



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

REVIZE PARNÍ TURBÍNY A NÁVRH OPRAV

REVISION OF STEAM TURBINES AND REPAIR DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Grepl

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Martin Grepl
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2016/17

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 diplomové práce:

Revize parní turbíny a návrh oprav

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte posouzení aktuálního stavu parní turbíny po reklamaci a zjištěném poškození po demontáži skříně.

Navrhněte rozsah nutných oprav pro uvedení turbíny do provozu v souladu s provozními předpisy požadavky provozovatele včetně případných výpočtů.

Cíle diplomové práce:

- 1) revizní nález parní turbíny po demontáži,
- 2) komplexní rozbor příčin úniku páry,
- 3) návrh konstrukčních úprav včetně dokumentace,
- 4) výpočty potřebné pro konstrukční úpravy.

Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tématem diplomové práce je revize a návrh oprav parní kondenzační turbíny SST 600 ve městě Bielsko-Biala. Práce se zabývá revizním nálezem parní turbíny a návrhem oprav poškozených částí, celkovým rozbořem úniku páry dělicí roviny a následně výpočtem parametrů pro utažení nových šroubů. Diplomová práce je zadána pro konkrétní případ. Úvodní část diplomové práce se zabývá stručným popisem opravované parní turbíny. Následně je uveden revizní nález jednotlivých demontovaných částí a rozsah opravných prací. V další části této závěrečné práce jsou shrnuty příčiny úniku páry dělicí roviny v místech křížového spoje a v oblasti regulačního stupně. Poslední část pojednává o problematice utěsnění dělicí roviny, s čímž souvisí hlavní část diplomové práce - vlastní výpočet utahovacích parametrů šroubů turbínové skříně. Cílem diplomové práce je mimo jiné vytvoření výkresů odlehčení dělicí roviny turbínové skříně.

KLÍČOVÁ SLOVA

Parní turbína, revizní nález, oprava, dělicí rovina, síla předpětí, tuhost, šroub.

ABSTRACT

The theme of this master thesis is the revision and repair design of the condensing steam turbine SST 600 in Bielsko-Biala. The thesis deals with the revision of the steam turbine and the repair design of the damaged parts, the overall analysis of the separation of the steam of the split plane and the calculation of the parameters for tightening the new screws. The master thesis is given for a specific case. The introductory part of the master thesis deals with a basic description of the repaired steam turbine. Subsequently, a review of individual disassembled parts is given and the scope of the repairs is stated. In the next part of this thesis are summarized the causes of the steam leakage of the dividing plane at the points of the cross section and in the area of the control stage. The last part deals with the sealing problem of the split plane and the related main part of the master thesis is the calculation of the tightening parameters of bolts in the turbine housing. Another aim of the master thesis is to create drawings of the lightening of the split plane on turbine house.

KEY WORDS

Steam turbine, revision report, overhaul, split plane, tightening force, rigidity, bolt.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

GREPL, M. *Revize parní turbíny a návrh oprav*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 106 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Tímto prohlašuji, že předkládanou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s využitím uvedené literatury a podkladů, na základě konzultací a pod vedením vedoucího diplomové práce.

V Brně dne 26.5.2017

.....

Bc. Martin Grepl

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému vedoucímu diplomové práce panu docentu Janu Fiedlerovi za cenné připomínky a rady během vypracování mé práce. Rád bych také poděkoval firmě Siemens, s.r.o. odštěpný závod Industrial Turbomachinery za zadání a současně panu Ing. Miloši Dostálovi za cenné rady, čas a trpělivost v průběhu vypracování práce, které mi věnoval.

OBSAH

1. Úvod.....	16
2. Parní turbína SST 600 firmy Siemens.....	17
2.1. Popis parní turbíny	18
2.1.1. Turbosoustrojí na betonovém stole (podlaží).....	19
3 Revizní nález parní turbíny po demontáži.....	20
3.1 Revize.....	20
3.1.1 Inspekce.....	20
3.1.2 Běžná oprava	20
3.1.3 Generální oprava	21
3.2 Provoz a seřizování parních turbín.....	21
3.3 Stanovení rozsahu opravy	22
3.4 Rotor turbíny	23
3.4.1 Radiální čepy a axiální terče rotoru.....	23
- Axiální terče nejeví známky poškození.	23
3.4.2 Těsnící břity rotoru v místech parní ucpávky a vyrovnávacího pístu	24
3.4.3 Plocha rotoru v místě olejové ucpávky	25
3.5 Lopatkování.....	25
3.5.1 Oběžné lopatky.....	25
3.5.2 Regulační stupeň	26
3.5.3 Lopatky 1. ÷ 8. řady	26
3.5.4 Lopatky 9. ÷ 16. řady	27
3.5.5 Lopatky 17. ÷ 24. řady	27
3.5.6 Lopatky 25. ÷ 32. řady	28
3.5.7 Lopatky 33. ÷ 34. Řady	28
3.5.8 Lopatky 35. ÷ 37. řady	29
3.5.9 Lopatky 38. ÷ 40. řady	29
3.6 Ozubený věnec spojky	30
3.7 Skříň turbíny	30
3.7.1 Demontáž turbínové skříně	31
3.7.2 Vodorovná dělicí rovina.....	32
3.7.3 Svislá dělicí rovina	33
3.8 Výstupní hrdlo.....	33

3.9	Přední ložiskový stojan – spodní polovina	34
3.10	Ložiska	34
3.11	Nosiče lopatek	35
3.11.1.	Nosič lopatek č. 1	35
3.11.2.	Nosiče lopatek č. 2 ÷ 6	37
3.12	Soukolí náhonu čerpadla	37
3.13	Parní ucpávky	37
3.13.1.	Přední parní ucpávka	38
3.13.2.	Parní ucpávka vyrovnávacího pístu AK III	38
3.13.3.	Parní ucpávky vyrovnávacího pístu AK II, AK I	39
3.13.4.	Zadní parní ucpávka	39
3.14	Olejové ucpávky	40
3.15	Otáčecí zařízení	41
3.16	Rychlozávěrný ventil	41
3.17	Rotor generátoru	42
4.	Návrh oprav	43
4.1	Oprava rotoru	43
4.1.1	Oprava funkčních ploch rotoru	43
4.1.2	Oprava těsnících břitů	43
4.1.3	Oprava ploch rotoru v místě olejové ucpávky	43
4.1.4	Indikace rotoru	43
4.2	Oprava lopatkování	44
4.2.1.	Oprava lopatek regulačního stupně	44
4.2.2.	Oprava lopatek 1. ÷ 8. oběžné řady	44
4.2.3.	Oprava lopatek zbývajících oběžných řad	45
4.3	Oprava turbínové skříně (vrchní polovina)	46
4.3.1.	Oprava dělicí roviny	47
4.3.2.	Oprava dýzových segmentů VT	47
4.3.3.	Oprava parních ucpávek	47
4.3.4.	Oprava VT nosiče lopatek č. 1	48
4.3.5.	Defektoskopická metoda vířivých proudů	48
4.4	Oprava výstupního hrdla (vrchní polovina)	49
4.5	Oprava předního ložiskového stojanu (spodní polovina)	50
4.5.1.	Oprava přední olejové ucpávky	50
4.5.2.	Oprava ložisek	50

4.6	Oprava zadní olejové ucpávky	50
4.7	Oprava otáčecího zařízení	51
5.	Komplexní rozbor příčin úniku páry	52
5.1.	Únik páry přes křížový spoj	53
5.1.1.	Přípustné teplotní rozdíly v průběhu najíždění	53
5.1.2.	Tepelné deformace vedoucí k nadměrnému namáhání	54
5.1.3.	Analýza příčiny úniku páry ve křížovém spoji	54
5.1.4.	Příčiny vzniku úniku páry ve křížovém spoji.....	55
5.2.	Únik páry v oblasti regulačního stupně a odběru.....	56
5.2.1.	Analýza těsnícího plechu	56
5.2.2.	Analýza zvýšené teploty v komoře 1. odběru	61
6.	Šroubové spoje.....	68
6.1.	Namáhání šroubů	68
6.2.	Závitový spoj.....	69
7.	Výpočet utahovacích parametrů.....	71
7.1.	Tuhost spoje	72
7.1.1.	Tuhost šroubu	74
7.1.2.	Tuhost spojované součásti.....	74
7.1.3.	Tuhostní konstanta spoje	77
	Síly v předepjatém šroubovém spoji při tahovém zatěžování	77
	Utahovací moment.....	79
8.	Vlastní výpočet utahování dělicí roviny	81
8.1.	Výpočet utahovacích parametrů pro nový šroub	81
8.2.	Vstupní hodnoty výpočtu	84
8.3.	Výpočtové hodnoty šroubů	86
8.4.	Hodnoty pro konečnou montáž	93
8.5.	Utahování šroubu při montáži a sledování jejich životnosti	95
9.	Kontrola předepjatých šroubových spojů	96
10.	Kontrola šroubů dělicí roviny na relaxaci	97
11.	Závěr.....	98
	Použitá literatura.....	101
	Seznam použitých zkratk a symbolů	102
	Seznam příloh	106

1. ÚVOD

Základním nezbytným předpokladem pro kvalitu života a další rozvoj společnosti je zajišťování dostatku elektrické energie a v posledních desetiletích i tepla. Celou historii využívání energie páry o určitém tlaku a teplotě tvoří dva stroje: parní stroj a parní turbína.

Parní turbína je zařízení, které ve svém oběhu využívá pracovní látky k přeměně tepelné energie na mechanickou energii rotačního pohybu hřídele. Vývoj parních turbín byl podmíněn rozvojem řady teoretických oborů, zejména termodynamiky, pružnosti a pevnosti a teorie regulace.

V průmyslu a elektrárnách se využívá k pohonu turbogenerátorů, turbokompresorů, čerpadel a dalších rotačních strojů. Při tom je využívána vysoká rentabilita společné výroby elektřiny a tepla v protitlakovém nebo odběrovém kondenzačním provozu.

Otázky provozu se dlouho řešily převážně empiricky. Při zvyšování výkonu a parametrů páry vystupovala do popředí stále naléhavěji otázka provozní spolehlivosti, bezpečného a rychlého spouštění a odstavování jednotek, ekonomického řízení provozu a dokonalého zabezpečení turbíny při stálém snižování stavu obsluhujícího personálu a tím i souvisejícího postupu automatizace provozu.

Parní turbíny mají předpokládanou životnost 45 let v provozu. Po celou dobu životnosti turbosoustrojí, včetně příslušenství, se provádějí pravidelné servisní aktivity. Mezi servisní aktivity patří diagnostika, technické prohlídky, revize, opravy, dodávky náhradních dílů, modernizace a rekonstrukce. Jejich účelem je předcházet neočekávaným poruchám, zvýšit spolehlivost zařízení a eliminovat ekonomické ztráty provozovatele.

Opravy rozdělujeme do tří základních skupin (běžná, střední, generální). Generální oprava se provádí v pravidelných intervalech, které mohou být závislé od stavu zařízení i zkušeností provozovatele.

Jedním z důležitých prvků generální opravy je také výměna spojovacího materiálu dělicí roviny. Tento spojovací materiál je velmi namáhán tlakem, teplotou a velkým předpětím, které zajišťuje těsnost dělicí roviny. Problematika výměny spojovacího materiálu dělicí roviny a jeho dodržení těsnosti je jedním z hlavních témat této diplomové práce. Cílem práce je zaručení bezpečného provozu utěsněním dělicí roviny turbínové skříně.

