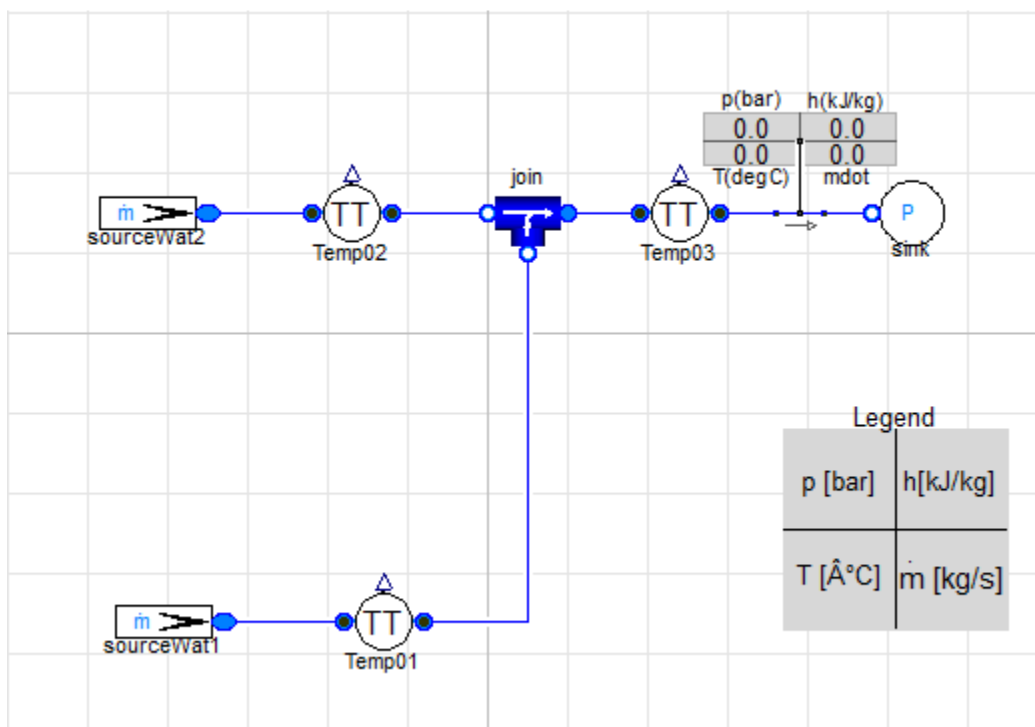
Zadává skokovou změnu vstupního signálu typu Real



Zadává postupný nárůst/pokles vstupního signálu typu Real

3 Směšovací ohřívák typu voda-voda

V této studii je úkolem realizovat tepelnou výměnu mezi dvěma médii typu voda. Jedním médiem je studenější, druhým teplejší voda. Obě tyto vody se mísí ve společné propojce trubek, kterou putují do konečného zásobníku. (model preheater00)



Příprava:

a) sourceWat1:

- nominal mass flowrate $m_flow0 = 20 \text{ kg/s}$
- nominal specific enthalpy $h0 = 167440 \text{ J/kg}$ (odpovídá $T = 40 \text{ °C}$)
- nominal pressure $p0 = 1 \text{ bar}$

b) sourceWat2:

- nominal mass flowrate $m_flow0 = 50 \text{ kg/s}$
- nominal specific enthalpy $h0 = 251160 \text{ J/kg}$ (odpovídá $T = 60 \text{ °C}$)
- nominal pressure $p0 = 1 \text{ bar}$

c) sink:

- nominal pressure $p0 = 1 \text{ bar}$

- nominal specific enthalpy $h_0 = 100\,000\text{ J/kg}$

d) Temp01, Temp02, Temp03:

- inlet density $d.start = 1000\text{ kg/m}^3$

- nominal inlet pressure $p_nom = 1\text{ bar}$

- nominal inlet temperature $T_nom = 30\text{ °C}$

e) join:

- nominal mass flowrate (main branch) $m_flow_nom = 70\text{ kg/s}$

- pressure start value $pstart = 1\text{ bar}$

- logický vstup: $useTstart = true$

- start value of temperature $Tstart = 50\text{ °C}$

Pozor: Za nominal mass flowrate se nesmí dát defaultní hodnota 1 kg/s nebo žádná hodnota. Oba zdroje budou dodávat do prvku join zadaný hmotnostní průtok a při žádné či malé hodnoty se bude v prvku join správně navyšovat tlak a vyhodí to hlášku, že pro konkrétní tlak a zadané entalpie nelze z i-s diagramu odečíst odpovídající teplotu či jiné veličiny. Doporučuji dávat za m_flow_nom součet hmotnostních průtoků skrz jednotlivé vstupy do prvku join (tj. $20 + 50 = 70\text{ kg/s}$).

Spuštění:

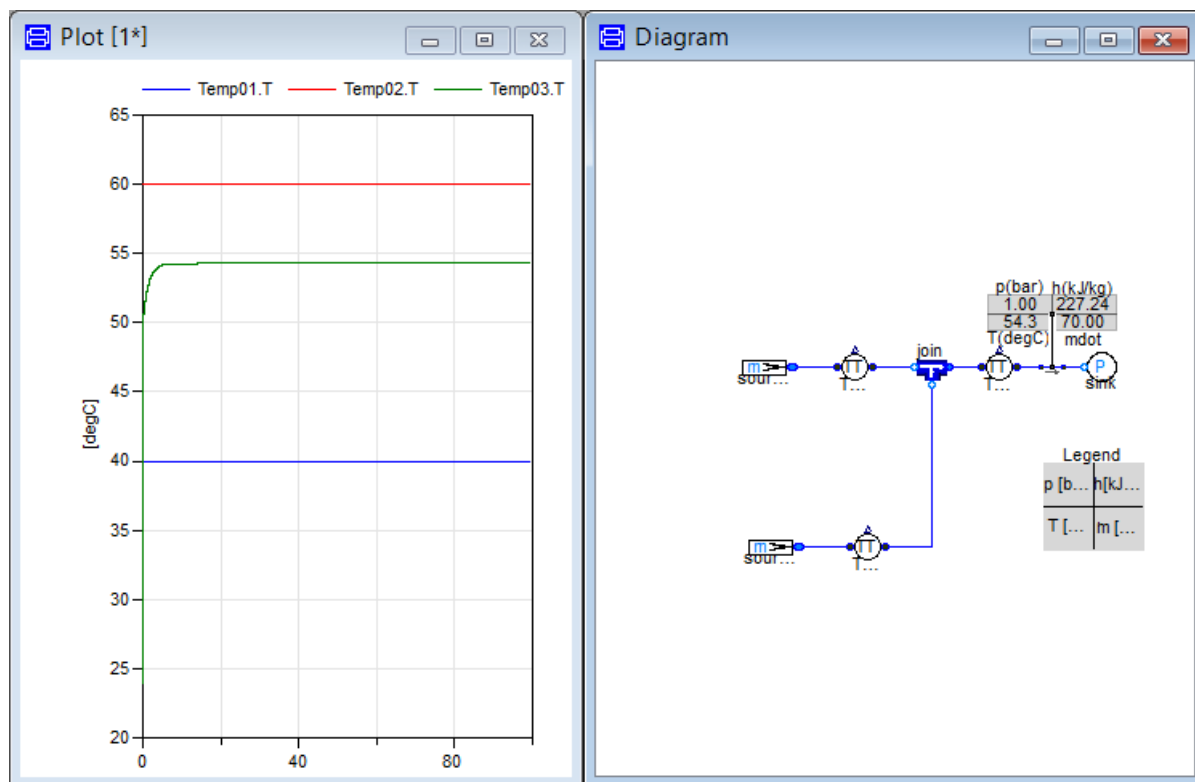
- start/stop time: $0/100\text{ s}$

- number of intervals: 5000

- integration algorithm/tolerance: $Dassl/0.00001$

Výsledek:

Z grafu vyplývá, že pro oba vstupy jsou teploty z entalpií správně spočtené. U výsledné teploty je přechodový děj, ten ale odpovídá nevhodně zadané hodnotě h_0 v prvku sink ($100\,000\text{ J/kg}$, tj. asi 23.89 °C). Z číselných výstupů je vidět, že výsledný hmotnostní průtok je 70 kg/s a konečný tlak je 1 bar . Výsledná teplota a entalpie jsou zatím neověřeny, pro ně je potřeba použít kontrolní výpočet.



