



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

DENNÍ STARTY PARNÍCH TURBÍN A JEJICH DOPAD NA ŽIVOTNOST TURBÍNY

DAILY LAUNCHES STEAM TURBINES AND THEIR IMPACT ON THE LIFE OF THE TURBINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

LENKA ŠTĚPÁNOVÁ

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav
Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Lenka Štěpánová

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Energetika, procesy a životní prostředí (3904R032)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

'Denní starty parních turbín a jejich dopad na životnost turbíny

v anglickém jazyce:

Daily launches steam turbines and their impact on the life of the turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

- Proveďte rozšířenou technickou rešerši k dané problematice
- Popište technické parametry a konstrukční koncepci vybrané parní turbíny.
- Proveďte zjednodušený návrh výpočtu dopadů startů na životnost hlavních částí turbíny.
- Zhodnoťte vliv problematiky denních startů na životnost turbíny

Cíle bakalářské práce:

Práci zpracujte v tomto rozsahu:

1. Vytipovat seznam míst na turbosoustrojí, které je třeba ošetřit konstrukčními úpravami s ohledem na denní starty.
2. Návrh jednoho konkrétního technického opatření.
3. Na vytipovanou součást provést zjednodušený výpočet životnosti.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady Siemens Turbomachinery

Fiedler, J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

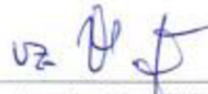
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2014/15.

V Brně, dne 18.11.2014





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
Ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katojický, Ph.D.
Děkan

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá problematikou parních turbín, které je nutno každý den najíždět z důvodu nestálého charakteru energetického zdroje. První část práce je zaměřena na současné trendy, které způsobily stále rostoucí poptávku po parních turbínách navržených na denní starty. Je zde popsán proces najíždění parní turbíny a teorie přenosu tepla, díky které byl vytipován seznam kritických míst parní turbíny a návrhy technických opatření s ohledem na kritická místa. Práce je zakončena zhodnocením životnosti příruby turbínové skříně jako jedné z kritických částí a návrhem výpočtu najížděcího času parní turbíny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Denní starty, parní turbína, najíždění parní turbíny, součinitel přestupu tepla, teplotní napětí

ABSTRACT

This thesis concentrates on the problem of steam turbines, which require daily cycling by reason of an unstable nature of the energy source. The first part focuses on the current trends which have caused still increasing demand for steam turbines designed for every day start-ups. There is a description of the steam turbine start-up procedure and the heat transfer theory thanks to which the list of the critical parts of the steam turbine has been selected and with respect to these critical points has been created the draft of technical measures for the turbine. The thesis is finished with an evaluation of the life of the steam turbine casing as one of the critical parts and with a proposal for a calculation of a start-up time of the steam turbine.

KEYWORDS

Daily cycling, steam turbine, steam turbine start-up, heat transfer coefficient, thermal stress

ŠTĚPÁNOVÁ, L. *Denní starty parních turbin a jejich dopad na životnost turbíny.*
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 25 s..
Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci zpracovala samostatně bez cizí pomoci. Vycházela jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. 5. 2015

.....

Lenka Štěpánová

Poděkování

Děkuji Ing. Jaroslavovi Šebestovi a Ing. Michalovi Lískovi z firmy Siemens za odbornou pomoc a cenné připomínky. Poděkování také patří vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za ochotu, odborné konzultace a rady při zpracování mé bakalářské práce.

OBSAH

Úvod	1
1 Úvod do problematiky	2
1.1 Obnovitelné zdroje energie	2
1.2 Rankine-Clausiusův cyklus	3
2 Najíždění parní turbíny	4
3 Přenos tepla	6
3.1 Přenos tepla vedením	6
3.1.1 Tepelná vodivost	7
3.1.2 Přenos tepla rovinnou stěnou	7
3.2 Přenos tepla konvekcí	7
3.2.1 Součinitel přestupu tepla	8
3.3 Napětí způsobené teplotním gradientem	9
3.3.1 Součinitel koncentrace napětí	9
3.4 Stanovení počtu cyklů	10
4 Konstrukce parní turbíny	12
4.1 Campbellův diagram	13
4.2 Seznam kritických míst s ohledem na denní starty parní turbíny	14
4.3 Návrh technického opatření s ohledem na kritická místa	16
5 Návrh životnosti parní turbíny pro denní starty	18
5.1 Stacionární výpočet teplotní difference na přírubě turbínové skříně	18
5.2 Návrh životnosti a najíždění parní turbíny	20
5.2.1 Postup návrhu najížděcího času	21
6 Závěr	23
Literatura	24
Seznam symbolů, veličin a zkratk	25

ÚVOD

Od té doby, co roku 1884 Charles Argernon Parson sestrojil první průmyslově použitelnou parní turbínu, prošly parní turbíny značným vývojem. V současné době, kdy je podporováno a dotováno využívání energie z obnovitelných zdrojů, jsou výrobci parních turbín nuceni vyvíjet nové koncepce a konstrukce pro parní turbíny navržené pro aplikace využívající právě alternativní zdroje energie. Problematikou parních turbín s požadavkem denních startů se zabývá tato bakalářská práce.

Cílem práce bylo vysvětlit vliv denních startů parních turbín na jejich konstrukci, provést základní technickou rozvalu namáhání exponovaných dílů parní turbíny a na závěr na základě zjednodušených výpočtů zhodnotit vliv denních startů na životnost turbíny.

Zadání práce bylo poskytnuto společností Siemens s.r.o., OZ Industrial Turbomachinery v Brně. Tato společnost je na trhu jedním z předních výrobců a dodavatelů parních turbín pro aplikace navržené v režimu častého najíždění turbíny, zejména pro solárně-termické elektrárny. Zároveň je firmou, která se v současné době zabývá dalším vývojem svých stávajících standardních řad parních turbín a také turbín pro denní starty s cílem dále zlepšovat jejich technické parametry.

V bakalářské práci jsou podrobněji popsány základní principy přestupu tepla, které jsou důležité jako okrajové podmínky pro provoz parních turbín s přerušovaným chodem. Ze zjednodušených výpočtů pak vyplývají požadavky na konstrukční úpravy exponovaných částí parní turbíny a také závislosti přibližné doby najíždění na požadovaných počtech startů turbíny.

1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY

Parní turbíny se od svého vzniku postupně vyvíjely a měnily zejména v závislosti na rostoucích požadavcích zákazníka. Staly se z nich menší, kompaktnější stroje s vyšší účinností, které v současné době čelí nárokům na rychlé a časté najíždění.

Tyto změny byly vyvolány zejména stále rostoucím trendem využívání obnovitelných zdrojů energie. Parní turbíny byly vždy konstruovány tak, aby po najetí na plný výkon pracovaly i několik let bez nutnosti odstávky. Aplikace pro obnovitelné zdroje však nejsou schopny vyrábět elektrickou energii kontinuálně, jak je tomu například u uhelných nebo jaderných elektráren.

Elektrická energie z obnovitelných zdrojů je často proměnného charakteru, což je dáno fyzikálním principem zdroje tepla, například slunečního záření. Parní turbína se však spouští pravidelně každý den. V takové případě je žádoucí najíždět parní turbínu v co nejkratším časovém intervalu. Aby docházelo k co nejmenším ekonomickým ztrátám, jsou na parní turbíny konstruované na denní starty kladeny speciální požadavky. Je vyžadováno zejména, co nejrychlejší bezpečné najetí parní turbíny, co největší možný počet startů a případně možnost předehřívání. Při rychlém najíždění odstavené turbíny dochází k cyklickému namáhání jednotlivých částí, proto volíme určitá opatření. Mezi ně patří, například, volba vhodného materiálu, úprava vstupního i výstupního parovodu, odlišný návrh skříně, rotoru i lopatek v závislosti na větším teplotním gradientu.

1.1 Obnovitelné zdroje energie

V posledních letech zažily obnovitelné zdroje obrovský rozmach. Energie z obnovitelných zdrojů je jednotlivými státy podporována, dotována a upřednostňována. Jelikož jsou obnovitelné zdroje zdrojem velmi nestabilním, vyvstává zde řada problémů. Jedním z nich je, například, zajistit spolehlivý provoz přenosové soustavy, kdy při určitých klimatických podmínkách může docházet k prudkému nárůstu výroby elektrické energie.

Výrobu elektrické energie z některých obnovitelných zdrojů, jako například, sluneční a větrnou energii, nemůže člověk nijak kontrolovat. Ovšem jiné obnovitelné zdroje energie nám dávají možnost akumulace či jiné formy uchování. Vodní přečerpávací a akumulární elektrárny umožňují určitý způsob akumulace energie, kterou můžeme využívat jako špičkový zdroj elektrické energie. Biomasu zase můžeme před zahájením spalování lehce skladovat.

S požadavkem na denní starty u parních turbín se setkáváme zejména u solárních aplikací. Elektrickou energii ze slunečního záření lze získat buď přímo nebo nepřímo. Přímá metoda využívá fotoelektrického jevu.