2. PARNÍ TURBÍNA SST 600 FIRMY SIEMENS

Předmětem opravy průmyslového odštěpného závodu Siemens s.r.o odštěpný závod Industrial Turbomachinery (dále jen Siemens) je kondenzační parní turbína typu SST 600 se čtyřmi neregulovanými odběry, která je nainstalována v Polsku ve městě Bielsko-Biala. Turbosoustrojí bylo nainstalováno v roce 2013 a slouží k výrobě elektrické energie a současně dodává páru pro technologické účely (pára z odběrů). Turbína je provozována pouze v zimním období [1].

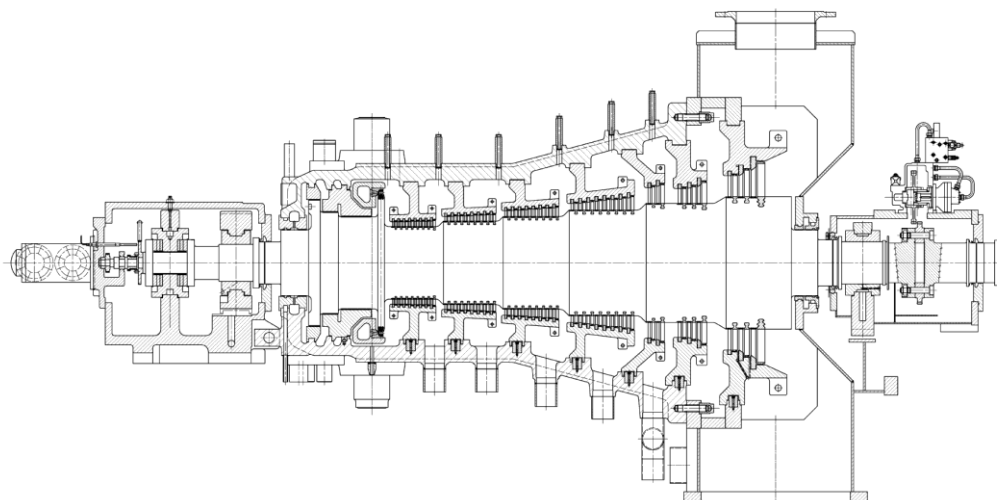
Hlavní části turbosoustrojí jsou [1]:

- vlastní parní turbína s olejovým čerpadlem a otáčecím zařízením,
- regulační systém turbíny,
- generátor,
- systém mazacího oleje,
- systém vysokotlakého regulačního oleje,
- ucpávkový systém,
- systém ochrany a zabezpečení,
- ohřívák síťové vody a bypassový ohřívák,
- VT a NT regulační výměníky,
- evakuační systém s vodokružnými vývěvami,
- soubor měření.

Důležitou součástí, která je jen částečně v rozsahu dodávky, je odvodnění.

Parametry revidované turbíny [1]:

• Výrobce	Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o
• Rok výroby	2012
• Jmenovitý výkon	50,82 MW
• Tlak vstupní páry	116 bar
• Teplota vstupní páry	535 °C
• Otáčky turbíny	3000 min⁻¹
• Doba provozu	cca 9600 hod.



Obrázek 1 Horizontální řez parní turbínou SST 600 Bielsko-Biala

2.1. Popis parní turbíny

Kondenzační parní turbína je navržena jako jedno-tělesová s horizontálně dělicí rovinou a přetlakovým lopatkováním. Konstrukčně jsou lopatky upevněny přímo v nosičích lopatek.

Lopatkování tvoří vysokotlaký regulační (akční) stupeň s parciálním ostřikem, čtyřicet přetlakových stupňů. Lopatky regulačního stupně jsou opatřeny bandáží se zaválcovaným tlumícím drátem. Oběžné lopatky jsou frézovány z plného materiálu a jsou provedeny s bandáží, utěsněny labyrintovými břity.

Rozváděcí lopatky jsou vyrobeny z tažených profilových tyčí a upevněny v rozváděcích kruzích, opatřeny nýtovanou bandáží. Jednotlivé rozváděcí kruhy s lopatkami jsou uloženy v sedmi nosičích, jejichž symetrická konstrukce a obtékání parou ze všech stran zajišťuje stejné teplotní změny v průtočné části a tím i minimalizuje nebezpečí teplotních deformací nosičů rozváděcích lopatek a turbínové skříně.

Vysokotlaká (dále jen VT) část kondenzační parní turbíny má dýzy rozděleny do třech dýzových skupin. Vstupní pára je do turbíny přiváděna přes jeden rychlozávěrný ventil pomocí tří regulačních ventilů, ze kterých vstupuje do jednotlivých dýzových skupin. Každý jednotlivý ventil je ovládán svým vysokotlakým hydraulickým pohonem s elektrohydraulickým převodníkem. Tvar kuželek umožňuje lineární změnu průtoku v závislosti na zdvihu. VT rychlozávěrný ventil v přívodu ostré páry je umístěn po straně turbíny mezi horními a dolními tělesy regulačních ventilů. Je ovládán vysokotlakým hydraulickým pohonem a impuls otevření nebo zavření dostává ze zabezpečovacího bloku.

K vyrovnání a kompenzaci axiálních sil slouží tři vyrovnávací písty, které jsou vyměnitelné.

Přední labyrintové ucpávky s vyměnitelnými statorovými kroužky zajišťují spolehlivé bezkontaktní těsnění hřídele, vyrovnávacích pístů a lopatek. Na zadní straně turbíny je umístěna „falešná“ ucpávka.

Kondenzační parní turbína má dvě radiální kluzná ložiska a oboustranné axiální ložisko s naklápějícími segmenty. Mazání všech ložisek je tlakové a olej za provozu pro celé soustrojí (mazání) dodává hlavní olejové čerpadlo umístěné na olejové nádrži. Pro nouzové mazání dobíhající nebo odstavené a protáčené turbíny slouží nouzové olejové čerpadlo (v případě poruchy pomocného čerpadla).

Spojení předního ložiskového stojanu s turbínovou skříní a axiálně vedené uložení stojanu se základovou deskou umožňuje volný posuv turbínového tělesa společně s předním stojanem z důvodu tepelných dilatací.

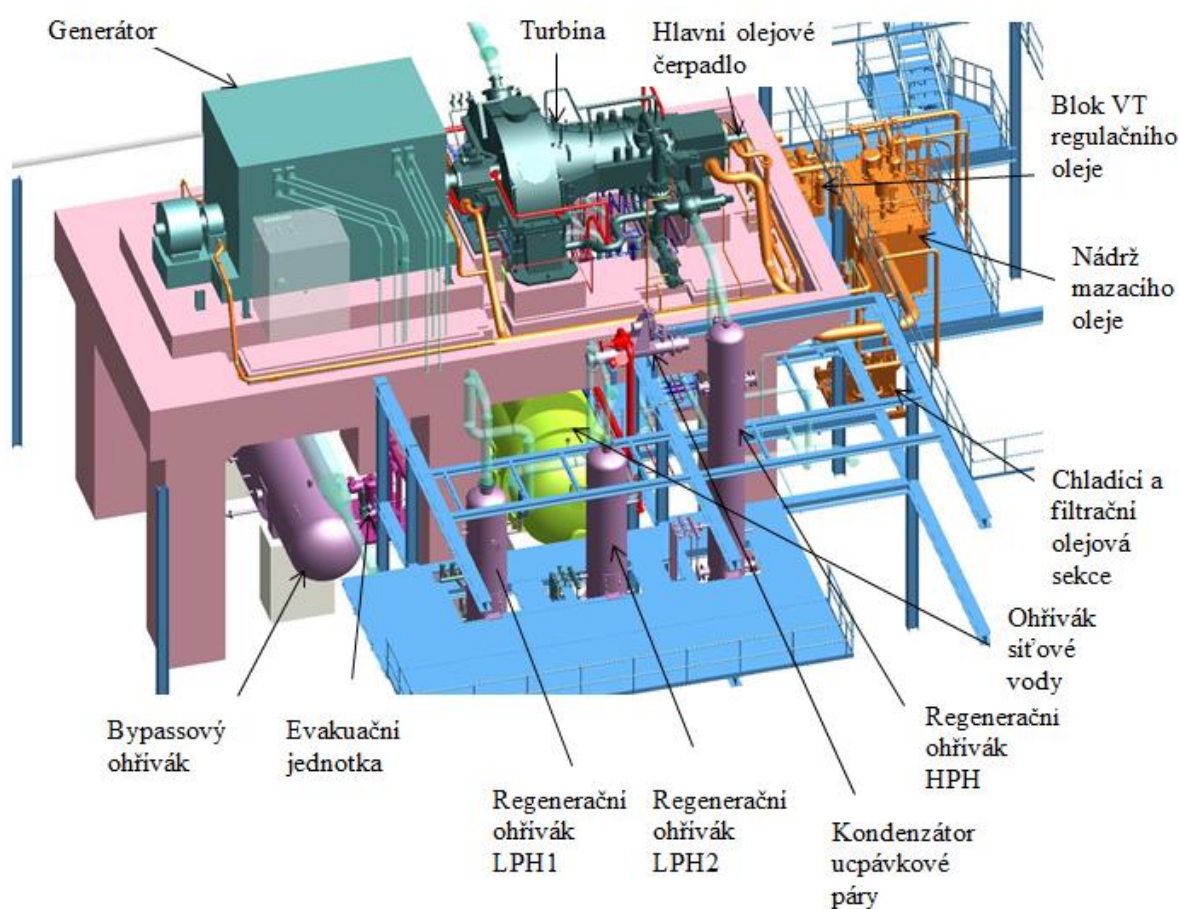
Svařované výstupní hrdlo je šroubovým přírubovým spojem připojeno ke skříní turbíny ve vertikální rovině a tvoří s ní jeden celek.

Turbínová skříň je horizontálně dělená, dělicí rovina skříně je broušená a je parotěsná.

Celé turbosoustrojí je uloženo na betonovém turbínovém stole (desce) [1].

2.1.1. Turbosoustrojí na betonovém stole (podlaží)

Klasickým dispozičním uspořádáním větších kondenzačních turbín je umístění turbosoustrojí na turbínovém stole. Toto řešení umožňuje rozmístění turbosoustrojí a některých pomocných zařízení na vyvýšeném podlaží. Prostory na tomto podlaží jsou rovnoměrně zaplněny a při revizích tvoří dostatečný prostor pro odkládací plochy jednotlivých částí turbosoustrojí. Pod podlaží jsou většinou vedeny všechny potrubní větve, jako jsou vstupní a výstupní potrubí, potrubí ucpávkové páry, odvodnění turbíny apod. Podstatnou výhodou tohoto uspořádání je snadné dodržení spádu jednotlivých potrubí a hlavně jejich odvodnění. Toto odvodnění má výhodu v tom, že kondenzát vzniklý ve výstupním potrubí nepadá zpátky (proti směru proudění páry) do výstupního hrdla na poslední nosič lopatek. Nevýhodou je pak výška budovy a s tím spojené možné vysoké náklady na stavbu.