Počtení ověření správnosti:

Pro vodu se pro přepočítání mezi entalpií a teplotou používá měrná tepelná kapacita $c = 4186$ J/kg/K a platí:

$$h = cT \quad \text{nebo} \quad \Delta h = c\Delta T$$

Použitím tohoto vztahu lze snadno ověřit, že $h_0 = 167440$ J/kg skutečně odpovídá 40 °C, stejně tak $h_0 = 251160$ J/kg teplotě 60 °C.

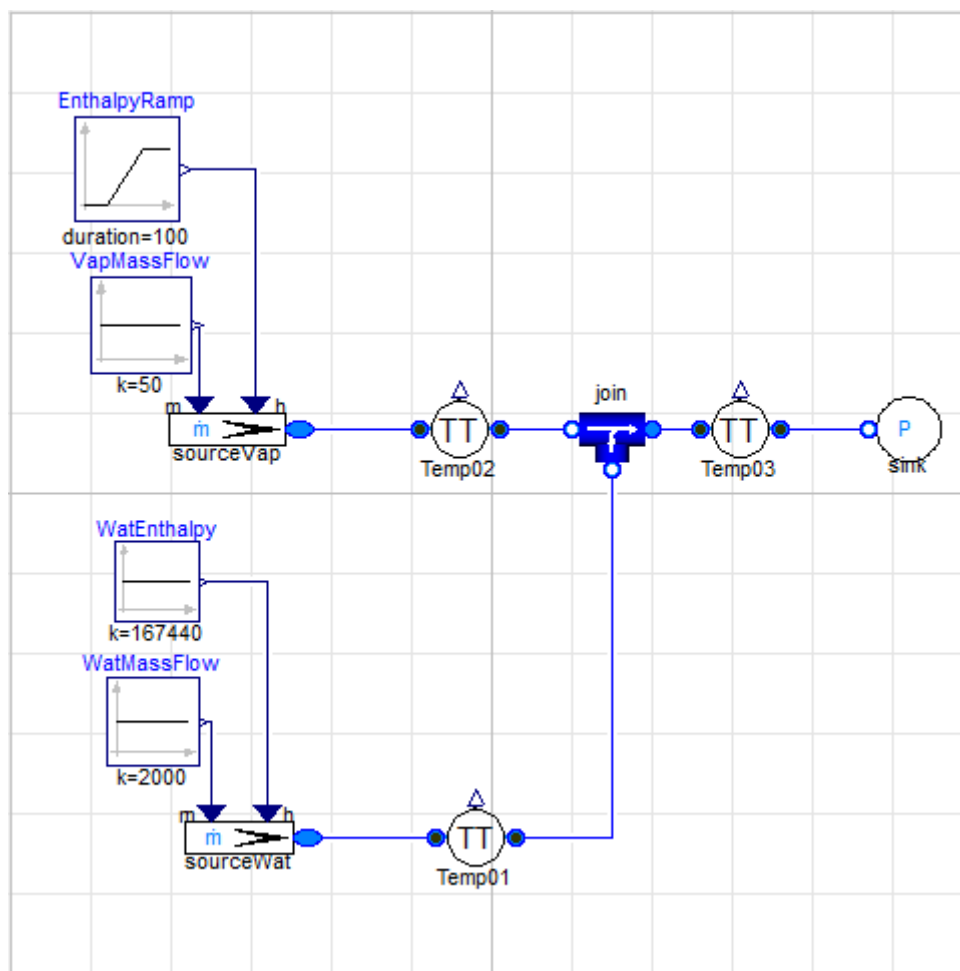
Z bilanční rovnice dostaneme:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_v \rightarrow h_v = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} = \frac{20 \times 167440 + 50 \times 251160}{20 + 50} = 227240 \text{ J/kg}$$

Tato výsledná entalpie odpovídá teplotě 54.286 °C. Porovnáním s číselnými výstupy Dymoly je správnost výsledků potvrzena.

4 Směšovací ohřívák typu pára-voda

V této studii bylo za úkol zkusit provést tepelnou výměnu mezi sytou/přehřátou párou a vodou. Tímto by se dal realizovat nejen ohřev napájecí vody v odplyňováku ale například také regulaci teploty admisní páry vstřikem na straně jednotlivých částí turbíny. Každopádně by tím mohl odpadnout až příliš robustní model pro odplyňovák (deaerator) v Dymole, který pravděpodobně pracuje na povrchovém přenosu tepla. (model_preheater01)



Příprava:

a) sourceWat:

- use_mdot_in a use_h_in zaškrtnuté, objeví se porty pro externí zadání vstupů či jejich časových změn (lepší způsob definování vstupních veličin, lze zadat dynamiku)
- nominal pressure $p_0 = 1$ bar

b) WatEnthalpy:

- constant output value $h_0 = 167440$ J/kg (odpovídá $T = 40$ °C)

c) WatMassFlow:

- constant output value $m_flow0 = 2000 \text{ kg/s}$

d) sourceVap:

- use_mdot_in a use_h_in zaškrtnuté pro připojení k portům

- nominal pressure $p0 = 2 \text{ bar}$

e) EnthalpyRamp:

- offset = $3.4e6 \text{ J/kg}$, startTime = 200 s, height = $-5e5 \text{ J/kg}$, duration = 100 s

f) VapMassFlow:

- constant output value $m_flow0 = 50 \text{ kg}$

g) i] Temp01, ii] Temp02, iii] Temp03:

- inlet density $d.start = 1000 \text{ kg/m}^3$

- i] nominal inlet pressure $p_nom = 1 \text{ bar}$, nominal inlet temperature $T_nom = 30 \text{ °C}$

- ii] nominal inlet pressure $p_nom = 2 \text{ bar}$, nominal inlet temperature $T_nom = 470 \text{ °C}$

- iii] nominal inlet pressure $p_nom = 1 \text{ bar}$, nominal inlet temperature $T_nom = 60 \text{ °C}$

h) sink:

- nominal pressure $p0 = 1 \text{ bar}$

i) join:

- nominal mass flowrate (main branch) $m_flow_nom = 2050 \text{ kg/s}$

- total volume $V_tot = 0.1 \text{ m}^3$, pressure start value $pstart = 1 \text{ bar}$

- logický vstup: useTstart = true, start value of temperature $Tstart = 60 \text{ °C}$

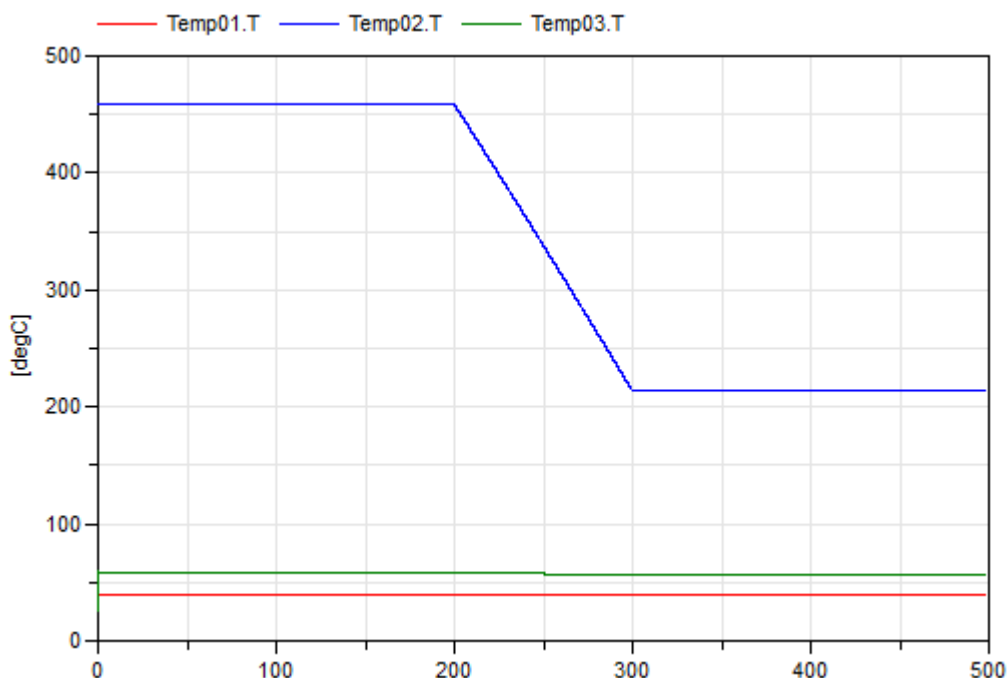
Spuštění:

- start/stop time: 0/500 s

- number of intervals: 50000

- integration algorithm/tolerance: Dassl/0.00001

Výsledek:



Počtení ověření správnosti:

Voda má entalpii $h_1 = 167440$ J/kg (tedy teplotu $T = 40$ °C). Pro páru o tlaku 2 bar (0.2 MPa) a zadané počáteční entalpii $h_2 = 3.4e6$ J/kg se teplota určí z i-s diagramu nebo např. z [6]. Počáteční teplota páry je tak 458.76 °C, konečná teplota 214.53 °C ($h_2' = 2.9e6$ J/kg).

Z bilanční rovnice pro stav před změnou entalpie páry dostaneme:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2 = (m_1 + m_2) h_v \rightarrow h_v = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} = \frac{2000 \times 167440 + 50 \times 3400000}{2000 + 50} = 246282.93 \text{ J/kg}$$

Z bilanční rovnice pro stav po změně entalpie páry dostaneme:

$$m_1 h_1 + m_2 h_2' = (m_1 + m_2) h_v' \rightarrow h_v' = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2'}{m_1 + m_2} = \frac{2000 \times 167440 + 50 \times 2900000}{2000 + 50} = 234087.81 \text{ J/kg}$$

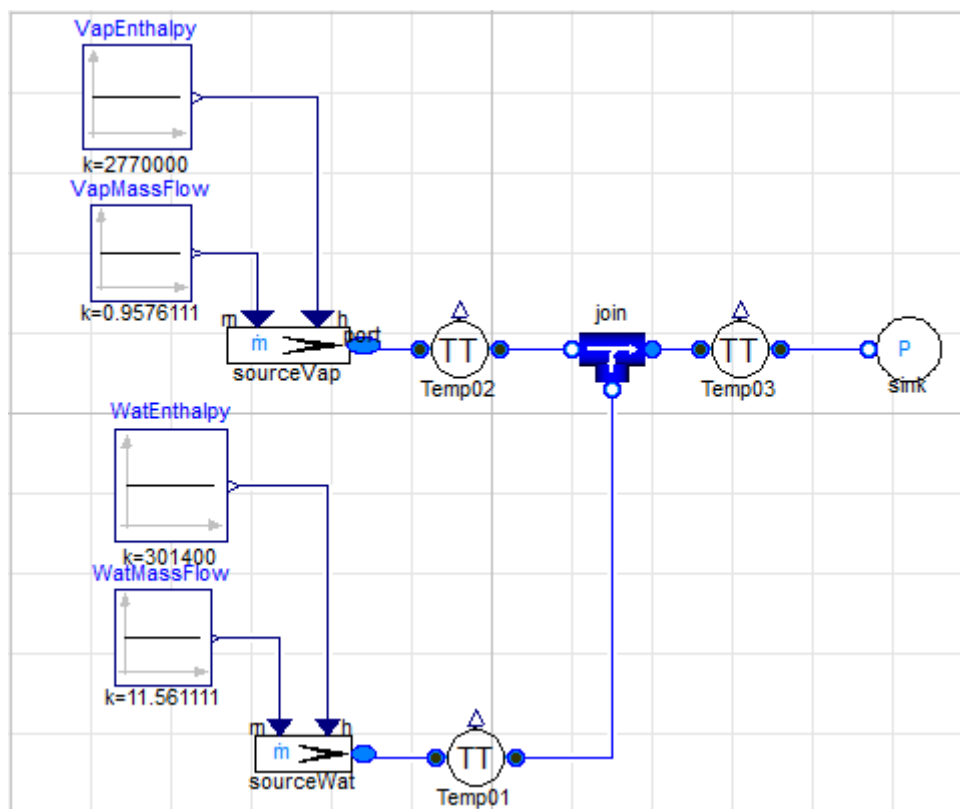
Výsledkem bude voda o teplotách: $T_{př} = 58.83$ °C, $T_{po} = 55.92$ °C.

Při porovnání s grafickými výstupy dostáváme:

- 1) vodu o neměnné teplotě 40 °C
- 2) odchylku teploty páry -0.295 °C před a -1.046 °C po snížení její entalpie.
- 3) Teplota výsledné vody je 58.824 °C před a 55.909 °C po snížení entalpie páry. Z výše uvedeného vyhodnocení plyne, že tyto výsledky jsou naprosto vyhovující.

5 Odplyňovák - jednoduchý model

Tato studie řeší případ odplyňováků coby nástroje pro samočinné odvedení bublinek vzduchu z kondenzátu. Proto, aby toto bylo možné, musí být výstupní tlak a i tlak uvnitř nádoby odplyňováků (join) vyšší než normální atmosférický tlak v okolí. Často se pak bere, že výstupní tlak bude roven tlaku vstupní páry. (model preheater02)



Příprava:

a) sourceWat:

- use_mdot_in a use_h_in zapnuto, m_flow0 = 11.561111 kg/s, h0 = 301.4 kJ/kg (cca 72 °C)
- nominal pressure p0 = 1 bar

b) sourceVap:

- use_mdot_in a use_h_in zapnuto, m_flow0 = 0.9576111 kg/s, h0 = 2770 kJ/kg (cca 150 °C)
- nominal pressure p0 = 1.8 bar

c) i] Temp01, ii] Temp02, iii] Temp03: inlet density d.start = 1000 kg/m³

- i] nominal inlet pressure p_nom = 1 bar, nominal inlet temperature T_nom = 72 °C

- ii] nominal inlet pressure $p_{nom} = 1.8$ bar, nominal inlet temperature $T_{nom} = 150$ °C

- iii] nominal inlet pressure $p_{nom} = 1.8$ bar, nominal inlet temperature $T_{nom} = 70$ °C

d) sink: nominal pressure $p_0 = 1.8$ bar

i) join:

- nominal mass flowrate (main branch) $m_{flow_nom} = 12.5187$ kg/s

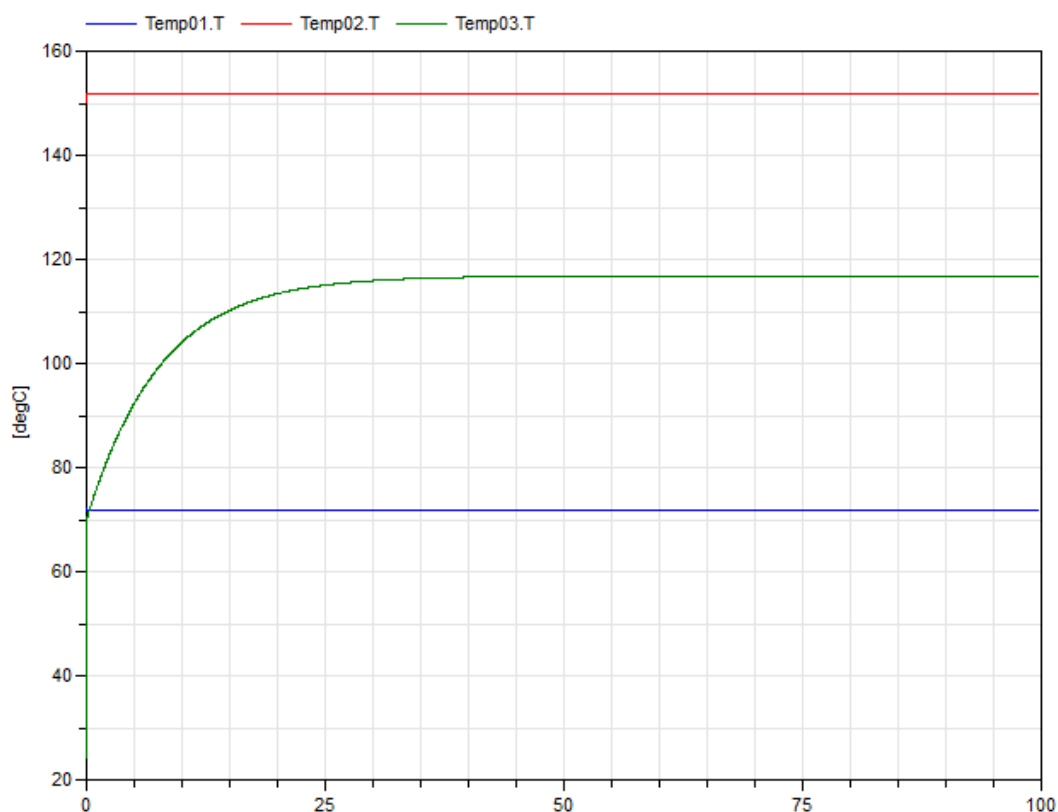
- total volume $V_{tot} = 0.1$ m³, pressure start value $p_{start} = 1.8$ bar