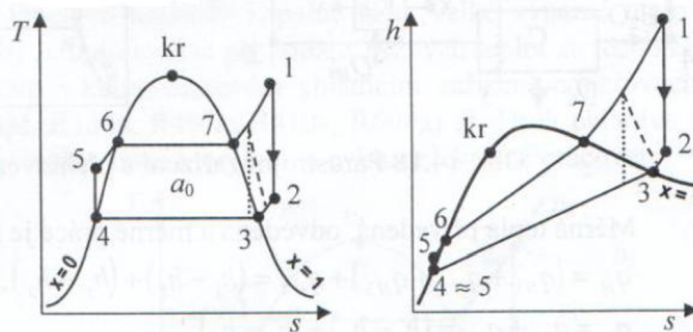
Naproti tomu nepřímá solárně-termická metoda využívá principu, kdy sluneční paprsky jsou systémem zrcadel soustředěny do jednoho hlavního přijímače. Tam se generuje teplo, které je využíváno k produkci páry, která pohání parní turbínu.

V takovém případě se jedná o klasický tepelný cyklus (Rankine- Clausiův cyklus dále popsáný v kap. 1.2), kde tepelným strojem je parní turbína. Z principu zapojení parní turbíny v solárně-termické elektrárně vyplývá požadavek na možnosti odstavení zdroje tepla po západu slunce a jeho opětovné spouštění po východu slunce. Parní turbína v takovém případě jen kopíruje ve svém provozu tepelný zdroj. Tím vznikly zcela nové a dříve nemyslitelné požadavky na parní turbínové zařízení z hlediska pružnosti chodu.

Výše uvedené požadavky je možno obejít jinými technickými řešeními – například nočním provozem zdroje na fosilní palivo nebo akumulací tepla na noční období. Tato řešení jsou známá a využívána. Ale zvyšují investiční náklady (akumulace) a provozní náklady (fosilní palivo, spalované navíc v době, kdy o elektrickou energii není zájem) obnovitelného zdroje. Zejména proto vznikl požadavek (a tlak na výrobce parních turbín) vypořádat se s problematikou denních startů co nejjednodušším způsobem bez pomocných opatření.

1.2 Rankine-Clausiův cyklus

Rankine-Clausiův cyklus (dále jen R-C cyklus) je termodynamický cyklus, který přeměňuje dodané teplo na mechanickou práci. Pracovní látkou R-C cyklu je voda. Vezmeme-li v úvahu celosvětovou produkci elektřiny, přibližně 85 % výroby využívá právě R-C cyklu. Parní turbíny jsou součástí celku, který pracuje v R-C cyklu a můžeme jej vidět na Obr. 1 zobrazený v T-s a h-s diagramu.

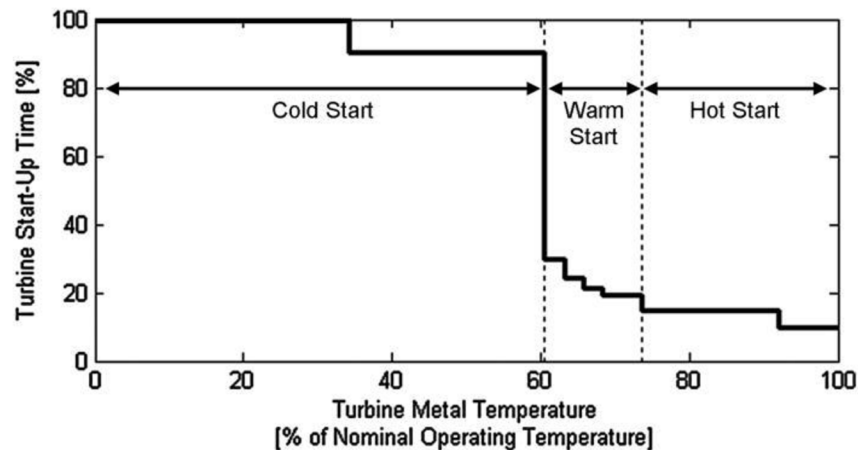


Obr. 1 Cyklus parostrojního zařízení s přehřevem páry [2]

V kotli a jeho výměnících se izobarickým dodáváním tepla vyrábí přehřátá pára (stav 1). Pára v turbíně izoentropicky expanduje na stav 2. Pokud pára na vstupu do turbíny není dostatečně přehřátá, může expandovat do oblasti mokré páry. Kapičky vody pak naráží obrovskou rychlostí do posledních stupňů lopatek a narušují jejich povrch. Po expanzi v turbíně je pára vedena do kondenzátoru. Tam je odváděno teplo a pára kondenzuje do stavu syté kapaliny (stav 4). Napájecí čerpadlo poté izoentropicky stlačuje sytou kapalinu do stavu 5, tak aby se kapalina dostala na takový tlak, kdy je možné začít znovu izobaricky vyrábět páru.

2 NAJÍŽDĚNÍ PARNÍ TURBÍNY

Najížděním parní turbíny se rozumí její spouštění. Podmínky pro najíždění parní turbíny se liší podle toho, v jakém teplotním stavu se turbína nachází před startem. V závislosti na počáteční teplotě rotoru, případně teplotě skříně, před startem rozeznáváme studený, teplý a horký start. S rostoucí počáteční teplotou rotoru před startem se výrazně zkracuje doba najíždění turbosoustrojí. Na Obr. 2 je vidět, že při teplém startu je možné zkrátit dobu najíždění na přibližně 20% z původní doby. Při horkém startu se dostáváme dokonce na hodnoty nižší než 20% doby, kterou by zabralo najíždění parní turbíny ze studeného stavu.



Obr. 2 Graf závislosti doby najíždění parní turbíny na počáteční střední teplotě rotoru před startem [4]

Při startu parní turbíny je potřeba nejdříve spustit pomocná zařízení, jako je olejové hospodářství, chladicí systém, kondenzátní systém, ucpávkovou páru a protáčekací zařízení. Protáčekací zařízení otáčí rotorem turbíny rychlostí pouze cca 100 otáček/min.. Je naprosto nezbytné, aby se turbína protáčela ještě předtím, než ji začneme prohřívat. Zahříváním turbíny v klidu by mohlo dojít k nerovnoměrným tepelným dilatacím, a tak k vymezení vůle. Tepelnou dilatací se rozumí změna délky a objemu tělesa v závislosti na teplotě. Velikost tepelné dilatace se vypočítá z následujícího vzorce:

$$\Delta L = \beta \cdot L \cdot \Delta T \quad (2.1)$$

β ...součinitel teplotní roztažnosti [1/K], závisí na materiálu a teplotě

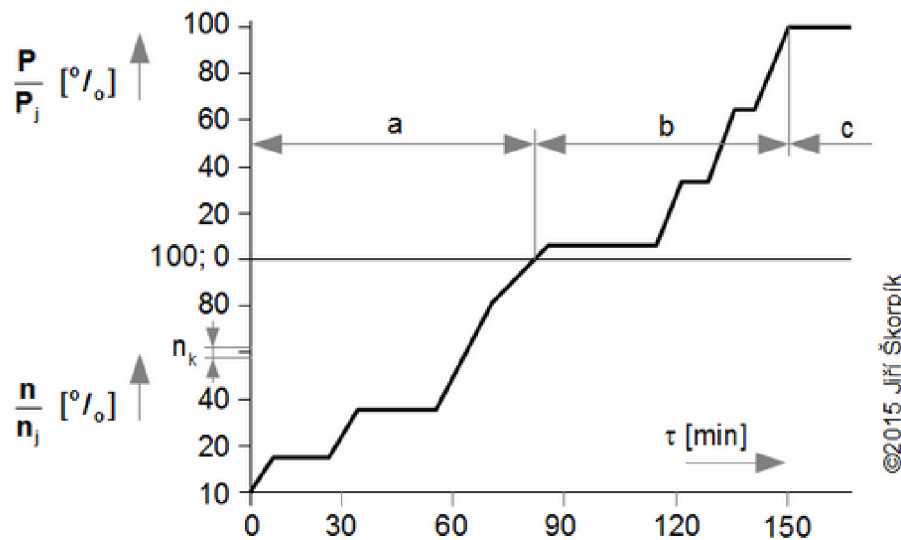
ΔT ...rozdíl teplot [K]

L ...délka [m]

Po spuštění všech pomocných zařízení se začíná postupně prohřívát vstupní parovod rychlostí přibližně $4^{\circ}\text{C}/\text{min}$. A poté se začnou zvyšovat otáčky rotoru z otáček protáček na otáčky nominální. Najíždění na otáčky se děje v určitém trendu. Bývá navolen tak, aby se při najíždění co nejrychleji překročily kritické otáčky a zároveň s ohledem na postupné prohřívání turbíny. Stator a rotor se, jak už bylo řečeno, při najíždění nerovnoměrně prohřívají, proto musíme počítat se vznikem tepelných dilatací. U studených startů, kdy je teplotní rozdíl největší dochází také k největším teplotním dilatacím.