Obrázek 2 Dispozice teplárny Bielsko-Biala

3 REVIZNÍ NÁLEZ PARNÍ TURBÍNY PO DEMONTÁŽI

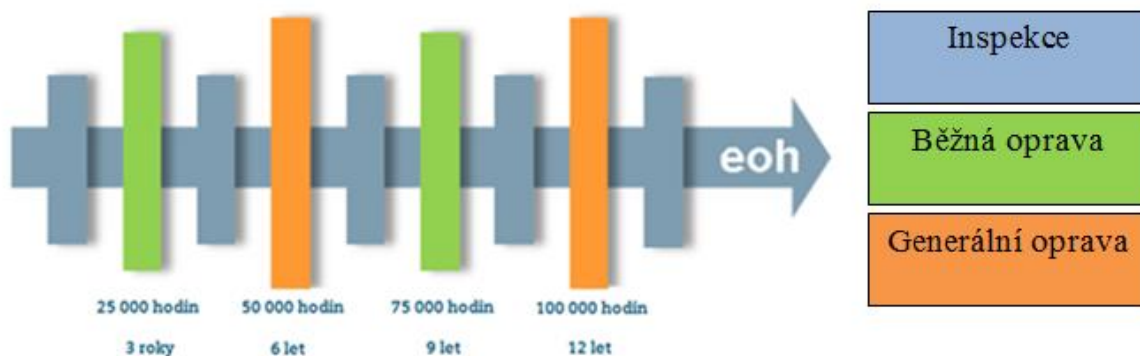
3.1 Revize

Revizí se rozumí vizuální kontrola demontovaných částí. Provádí se za účelem zjištění skutečného technického stavu zařízení.

Vizuální kontrolu provádí kvalifikovaný revizní technik, který vždy pečlivě kontroluje aktuální stav turbíny, zda odpovídá předepsaným normám. V případě, že je vše v pořádku, je možné turbosoustrojí nadále bezpečně používat. Pokud se však najdou nedostatky či nesrovnalosti, je nutné provést náležitě úpravy a opravy, které zajistí následný spolehlivý, bezpečný provoz.

Hlavním důvodem poruchy parních turbín je stárnutí, opotřebení jejich komponentů během provozu, nebo také vlivem výrobních i konstrukčních chyb. Pro eliminaci nežádoucích odstávek stroje, je nutné provádět tzv. preventivní údržby. Preventivní údržba se skládá z pravidelných kontrol, pravidelné údržby a předem stanovené výměny součástí. Koncept preventivní údržby je složen z [1]:

- Inspekce (každých 12 500 efektivních provozních hodin, období 1-2 let).
- Běžné opravy (každých 25 000 efektivních provozních hodin, období 2-4 let).
- Generální opravy (každých 50 000 efektivních provozních hodin, období 5-6 let).



Obrázek 3 Plánované období opravných prací dle směrnic firmy Siemens [1]

Určení intervalu pro revizi závisí mimo jiné i na způsobu provozování (odstavování turbíny / trvalý provoz), typu najíždění (za tepla / za studena), na kvalitě páry a na nákladech na údržbu [1].

3.1.1 Inspekce

Tyto činnosti se provádí v intervalech okolo 1–2 roků. Interval diagnostik se může samozřejmě měnit na základě způsobu provozování zařízení a podle problémů, které se vyskytly během provozu.

U toho typu činností se provádí kontrola správné funkčnosti a nastavení všech zařízení. Kontrola hlavních operačních dat, jako jsou vibrace, otáčky apod., vizuální kontrola (např. úniky oleje apod.) [1].

3.1.2 Běžná oprava

Běžné opravy se provádí v intervalech okolo 2–4 let. Prodloužení intervalu lze docílit prováděním diagnostik a sledováním vibrací na turbosoustrojí v pravidelných intervalech, které by odhalily odchylky od normálního provozu.

U toho typu oprav se provádí demontáž ložiskových stojanů a zařízení turbíny, které vykazovaly během provozu poruchy nebo odchylky od správné činnosti. Nedochozí tedy k demontáži turbínové skříně. Oprava je především zaměřena na kontrolu ložisek, radiálních a axiálních vůlí, čidel regulací, posuvu, vibrací a otáček, kontrolu těsností přírubových spojů mazacího a regulačního oleje. Jakákoliv zjištěna netěsnost se musí neprodleně odstranit [1].

3.1.3 Generální oprava

Generální opravy se obecně provádí po cca 5–6 letech provozu. Termín generální opravy se stanovuje při poslední běžné opravě, během které jsou nalezeny nedostatky většího rozsahu nezabraňující přímo poškození turbíny, nebo při dosažení předpokládané životnosti součástí.

U generální opravy je prováděna celková revize turbosoustrojí včetně demontáže vršku turbínové skříně, rotoru turbíny a v krajním případě také demontáže spodku turbínové skříně. Dílenské nutné práce jsou obvykle prováděny ve výrobním závodě společnosti provádějící revizi.

Nedílnou součástí opravy je diagnostika (NDT zkoušky) tepelně exponovaných dílů turbíny, tělesa skříně, rychlozávěrných a regulačních ventilů, nosičů lopatek, rotoru, oběžných a rozváděcích lopatek, šroubů dělicí roviny, ložisek. Po vizuální kontrole a vyhodnocení všech NDT zkoušek se provádí také vizuální kontrola stavu regulačních ventilů, zvedacích vřeten, čepů, pák regulačního ventilu, stavu difuzorů a kuželek, včetně NDT zkoušek difuzorů a kuželek. Na základě revizního nálezu. Po zjištění stavu je pak rozhodnuto o rozsahu oprav nebo o výměně poškozených součástí.

Kontroluje se i těsnost přírubových spojů u mazacího a regulačního oleje. Dále se provádí kontrola pomocných zařízení podle poznatků z provozu obsluhy turbosoustrojí. Většinou se jedná o opravu či seřízení všech pohonů regulace, otáčecího zařízení nebo výměnu čerpadel mazacího a regulačního oleje. Případně může být provedena celková modernizace po domluvě se zákazníkem [1].

3.2 Provoz a seřizování parních turbín

Při provozu parních turbín je zapotřebí věnovat hlavní pozornost tomu, aby byly dodržovány předepsané parametry, pro které je turbína navržena.

Jedná se zejména o [1]:

- tlak, teplotu a čistotu vstupní páry, u tlaku a teploty je důležitá rychlost změn těchto veličin v závislosti na čase,
- výkon a otáčky,
- hmotnostní průtoky páry v jednotlivých částech turbíny a odběrech,
- teplotu mazacího oleje a jeho kvalitu, teplotu ložisek a tlak mazacího oleje před ložisky,
- množství a čistotu chladicí vody,
- kvalitu kondenzátu.

Dále je třeba provádět pravidelné kontrolní a údržbářské práce, zejména [1]:

při denní kontrole:

- očištění celého soustrojí včetně pomocných zařízení (olejových chladičů, čerpadel, elektromotorů atd.) od prachu a nečistot,
- kontrolu případných netěsností na parním, olejovém či vodním potrubí,
- kontrolu oleje v olejové nádrži,
- vizuální kontrolu soustrojí,
- odvodušnění olejových chladičů (na straně oleje i vody),
- kontrolu tlaků oleje před ložisky (tyto tlaky se měří především, jsou-li před ložisky zabudována síta, pokles tlaku pak signalizuje zanášení sít).

při týdenní kontrole:

- odkalení olejové nádrže a vizuální kontrolu přítomnosti vody v oleji,
- kontrolu kvality oleje (odlučivost vzduchu, podíl kondenzátu),
- kontrolu znečištění filtrů, stav vložek a těsnění.

při měsíční kontrole:

- kontrolu ochran turbín, zejména pojistného regulátoru pokud je nainstalován,
- doplnění oleje do olejové nádrže dle potřeby,
- kontrolu kvality páry, její čistoty a elektrickou vodivost,
- kontrolu čistoty a kvality chladicí vody,
- při eventuálním odstavení turbíny kontrolu automatického spuštění pomocných čerpadel (na střídavý i stejnosměrný proud).

dle potřeby:

- u odsavače olejových par vyprázdnění sběrné nádoby, kontrolu filtru.

Uvedená doporučení jsou jen rámcová a zpřesňují se podle místních podmínek a typu turbíny.

Důležité je zachovávat předepsaný režim spouštění, zatěžování a odstavování.

3.3 Stanovení rozsahu opravy

Po otevření turbíny na základě revizního nálezu a po odsouhlasení rozsahu oprav bylo rozhodnuto o odvozu níže uvedených dílců do výrobního závodu.

Seznam dílců k opravě:

- rotor,
- horní polovina turbínové skříně,
- horní polovina výstupního hrdla,
- nosič vyrovnávacího pístu (komplet),
- nosič lopatek č. 1,
- parní ucpávka (zadní),
- ucpávka vyrovnávacího pístu AK III,
- otáčecí zařízení,
- olejové ucpávky.

Před demontáží byla turbína z horní poloviny turbínové skříně zbavena izolace, došlo k demontování potrubí vstupních parovodů a byla provedena demontáž spouštěcích ventilů.

Byly demontovány regulační ventily a sejmuta vrchní část turbínové skříně. Otevřen byl přední a zadní ložiskový stojan. Spojka mezi rotorem turbíny a rotorem generátoru byla rozpojena z důvodu vyjmutí rotoru turbíny z turbínové skříně. Dále byla provedena revize na demontovaných částech turbíny.

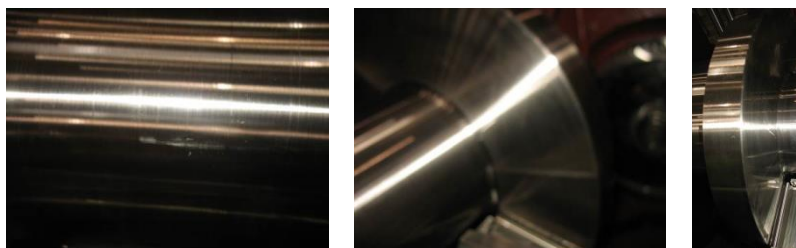
3.4 Rotor turbíny

Zalopkatkový rotor je charakteristickou součástí parní turbíny. Rotor turbíny je zhotoven jako výkovek z jednoho kusu. Celokovaný rotor je konstrukčně nejjednodušší, odpadájí potíže s dimenzováním apod. Materiálem je nízkolegovaná žárupevná ocel Cr-Mo-Ni-V, která odolává vysokým teplotám pracovní látky, dále pak namáháním rotoru vlivem odstředivých sil způsobených lopatkováním. Samotný rotor je v provozu vystaven vysokocyklovému únavovému namáhání, zpravidla ohybem za rotace. Únavová pevnost rotujícího rotoru je ovlivněna tvarem, vruby, přechody i jinými tvarovými a rozměrovými faktory. Havárie rotoru způsobí celkové těžké poškození stroje. Aby se předešlo takto těžké havárii, musí se pravidelně provádět defektoskopické kontroly na přístupných místech rotoru. Zjištěné trhliny je možné v omezeném rozsahu vybrousit nebo osoustružit. Opravy svařováním nejsou možné. Je uložen v mazaných kluzných radiálních ložiscích [1].

3.4.1 Radiální čepy a axiální terče rotoru

Kontrola stavu povrchu čepů, měření geometrického tvaru v místě ložisek slouží jako důkaz válcovitosti, podává informaci o stavu a je určující pro dosedání ploch v ložisku [1].

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Radiální čepy nejeví známky poškození. - Axiální terče nejeví známky poškození.	- Provést převálečkování radiálních čepů. - Provést přešetření tlačných terčů.