- logický vstup: $useT_{start} = true$, start value of temperature $T_{start} = 70$ °C

Spuštění:

- start/stop time: 0/100 s, number of intervals: 5000, algorithm/tolerance: Dassi/0.00001

Výsledek:



Počtení ověření správnosti:

Voda má změřenou teplotu 71.96 °C, což je jen nepatrná odchylka od teoreticky spočtené hodnoty. Teplota páry z grafu je cca 151.65 °C (z i-s diagramu je to 150 °C), odchylka bude pravděpodobně způsobena tlakovým spádem na prvku join.

Z bilanční rovnice dostáváme finální entalpii napájecí vody:

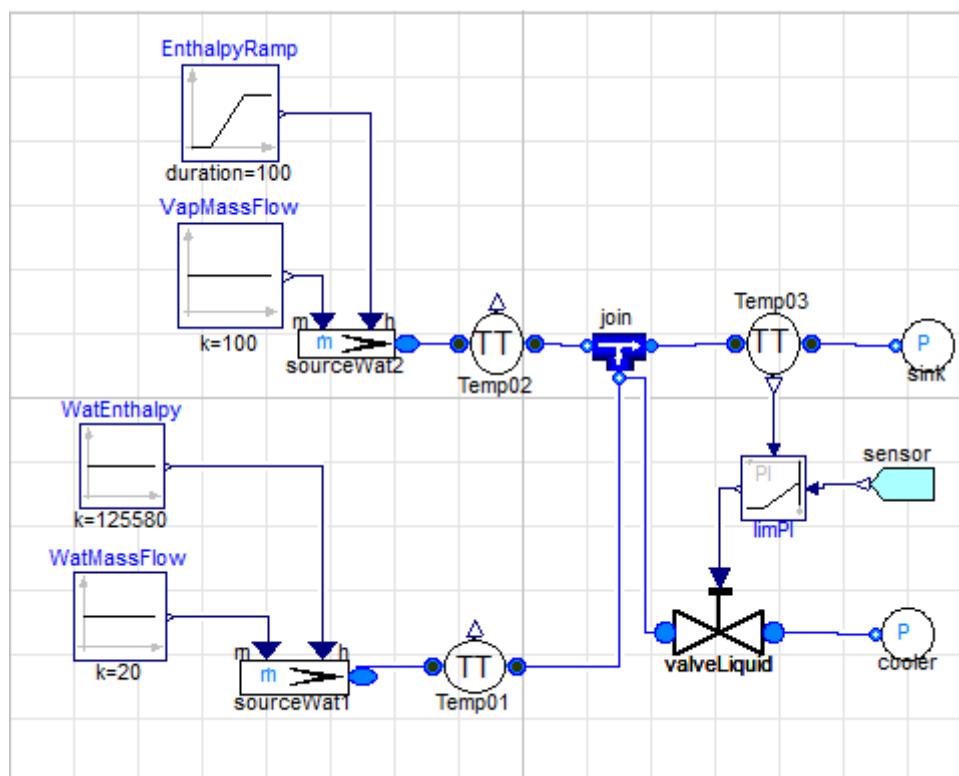
$$h_v = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2}{m_1 + m_2} = \frac{11.561111 \times 301400 + 0.957611 \times 2770000}{11.561111 + 0.957611} = 490233.85 \text{ J/kg } (T = 117.11^\circ\text{C})$$

Při porovnání s grafickým výstupem dostáváme finální teplotu 116.818 °C, což je dost nepatrná odchylka od získaného početního výstupu.

Pozn.: Úvodní přechodový děj pro výslednou teplotu napájecí vody je způsoben nevhodně zvolenou hodnotou startovní teploty prvku join a senzoru Temp03, tj. hodnotou 70 °C.

6 Směšovací ohřívák - regulace výstupní teploty vstřikem

V této studii je snahou realizovat efektivní regulaci výstupní teploty za směšovacím ohřívákem na požadovanou teplotu s pomocí regulačního ventilu s řízením průtoku chladicí vody a vhodně nastaveným PID regulátorem. ([model preheater03](#))



Příprava:

a) sourceWat1:

- use_mdot_in a use_h_in zapnuto, m_flow0 = 20 kg/s, h0 = 125580 J/kg (cca 30 °C)
- nominal pressure p0 = 1 bar

b) sourceWat2:

- use_mdot_in a use_h_in zapnuto, m_flow0 = 100 kg/s, nominal pressure p0 = 1 bar

c) EnthalpyRamp:

- offset = 251160 J/kg (60 °C), startTime = 200 s, height = 83720 J/kg (20 °C), duration = 100 s

d) cooler: nominal pressure p0 = 1.2 bar, h0 = 83720 J/kg (cca 20 °C)

e) i] Temp01, ii] Temp02, iii] Temp03: inlet density d.start = 1000 kg/m³

- i] nominal inlet pressure p_nom = 1 bar, nominal inlet temperature T_nom = 30 °C

- ii] nominal inlet pressure $p_{nom} = 1$ bar, nominal inlet temperature $T_{nom} = 60$ °C

- iii] nominal inlet pressure $p_{nom} = 1$ bar, nominal inlet temperature $T_{nom} = 55$ °C

f) sink: nominal pressure $p_0 = 1$ bar, nominal specific enthalpy $h_0 = 188370$ J/kg

g) join:

- nominal pressure loss (main branch) $dp_{nom} = 0.1$ bar

- nominal mass flowrate (main branch) $m_{flow_{nom}} = 320$ kg/s

- total volume $V_{tot} = 0.1$ m³, pressure start value $p_{start} = 1$ bar

- logický vstup: $useTstart = true$, start value of temperature $T_{start} = 55$ °C

h) valveLiquid:

- nominal pressure drop $dp_{nom} = 0.1$ bar, nominal mass flowrate $m_{flow_{nom}} = 200$ kg/s

- nominal density $d_{nom} = 1000$ kg/m³, reverse flow stopped = false

- nominal inlet pressure $p_{nom} = 1$ bar, nominal inlet temperature $T_{nom} = 20$ °C

i) limPI:

- gain of PID block $k = -1$, time constant of integrator block $T_i = 15$ s

- upper/lower limit of output $y_{Max}/y_{Min} = 1/0$

- True if controller should be initialized in steady state $steadyStateInit = false$