Následuje fázování generátoru, což znamená připojení generátoru do elektrizační sítě. Ještě před samotným přifázováním generátoru je však nutné zajistit, aby otáčky a fáze generátoru odpovídali frekvenci sítě, se kterou jsou fixně spjaté. Pro naši 50 Hz síť v České republice odpovídá frekvence rotoru 3000 otáčkám/min u přímo spojených turbín. V případě použití převodovky se otáčky turbíny mohou lišit na základě výrobce. V zápětí dochází k zatěžování turbíny až na požadovaný výkon.

Celý proces najíždění ze studeného stavu trvá několik hodin, jak je možné vidět na Obr. 3., fáze *a* znázorňuje zvyšování otáček, fáze *b* zatěžování a fáze *c* najetí na provozní režim.



Obr. 3 Obecná najížděcí křivka pro studený start [8]

Odstavování parní turbíny se děje přesně v opačném sledu. Turbínu se ovšem nezastavuje úplně. Do úplného vychladnutí se rotor otáčí na protáček otáčkách. Děje se to z důvodu, že jednotlivé části turbíny chladnou rozdílnou rychlostí a dochází tak k elastickým deformacím. Mohlo by tak dojít k prohnutí rotoru a vymezení vůlí mezi rotorem a státorem, které by způsobily škody, pokud by bylo nutné turbínu znovu najíždět ještě před úplným vychladnutím.

3 PŘENOS TEPLA

Při najíždění turbíny vznikají různá teplotní namáhání v závislosti na napětí, které vzniká nerovnoměrným zahříváním součástí. Obzvláště jsou namáhány součásti, na kterých dochází k přenosu tepla intenzivně pouze z jedné strany. K přenosu tepla může docházet vedením (kondukcí), konvekcí a nebo zářením (radiací). Z pohledu teplotního namáhání materiálu je nejvýznamnější maximální odchylka místní teploty od střední teploty součásti a možnost volné dilatace.

Kromě teplotního namáhání působí na součásti i namáhání mechanické. Mechanické namáhání však dosahuje nejvyšších hodnot při plném zatížení stroje. Při najíždění turbíny je proto zásadní právě teplotní namáhání.

3.1 Přenos tepla vedením

Vedení tepla je přenos energie vyvolaný teplotním gradientem, kdy se přenos tepla děje ve směru od místa, kde mají částice vyšší energii do míst s částicemi o energii nižší. Tedy od místa teplejšího k chladnějšímu a je vyjádřen Fourierovým zákonem:

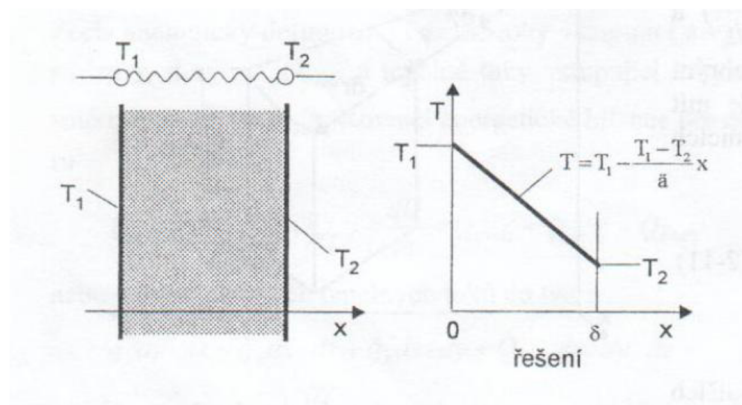
Měrný tepelný tok \dot{q} [W/m^2], to jest celkový tepelný tok \dot{Q} [W] vztahovaný na jednotku plochy S , přenášený vedením v nějaké látce je přímo úměrný velikosti teplotního gradientu a má opačné znaménko než tento gradient. [1]

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{S} = -\lambda \frac{dT}{dx} [W/m^2] \quad (3.1)$$

λtepelná vodivost [$W/m.K$]

dT/dxteplotní gradient

Znaménko mínus v rovnici vyplývá ze směru tepelného toku. Druhý termodynamický zákon říká, že teplo samovolně proudí z místa o vyšší teplotě do místa o teplotě nižší. Obr. 4 dokazuje, že teplotní gradient ve směru osy x je záporný. Aby byl výsledný tepelný tok kladný, musíme v rovnici použít znaménko mínus.



Obr. 4 Vedení tepla rovinnou stěnou [1]

3.1.1 Tepelná vodivost

Tepelná vodivost λ je fyzikální vlastnost látky. Čím větší je hodnota tepelné vodivosti látky, tím lépe přenáší teplo. Tepelná vodivost je zároveň funkcí teploty. To znamená, že se s měnící se teplotou se mění i hodnota tepelné vodivosti dané látky. Pro zjednodušení výpočtů budeme předpokládat, že je její hodnota konstantní.

3.1.2 Přenos tepla rovinnou stěnou

Budeme uvažovat, že vedení tepla probíhá pouze ve směru jedné souřadnice. Máme stěnu o tloušťce δ a ostatní rozměry stěny jsou v jejím porovnání mnohonásobně větší. Přenos tepla uvažujeme pouze ve směru tloušťky. Na jedné straně má stěna teplotu T_1 , na straně druhé teplotu T_2 , přičemž $T_1 > T_2$.

Tepelný tok ve stěně určíme z rovnice:

$$\dot{Q} = \lambda S \frac{\Delta T}{\delta} [W] \quad (3.2)$$

Pokud máme stěnu navíc zaizolovanou nebo je složená z více materiálů o různých teplotních vodivostech vypočítá se celkový tepelný tok z rovnice:

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} \quad (3.3)$$

n ...počet vrstev

R_i ...odpor vrstvy proti vedení tepla

$$R = \frac{\delta}{\lambda S} \quad (3.4)$$

3.2 Přenos tepla konvekcí

Konvekce je děj, při kterém se teplo přenáší mezi povrchem tělesa a okolní tekutinou. Konvekce je složením dvou mechanismů, difúze a advekce. Advekci se rozumí proudící objem tekutiny, ve kterém však jednotlivé molekuly stále neuspořádaně pohybují, což představuje difúzní děj. Rozlišujeme konvekci při vnějších proudění, např. obtékání lopatek turbíny, a konvekci při vnitřním proudění, k čemuž dochází např. při proudění tekutiny v trubkách, nebo proudění páry uvnitř turbínové skříně.

Jestliže je dáno těleso, jehož povrch je obtékán proudem tekutiny, měrný tepelný tok se spočítá následovně:

$$\dot{q} = \alpha(T_w - T_\infty) \quad (3.5)$$

kde α je součinitel přestupu tepla, který se mění podél obtékaného povrchu (podrobnější rozbor součinitele přestupu tepla v kap. 3.2.1). Teplota T_w je pak teplotou povrchu tělesa a teplota T_∞ vyjadřuje teplotu proudící tekutiny.

V přímé blízkosti obtékaného povrchu se vytváří tzv. mezní vrstva. Ta může být buď hydrodynamická či tepelná. Právě v této vrstvě dochází k přenosu tepla mezi povrchem tělesa a proudící tekutinou. Přimo na povrchu tělesa je rychlost proudící tekutiny nulová, s rostoucí vzdáleností od povrchu se však rychlost zvyšuje až k okraji mezní vrstvy, kde dosahuje rychlosti rovné 99% rychlosti volného proudu tekutiny. Z hlediska teplotního se v mezní vrstvě mění teplota z teploty T_w na povrchu tělesa na teplotu T_∞ proudící tekutiny. Z tvaru profilu vývoje mezní vrstvy je možné určit velikost smykového napětí ve stěně nebo velikost tepelného toku ve vrstvě a tím dopočítat i hodnotu součinitele přestupu tepla. Pokud však tvary profilů nejsou známe, je možné zjistit hodnotu součinitele přestupu tepla odlišným výpočtem.

3.2.1 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla je velice důležitou veličinou v oblasti tepelného namáhání. Je to konstanta úměrnosti závislá na mnoha parametrech. U parní turbíny dosahuje rozdílných hodnot při prohřívání, spouštění i zatěžování. Mění se také v závislosti na stupni expanze páry a na její rychlosti, stejně tak záleží na konstrukčních parametrech turbíny. Součinitel přestupu tepla můžeme matematicky zapsat jako funkci 7 základních proměnných.

$$\alpha = (u, L, \rho, \nu, c, \lambda)$$

u....	Rychlost proudění
L....	Charakteristický rozměr
ρ	Hustota
ν	Kinematická viskozita
c....	Měrná tepelná kapacita
λ	Tepelná vodivost

Vztah mezi jednotlivými proměnnými lze vyjádřit pomocí 3 bezrozměrných kritérií.

Nusseltovo kritérium	$Nu = \frac{\alpha L}{\lambda}$	(3.5)
Reynoldsovo kritérium	$Re = \frac{uL}{\nu}$	(3.6)
Prandtlovo kritérium	$Pr = \frac{\nu \rho c}{\lambda}$	(3.7)

3.3 Napětí způsobené teplotním gradientem

Teplotní napětí vzniká působením teploty na těleso, které má omezené možnosti posuvu či natočení. Teplotní napětí závisí na volbě materiálu stěny, součiniteli přestupu tepla mezi párou a stěnou, na rozdílu teplot vnější a vnitřní strany stěny, na tloušťce dané stěny a v neposlední řadě na rychlosti najíždění, což je velice důležitý faktor při uvažování denních startů parní turbíny.