Obrázek 4 Radiální čep a axiální terč [1]

3.4.2 Těsnící břity rotoru v místech parní ucpávky a vyrovnávacího pístu

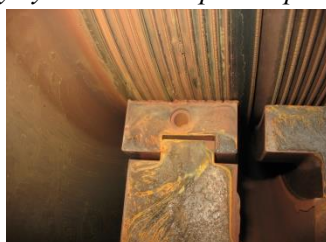
Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Těsnící břity rotoru v místě přední parní ucpávky nejeví známky poškození. - Těsnící břity rotoru v místě vyrovnávacího pístu nejeví známky poškození. - Těsnící břity rotoru v místě zadní parní ucpávky jsou silně zadřeny. 	<ul style="list-style-type: none"> - - - Provést vypíchání břitů zadní parní ucpávky, přečištění drážek a kalibrace pro břity, nové zabřítování zadní parní ucpávky. Kontrola břitů a přetočení břitů zadní ucpávky dle výkresových mír.



Obrázek 5 Břity přední parní ucpávky [1]



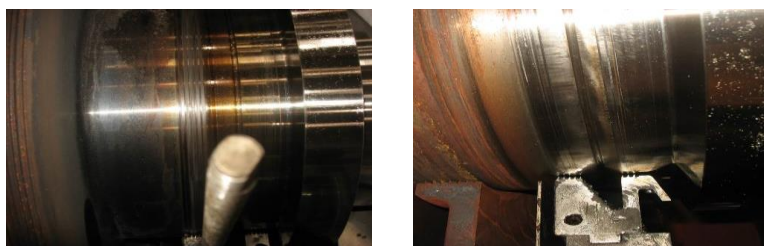
Obrázek 6 Těsnící břity vyrovnávacího pístu v pořadí AKIII, AKII, AKI [1]



Obrázek 7 Břity zadní parní ucpávky [1]

3.4.3 Plocha rotoru v místě olejové ucpávky

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Plochy rotoru v místě olejových ucpávek jsou opsány více u předního stojanu.	- Provést jemnou egalizaci rotoru v místě olejových ucpávek. Přední olejová ucpávka na $\varnothing 319.25\text{mm}$, zadní olejová ucpávka na $\varnothing 349.27\text{mm}$. - Provést dynamické vyvážení rotoru ve vakuovém tunelu na vypínacích otáčkách.



Obrázek 8 Plochy olejových ucpávek na předním a zadním stojanu [1]

3.5 Lopatkování

Lopatkování je hlavní částí průtočného systému turbíny. Začíná na vstupu pracovního média do turbíny, pokračuje kanály a profily regulačních orgánů až ke vstupu páry do rozváděcích lopatek prvního pracovního stupně. Průtočná část je ukončena výstupním průřezem pracovního média z turbíny do kondenzátoru [1].

3.5.1 Oběžné lopatky

Oběžné lopatky patří k všestranně nejnáročnějším částem tepelných turbín. Požaduje se jejich vysoká účinnost, provozní spolehlivost a dostatečně dlouhá životnost. Jsou vystaveny statickým proměnným dynamickým účinkům proudícího média. Mezi tyto účinky patří např. vysoká teplota, korozivní a erozivní účinky vlhké páry, chemické a mechanické nečistoty. Oproti rozváděcím lopatkám odolávají zvýšenému napětí od odstředivých sil a dynamickým účinkům proudícího média.

3.5.2 Regulační stupeň

Samotné rozváděcí lopatky trpí vysokým ošleháním proudící parou a průletem mechanických nečistot [1].

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Lopatky regulačního stupně náběžné i výstupní hrany jsou lehce poškozeny od cizího tělesa. Tlumící drát nejeví známky poškození.	- Provést opravu lopatek regulačního stupně

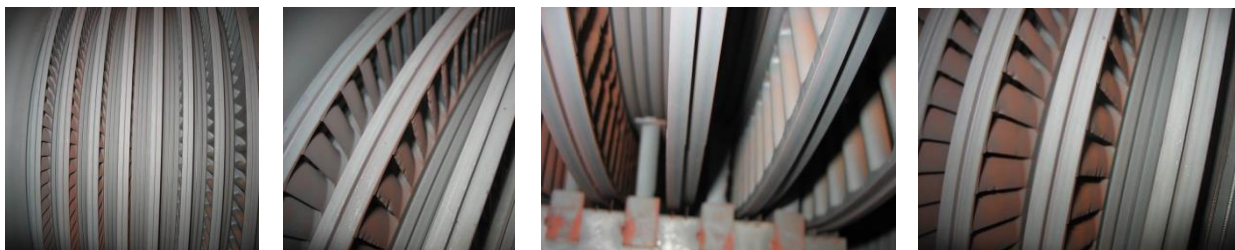


Obrázek 9 Lopatky náběžné a výstupní hrany A-kola [1]

3.5.3 Lopatky 1. ÷ 8. řady

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<p>- Lopatky 1. oběžné řady - výstupní hrany jsou lehce poškozeny po průletu cizího tělesa, bandáž lopatek nevykazuje známky poškození.</p> <p>- Lopatky 2. oběžné řady – potlučené výstupní hrany lopatek.</p> <p>- Lopatky 3. oběžné řady – výstupní hrany jsou lehce poškozeny po průletu cizího tělesa, bandáž lopatek je místně poškozena na výstup.</p> <p>- Lopatky 4. oběžné řady – potlučené výstupní hrany lopatek, bandáž lopatek je lehce potlučena na výstupu.</p> <p>- Lopatky 5. oběžné řady – potlučené výstupní hrany lopatek, bandáž lopatek je místně potlučena na výstupu.</p> <p>- Lopatky 6. oběžné řady – výstupní hrany jsou lehce poškozeny po průletu cizího tělesa</p> <p>- Lopatky 7. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáž lopatek nevykazuje známky poškození.</p> <p>- Lopatky 8. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáž lopatek nevykazuje</p>	<p>- Provést vylopatkování 2., 4., 5. oběžné řady</p> <p>- Provést vypichování břitů 2., 4., 5. oběžné řady.</p> <p>- Provést přečištění drážek pro lopatky.</p> <p>- Provést zalopatkování 2., 4., 5. oběžné řady.</p> <p>- Provést jemnou egalizaci potlučených bandáží.</p> <p>- Provést přetočení bandáží lopatek dle výkresových mír.</p> <p>- Provést přetočení břitů 2., 4., 5., oběžné řady dle konstrukce.</p> <p>- Provést kontrolu lopatek 1., 3., 6., 7., 8. oběžné řady.</p> <p>- Provést přetočení těsnících břitů 1., 3., 6., 7., 8. oběžné řady.</p> <p>- Provést jemné zabroušení lopatek 1., 3., 6., 7., 8. oběžné řady.</p>

<p>známky poškození. - Těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.</p>	
---	--



Obrázek 10 Lopatky 1. - 8. oběžné řady [1]

3.5.4 Lopatky 9. ÷ 16. řady

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<p>- Lopatky 9. ÷ 16. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.</p>	<p>- Provést kontrolu těsnících břitů.</p>



Obrázek 11 Lopatky 9. - 16. oběžné řady [1]

3.5.5 Lopatky 17. ÷ 24. řady

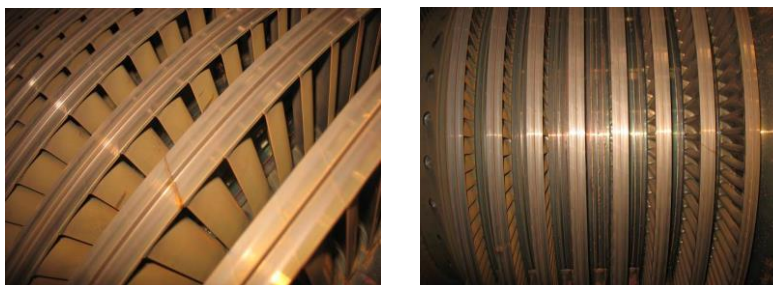
Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<p>- Lopatky 17. ÷ 24. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.</p>	<p>- Provést kontrolu těsnících břitů.</p>



Obrázek 12 Lopatky 17. - 24. oběžné řady [1]

3.5.6 Lopatky 25. ÷ 32. řady

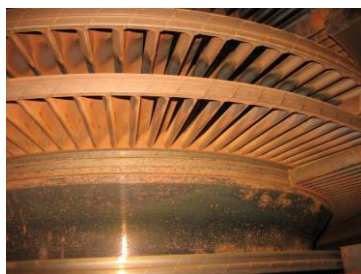
Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Lopatky 25. ÷ 32. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.	- Provést kontrolu těsnících břitů.



Obrázek 13 Lopatky 25. - 32. oběžné řady [1]

3.5.7 Lopatky 33. ÷ 34. Řady

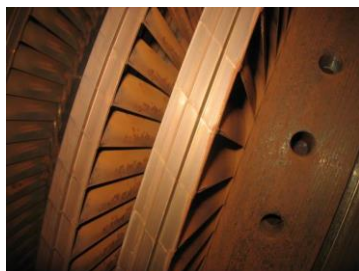
Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Lopatky 33. ÷ 34. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny, lopatky jsou lehce pokryty korozí.	- Provést kontrolu těsnících břitů. - Provést jemné vypilování lopatek v místech koroze.



Obrázek 14 Lopatky 33. - 34. oběžné řady [1]

3.5.8 Lopatky 35. ÷ 37. řady

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Lopatky 35. ÷ 37. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.	- Provést kontrolu těsnících břitů.



Obrázek 15 Lopatky 35. - 37. oběžné řady [1]

3.5.9 Lopatky 38. ÷ 40. řady

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Lopatky 38. ÷ 40. oběžné řady – nejeví známky poškození, bandáže lopatek nejeví známky poškození, těsnící bříty mezi řadami lopatek jsou lehce radiálně zadřeny.	- Provést kontrolu těsnících břitů.



Obrázek 16 Lopatky 38. - 40. oběžné řady [1]

Rotor po opravě



Obrázek 17 Rotor po opravě [1]

3.6 Ozubený věnec spojky

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
- Boky zubů nesou stopy po kontaktu s pastorkem. Matice spojky a šrouby nevykazují známky poškození.	- Provést zapravení boků zubů. - Očištění šroubů a matic.



Obrázek 18 Opotřebené zuby věnce spojky [1]

3.7 Skříň turbíny

Turbínová skříň je obvykle odlitek vyrobený z nízkolegované Cr-Mo-V oceli, ve které probíhá expanze pracovního média ze vstupního stavu na výstupní. Do skříně jsou vloženy, nebo jsou na ně napojeny další části (tělesa regulačních a rychlozávěrných ventilů, dýzy a rozváděcí lopatky, vnější a vnitřní ucpávky rotoru), které spolu se zadním a předním ložiskovým stojanem tvoří statorovou část turbíny [1].

Z hlediska konstrukčních, provozních, technologických a metalurgických požadavků, vysokých parametrů páry se turbínové skříně řadí ke konstrukčně nejnáročnějším částem tepelných turbín [1].

Hlavní provozní požadavky na funkci a konstrukci turbínových skříní jsou [1]:

Spolehlivě udržet za všech provozních režimů turbíny při dokonalé těsnosti stěn a rozebíratelných spojů vnitřní přetlaky, případně podtlaky v prostorách skříně proti vnějšímu okolí a sousedním vnitřním prostorům.

- Spolehlivě udržet za všech provozních režimů turbíny radiální a axiální vůle všech statorových částí uložených ve skříní oproti rotoru, zejména při spouštění, odstavování turbíny a rychlých změnách tlaků a teploty pracovního média.
- Obě uvedené funkce plnit po dobu požadované životnosti skříně.

Rozhodujícím poškozujícím vlivem je tepelná únava, která je zvláštním případem nízkocyklové únavy, při které vzniká plastická deformace v důsledku teplotních změn a gradientů. Ventilová komora je tvarově složitá, je vystavena vysoké teplotě a projevuje se zde významné tečení (creep – časově závislý nárůst trvalé deformace při stálém napětí). Tečení se projevuje u ocelí při dlouhodobém použití nad teplotou 450°C.