- Initial control signal, if $steadyStateInit = false$ $y_{Init} = 1$

j) sensor: $outValue = 40$ °C

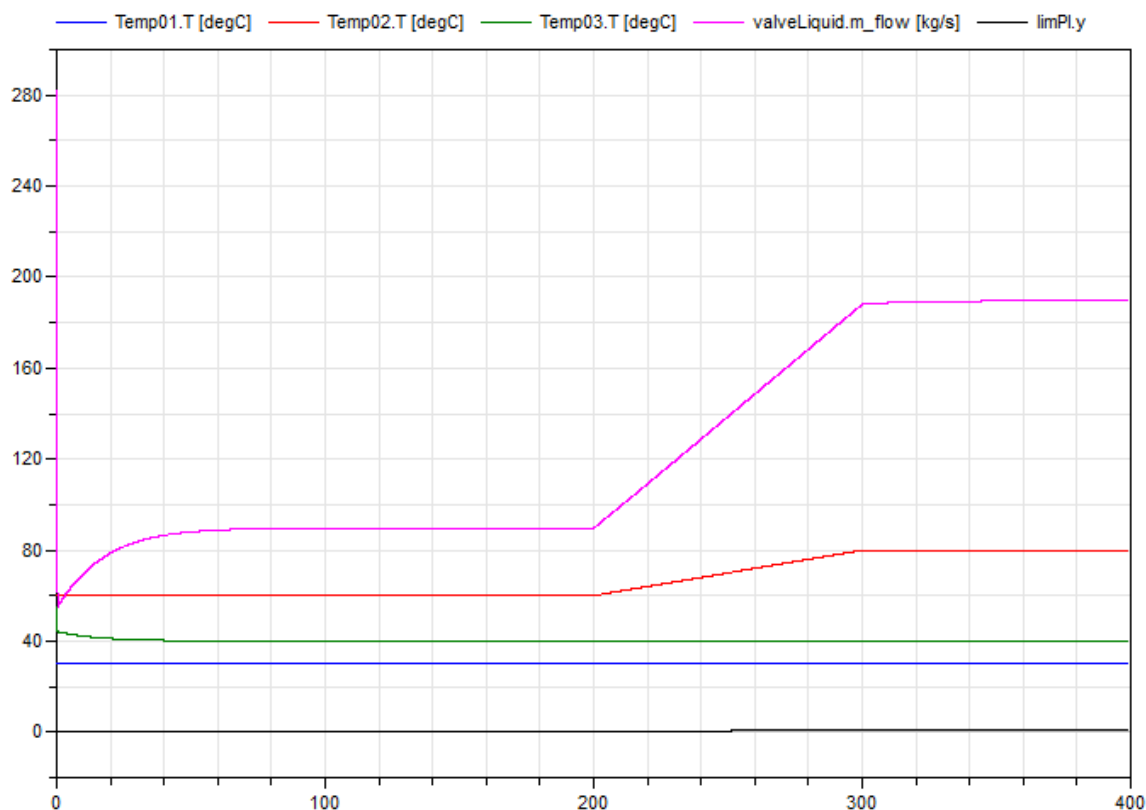
Spuštění:

- start/stop time: 0/400 s, number of intervals: 5000, algorithm/tolerance: Dassl/0.00001

Výsledek:

Pro funkční provoz škrticího ventilu (ValveLiquid) nelze použít massFlowBoundary jako source, protože bez ohledu na to, jak hodně ventil otevřeme, MassFlowBoundary by pořád dodával jmenovitý/zadaný hmotnostní průtok. Proto je potřeba raději zapojit místo něj PressureBoundary_ph jako source, který bude držet tlak na zadané hodnotě. Při testování bez regulátoru a zadaném tlaku 1 bar u PressureBoundary_ph byl při plně otevřeném ventilu

nulový průtok. Důvodem bylo, že díky stejnému tlaku a zadanému tlakovému spádu na ventilu (pozor, musí se nějaká hodnota pro tlakový spád zadat, nejde dát nula) docházelo ke zpětnému toku média/chladiva a protože bylo na ventilu nastaveno, že nedovoluje zpětný tok (volba `reverse flow stopped = true`), byl celkový tok roven 0.



Dalším problémem bylo, že při použití vyššího tlaku než 1 bar netekl ventilem při jeho plném otevření zadaný jmenovitý hmotnostní průtok. Pro některé hodnoty tekli i výrazně vyšší než jmenovitý průtok. V tomto směru neznám metodiku (teorii), jak navolit takový tlak, abych protlačil jmenovitý hmotnostní průtok. Proto jsem metodou pokus-omyl zkoušel různé hodnoty p_0 v prvku cooler a hodnoty dp_{nom} v ValveLiquid tak, abych nakonec při $limPI.y = 1$ protlačil ventilem 200 kg/s (jmenovité). Ukázalo se, že postačí nastavit p_0 u cooleru na 1.2 bar s dp_{nom} na 0.1 bar. Po tomto odstupňování jsem teprve připojil PID regulátor, kde meze jsou jasné (0 - zavřeno, 1 - plně otevřeno). Nejdříve jsem myslel, že gain musí být kladná hodnota ($k > 0$), ale po několika testech se ukázalo, že musí být záporná, proto hodnota -1.

Počtení ověření správnosti:

Voda ze sourceWat1 má mít teplotu 30 °C (z grafu 29.96 °C). Teplejší voda (sourceWat2) měla mít teplotu nejdříve 60 °C (z grafu 59.99 °C), po nárůstu 80 °C (z grafu 79.97 °C).

Pro zachování výstupní teploty na 40 °C (tj. $h = 167440$ J/kg) musíme dodat chladicí vodu v množství:

- před navýšením entalpie teplé vody

$$m_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2 - (m_1 + m_2) h_c}{h_c - h_3} = \frac{20 \times 125580 + 100 \times 251160 - 120 \times 167440}{167440 - 83720} = 90 \text{ kg/s } (y = 0.45)$$

- po navýšení entalpie teplé vody

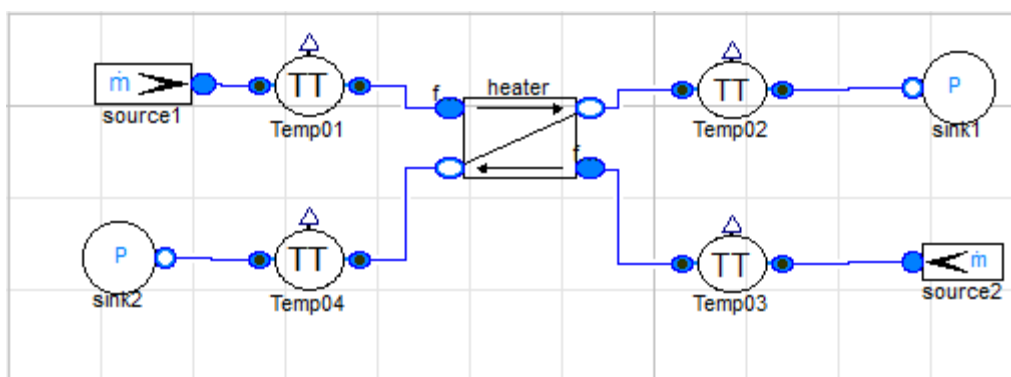
$$m_3 = \frac{m_1 h_1 + m_2 h_2' - (m_1 + m_2) h_c}{h_c - h_3} = \frac{20 \times 125580 + 100 \times 334880 - 120 \times 167440}{167440 - 83720} = 190 \text{ kg/s } (y = 0.95)$$

Z grafu vidíme, že zelená křivka pro výstupní teplotu sice má ze začátku nějaký přechodový charakter (to je dáno volbou `steadyStateInit = false`, takže při simulaci vycházíme z obecného a ne funkčního pracovního stavu), brzy se ale ustaluje na hodnotě 40 °C a to i při nárůstu entalpie horké vody. Například v čase $t = 75$ s je hodnota $T = 40.04$ °C, tedy téměř na cílové hodnotě. Při nárůstu entalpie horké vody pak dochází k pomalému ale nepatrnému nárůstu teploty a k pozdějšímu poklesu zpět na cílových 40 °C (viditelné jen při zoomu). Průtok ventilem je těsně před navýšením entalpie horké vody 89.704 kg/s, po navýšení 189.56 kg/s. Odečtené hodnoty otevřenosti ventilu jsou $y = 0.36$ a $y = 0.927$. Tady je vidět, že zatímco hmotnostní průtoky ventilem odpovídají (odchyly jsou opravdu dost malé), odpovídající otevřenosti ventilu ne úplně souhlasí. Možná je to dáno měnícím se tlakovým spádem v závislosti na otevřenosti ventilu nebo i jinými vlivy. Toto bohužel zbývá objasnit.