Nebezpečné, z hlediska teplotního napětí materiálu turbíny, jsou převážně první minuty najíždění. V této době dochází k tzv. teplotnímu rázu, při kterém se vnitřní strana stěny prudce ohřeje, zatímco její vnější strana má stále nízkou teplotu, v závislosti na typu startu (studený, teplý, horký). Rozdíl teplot ve stěně tudíž dosahuje v této fázi nejvyšších hodnot. Je-li těleso z jedné strany horké a z druhé strany chladné, vzniká na horké straně tlakové napětí a na straně chladné napětí tahové. Obecný vztah pro výpočet tlakového napětí v přímém prutu vypadá následovně:

$$\sigma = \Delta T \cdot \alpha \cdot E \quad (3.8)$$

Pro výpočet napětí z rovnice (3.8) se uvažuje, že hodnoty délkové roztažnosti α a modul pružnosti E jsou konstantní. Co se týče teplotního gradientu, ten má v deskách a prutech lineární průběh, v zakřivených tvarech je jeho průběh nelineární. Pro zjednodušení výpočtu však uvažujeme lineární průběh i pro tvary zakřivené.

Moje bakalářská práce se dále zaměří na výpočet teplotního napětí pro desku, která bude simulovat přírubu skříně parní turbíny v oblasti regulačního stupně, proto bude dále uveden vztah pro výpočet teplotního napětí pouze pro desku. Oproti obecnému vztahu pro výpočet napětí přímého prutu ve výpočtu pro desku figuruje navíc Poissonova konstanta μ , která vyjadřuje podíl měrné tepelné kapacity při stálém tlaku a měrné tepelné kapacity při stálém objemu. Pro výpočet teplotního napětí desky platí vztah:

$$\sigma = \Delta T \cdot \alpha \cdot E \cdot \frac{1}{(1 - \mu)} \quad (3.9)$$

3.3.1 Součinitel koncentrace napětí

V kap. 3.3 je uveden vztah (3.9) pro výpočet teplotního napětí pro ideální tvar, v našem případě pro ideální desku. Pro skutečné geometrické tvary těles je nutné výpočet zkorigovat, jelikož v přechodech geometrických tvarů dochází ke vzniku víceosého a smykového napětí. Korekce se provádí pomocí součinitele koncentrace napětí (tvarového součinitele) K_t , nebo numerickými simulacemi na skutečném tvaru tělesa, například v programu ANSYS.

V místě vrubů a náhlých změn tvaru tělesa dochází ke koncentraci napětí. Tyto místa jsou tudíž více namáhány a musíme s nimi počítat při výpočtu únavy materiálu. Součinitel koncentrace napětí závisí na typu namáhání (tah, tlak, ohyb, krut), na hloubce vrubu a poloměru zakřivení kořene vrubu a také na rozměrech tělesa a vyjadřuje

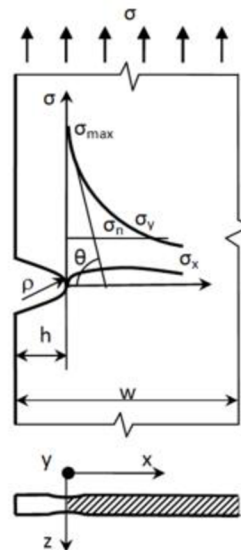
kolikrát je maximální napětí větší než napětí nominální. Vypočítá se ze vztahu:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (3.11)$$

Kde maximální napětí na tělese σ_{max} se nachází právě v místě vrubu a nominální napětí σ_n vyjadřuje průměrné napětí v součásti. Na Obr. 5 je možné sledovat průběh maximálního napětí, kdy napětí ve vrubu je největší a s rostoucí vzdáleností od vrubu zase klesá.

Pro návrh počtu cyklů se počítá s maximálním napětím, které může v součásti nastat a tudíž teplotní napětí vypočítané z rovnice (3.9) se násobí právě tvarovým součinitelem.

$$\sigma_{max} = \sigma \cdot K_t \quad (3.10)$$



Obr. 5 Průběh napětí v rovinné desce s vrubem [8]

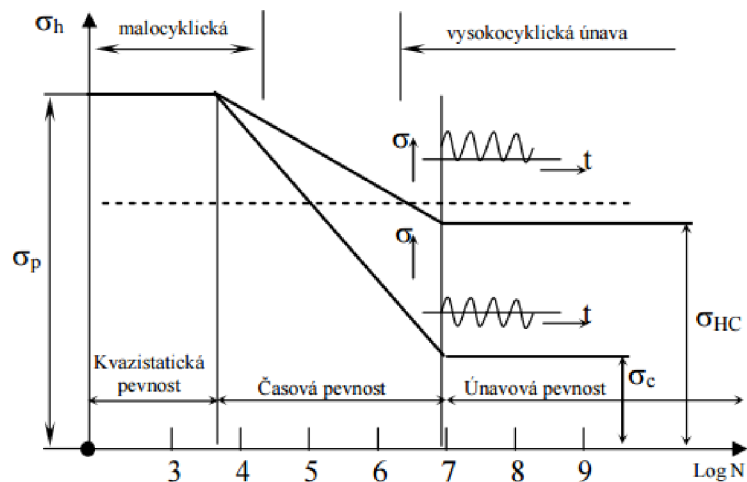
3.4 Stanovení počtu cyklů

Napětí způsobené teplotním gradientem, které vzniká v materiálu může způsobovat deformace součásti. Pokud napětí iniciuje pouze elastické deformace není materiál ohrožen z hlediska změn struktury a vlastností materiálu ani v případě nekonečného počtu cyklů. Pokud však dochází k opakovaným plastickým deformacím na součásti, vede to k únavě materiálu. Pojem únava materiálu se označuje vznik a šíření trhlin účinkem cyklického zatěžování.

Jestliže je uvažována součást bez trhliny, je doba životnosti dána dobou vzniku trhliny. Rozlišuje dva stavy cyklické únavy. Vysokocyklová únava vzniká při napětích menších než je mez kluzu materiálu a počet cyklů do lomu je obvykle větší než 10 000. Naproti tomu k nízkocyklové únavě dochází při napětích nad mezí kluzu a počet cyklů

do lomu se udává jako menší než 10 000. Nízkocyklovou únavou jsou ohroženy právě součásti turbín, zejména těch navržených pro denní starty.

Životnost součásti zatížené daným maximálním napětím je možno určit z únavové křivky životnosti. Wöhlerova křivka je jedna z únavových křivek životnosti, je to závislost amplitudy napětí na počtu cyklů do lomu a je rozdílná pro každý materiál. Wöhlerova křivka neplatí pro nízkocyklovou únavu, jelikož napětí je větší než mez kluzu a křivka se tak nachází v oblasti plastických deformací, kde nemá lineární charakter. Wöhlerova křivka se však získává nejjednodušším způsobem, proto pro zjednodušení je používána i pro nízkocyklovou únavu.



Obr. 6 Wöhlerova křivka [12]

Jak je možné vidět na Obr. 6, Wöhlerova křivka je rozdělena do tří částí. V prvním úseku leží kvazistatická pevnost přibližně do 10^3 cyklů. Další úsek je označen jako časová pevnost, kde počet cyklů je závislý na napětí. Funkci v tomto úseku je možné vyjádřit mocninnou funkcí:

$$\sigma_N^m \cdot N = \sigma_c^m \cdot N_c, \quad (3.11)$$

kde N_c udává počet cyklů pro mez únavy, u ocelí obvykle 10^6 až 10^7 .

V poslední části, kde počet cyklů přesahuje 10^7 , materiál dosahuje meze únavy. Meze únavy σ_c a σ_{HC} určují jiný druh cyklického namáhání. Jak bylo však výše zmíněno, tvar únavové křivky životnosti závisí na materiálu.

Jelikož jsou výsledky zkoušek podle Wöhlera nepřesné, je nutné u každé Wöhlerovy křivky udávat pravděpodobnost hodnot, která většinou bývá přibližně 0,5.

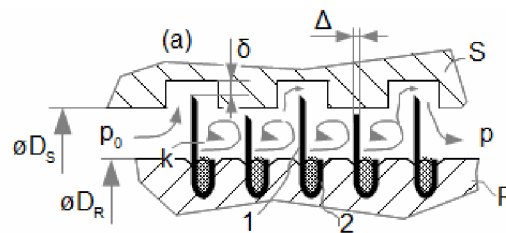
I přesto, že lze z únavových křivek životnosti vyčíst počet cyklů v závislosti na napětí, ve většině případů se křivky používají pro určení maximálního dovoleného napětí, kdy počet najetí turbíny je určen buď požadavkem zákazníka nebo předpisem.