Zásadní vliv na vznik trhlin mají necelistvosti vzniklé při odlévání skříně v tepelné ose odlitku v průběhu tuhnutí odlitku, ostré vruby, dlouhodobé působení vysoké teploty a podmínky provozování zařízení, což jsou prudké změny teploty páry. Případné vzniklé trhliny je možné vybrousit nebo třískově odstranit a tato místa při náročném technologickém postupu do určitého rozsahu zavařit. Vzhledem ke špatné přístupnosti vnitřního povrchu je však opravitelnost vzniklých vad obtížná. Opravy se provádí po odebrání vzorků materiálu skříně a jejich vyhodnocení. Ve většině případů je již materiál zkrehlý a nelze již zaručit kvalitu provedené opravy [1].

3.7.1 Demontáž turbínové skříně

Po povolení šroubů byla proměřena rovinnost dělicí roviny.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
<ul style="list-style-type: none"> - Největší otevření bylo nalezeno na levé straně v oblasti regulačního stupně (A-kola) přesněji 0,35 mm. Na pravé straně bylo otevření 0,1 mm. - V oblasti křížového spoje byla naměřena mezera mezi spodní a horní polovinou 0,45 mm na pravé straně, na levé straně v oblasti křížového spoje 0,3 mm. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést demontáž izolace a regulačního ventilu. - Provést přečištění všech částí regulačního ventilu. - Provést zpětnou montáž.



Obrázek 19 Znárodněný únik páry v oblasti dělicí roviny a křížového spoje [1]

Dýzové segmenty VT

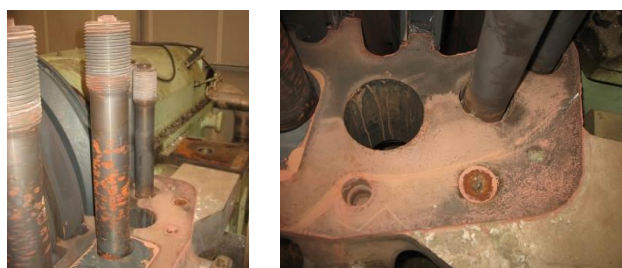
Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Dýzové segmenty nejeví známky poškození - Těsnící břitý jsou vyšlehány 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést vypíchání břitů v oblasti dýzových segmentů. - Provést zatemování břitů. - Provést přetočení dle výkresových mír.



Obrázek 20 Stav břitů dýzových segmentů [1]

3.7.2 Vodorovná dělicí rovina

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě, stavbě
<ul style="list-style-type: none"> - Dělicí rovina nese známky výrazných netěsností v oblasti křížového spoje, dále potom v otvorech šroubů. - Netěsnosti v oblasti křížového spoje. - Přesazení křížového spoje ve spodní polovině činí 0,2 mm. - Ve spodní části v oblasti dýzového segmentu byla nalezena část těsnícího břítu. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést očištění a proměření rovinnosti dělicích rovin. - Provést proměření kolmosti vodorovné a svislé dělicí roviny. - Provést výměnu spojovacího materiálu za materiál X19CrMoNbVN11-1, trubkové matice budou nahrazeny uzavřenými maticemi. Pouze dvě matice v oblasti A-kola zůstanou trubkové z důvodu nedostatku místa v této oblasti. - Provést spektrální analýzu těsnícího břítu pro kontrolu správnosti použitého materiálu. Tento materiál se nahradil Ni slitinou. - Provést odlehčení dělicí roviny. - Provést drážku pro těsnící grafitovou šňuru v oblasti křížového spoje. - Provést přečištění závitů ve skříní, uložení parních ucpávek, dosedacích ploch pro podložky na skříní a na přírubě ostré páry, uložení pro pera. - Provést kontrolu per a stav opěrných ploch drážek. - Provést přečištění uložení nosičů lopatek. - Provést odlehčení přední části dělicí roviny na spodní části turbínové skříně. - Provést zpětnou montáž turbínové skříně. - Provést montážní kontrolu turbínové skříně.



Obrázek 21 Stav dělicí roviny po otevření turbínové skříně [1]



Obrázek 22 Část těsnícího břitu [1]

3.7.3 Svislá dělicí rovina

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
- Těsnící plocha svislé dělicí roviny turbínové skříně nejeví známky netěsností.	-



Obrázek 23 Stav svislé dělicí roviny [1]

3.8 Výstupní hrdlo

Důležitou funkcí hrdel je udržovat stálý tlak tekutiny na celém obvodu posledního stupně stroje pokud možno s co nejmenší tlakovou ztrátou. Ve výstupním hrdle je pracovní tekutina odváděna od posledního stupně do kondenzátoru, kde zkondenzuje [2].

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě, na stavbě
<p>- V oblasti křížového spoje jsou znatelné známky netěsností. Největší otevření bylo naměřeno na pravé straně 0,35 mm. Na levé straně křížového spoje byla naměřena vůle 0,45mm.</p> <p>- Velký nepoměr mezi vnitřním a vnějším těsnícím páskem.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Provést očištění dělicích rovin. - Provést proměření rovinnosti dělicí roviny. - Provést proměření kolmosti svislé dělicí roviny k vodorovné (na stroji). - Provést proměření a kontrolu rovinnosti spodní poloviny výstupního hrdla. - Provést odlehčení ve svislé dělicí rovině. - Provést přečištění závitů ve skříně. - Provést přečištění uložení pro pera a zkontrolovat stav opěrných ploch drážek. - Provést kontrolu trysek zástříku. - Provést očištění ploch přírub. - Provést zpětnou montáž výstupního hrdla. - Provést montážní kontrolu výstupního

	hrdla.
--	--------



Obrázek 24 Stav dělicí roviny výstupního hrdla po demontáži [1]

3.9 Přední ložiskový stojan – spodní polovina

Stojany bývají zpravidla umístěny pevně nebo posuvně na kozlících, přišroubovaných pevně k základovým betonovým deskám nebo rámcům.

Hlavní funkce ložiskových stojanů [1]:

- Zachycovat síly a momenty sil.
- Zachycovat síly a klopné momenty.
- Umožňovat plynulé usměrnění tepelné dilatace statorové a rotorové soustavy.
- Zajistit rozvod mazacího a chladícího oleje.
- Umožnit umístění, funkci a snadnou montáž některých celků a částí regulačního, zabezpečovacího, měřícího olejového systému.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
- Na dosedacích plochách ložiskového stojanu jsou stopy po působení výbojů elektrostatické elektřiny, způsobené s největší pravděpodobností během svařovacích prací při montáži potrubí.	- Provést ruční přečištění kluzné plochy - Provést přelícování.



Obrázek 25 Stopy po působení výbojů elektrostatické elektřiny na ploše spodní poloviny ložiskového stojanu [1]

3.10 Ložiska

Ložiska jsou jednou z úhlních částí uložených v ložiskových stojanech. V předním ložiskovém stojanu se nachází jedno axiální a jedno radiální ložisko. V zadním ložiskovém stojanu je umístěno pouze ložisko radiální.

Funkce axiálního a radiálního ložiska [1]:

Radiální ložisko:

- Spolehlivé vytváření nosného olejového filmu.
- Stabilita polohy rotorového čepu v ložiskové pánvi.
- Nízké třecí ztráty.

Axiální ložisko

- Určují axiální polohu rotoru.
- Zachycují v obou směrech výsledné axiální síly v rotoru

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
- Segmenty ložiska nejeví známky poškození - Vrchní poloviny radiálních turbínových ložisek nejeví známky poškození. - Spodní polovina předního radiálního turbínového ložiska nejeví známky poškození. - Spodní polovina zadního radiálního turbínového ložiska nejeví známky poškození.	- Provést očištění a zaškrábání ložisek

3.11 Nosiče lopatek

V nosiči lopatek jsou uloženy rozváděcí (statorové) lopatky. Rozváděcí lopatky vytvářejí statorovou lopatkovou mříž, v níž probíhá expanze páry. V mezilopatkových kanálech (dýzách) získává pára rychlost a směr, odpovídající funkci pracovního stupně. Správná konstrukce a funkce statorového rozváděcího ústrojí je závažným předpokladem vysoké účinnosti a pracovní spolehlivosti turbín.

3.11.1. Nosič lopatek č. 1

V nosiči lopatek 1. ÷ 8. řady byly nalezeny cizí tělesa v průtočné části. Je nutné, aby nosič lopatek č. 1 byl odvezen do výrobního závodu.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Lopatky 1. řady – potlučené výstupní hrany lopatek. - Lopatky 2. řady – potlučené výstupní hrany lopatek. - Lopatky 3. řady – potlučené výstupní hrany lopatek. - Lopatky 4. řady – potlučené výstupní hrany lopatek převážně v horní polovině, 13. lopatka natržena cca 8mm. - Lopatky 5. řady – potlučené výstupní hrany lopatek. - Lopatky 6. řady – lehce potlučené výstupní hrany 11 lopatek vyskytujících se převážně ve spodní polovině. - Lopatky 7. řady – potlučené výstupní hrany lopatek. - Lopatky 8. řady – nejeví známky poškození - Dělicí rovina nevykazuje známky poškození. - Břity jsou lehce opsány, 3 břity jsou poškozeny, bandáže nejeví známky poškození. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést proměření průměrů přes bandáže lopatek řady č. 1÷ 5 a 7. - Provést demontáž šroubů. - Provést demontáž leitrinků řady č. 1÷ 5 a 7. - Provést výměnu lopatek v leitrinků řady č. 1÷ 5 a 7 včetně bandáže. - Provést přečištění drážek. - Provést přečištění dělicí roviny. - Provést proměření rovinnosti dělicí roviny. - Provést kontrolu lopatek rozváděcí řady č. 4, 6, 8 vířivými proudy. - Provést přečištění vedení nosiče. - Provést opravu poškozených výstupních hran lopatek u řady 6. - Provést vypíchání poškozených břitů. - Provést zatemňování nových břitů. - Provést přetočení břitů dle kontrolních mír. - Provést zpětnou montáž leitrinků a jejich zajištění. - Provést zpětnou montáž šroubů dělicí roviny. - Provést přetočení bandáže dle kontrolních mír.