Pozn.: Aby se v úlohách pro regulaci některých aktivních veličin v modelu nehromadilo příliš mnoho čar propojujících měřáky teploty/páry/objemu a regulátor pro odečet aktuálních naměřených hodnot, lze regulaci realizovat i jiným postupem. Místo fyzického propojení se použije další prvek typu sensor (viz studie výše) a do jeho kolonky `outValue` se místo konkrétního čísla například pro regulaci teploty vloží `xxx.T`, kde `xxx` je název konkrétního měřáku teploty, např. `Temp03`. ([model preheater04](#))

7 Povrchový (rekuperační) ohřívák s logaritmickým teplotním středem - souproudý

Tato studie uvažuje přenos tepla ze syté páry těsně před její kondenzací (tj. suchost $x = 1$, $T = 100\text{ °C}$) přes měděnou stěnu ($\gamma = 395\text{ W/m}^2/\text{K}$) trubky souproudého ohříváku do teplé vody o teplotě 40 °C . (model preheater05)



Příprava:

a) source1: $m_flow0 = 10\text{ kg/s}$, $h0 = 2675572\text{ J/kg}$, $p0 = 1.01\text{ bar}$

Pozn.: Hodnoty $h0$ a $p0$ odpovídají parametrům syté páry, viz [6].

b) source2: $m_flow0 = 15\text{ kg/s}$, $p0 = 1\text{ bar}$, $h0 = 167440\text{ J/kg}$ (40 °C)

c) sink1: $p0 = 1.01\text{ bar}$

d) sink2: $p0 = 1\text{ bar}$

e) Temp01, Temp02: $d.start = 1000\text{ kg/m}^3$, $p_nom = 1.01\text{ bar}$, $T_nom = 100\text{ °C}$

f) Temp03, Temp04: $d.start = 1000\text{ kg/m}^3$, $p_nom = 1\text{ bar}$, $T_nom = 40\text{ °C}$

g) heater:

- length of each side length = 12.6 m , hydraulic diameter $D_{hyd} = 0.1\text{ m}$

- cross section area $A_{cross} = 0.05\text{ m}^2$, heat transfer area $A_{heat} = 10\text{ m}^2$

- heat transfer coefficient $k_c = 395\text{ W/m}^2/\text{K}$ (tj. celkový součinitel přestupu tepla K)

- logický vstup True for counterflow temperature difference CounterTemps = false (takže je definován souproudý ohřívák)

- Friction Factor Type (FFtype): No Friction (pro zjednodušení)

Pozn.: Pozor, musí být něco zadáno, jinak to napíše hlášku, že je zadána 0 (žádná volba), ale že program očekává hodnotu v rozsahu 1-5 (čísla jednotlivých možností/voleb).

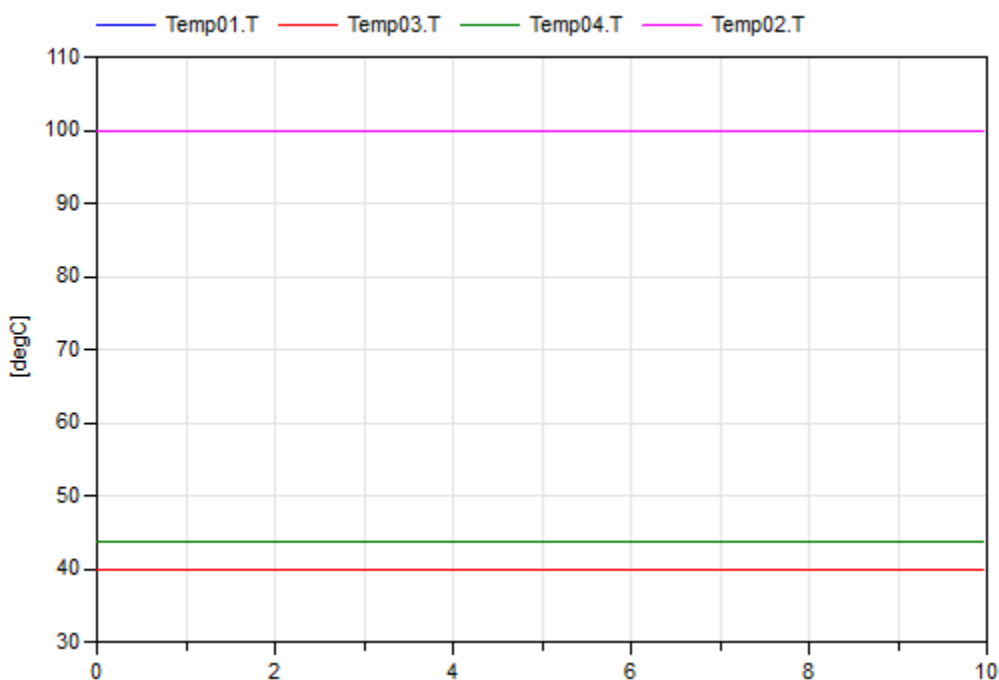
- pressure start value primary side pstart_prim = 1.01 bar
- pressure start value secondary side pstart_sec = 1 bar
- enthalpy start value primary side hstart_prim = 2675572 J/kg
- enthalpy start value secondary side hstart_sec = 167440 J/kg
- initialization option initOpt: No initialization

Pozn.: Pozor, pokud dáme "Initialization using start values", napíše nám to error, že je úloha předdefinovaná a že máme umazat rovnice či podmínky, které jsou uvedeny navíc/redundantně. Konkrétně by se jednalo o rovnice s rovnostmi mezi vstupními entalpiemi od source1 a source2 a entalpiemi zadanými v prvku heater. Podobnou kolizi jsem detekoval i u prvků Deaerator a Condenser, takže i tam to lze vyřešit tímto způsobem.

Spuštění: start/stop time: 0/10 s, number of intervals: 50, algorithm/tolerance: Dassl/0.0001

Výsledek:

Při odečtení hodnot jednotlivých teplot z grafického výstupu dostáváme, že teplota $T_1 = 99.975$ °C a teplota $T_2 = 99.887$ °C. Jedná se o nepřesnost programu, protože při přestupu tepla přes stěnu nádoby těžko dojde k tak masivnímu odběru tepla, který by způsobil úplnou kondenzaci syté páry a ještě ji mírně zchladil. Obě teploty měly být totožné a rovny 100 °C.



Odečtené teploty u teplé vody jsou $T_3 = 39.971 \text{ }^\circ\text{C}$ (má být přesně $40 \text{ }^\circ\text{C}$) a $T_4 = 43.632 \text{ }^\circ\text{C}$.

Počtení ověření správnosti:

Model rekuperačního ohříváku v Dymole používá logaritmický střed pro teplotní rozdíl. Proto platí:

$$Q = m_2 \times c \times (T_v - 40) = K \times A \times \Delta T_s$$

kde teplotní rozdíl s logaritmickým středem ΔT_s je definován jako:

$$\Delta T_s = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}} \quad \text{kde: } \begin{aligned} \Delta_1 &= T_1 - T_2 = 100 - 40 = 60^\circ\text{C} \\ \Delta_2 &= T_1' - T_v = 100 - T_v \end{aligned}$$

Dostáváme nelineární rovnici, kterou lze numericky (např. Newtonovou metodou) vyřešit.

$$15 \times 4186 \times (T_v - 40) = 395 \times 10 \times \frac{T_v - 40}{\ln \frac{60}{100 - T_v}}$$

Při startovní hodnotě $T_{4_0} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ máme Newtonovou metodou výsledek po 4 iteracích s přesností 1×10^{-8} : $T_v = T_4 = 43.658 \text{ }^\circ\text{C}$. (viz Příloha)

Určitá odchylka mezi přesně spočtenou hodnotou T_4 a hodnotou odečtenou z grafického výstupu Dymoly je malá až zanedbatelná (cca 0.06 %).

V této simulaci došlo k chybě zadání hodnot pro správný výpočet ze strany uživatele. Již při pohledu na výsledné malé ohřátí teplé vody je vidět, že něco s výpočtem není v pořádku, konkrétně je hodnota kc až podezřele nízká. Dymola touto hodnotou rozumí celkový součinitel přestupu tepla K . Byla ale dosazena hodnota, která odpovídá jen tepelné vodivosti měděné trubky $\gamma = 395 \text{ W/m/K}$.