4 KONSTRUKCE PARNÍ TURBÍNY

Parní turbína se skládá ze satorových částí a částí rotačních. Přehřátá pára do turbíny vstupuje přívodním potrubím s rychlozavěrným ventilem, který umožňuje okamžité zastavení přívodu páry do turbíny. Za rychlozavěrným ventilem se nachází regulační ventil. Ten slouží k regulaci průtoku páry a tím regulaci výkonu parní turbíny.

Potrubím je pára přiváděna do turbínové skříň. Skříň turbíny musí splňovat několik požadavků. Je nutné, aby byla dostatečně tuhá a pevná, jelikož se za všech provozních podmínek musí udržet přetlak nebo podtlak ve skříni, a satorové lopatky souosé s lopatkami rotorovými. Dále musí být turbínová skříň naprosto těsná. Do skříň se nesmí v žádném případě dostat vzduch, stejně tak by byl nežádoucí únik páry. Většina skříní parních turbín bývá dělena horizontálně. Těsnosti v oblasti dělicí roviny se dosahuje vhodným obrobením ploch příruby a dotažením šroubů, tak aby se docílilo výborného vzájemného dosednutí.

Dalším těsnícím prvkem parních turbín jsou ucpávky. Ucpávky zabraňují únikům páry z turbíny. Dále mají za úkol zamezit nasávání vzduchu z okolí. K tomu ději by mohlo dojít z důvodu podtlaku v turbíně. Vzduch nacházející se v parní turbíně je nežádoucí z důvodu zhoršování přestupu tepla a zhoršování tlaku v kondenzátoru turbíny. Nejčastěji se používají bezdotykové labyrintové ucpávky, které jsou znázorněny na Obr. 7.



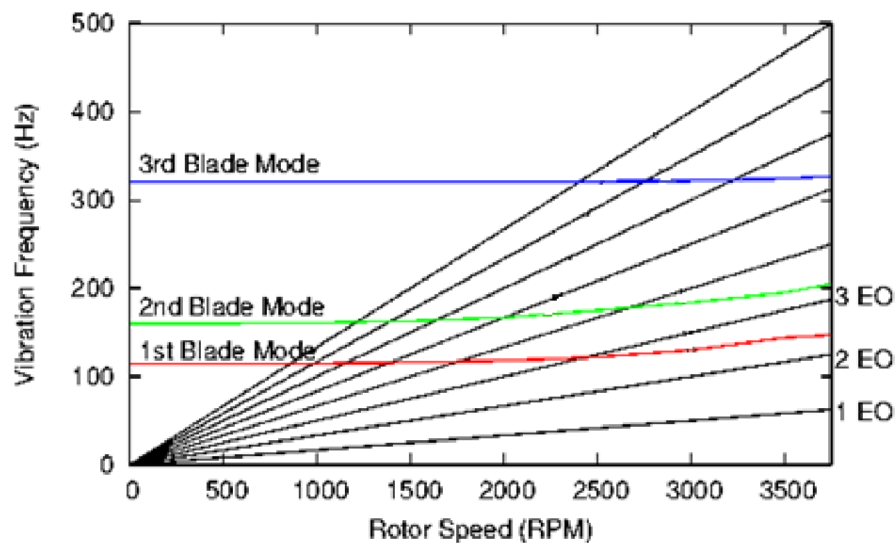
Obr. 7 Bezdotyková labyrintová ucpávka [9]

Poslední významnou satorovou součástí parní turbíny, kterou by bylo vhodné zmínit, jsou radiální a axiální ložiska. Na nich je uložen rotor každé parní turbíny. Jak už sám název napovídá radiální ložiska vyrovnávají síly v radiálním směru, především tedy síly způsobené hmotností rotoru a vibracemi, zatímco axiální ložiska vyrovnávají axiální síly vyvolané tlakem a prouděním páry. U parních turbín se využívají převážně ložiska kluzná.

Za přechod mezi satorovou a rotační částí turbíny je možné považovat lopatkování. Lopatky se dělí na satorové a rotorové. Satorové lopatky bývají méně namáhány, jelikož jsou zatěžovány pouze silami od páry a rozdílem tlaků. Naproti tomu rotorové lopatky jsou navíc namáhány odstředivou silou a dynamickými silami, které vznikají např. při parciálním ostríku. Ve většině případů jsou lopatky nejvíce namáhány u jejich paty, proto musíme dbát na správný výpočet a uchycení lopatky v rotoru. Lopatky jsou uchyceny v rotoru pomocí závěsů volených právě na základě namáhání. Z hlediska dynamického namáhání mohou být lopatky opatřeny bandáží nebo jinými tlumícími a výstužnými prvky.

4.1 Campbellův diagram

Lopatky parní turbíny jsou staticky a dynamicky namáhány. Statické namáhání vyvolává odstředivá síla, dynamické namáhání je způsobeno nárazy páry. Jak už bylo výše zmíněno, rotorové lopatky jsou zatěžovány více než statorové a zásadní problém způsobuje chvění lopatek. Při každém najíždění turbíny musíme překračovat pásmo vlastní frekvence každé lopatky. Tím se životnost lopatek může zásadně zkracovat při každém najetí turbíny. Závislost vlastních frekvencí lopatky na otáčkách rotoru udává Campbellův diagram. Určení vlivu na počet cyklů je velmi složité a je důležitou součástí know-how každého výrobce.

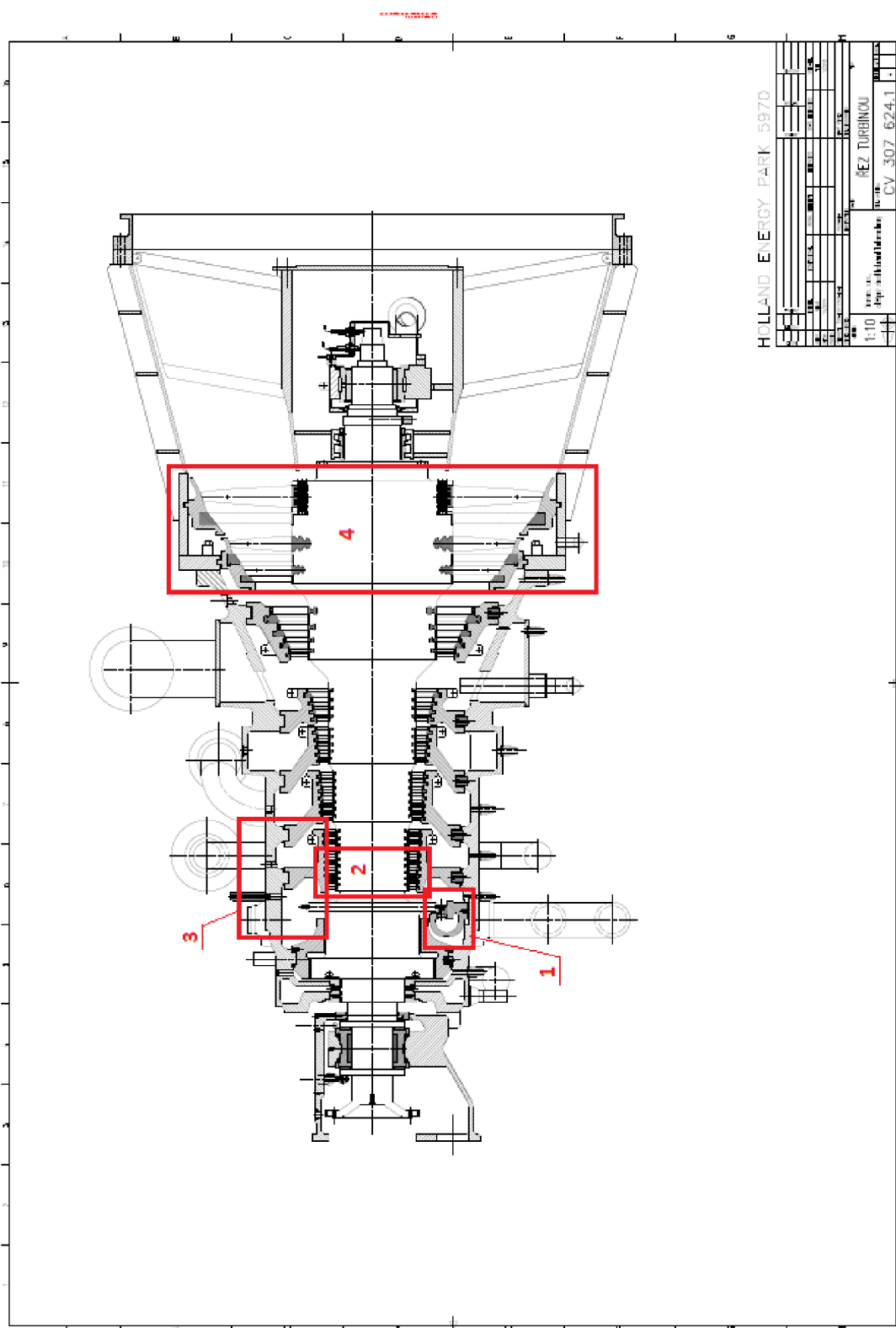


Obr. 8 Campbellův diagram [6]

Na jedné ose jsou znázorněny otáčky rotoru v jednotkách otáčky za minutu, na ose druhé jsou vyneseny vibrační frekvence v jednotkách Hz. Lopatky se obecně navrhnou tak, aby při provozních otáčkách křivky vlastních frekvencí lopatek neprotínaly křivky otáčkových frekvencí rotoru a jejich násobků. V místě průsečíků křivek vlastních frekvencí lopatek a násobků otáčkových frekvencí rotoru vznikají zakázaná pásma provozu. Což může být problém zejména při najíždění a stanovení vhodných prohřívacích otáček turbíny.