Obrázek 26 Trhlina lopatky č. 13 na prvním nosiči lopatek ve 4. rozváděcí radě [1]

3.11.2. Nosiče lopatek č. 2 ÷ 6

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
<p>- Nosič lopatek č. 2 - rozváděcí lopatky 9. ÷ 16. řady nejeví známky poškození, bříty jsou lehce opsány.</p> <p>- Nosič lopatek č. 3 - rozváděcí lopatky 17. ÷ 24. řady nejeví známky poškození, bříty jsou lehce opsány, lopatky jsou lehce zasoleny.</p> <p>- Nosič lopatek č. 4 - rozváděcí lopatky 25. ÷ 32. řady nejeví známky poškození, bříty lehce jsou opsány, dělicí rovina je lehce vyšlehaná.</p> <p>- Nosič lopatek č. 5 - rozváděcí lopatky 33. ÷ 34. řady nejeví známky poškození, bříty jsou lehce opsány, dělicí rovina je lehce vyšlehaná.</p> <p>- Nosič lopatek č. 6 - rozváděcí lopatky 35. ÷ 37. řady nejeví známky poškození, bříty jsou lehce opsány, dělicí rovina je lehce vyšlehaná.</p> <p>- NT nosič lopatek - rozváděcí lopatky 38. ÷ 40. řady nejeví známky poškození, bříty jsou lehce opsány, dělicí rovina je lehce vyšlehaná.</p> <p>- Dělicí roviny nevykazují známky poškození, bříty jsou lehce opsány, bandáže nejeví známky poškození.</p>	<p>- Provést kontrolu těsnících břitů.</p> <p>- Provést demontáž šroubů, přečištění dělicích rovin, přečištění axiálních vodících ploch, přečištění šroubů a matic.</p>

3.12 Soukolí náhonu čerpadla

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
- Soukolí nevykazuje známky poškození.	-

3.13 Parní ucpávky

Těsnění mezi statorovými a rotorovými částmi turbíny je provedeno pomocí ucpávek. Podle způsobu provedení těsnícího elementu jsou používány [3]:

- Dotykové ucpávky – jejich použití je limitováno životností ucpávky a obvodovou rychlostí rotoru v místě ucpávky. Hmotnostní průtok ucpávky je až o jeden řád menší než u bezdotykové.
- Bezdotykové labyrintové ucpávky – z principu ucpávky vyplývá velká životnost (nepodléhá kontaktnímu opotřebení) a průtok páry mezi bříty, který snižuje termodynamickou účinnost.

3.13.1. Přední parní ucpávka

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none">- Hradby nejeví známky poškození, není deformovaná.- Dělicí rovina nevykazuje známky poškození.	-

3.13.2. Parní ucpávka vyrovnávacího pístu AK III

Parní ucpávku je potřeba odvézt do výrobního závodu.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none">- Hradby nejeví známky poškození, v dělicí rovině je stažená cca 0,5 mm.- Dělicí rovina parní ucpávky nevykazuje známky poškození.	<ul style="list-style-type: none">- Provést proměření kruhovitosti.- Provést vyrovnání za tepla.- Provést slícování dělicí roviny.- Provést proměření ucpávky.



Obrázek 27 Parní ucpávka vyrovnávacího pístu AK III [1]

3.13.3. Parní ucpávky vyrovnávacího pístu AK II, AK I

Parní ucpávky je potřeba odvézt do výrobního závodu.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Hradby nejeví známky poškození. - Dělicí rovina parní ucpávky nejeví známky poškození. - Těsnící břit ve vrchní polovině je silně poškozen. Na břitu jsou trhliny v místě vetknutí a pak v oblasti ukončení břitu. Hrozí vrubový účinek. - V horní polovině je umístěn pouze jeden dýzový segment, což může způsobit, že při odstavení turbíny hrozí riziko rychlého ochlazení a vzniku únavového lomu v místě vrubu. - Ve spodní polovině těsnící břit nevykazuje známky poškození. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést slícování dělicí roviny. - Provést proměření ucpávky přes hradby a břit. - Provést vypíchnutí poškozeného břitu. - Provést zatemování břitu. - Provést přetočení břitu. - Provést přečištění dosedacích ploch - Navrhnout zábranu před poškozením těsnícího břitu.



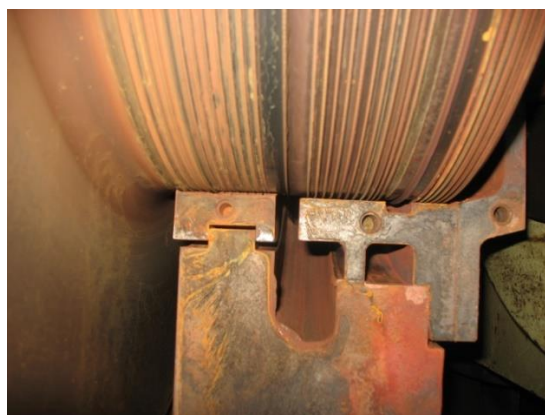
Obrázek 28 Pokřivený těsnící břit a trhlina na parní ucpávce [1]

3.13.4. Zadní parní ucpávka

Odvoz vnějšího kroužku do výrobního závodu. Vnitřní kroužek bude vyroben nový.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Vnitřní kroužek (falešná ucpávka) je stažen v dělicí rovině 2,50 mm, ve spodní polovině není zajištěn. - Vnitřní kroužek ve spodní polovině je velmi slabý a není nijak pojištěn. Při náhlé změně teploty, která může dojít špatnou funkcí zástríku, dojde vlivem pnutí ke stažení a následné havárii. - Vnější kroužek (falešná ucpávka) – dělicí rovina nevykazuje známky poškození. - Přídavná zadní ucpávka – dělicí rovina nevykazuje známky poškození, těsnící břity 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést očištění a proměření zadní parní ucpávky - Provést slícování dělicí roviny - Provést přečištění přídavné ucpávky přes břity, přerovnání a proměření.

nejeví známky poškození.



Obrázek 29 Ukázka zadřených břitů zadní parní ucpávky [1]

3.14 Olejové ucpávky

Hlavní funkcí olejových ucpávek je zabránění úniku oleje z předního a zadního ložiskového stojanu.

Je nutné odvézt olejové ucpávky do výrobního závodu.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Těsnící břity přední olejové ucpávky jsou radiálně zadřené. Vůle v dělicí rovině: - levá strana – (0,25 ÷ 0,3) mm, pravá strana (0,40 ÷ 0,45) mm. - Těsnící břity zadní olejové ucpávky u generátoru jsou silně radiálně zadřené, vůle v dělicí rovině: - levá strana (0,50 ÷ 0,80) mm, pravá strana 0,60 mm. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést očištění přední olejové ucpávky. - Provést vypíchání břitů přední olejové ucpávky. - Provést uvolnění uloženého průměru obou ucpávek. - Provést zatemování nových břitů. Volba nového materiálu, kterým bude mosaz ČSN 423119. - Provést přetočení břitů dle kontrolní míry. - Provést výrobu nové zadní ucpávky na straně turbíny.



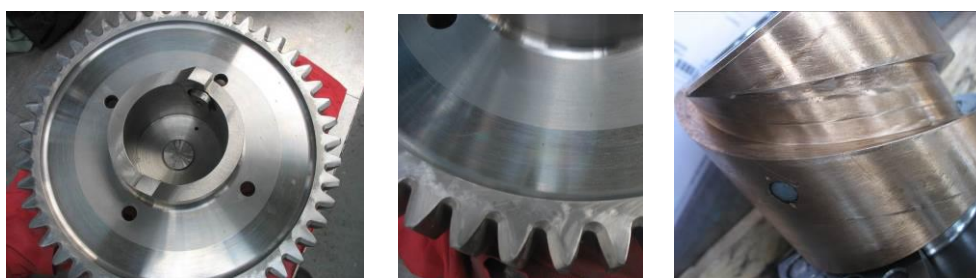
Obrázek 30 Stav zadní olejové ucpávky [1]

3.15 Otáčecí zařízení

Otáčecí zařízení slouží při najíždění a odstavení parní turbíny. Při najíždění při nízkých průtocích je turbína rovnoměrně protáčena otáčecím zařízením pro rovnoměrné a rychlé prohřátí turbíny, aby nedošlo v důsledku teplotní roztažnosti materiálu k deformaci a poškození. Po dosažení dostatečného průtoku páry se otáčecí zařízení vypíná. Při zastavování turbíny dochází k postupnému rovnoměrnému chladnutí. Kdyby tomu tak nebylo, může dojít k deformaci rotoru i statoru, při které mohou být některé části poškozeny. Takovému poškození se zamezuje občasným pootočením otáčecího zařízení [2].

Během provozu mělo údajně dojít k chybě softwaru a k samovolnému najetí pastorku do záběru. Otáčecí zařízení se musí odvézt do výrobního závodu.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce ve výrobním závodě
<ul style="list-style-type: none"> - Náběžné hrany zubů jsou na několika místech potlučeny. - Šnek v pouzdru je uvolněn na kolíčkách. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést demontáž otáčecího zařízení. - Provést očištění všech částí. - Provést kontrolu a zapravení náběžných hran pastorku. - Provést odjehlení jezdce. - Provést demontáž šneku a pouzdra. - Provést nové svrtání a skolíkování šneku. - Provést zpětnou montáž šneku. - Provést zkoušku otáčecího zařízení na zkušebně.



Obrázek 31 Stav otáčecího zařízení po demontáži [1]

3.16 Rychlozávěrný ventil

Rychlozávěrný ventil slouží jako hlavní ochrana turbíny při poruchách provozu turbosoustrojí. V případě poruchy a zásahu kterékoli z ochran dojde pomocí elektronického signálu přes magnetický ventil k přerušení dodávky vysokotlakého oleje, k jeho vypuštění z prostoru válce a pružina uzavře kuželku ventilu. Tím se uzavře přívod páry do turbíny a turbína je odstavena z provozu. Stejným signálem jsou uzavřeny i regulační ventily a zpětné odběrové klapky odběrů.

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
<ul style="list-style-type: none"> - Parní síto nejeví známky poškození, v sítu bylo zachyceno malé množství cizích těles. - Difusor i kuželka nejeví známky poškození. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést demontáž, kontrolu a zpětnou montáž rychlozavěrného ventilu. - Provést vyčištění parního síta



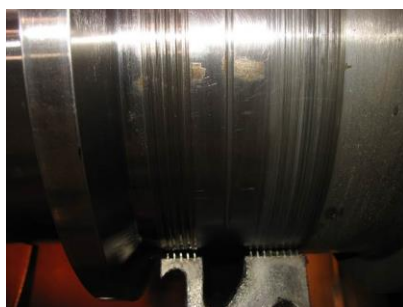
Obrázek 32 Kuželka rychlozavěrného ventilu [1]



Obrázek 33 Parní síto po demontáži [1]

3.17 Rotor generátoru

Stav při revizi	Doporučené opravné práce na stavbě
<ul style="list-style-type: none"> - Tělo generátoru je v místě olejové ucpávky silně zryhováno. Drážky jsou hluboké cca 0,5 mm od břitů olejové ucpávky. 	<ul style="list-style-type: none"> - Provést odebrání kontrolní míry z rotoru generátoru pro břity olejové ucpávky. (ø 299,60 – méně poškozená sekce; ø 299,40mm sekce s drážkami – blíže k ložisku)



Obrázek 34 Rýhy na rotoru generátoru [1]

4. NÁVRH OPRAV

4.1 Oprava rotoru

Po převezení rotoru do dílen výrobního závodu se odstraní ochranné fólie, rotor se odkonzervuje a přeloží z přepravního stojanu do dílenských stojanů. Provede se důkladná kontrola ploch rotoru, lopatkování a břitů rotoru, jestli nedošlo k poškození během přepravy.

4.1.1 Oprava funkčních ploch rotoru

Otryskáním rotoru dojde k očištění plochy proudem jemných abrazivních částic, jako jsou křemičitý písek, nebo korund. Dále je před opravou nutné provést indikaci rotoru (proměření břitů a házivosti rotoru). Během této operace nebyly zjištěny deformace překračující dovolené odchylky házivosti těla rotoru včetně tlačných terčů a válcovitosti ložiskových čepů.

Ložiskové radiální čepy a axiální terče je potřeba chránit před tryskáním a jejich poškozením. Mírné zryhování způsobené pravděpodobně drobnými nečistotami v oleji stačí odstranit převálečkováním radiálních čepů k zajištění hladkosti povrchu. Tlačné terče axiálního ložiska je potřeba přešetřit.