Z teorie platí, že pro tenkostěnné trubky se v tepelných výměnících součinitel přestupu tepla K zjednodušuje a používá se vztahu pro rovinnou stěnu:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} + \frac{s}{\gamma}} \quad [\text{W/m}^2/\text{K}] \quad \text{kde součinitele přestupu tepla mezi prostředími jsou:}$$

$$\lambda_1 \quad \text{z páry do trubky } [\text{W/m}^2/\text{K}] \quad \lambda_2 \quad \text{z trubky do chladicí vody } [\text{W/m}^2/\text{K}]$$

Dymola tedy nechává výpočet součinitele K celý na uživateli, ten zohlední oba součinitele přestupu tepla a tloušťku stěny trubky s a doplní do Dymoly už jen výslednou hodnotu K . Výsledné hodnoty celkového součinitele přestupu tepla K jsou dle [1] tyto:

z plynu do vody 15-70

z vody do vody 330 - 1400

z kondenzující páry do vody 1700-3200

z kondenzující páry do vroucí vody 670-4640.

Další typické hodnoty pro K jsou uvedeny v Tab. 7.3 na str. 42 v [1]. Při použití vhodnější hodnoty K bychom dostali už reálnější ohřátí teplé vody v této studii. Pokud bychom i tak nedosáhli výsledného teplotního rozdílu mezi oběma médii v rozsahu 3 - 5 °C, pak zbývá jen navyšovat plochu přestupu tepla, dokud nedojde k splnění tohoto kritéria.

Pozn.: Kromě logaritmického středu pro střední teplotní rozdíl se pro malé teplotní rozdíly používá aritmetický střed:

$$\Delta T_s = \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{2} \text{ Pozor: Lze ho použít jen pro malé teplotní spády, kde platí: } 0.5 < \Delta_2 / \Delta_1 < 2 !$$

U povrchových tepelných výměníků se pak vyhodnocuje účinnost přestupu tepla - viz [1]. Bez dalších odvození platí, že účinnost ohříváku je definována takto:

$$\eta = \frac{Q_v}{Q_{v \max}} = \frac{T_2' - T_2}{T_1 - T_2} \quad [-]$$

Pozor: Ve skriptech [1] je v tomto vztahu chyba, v řešených příkladech je už opravena.

Pozn.: Index 1 označuje teplejší médium, index 2 chladnější/ohřívané médium, čárkované veličiny jsou ty na výstupu z ohříváku.

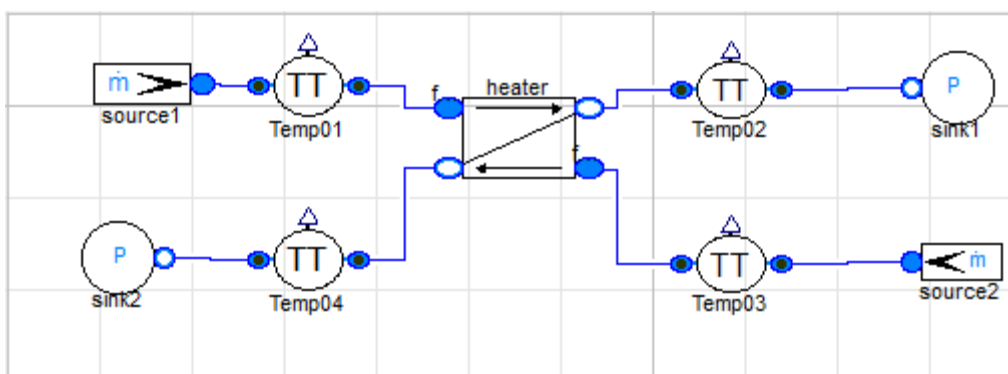
V této studii se souproutým ohřívákem jsou teploty: $T_1 = 100$ °C, $T_2 = 40$ °C, $T_2' = 43.658$ °C.

Výsledná účinnost je pak jen cca 6.097 %, což je způsobeno právě tou špatně dosazenou hodnotou K .

Při dosazení vhodnější hodnoty pro K (3200 W/m²/K) dostáváme početně výslednou teplotu teplé vody 63.957 °C a účinnost ohříváku vzrůstá na hodnotu 39.928%. (viz Příloha)

8 Povrchový (rekuperační) ohřívák s logaritmickým teplotním středem - protiproudý

Jedná se o podobnou studii k předešlé, ale s mírně odlišnými hodnotami v prvku heater. Uvažuje protiproudý ohřívák mezi horkou vodou (source1, 90 °C) a teplou vodou (source2, 40 °C). (model preheater06)



Příprava:

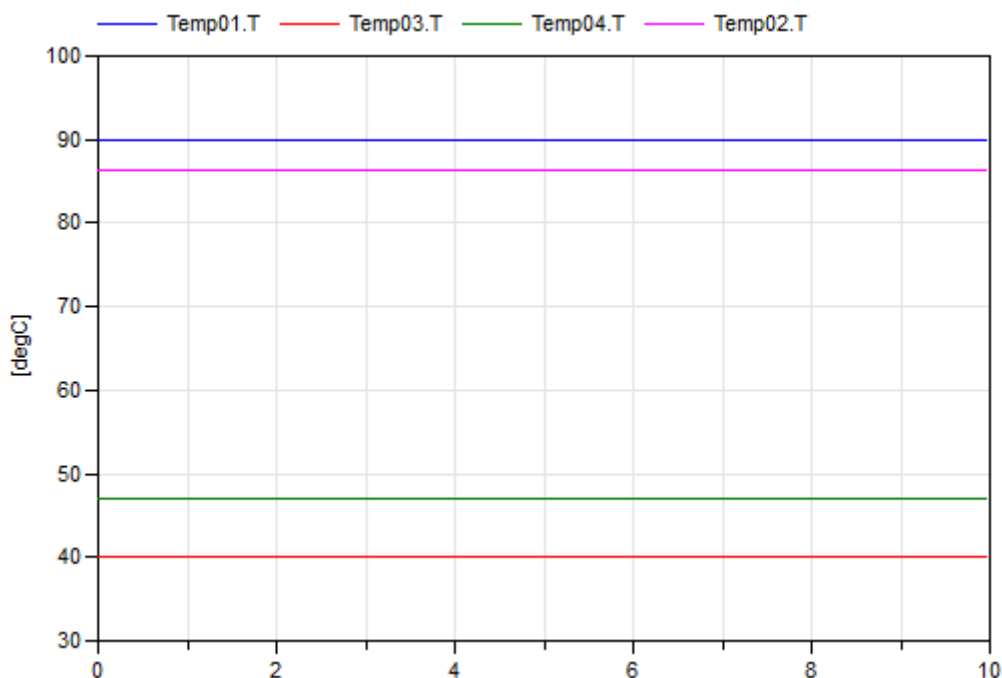
- source1: $m_flow0 = 30 \text{ kg/s}$, $h_0 = 376740 \text{ J/kg}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$
- source2: $m_flow0 = 15 \text{ kg/s}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$, $h_0 = 167440 \text{ J/kg}$ (40 °C)
- sink1: $p_0 = 1 \text{ bar}$
- sink2: $p_0 = 1 \text{ bar}$
- Temp01, Temp02: $d.start = 1000 \text{ kg/m}^3$, $p_nom = 1 \text{ bar}$, $T_nom = 90 \text{ °C}$
- Temp03, Temp04: $d.start = 1000 \text{ kg/m}^3$, $p_nom = 1 \text{ bar}$, $T_nom = 40 \text{ °C}$
- heater:
 - length of each side length = 10.45 m, hydraulic diameter $D_{hyd} = 0.1 \text{ m}$
 - cross section area $A_{cross} = 0.05 \text{ m}^2$, heat transfer area $A_{heat} = 20 \text{ m}^2$
 - heat transfer coefficient $k_c = 500 \text{ W/m}^2/\text{K}$ (tentokrát je vstupní hodnota K relativně v pořádku - viz přehled hodnot K pro rozhraní voda-voda z předchozí kapitoly).
 - logický vstup True for counterflow temperature difference CounterTemps = true (takže je definován protiproudý ohřívák)
 - Friction Factor Type (FFtype): No Friction (opět pro zjednodušení)

- pressure start value primary side pstart_prim = 1 bar
- pressure start value secondary side pstart_sec = 1 bar
- enthalpy start value primary side hstart_prim = 376740 J/kg
- enthalpy start value secondary side hstart_sec = 167440 J/kg
- initialization option initOpt: No initialization

Spuštění:

- start/stop time: 0/10 s, number of intervals: 50, algorithm/tolerance: Dassl/0.0001

Výsledek:



Po odečtu hodnot jednotlivých teplot zjišťujeme, že teplota horké vody na vstupu $T_1 = 89.940$ °C (má být přesně 90 °C), zatímco její výstupní teplota je $T_2 = 86.401$ °C. U teplé vody je vstupní teplota $T_3 = 39.972$ °C (má být přesně 40 °C) a její výstupní teplota $T_4 = 47.086$ °C.