Při najíždění turbíny na provozní otáčky je proto nutné, aby se co nejvíce zkrátil čas strávený v oblastech právě oněch průsečíků vlastních frekvencí lopatek a otáčkové frekvence nebo jejich násobků. Křivky vlastních frekvencí lopatek jsou v grafu znázorněny barevně. Černé křivky znázorňují otáčkovou frekvenci rotoru její násobky.

4.2 Seznam kritických míst s ohledem na denní starty parní turbíny



Obr. 9 Řez parní turbínou se znázorněnými kritickými místy s ohledem na denní starty

Jak už bylo řečeno, častým najížděním parní turbíny ji opakovaně vystavujeme teplotnímu a mechanickému namáhání. Teplotní namáhání dosahuje maximálních hodnot tehdy, když dosahuje maximálních hodnot také teplotní gradient, což nastává při spouštění turbíny. Statické mechanické namáhání naproti tomu bývá nejvyšší až při najetí turbíny na plný výkon. Dynamické mechanické namáhání není možné jednoduše specifikovat. Záleží na součásti a provozních parametrech. Každá součást parní turbíny je namáhána rozdílným způsobem a její namáhání je jinak kritické.

Při najíždění parní turbíny jsou hned na úvod namáhány vstupní potrubí, rychlozávěrný ventil a regulační ventily, jelikož jimi proudí pára o vysokých parametrech. I přestože je namáhání na těchto součástech výrazné, nebudou následně v této bakalářské práci podrobněji rozebírány. Práce bude dále zaměřena na součásti parní turbíny ležící mezi vstupními částmi a výstupním hrdlem.

Dalším kritickým místem při denních startech je dýzová skříň (Obr. 9, místo 1). Nachází se na vstupu do turbíny, kde má pára stále nejvyšší parametry. Je to také oblast, kde může docházet ke creepu. Při creepu dochází ke změně vlastností materiálu, zaniká výrazná mez kluzu a dochází k pomalé plastické deformaci materiálu. Creep závisí na teplotě, napětí, době, po kterou je materiál dané teplotě a napětí vystaven, a v neposlední řadě také na druhu materiálu. Dýzová skříň je však relativně tenkostěnná, celá její tloušťka je prohřívána rychle, a proto nevznikají tak velká napětí ve stěně.

Za nejkritičtější místo je možné uvažovat celou oblast regulačního stupně. Regulačním stupněm se upravují parametry páry na požadované hodnoty, proto jsou před a za regulačním stupněm značné rozdíly v tlacích a teplotách. Regulační stupeň je navíc zatížen parciálním ostřikem, který vyvolává budící síly. Každá lopatka regulačního stupně je několikrát za jednu otočku zatížena proudem páry a mimo ostřík zcela odlehčena. Kolikrát je zatížena proudem páry závisí na počtu dýz, kterými přivádíme páru do turbíny.

Do oblasti regulačního stupně je možné také zařadit první řady lopatek (Obr. 9, místo 2). Na nich se projevuje teplotní namáhání i mechanické namáhání od otáček. Jelikož lopatky prvních stupňů jsou krátké, namáhání od otáček proto není tak výrazné. Na těchto lopatkách se tedy sleduje zejména teplotní namáhání. Za více kritické se považují lopatky rotorové. U statorových lopatek se trhliny šíří pomalu, zato u lopatek rotorových se účinkem vibrací a creepu mohou šířit rychle.

Posledním místem v oblasti regulačního stupně, které by bylo vhodné označit za kritické je bezpochyby skříň, její dělicí rovina a s tím související šrouby (Obr. 9, místo 3). Skříň parní turbíny je tlustostěnná, při najíždění, kdy se vypouští pára do turbíny, ve stěně vzniká výrazné teplotní napětí, které je způsobeno velkým rozdílem teplot na vnitřní a vnější straně skříně. Obecně je dělicí rovina kritickým místem parních turbín, jelikož musí bezpodmínečně zabezpečovat těsnost skříně. Pokud jsou teplotně namáhány i šrouby dělicí roviny, může se stát, že na nich dojde k plastické deformaci, uvolnění a tím pádem vzniku netěsností v dělicí rovině. Aby se předešlo nadměrnému teplotnímu namáhání a urychlil proces najíždění, bývá skříň navíc vytápěna, parou nebo elektricky.

Všechny místa, co jsou zmíněna výše jsou namáhána především teplotně. Z hlediska denních startů by však měl být označen za kritické místo také poslední

stupeň lopatkování (Obr. 9, místo 4). Na výstupu z turbíny už pára nemá takové parametry, aby mohlo být uvažováno teplotní namáhání. Na druhou stranu, lopatky na výstupu jsou dlouhé a na jejich koncích jsou velké obvodové rychlosti. Z hlediska mechanického namáhání jsou to jedny z nejvíce namáhaných součástí parní turbíny, jelikož při každém startu lopatky prochází přes jejich vlastní frekvence a zatížení odstředivých sil. Při postupném zvyšování průtoku páry přes turbínu při najíždění jsou lopatky posledního stupně dynamicky zatěžovány v závislosti na aktuálním provozním režimu. Pokud navíc turbína pracuje s odběry, objevují se na výstupu největší změny průtoku páry. Pro zmírnění namáhání posledního stupně bývají lopatky často opatřeny různými výstužnými prvky. Dalším možným řešením zmírnění dopadu mechanického namáhání na poslední stupeň by bylo snížení rychlosti otáček.

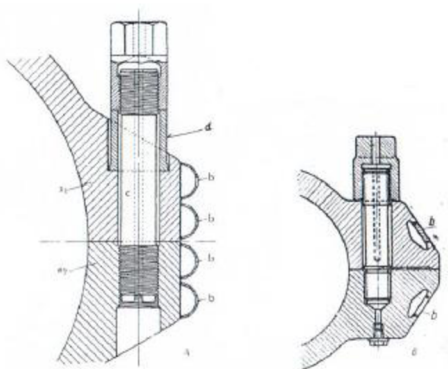
4.3 Návrh technického opatření s ohledem na kritická místa

Způsoby, kterými se zmírňují účinky častého najíždění v některých místech byly zmíněny již v kap. 4.2. Jelikož se výpočtová část této bakalářské práce bude zabývat problematikou vzniku teplotního namáhání na přírubě turbínové skříně, proto bude vhodné se zaměřit právě na skříně turbíny.

Jak už bylo zmíněno, při odstavení parní turbíny chladne turbínová skříně nerovnoměrně. Významné teplotní rozdíly vznikají především mezi vrchní a spodní částí skříně, proto je spodní polovina chráněna větší vrstvou izolace. Izolačními polštáři je opatřena celá turbína, ty brání proměnlivosti teploty stěny, omezují tepelný tok mezi stěnou skříně a okolím, brání tepelným ztrátám sáláním a v neposlední řadě zabezpečují, že teplota povrchu parní turbíny ve strojovně nepřesahuje limitní hodnotu 50°C pro bezpečnost pracovníků.

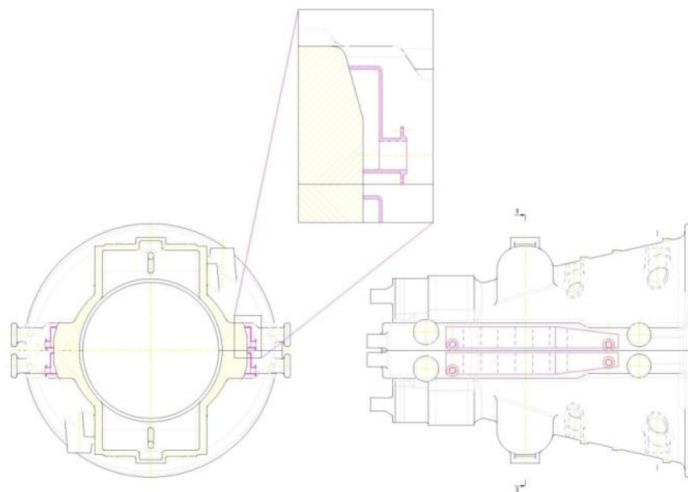
Řešením pro snížení napětí ve stěně turbínové skříně by bylo např. snížení tloušťky skříně turbíny, nebo také pomalejší najíždění, čímž by se zmenšil teplotní gradient ve stěně a tím i teplotní napětí. Požadavkem na turbíny navržené pro denní starty je většinou schopnost rychlého najetí turbíny, proto by toto řešení nebylo pro zákazníka optimální.