4.1.2 Oprava těsnících břitů

Těsnící břity rotoru v místě přední parní ucpávky a vyrovnávacího pístu byly shledány bez poškození. Břity na zadní parní ucpávce jsou silně radiálně zadřeny, a proto je zapotřebí poškozené břity vypíchnout, přechistit drážky v místech, kde byl uložen břit, překalibrovat a dále nové břity zatemovat pomocí temovacího drátu. Břity byly následně přetočeny tak, aby byly zajištěny předepsané radiální vůle mezi břity a parní ucpávkou.



Obrázek 35 Ukázka zadření břitů na zadní parní ucpávce [1]

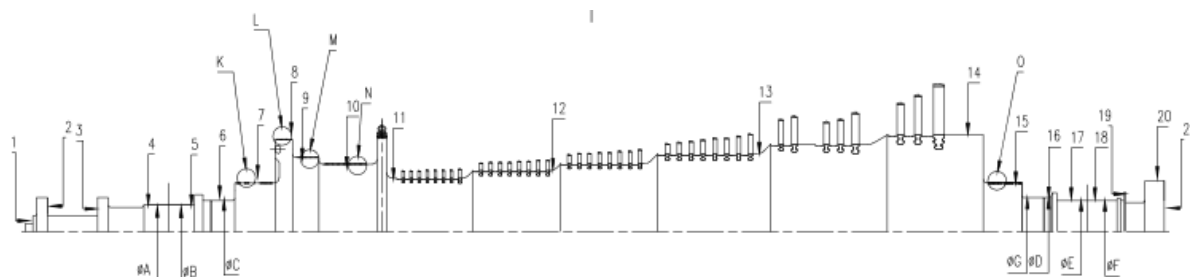
4.1.3 Oprava ploch rotoru v místě olejové ucpávky

V místech předního stojanu olejové ucpávky bylo na ploše rotoru nalezeno mírné zryhování, které způsobily těsnící břity olejové ucpávky. Toto poškození se odstraní jemnou egalizací povrchu rotoru. V místě přední olejové ucpávky byla provedena egalizace na $\varnothing 319.25\text{mm}$. Na zadní olejové ucpávce na $\varnothing 349.27\text{mm}$.

4.1.4 Indikace rotoru

Ke zjištění deformace rotoru je zapotřebí provést jeho indikaci. Rotor se indukuje v místech daných dle *náčrtu č.1* uvedeného níže. Hodnoty se zapisují do příslušného protokolu. Indikace se provádí na soustruhu.

U opraveného rotoru je zapotřebí opět provést indikaci. Indikace probíhá podle stejného formátu jako indikace před opravou. Indikační protokoly před a po opravě jsou tolerance házivosti shodné, protože se na povrchu rotoru neprovedly žádné zásadní opravy. Břity zadní parní ucpávky byly obrobena dle výkresových mír. Statorové kroužky zadní parní ucpávky byly vyměněny za nové.

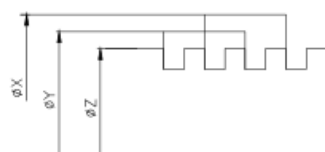


Označení	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Hodnota	—	0,005	0,005	0,005	0,005	0,005	0,01	0,015	0,015	0,015	0,02	0,02	0,02	0,02	0,015	0,01	0,005

Označení	18	19	20	21	22	23
Hodnota	0,005	0,01	0,025	0,01	—	—

Detail	K	L	M	N	O	P	Q
∅X					2x505,98	—	—
∅Y					504,99	—	—
∅Z						—	—
Směr natomování břitů od tlačného terče					J	—	—
Zařizovací břit od tlačného terče – velký					Stejně	—	—

Označení	∅	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
Hodnota		279,55	279,56	319,25	349,27	319,50	319,51	349,27	—	—	—



Náčrt 1 Ukázka indikačního protokolu rotoru po opravě [1]

4.2 Oprava lopatkování

Oběžné lopatky jsou za provozu vystaveny statickým a dynamickým silám a jejich momentům, které vyvolávají složitá napětí. Jsou vystaveny nepříznivým účinkům proudícího média (např. vysokým teplotám, erozivním a korozivním účinkům vlhké páry, chemickým a mechanickým nečistotám). Vyžadují vysoce náročnou obráběcí technologii a metalurgii, výrobní a montážní technologii a speciální konstrukční materiály [1]. Pro bezpečný a spolehlivý provoz je nutné, aby tyto lopatky byly, v co nejlepším stavu.

4.2.1. Oprava lopatek regulačního stupně

Poškození výstupní a náběžné hrany regulačního stupně, způsobené průletem cizího tělesa, se zabrousí. Tlumící drát zůstal bez poškození.

4.2.2. Oprava lopatek 1. ÷ 8. oběžné řady

Oběžné lopatky VT části byly vystaveny poškození, které bylo způsobeno průletem cizího tělesa průtočnou částí turbíny. Pravděpodobně se jednalo o chybějící část těsnícího břitu ucpávky vyrovnávacího pístu. Největší poškození se týkalo lopatek 2., 4., a 5. oběžné řady. Bylo rozhodnuto o jejich výměně včetně těsnících břitů mezi řadami. Předmětem opravy bylo také přečištění tažných ploch drážek pro uchycení lopatek, jejichž povrch byl zkorodován.

Na zbývajících 1., 3., 6., 7., a 8. řadě nebyly závady lopatek tak výrazné. Pokud by se objevila jednotlivá mírná poškození způsobená cizími tělesy, bylo by nutné je odstranit vybroušením nebo ručním narovnáním lopatkových hran. Během narovnávání je nutné vyhnout se natržení výstupní hrany. Pokud by došlo ke vzniku drobných trhlin, musí se tyto po vyrovnání čistě vypilovat. Při případném zjištění deformací a trhlin je nutné celou lopatkovou řadu vyměnit. Po kontrole bylo rozhodnuto pouze o zabroušení poškozených výstupních hran. K opravě mírného zvlnění břitů došlo jejich mechanickým přetočením dle výkresových mír.

Bandáže byly potlučeny pouze na 2. a 4. oběžné řadě. Pro jejich opravu byla provedena jemná egalizace potlučených ploch a přetočení bandáží dle výkresových mír.

4.2.3. Oprava lopatek zbývajících oběžných řad

Na ostatních řadách lopatek s výjimkou 33. a 34. oběžné řady, nebyla nalezena žádná poškození. Lopatky 33. a 34. oběžné řady jsou pokryty korozi, která byla pravděpodobně způsobena usazeninami chloridů na turbínových lopatkách. Zanesení turbín je většinou vyvoláno cizími látkami, jež se dostanou do turbíny s přivedenou parou. Substance obsažené v napájecí vodě kotle jsou při procesu odpařování s parou strhávány, rozpustí se v páře a jsou vneseny do turbíny.

Vznikají dle rozpustnosti látek „rozpuštěných v páře“ při expanzi vysokotlaké páry v turbíně dosáhne v určité oblasti nasycení. Tím je dán první předpoklad vytvoření úsad.

Úsady na lopatkách zúží průtočné kanály, jejich povrch se zdrsňuje a materiál je namáhán vlivem koroze. Zmenšením průtočného průřezu nastane:

- zmenšením průtočného množství páry dojde ke snížení výkonu,
- snížení účinnosti.
- Změna tlakových průběhů v turbíně a tím zvýšení axiální síly a přetížení axiálního ložiska.
- Nadměrné namáhání lopatek na ohyb.
- Lokální vrubový efekt na lopatkách.
- Lámání lopatek v oblasti začínající koroze.
- Ovlivnění klidnosti chodu, v případě vzniku jednostranné úsady na turbínových lopatkách.

Výzkum ukázal, že již tenké vrstvy nánosů podstatně ovlivňují účinnost turbíny. Např. 500 g usazených solí, víceméně rovnoměrně rozdělených po celé části lopatkování, má za následek snížení účinnosti o 1 %. Částečné odlupování zvyšuje drsnost povrchu, takže účinnost se dále zhoršuje.

Působení koroze

Úsady na turbínových lopatkách vedou k poškození lopatek důsledkem koroze, zejména obsahují-li nánosy chloridů. V oblasti začínající mírné vlhkosti nalézáme často kyselinu křemičitou, převážně ve formě křemičitanů. První tvořící kapičky kondenzátu jsou sice velmi malé, ale dostačují, aby nánosy solí na lopatkách právě navlhčily. Odplavování začíná teprve v dalších stupních s větší vlhkostí. To znamená, že s první vlhkostí na lopatkách se mohou tvořit roztoky solí obsahujících chloridy jakékoliv koncentrace a tím jsou dány předpoklady vzniku koroze.

Rozpoznání zanesení

Během provozu má být stále kontrolován vnitřní stav parní turbíny s ohledem na zanesení. Tato kontrola je možná nepřímo pomocí údajů o páře.

Kontrola tlaků – nejjednodušším způsobem je měření tlaků páry, v průtočné části turbíny, a to jak v prostoru regulačního stupně, tak i na konci přetlakového lopatkování. Tyto tlaky jsou stanoveny v rámci provozních předpisů dané výrobcem.

Po prvním uvedení do provozu, v průběhu zkušebního provozu se překontrolují výpočtové křivky se skutečností. Toto měření se provádí na provozních nebo cejchovaných měřících přístrojích v závislosti na uzavřené smlouvě. Během dalšího provozu měří provozovatel tyto tlaky páry a srovnává je s původně změřenými hodnotami při čisté turbíně. Ukazuje-li porovnání, že při stejných podmínkách nastalo zvýšení tlaku, ukazuje to na zanesení. Před místem zanesení nastává zvýšení tlaku, za ním pokles tlaku oproti normálním hodnotám.

Pokud v rozsahu průtoku páry 70 – 100 % vzroste tlak za regulačním stupněm o 10 %, je provozní spolehlivost turbíny snížena.

Protipatření – zlepšit kvalitu páry, turbínu promýt. Promývání turbíny není jednoduché a vyžaduje mnoho zkušeností.

4.3 Oprava turbínové skříňě (vrchní polovina)

Jedná se o turbínovou skříň s horizontální dělicí rovinou. Na horní polovině je přivařeno těleso regulačních bloků a těleso dýzového segmentu. (Ke spodní polovině skříňě je přivařeno těleso rychlozávěrného ventilu, dvě tělesa regulačních ventilů a dvě tělesa dýzových segmentů).

Skříň je konstrukčně provedena jako skořepina, ve které jsou uloženy nosiče satorových lopatek a ucpávky vyrovnávacího pístu. Vnitřní parní prostory jsou utěsněny labyrintovými ucpávkami.

Ze skříňě se demontuje izolace, aby se mohla provést demontáž všech potrubí ucpávkové páry ve vrchní polovině skříňě. Následně se odřeže potrubí regulačních ventilů a očistí se všechny jeho vnitřní části. Dále se demontují šrouby dělicí roviny. Některé šrouby a jejich příslušenství je potřeba kompletně vyměnit. Demontáž skříňě umožní přístup k prvnímu satorovému nosiči a regulačnímu stupni, které je potřeba opravit.



Obrázek 36 Označení naměřených vřtů [1]

4.3.1. Oprava dělicí roviny

Dělicí rovina je zkorodovaná se známkami úniku páry ven z turbíny v oblasti křížového spoje a regulačního stupně. Největší rozevření mezi horní a dolní polovinou skříně činí na levé straně křížového spoje 0,45 mm, na pravé straně je pak otevření 0,3 mm. V místech regulačního stupně na pravé straně dělicí roviny se rovná velikost rozevření 0,35 mm, na levé straně je vůle přibližně 0,1 mm. Měřením se zjistilo přesazení křížového spoje ve spodní polovině o 0,2 mm.