Počtení ověření správnosti:

Na základě odečtených hodnot porovnejme vstupní hodnotu k_c s hodnotou vypočtenou dle základních vzorců z teorie pro logaritmický střed teplotního rozdílu. Platí, že:

$$Q = m_1 \times c \times (90 - 86.401) = K \times A \times \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}$$

Pro vstupní a výstupní teplotní rozdíly platí:

$$\Delta_1 = T_1 - T_2' = 90 - 47.086 = 42.914^\circ\text{C}$$

$$\Delta_2 = T_1' - T_2 = 86.401 - 40 = 46.401^\circ\text{C}$$

Koeficient přestupu tepla pak má vypočtenou hodnotu:

$$K = \frac{m_1 \times c \times (90 - 86.401)}{A \times \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\ln \frac{\Delta_1}{\Delta_2}}} = 506.369 \text{ W/m}^2/\text{K}$$

Je zde opět určitá odchylka mezi touto spočtenou hodnotou a zadanou ($500 \text{ W/m}^2/\text{K}$), činí ale jen 1.258 %, což se dá brát za ještě poměrně slušnou přesnost. Záleží přitom, zda jsme dosadili naše zadané hodnoty 90°C nebo ty prezentované Dymolou na výstupu (ty se od 90°C a 40°C mírně liší).

Účinnost ohříváku pak je:

$$\eta = \frac{T_2' - T_2}{T_1 - T_2} = \frac{47.086 - 40}{90 - 40} \times 100\% = 14.172\%$$

9 Shrnutí a závěr

V této práci byly zkoumány možnosti modelování regeneračních ohříváků a jiných tepelných výměníků v tepelných elektrárnách pomocí simulačního nástroje Dymola. Hlavní zaměření této práce bylo na směšovací ohříváky, které se v tepelných elektrárnách také (ale méně často) vyskytují a to zejména v podobě zásobárny napájecí vody či zavedení topné vody do kondenzátoru. Rovněž byly provedeny některé studie s modelováním rekuperačních (povrchových) ohříváků a to jak souproudých tak protiproudých a v režimu pára-voda i voda-voda. Každá ze studií byla sepsána včetně podrobného popisu přípravy příslušných modulů v programu Dymola, nastavení výpočtu, grafických či číselných výstupů a verifikace výsledků v podobě teoretického propočtu daného problému známými vzorci z dostupné literatury.

Na základě těchto simulací, jejichž jednotlivé modely jsou rovněž připojeny k této výzkumné zprávě, lze usuzovat poměrně solidní přesnost knihovny ThermalPower v Dymole a jejich modelů pro účely modelování tepelných procesů v obecné tepelné elektrárně. Nicméně zatím nebyly provedeny některé další studie, které by toto téma dovedly do úplného konce. Konkrétně nebyl například proveden rozbor funkce modelů Condenser (kondenzátor) a Deaerator (odplyňovák = zásobárna napájecí vody), avšak tyto modely jsou uvedeny ve dvou již prezentovaných „demo-examplech“, dají se volně spustit a dále modifikovat.

Záměrem bylo rovněž provést studii s kaskádním zapojením rekuperačních ohříváků (např. NTO1, NTO2, NTO3) společně s kondenzátorem na straně jedné včetně rozvodu tepla pro odběratele a chladicího okruhu elektrárny a odplyňovákem na straně druhé pro ještě komplexnější otestování fungování obou typů regeneračních ohříváků najednou. Příprava vstupních dat a samotná tvorba modelu by byla poměrně dosti časově náročná, proto jsem od ní zatím nakonec upustil. Nicméně by určitě stálo za to, na základě jednodušších dílčích studií v této výzkumné zprávě tuto simulaci realizovat. Pomůckou či inspirací by mohla být semestrální práce v rámci předmětu Elektrárny I (KEE/E1).

Přesto myslím, že tato výzkumná zpráva je dostatečně zpracovaná a ukazuje na některé problémy (spolu s nastíněním vhodného řešení), kterých se musí každý vyvarovat pro úspěšnou realizaci simulací v Dymole pro danou problematiku.

10 Přílohy

Numerické řešení jednorozměrného problému pomocí Newtonovy metody probíhá pomocí tohoto předpisu:

$$x_{new} = x_{old} - \frac{f(x_{old})}{f'(x_{old})}$$

Začne se tedy s odhadem řešení, dosadí se do předpisu výše (funkce f vznikla z nelineární rovnice, kterou chceme řešit, převedením všech členů na jednu stranu) a vypočte se nový odhad řešení. Tento se pak porovná s předchozí hodnotou. Pokud se nebudou moc lišit, nabyli jsme konvergence a výpočet ukončíme, v opačném případě zkontrolujeme, že počet opakování výpočtu (tzv. iterací) nedosáhl horní meze (k signalizaci divergence), starý odhad nahradíme novějším a začneme novou iteraci. Vše pokračuje v nekonečné smyčce, dokud nenalezneme řešení.

```
%pred opravu hodnoty kc, zadano puvodni cislo 395:
clear all;clc;format longg;T0=60;it=0;
while 1<2
    it=it+1;
    Tv=T0-(62790*T0-(3950*T0-158000)/log(-60/(T0-100))-2511600)/(62790-
60*(T0/60-5/3)*(3950*T0-158000)/log(-60/(T0-100))^2/(T0-100)^2-3950/log(-
60/(T0-100)));
    if abs(Tv-T0)<1e-8
        break;
    elseif it>50
        break;
    else
        T0=Tv;
    end
end
Tv=Tv
it=it
%po opravě hodnoty kc na cislo 3200:
clear all;format longg;T0=60;it=0;
while 1<2
    it=it+1;
    Tv=T0-(62790*T0-(32000*T0-1280000)/log(-60/(T0-100))-2511600)/(62790-
60*(T0/60-5/3)*(32000*T0-1280000)/log(-60/(T0-100))^2/(T0-100)^2-
32000/log(-60/(T0-100)));
    if abs(Tv-T0)<1e-8
        break;
    elseif it>50
        break;
    else
        T0=Tv;
    end
end
Tv=Tv
it=it
```

11 Literatura

- [1] E. Dvorský a P. Hejtmánková, *Elektrárny: zvyšování účinnosti přeměn energie v tepelných elektrárnách: příklady* - 1. vyd., ZČU Plzeň, 1999, ISBN: 80-7082-523-5.
- [2] E. Dvorský, P. Hejtmánková a M. Kocmich, *Elektrárny: základy výroby elektrické energie: příklady* - 1. vyd., ZČU Plzeň, 1994, ISBN: 80-7082-133-7.
- [3] Dymola 2012: User Manual Volume 1+2, <http://www.3ds.com/products-services/catia/portfolio/dymola>, dostupný 4. června 2013.
- [4] Parovodní tabulky, Katedra elektroenergetiky a ekologie, Fakulta elektrotechnická, Západočeská univerzita v Plzni.
- [5] I-S diagram, http://www.sps-ko.cz/documents/MEC_kratochvil/TERMOMECHANIKA_INTERNET_DOC/12_Diagramy_vodni_pary.pdf, dostupný 20. července 2013.
- [6] TVVP software, http://www.euromatic.cz/iapws_cz.htm, dostupný 13. června 2013.

Historie revizí

Rev.	Kapitola	Popis změny	Datum Jméno/ Odd.