V kap. 4.2 bylo zmíněno, že k zabránění nadměrného tepelného namáhání a zkrácení doby najíždění bývá skříně přehřívána. Dodatečné vyhřívání vzniklo historicky jako opatření pro zkrácení času najetí turbíny (Obr. 10), nyní je však využíváno pro udržení skříně v horkém stavu v průběhu odstávky na turbínách s denními starty.



Obr. 10 Horizontální příruby s ohřívacími kanály [11]

Na Obr. 11 je znázorněna studie vyhřívání dělicí roviny pomocí přivařených plechových kapes na obou stranách a obou polovinách turbínové skříně. Do kapes je vedena pára o nízkých parametrech. Pára pak prochází labyrintem žeber, aby rovnoměrně omývala stěnu skříně. Toto opatření při vhodné volbě teploty a průtoku páry umožní podržet skříň v horkém stavu.



Obr. 11 Plechové kapsy k vyhřívání dělicí roviny [10]

Další možností prohřívání skříně je elektrickými matracemi. Tento způsob byl zatím používán spíše pro jiný účel, a to k zabránění rychlého ochlazení části skříně, což by vedlo k nebezpečí kontaktu v lopatkování v důsledku průhybu skříně, a tím vymezení vůle v lopatkách. Využití elektrických matrací pro udržení teploty skříně u denních startů je méně pravděpodobné, ale technicky umožňuje pomocí udržet skříň v horkém stavu. Pak by se matrace aplikovala na obě poloviny a zejména na dělicí rovinu stejně jako v případě ohřívání parou.

5 NÁVRH ŽIVOTNOSTI PARNÍ TURBÍNY PRO DENNÍ STARTY

5.1 Stacionární výpočet teplotní difference na přírubě turbínové skříně

Pro výpočet životnosti součásti turbíny z hlediska teplotního namáhání je nutné určit teplotní napětí v součásti a k tomu potřebujeme znát rozdíl teplot na protilehlých stranách součásti, což je v případě příruby turbínové skříně teplota vnitřní strany skříně a teplota vnější strany. Při výpočtu se neuvažuje izolační vrstva a teplota vnější strany skříně se uvažuje rovna teplotě okolí (při studeném startu).

Při výpočtu teplotní difference je nutné nejprve dopočítat hodnotu součinitele přestupu tepla. Pro dopočet součinitele přestupu tepla je nezbytné určit hodnoty tří podobnostních kritérií, a to Prandtlova, Reynoldsova a Nusseltova čísla. K tomu je třeba znát několik veličin. Rychlost páry se udává přibližně 20 až 50 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$. Hodnoty dynamické a kinematické viskozity, hustoty, měrné tepelné kapacity a tepelné vodivosti jsou závislé na parametrech páry. K jejich zjištění se používají parní tabulky a hodnoty níže jsou pro tlak páry 43,9 bar a teplotu páry 481°C.

Parametry páry: $p=43,9$ bar a $t=481^\circ\text{C}$

$u := 20$	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$	rychlost páry
$L := 0.3$	m	charakteristický rozměr
$\delta := 0.2$	m	tloušťka stěny
$\eta := 2.79 \cdot 10^{-5}$	$\text{Pa}\cdot\text{s}$	dynamická viskozita
$\rho := 13.11$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	hustota
$\nu := 2.128 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$	kinematická viskozita
$c := 2312.81$	$\text{J}\cdot(\text{kg}\cdot\text{K})^{-1}$	měrná tepelná kapacita
$\lambda_p := 0.0678$	$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	tepelná vodivost páry
$\lambda_m := 33.0$	$\text{W}\cdot(\text{m}\cdot\text{K})^{-1}$	tepelná vodivost materiálu
$T_p := 481$	$^\circ\text{C}$	teplota páry
$T_2 := 20$	$^\circ\text{C}$	teplota vnější strany skříně
T_1		teplota vnitřní strany skříně

Pro výpočet bylo použito programu MathCad.

1. Výpočet Re a Pr

$$Re := \frac{u \cdot L}{\nu} \qquad Pr := \frac{\eta \cdot c}{\lambda_p}$$

$$Re = 2.82 \cdot 10^5 \qquad Pr = 0.952$$

2. Výpočet Nusseltova čísla

$$Nu := 0.0296 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 4.21 \cdot 10^3$$

3. Dopočet součinitele přestupu tepla

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \qquad \alpha := \frac{Nu \cdot \lambda_p}{L}$$

$$\alpha = 951.441 \quad W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$

Jakmile je známá hodnota součinitele přestupu tepla uvnitř turbíny, je nutné zjistit celkový měrný tepelný tok mezi párou a vnější stěnou skříně turbíny. K tomu je zapotřebí rozdíl teplot mezi teplotou páry a teplotou vnější stěny skříně ΔT_{celk} a celkový odpor jednotlivých vrstev proti vedení tepla R_{celk} (přenos tepla se odehrává mezi párou a vnitřní stěnou a druhou vrstvu přenosu tepla tvoří vlastní stěna skříně).

4. Výpočet celkového tepelného toku

$$\Delta T_{celk} := T_p - T_2 \qquad R_{celk} := \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{\lambda_m}$$

$$q := \frac{\Delta T_{celk}}{R_{celk}}$$

$$q = 6.482 \cdot 10^4 \quad W \cdot m^{-2}$$

Jelikož hodnota měrného tepelného toku se nemění, lze ji dosadit do vztahu pro výpočet měrného tepelného toku pouze pro stěnu turbínové skříně a tak získat teplotní diferenci na přírubě turbínové skříně, a zároveň je možné dopočítat teplotu na vnější straně skříně turbíny.

5. Výpočet teplotní difference na přírubě turbínové skříně

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

$$R_{deska} := \frac{\delta}{\lambda_m}$$

$$q = \frac{\Delta T}{R_{deska}}$$

$$\Delta T := q \cdot R_{deska}$$

$$\Delta T = 392.868 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_1 := \Delta T - T_2$$

$$T_1 = 372.868 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Stacionárním výpočtem se došlo k teplotní diferencii na přírubě turbínové skříně téměř 400 °C. Pokud by byl použit vztah pro výpočet teplotního napětí pro tuto teplotní diferencii, vycházelo by teplotní napětí na přírubě skříně turbíny o řád vyšší než je dovolené teplotní namáhání.

6. Výpočet teplotního napětí

$$\beta := 13.8 \cdot 10^{-6} \text{ } K^{-1}$$

délková roztažnost

$$E := 171.7 \cdot 10^9 \text{ } Pa$$

Youngův modul pružnosti

$$\mu := 1.315$$

Poissonova konstanta

$$\sigma := \Delta T \cdot \beta \cdot E \cdot \left(\frac{1}{1 - \mu} \right)$$

$$\sigma = -2.955 \cdot 10^9 \text{ } Pa$$

Z výpočtu vyplývá, že výpočty životnosti parní turbíny nelze nahradit jednoduchými stacionárními úvahami, ale je nutné je provádět v závislosti na čase. Kvůli složitosti nestacionárních výpočtů bude dále uveden pouze návrh postupu pro zhodnocení životnosti.

5.2 Návrh životnosti a najíždění parní turbíny

Na základě specifikovaných kritických míst při najíždění parní turbíny víme, že kritická místa jsou rotor (okolí regulačního stupně) a příruba turbínové skříně (okolí dýzové skříně). Napětí vzniklá v těchto místech jsou závislá především na teplotní diferencii na součásti viz. kapitola 3.3, dále pak na absolutní teplotě kovu a materiálu.

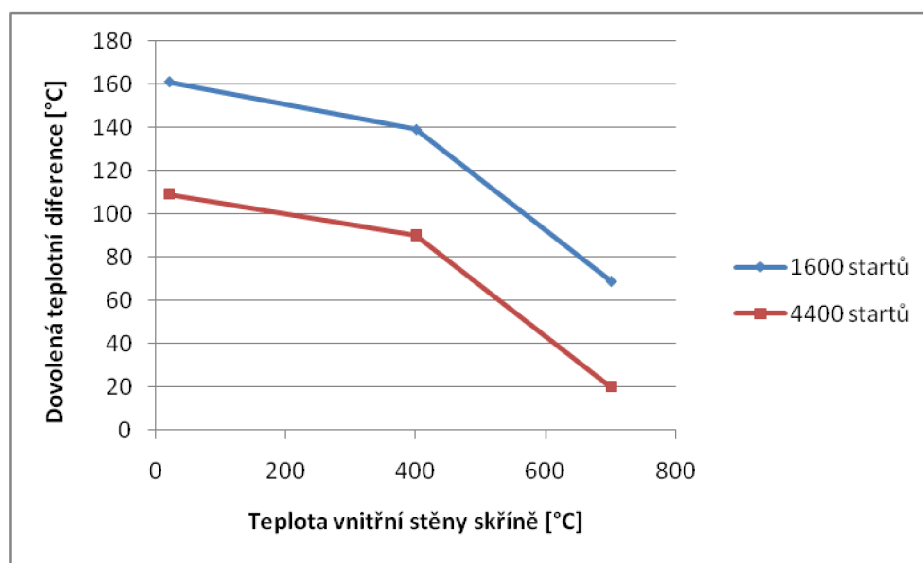
Mechanické zatížení, např. tlak páry, rotace, síla od šroubů v přírubě, se obvykle nezahrnuje do výpočtů životnosti a najíždění parní turbíny. Mechanické zatížení je většinou výrazně menší než teplotní napětí nebo se vyskytuje v jiných místech než teplotní napětí, zejména v případě rotoru.

Výpočet teplotní difference ΔT v čase je náročný proces, který lze provést numerickou simulací (například v programu ANSYS) nebo analytickým transientním výpočtem. Vzhledem k náročnosti určení ΔT bylo využito programu ANFAD firmy Siemens, který provádí výpočet najížděcího času pro dovolené teplotní difference ΔT .

5.2.1 Postup návrhu najížděcího času

Nejdříve se určí počet provozních startů, který je požadován buď zákazníkem nebo jej určí dodavatel turbíny podle předpisu. Před zahájením návrhu jakékoliv parní turbíny musí mít tedy turbína specifikovaný požadovaný počet studených, teplých a horkých startů. Pro získání konečného počtu navržených startů se hodnota ještě násobí bezpečnostním faktorem.

Jakmile je známý počet provozních startů, je možné vyčíst z únavové křivky životnosti (např. Wöhlerova křivka) dovolené napětí na součásti. Poté za použití vztahu (3.9) lze zjistit teplotní difference. Program ANFAD dokáže vyjádřit závislost teploty vnitřní stěny turbínové skříně T_1 na maximální teplotní diferenci ΔT , která je povolena při najíždění parní turbíny. Graf vypadá přibližně jako na Obr. 12, ten je poté hlavním vstupem výpočtu najížděcího času. Najížděcí čas bývá určován tak, aby pokud možno, co nejvíce využil křivku grafu závislosti T_1 na ΔT , ale aby ji nepřekročil.



Obr. 12 Graf závislosti teploty vnitřní stěny turbínové skříně na dovolené teplotní diferenci

V následující tabulce jsou uvedeny hodnoty dosažené při výpočtu najížděcího času pro standardní parní turbínu a parní turbínu navrženou na denní starty pro daný počet studených startů.

Denní starty parních turbín a jejich dopad na životnost turbíny

Standardní parní turbína	Parní turbína navržená pro denní starty
Start/stop = 1600	Start/stop = 4400
$\sigma_p = 550$ MPa $\sigma_R = 667$ MPa	$\sigma_p = 373$ MPa $\sigma_R = 432$ MPa
$\Delta T_p = 161$ °C $\Delta T_R = 139$ °C	$\Delta T_p = 109$ °C $\Delta T_R = 90$ °C
t = 92 minut (studený start)	t = 215 minut (studený start)

Na základě prezentovaných výsledků je vidět, jak zvolený počet startů ovlivňuje délku najíždění parní turbíny. Platí zde jednoduché pravidlo.

velký počet start/stop → nutná redukce napětí → dlouhý čas najíždění

Tato skutečnost je v rozporu s požadavkem zákazníka, který nejenže požaduje větší počet startů, ale také krátký čas najíždění. Obvykle pro parní turbínu s požadavkem na denní starty je navržen velký počet teplých a horkých startů, kdy je počáteční teplota rotoru a příruby podstatně vyšší a najížděcí časy kratší.

U parních turbín navržených na denní starty je důležité si uvědomit, že rotorové lopatky posledního stupně jsou zatíženy zejména odstředivou silou od rotace. Teplota a tedy i typ startu (studený, teplý, horký) není tudíž rozhodující. Rozhodující je právě počet startů, který bývá přibližně 10 000.

6 ZÁVĚR

Parní turbíny byly po celou stoletou dobu svého vývoje konstruovány zejména s ohledem na splnění kritérií výkonu, termodynamické účinnosti a spolehlivosti. Spolehlivost byla dosahována především vhodnou konstrukcí jednotlivých částí a dále striktním předepisováním provozních podmínek pro start, zatěžování, provoz a odstavování turbíny. Hledisko rychlosti změn provozních stavů bylo sice důležité, ale vždy převažovalo hledisko spolehlivosti turbíny. Zákazník si kupoval parní turbínu s plným vědomím jejich provozních možností – byla dána rychlost najíždění, počty startů za dobu životnosti atd. Nebylo neobvyklé, že počet studených startů parních turbín za celou dobu životnosti byl ve stovkách (zejména pro vyšší provozní parametry páry).

Ve chvíli, kdy přišel požadavek provozovatelů ze solárních aplikací na denní starty parní turbíny, byly původní konstrukce prakticky nepoužitelné – jejich životnost (měřená podle počtu startů) by se snížila na roky a v energetice se počítá se životností zásadně na desítky let.

Hlavními požadavky na parní turbínu navrženou pro denní starty jsou, co nejrychlejší bezpečné najetí parní turbíny a co největší možný počet startů. Jak ukazuje návrh výpočtu životnosti a najížděcího času, tyto dva požadavky jsou vzájemně v rozporu. Jelikož čím je vyšší požadovaný počet startů, tím více je nutno snížit teplotní napětí vznikající v jednotlivých součástech turbíny při najíždění, a to znamená prodloužit najížděcí čas.

Proto je nutné u stávajících parních turbín provádět zejména konstrukční opatření s ohledem na kritická místa, uvedená v předchozích kapitolách nebo navrhovat turbínu pro vyšší počet teplých a horkých startů na místo toho, aby se najížděla až po úplném vychladnutí.

LITERATURA

- [1] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. 1. vyd. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-214-2029-4. PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] TURBODEN. *ORC*. [online]. [cit. 27.2.2015].
Dostupné z: <http://www.turboden.eu/en/rankine/rankine-advantages.php>
- [3] SPELLING, James. ASME Digital Collection. *Thermal Modeling of a Solar Steam Turbine With a Focus on Start-Up Time Reduction* [online]. 13.4.2011, 26.4.2011 [cit. 2.2.2015].
Dostupné z: <http://gasturbinespower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1429704>
- [4] LEŽEROVICH, A. *Steam turbines for modern fossil-fuel power plants*. Boca Raton, FL: Distributed by Taylor, c2008, xiv, 537 p. ISBN 978-142-0061-024.
- [5] RPM TURBO. *Flutter Analysis* [online]. [cit. 21.2.2015]. Dostupné z: <http://www.rpmturbo.com/flutter/index.html>
- [6] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbína za změněných podmínek*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1973, 249 s. : il., tabulky.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Parní turbína v technologickém celku, *Transformační technologie*, 2011-04, [last updated 2015-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [8] *Základy lomové mechaniky. Fakulta strojní: Vysoká škola báňská- Technická univerzita Ostrava* [online]. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/339/content/files/VZM7_ZakladyLomoveMechaniky.pdf
- [9] ŠKORPÍK, Jiří. Škrčení plynů a par, *Transformační technologie*, 2006-01, [last updated 2013-03]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/skrцени-plynu-a-par.html>.
- [10] interní materiály Siemens Turbomachinery s.r.o
- [11] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbíny II.*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1956, 646 s., příl.
- [12] Únavové poškození konstrukce při časově proměnlivém zatížení. *Materiály k přednáškám* [online]. [cit. 2015-05-05]. Dostupné z: [http://bacula.nti.tul.cz/~petr.sidlof/vyuka/LA1/Materialy%20k%20prednaskam%20\(cesky\)/9_lekce_Unava_071104_AnP.pdf](http://bacula.nti.tul.cz/~petr.sidlof/vyuka/LA1/Materialy%20k%20prednaskam%20(cesky)/9_lekce_Unava_071104_AnP.pdf)
- [13] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu II*. opr. a rozš. vyd. Brno: CERM, 2003, 516 s. ISBN 80-720-4283-1.
- [14] EN 60045-1. *Parní turbíny*. 1993.

SEZNAM SYMBOLŮ, VELIČIN A ZKRATEK

R-C cyklus		Rankine-Clausiiův cyklus
L	[m]	délka
β	[K ⁻¹]	součinitel teplotní roztažnosti
ΔT	[K]	rozdíl teplot
min.		minuta- jednotka času
Hz		Hertz- jednotka frekvence
\dot{q}	[W.m ⁻²]	měrný tepelný tok
\dot{Q}	[W]	celkový tepelný tok
S	[m ²]	plocha
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	tepelná vodivost
δ	[m]	tloušťka
R _i	[m ² .K.W ⁻¹]	odpor vrstvy proti vedení tepla
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	součinitel přestupu tepla
u	[m.s ⁻¹]	rychlost proudění
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
ν	[m ² .s ⁻¹]	kinematická viskozita
c	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita
E	[Mpa]	Youngův modul pružnosti
μ	[-]	Poissonova konstanta
K _t	[-]	tvarový součinitel
σ	[MPa]	napětí
t	[s]	čas