Dělicí rovina obou polovin skříně, výstupního hrdla, všechny vodící, dosedací plochy pro uložení parních ucpávek, nosičů lopatek, dosedací plochy pro podložky a příruba přívodu ostré páry se očistí.

Závitové otvory pro šrouby jsou povrchově zkorodovány. Některé mají stopy po zadírání šroubů. Závitů se musí vyfoukat od nečistot a protáhnou závitníkem dle možnosti. Šrouby turbínové skříně se kompletně vymění za nové vyrobené z jiného materiálu s vyšší mezí kluzu. Trubkové matice se vymění za uzavřené, kromě matic v místech regulačního stupně, které z důvodu nedostatku místa zůstanou trubkové.

4.3.2. Oprava dýzových segmentů VT

Oprava dýzových segmentů VT. Nebo-li dýzového kola, jehož díly jsou poškozovány creepem a nízkocyklovou únavou. Pravidelný vznik trhlin na těsnících svarech je důsledkem teplotních cyklů, při kterých se svarový spoj dyšen a vlastního kola nedokáže vyrovnat s tepelným pnutím mezi pomaleji se zahřívajícím tělesem a rychleji se zahřívajícími dyšami při najíždění a odstavování stroje. Samotné rozváděcí lopatky trpí vysokým ošleháním proudící parou a průletem mechanických nečistot [1].

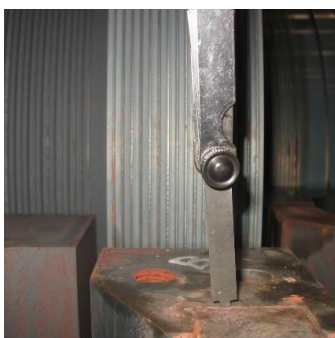
Povrch dýzových segmentů není zkorodován. Elektromagnetickou zkouškou nebyly nalezeny žádné vady typu trhlin ani jiné známky poškození. Těsnící břitů jsou zcela vyšlehány. Bylo provedeno vypíchání břitů u dýzového segmentu, kalibrace drážek a následné zatemování nových těsnících břitů, přetočení břitů dle výkresových mír.

4.3.3. Oprava parních ucpávek

Ucpávka vyrovnávacího pístu AK III

Hradby vyrovnávacího pístu nejeví známky poškození.

Ucpávka byla demontována a byla provedena kontrola kruhovitosti. Byla zjištěna ovalita v dělicí rovině 0,5 mm. Ucpávka byla vyrovnána za tepla, následně jemně egalizována a proměřena. Změřené vnitřní průměry budou sloužit k určení průměrů břitů na rotoru v daném místě.



Obrázek 37 Stažení ucpávky vyrovnávacího pístu [1]

Ucpávka vyrovnávacího pístu AK I + AK II

Hradby vyrovnávacího pístu AK I a AK II nejeví známky poškození, radiální vůle mezi hradbami a břity jsou vyhovující.

Těsnící břit ve vrchní polovině je silně poškozen. Na břitu se objevily trhliny v místě vetknutí a také v oblasti dělicí roviny ucpávky. Hrozí vytvoření vrubu a vzniku únavového lomu. Oprava spočívá ve vypíchnutí poškozeného břitu, kalibraci drážky pro břit a zabřítování nového břitu. Následně se opracuje nový břit na původní výkresový průměr $\varnothing 135+0,025$ mm. Před zpětnou montáží se očistí dosedací a vodící plochy, včetně dosedacích ploch pro spojovací materiál.

V horní polovině je umístěn pouze jeden dýzový segment, čímž vzniká při odstavení turbíny riziko rychlého ochlazení a vzniku únavového lomu.

Zadní parní ucpávka

Po demontáži zadní parní ucpávky se provede pročištění a proměření vůlí. Vnitřní kroužek ucpávky není ve spodní polovině zajištěn a měřením se zjistilo, že je stažen o 2,50 mm v dělicí rovině. Stejně jako u ucpávky vyrovnávacího pístu se vyrovnání provede za tepla. Dále je nutné provést přelícování dělicí roviny.

4.3.4. Oprava VT nosiče lopatek č. 1

Nosič byl po přistavení do výrobního závodu demontován, očištěn a byl proveden revizní nález.

Před demontáží rozváděcích kruhů řady 1, 2, 3, 4, 5 a 7 se proměřily průměry přes bandáže lopatek.

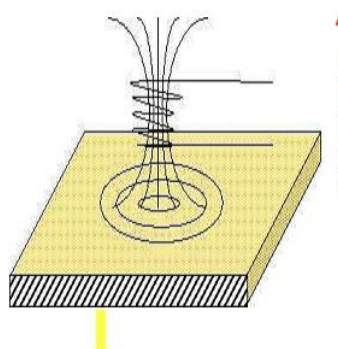
Během demontáže byly demontovány všechny šrouby a příslušné rozváděcí kruhy s lopatkami (leitrinky). U ponechaných rozváděcích kruhů 6 a 8 byla provedena defektoskopická kontrola všech lopatek metodou vířivých proudů. V průtočné části VT nosiče lopatek byl nalezen cizí předmět, který způsobil potlučení statorových lopatek. Na jednotlivých lopatkách byly nalezeny záseky, nebo-li vruby, což může vézt k iniciaci trhlin a hrozí riziko vylomení lopatky z oběžné řady, snížení účinnosti a možné destrukci turbíny. Z tohoto důvodu se musely rozváděcí lopatky 1. ÷ 5. a 7. řady vyměnit

Byla provedena elektromagnetická kontrola přístupného povrchu nosičů lopatek. Nebyly zjištěny žádné nepřipustné vady.

Před zpětnou montáží se provedlo kompletní očištění dělicí roviny, vedení nosiče a drážek demontovaných rozváděcích kruhů s lopatkami. Poškozené těsnící břity byly vyměněny za nové. Po výměně lopatek v rozváděcích kruzích a montáži bandáží byly kruhy namontovány do nosiče, následně byly bandáže a břity opracovány dle kontrolních mír.

4.3.5. Defektoskopická metoda vířivých proudů

Vířivé proudy, všeobecně známé jako proudy Foucaultovy, vznikají indukci v povrchové vrstvě materiálu, v jehož blízkosti se vyskytuje zdroj měnicího se magnetického pole. Na obr. č. 38 je průběh těchto vířivých proudů znázorněn trajektoriemi v destičce vystavené působením magnetického pole. Vířivé proudy jsou ve většině případů nežádoucí. Jsou to proudy způsobující ztráty [1].



Obrázek 38 Znárodnění vířivých proudů [1]

Tato metoda použitelná pouze u elektricky vodivých materiálů a je schopna detekovat vady pouze v povrchové vrstvě výrobku. Kontrolují se tak výrobky, které jsou pro jiné defektoskopické metody buď obtížně přístupné, nebo zcela nepřístupné.

Jako velmi vhodná je aplikace vířivých proudů se jeví ji použít při kontrole rozváděcích a oběžných lopatek parních turbín. Na obr. č. 39 je zobrazena sonda a lopatka s umělými vadami používaná jako etalon. Přiložená sonda se v zobrazeném příkladu posouvá po odtokové hraně lopatky a detekuje případné trhliny, které se velmi výrazně zobrazují na monitoru kontrolního přístroje.

Metoda vířivých proudů umožňuje kontrolu lopatek i malých rozměrů, jejichž kontrola je pomocí jiných defektoskopických metod nerealizovatelná. Velmi dobrá se jeví i produktivita kontroly a detekovatelnost velmi malých trhlin, které je možné odstranit pouhým mírným zabroušením poškozené lokality. Tímto způsobem se zastaví další růst vady, který může vést až k havárii lopatek.



Obrázek 39 Názorná ukázka kontroly lopatek vířivými proudy [1]

4.4 Oprava výstupního hrdla (vrchní polovina)

Výstupní hrdlo turbíny je řešeno (provedeno-vyrobeno) jako svařenec. Spodní část hrdla je uložena na stojanech uložených na rámu.

Vrchní polovina výstupního hrdla se demontuje od turbínové skříně a obě části se zašlou do dílen výrobního závodu na opravu.

V dílnách se ze skříně i hrdla odstraní zbytky izolací. Vrchní části zadní parní ucpávky se demontují. Dělicí roviny na obou vrchních polovinách, svislá i vodorovná, se očistí.

Vizuální kontrolou byly zjištěny profuky v křížovém spoji mezi turbínovou skříní a výstupním hrdle, (popsáno viz výše kapitola 4.3.1.).

Dělicí roviny svislá i vodorovná jsou pokryty vrstvou koroze, kterou je potřeba odstranit přečištěním dělicích ploch. Následně se musí přeměřit kolmost mezi horizontální a svislou dělicí rovinou.

Z důvodu úniku páry přes křížový spoj se zhotoví drážka ve vodorovné dělicí rovině vrchní poloviny pro těsnící šňůru. Dělicí rovina výstupního hrdla se musí odlehčit.

Přečistí se závity pro šrouby ve skříně, dosedací plochy pro podložky, uložení parních ucpávek a uložení pro pera. Před zpětnou montáží se zkontrolují opěrné plochy drážek a zkontroluje se průchodnost trysek zástřiku ve výstupním hrdle. Následně se provede zpětná montáž parních ucpávek. Před odesláním se zajistí oprava nátěru skříně a výstupního hrdla. V tomto stavu jsou části připraveny ke zpětnému odeslání na stavbu.

4.5 Oprava předního ložiskového stojanu (spodní polovina)

Přední ložiskový stojan se po demontáži skříně demontuje ze základových desek a provede se kontrola kluzných ploch stojanu. Kluzné plochy se přečistí, případně zaškrábou a zkontrolují na modrou barvu. Kluzné plochy stojanu musí zajistit bezproblémový axiální posuv při roztahování stroje vlivem teplot. Zadření stojanu zvyšuje vibrace a nesouměrně zatěžuje kameny axiálních ložisek. Dále se kontroluje stav vodících per a při zpětné montáži vůle pod podložkou šroubu spojení stojanu se základovou deskou.

Během svařovacích prací při montáži potrubí došlo na dosedacích plochách ložiskového stojanu k vytvoření stop po působení výbojů elektrostatické elektřiny.

Provede se kontrola olejových prostor ložiskového stojanu. V případě nalezení nečistot od mazacího oleje, se musí tyto prostory očistit od usazenin, jinak by se tyto usazeniny mohly dostat do kluzných ložisek a došlo by k opětovnému poškození třecích ploch ložisek.

4.5.1. Oprava přední olejové ucpávky

Přední olejová ucpávka je integrována do předního ložiskového stojanu. Dle revizního nálezu je nutné z důvodu vyšlehání břitů provést výměnu břitů. Po montáži nových těsnících břitů se břity opracují dle kontrolní míry. Nové těsnící břity tak spolehlivě zamezí úniku oleje z předního ložiskového stojanu a zabrání případnému vznícení turbíny.

4.5.2. Oprava ložisek

Ložiska nejvíce známky poškození. Plochy ložisek se preventivně očistí.

4.6 Oprava zadní olejové ucpávky

Na každé straně zadního ložiskového stojanu, který je integrován do výstupního hrdla, je umístěna olejová ucpávka. Na základě výsledků kontroly vůlí je zapotřebí vyrobit novou zadní ucpávku – na straně turbíny, která je kompletně vyrobena ze slitiny hliníku. Na olejové ucpávce na straně generátoru je nezbytné provést výměnu břitů. U této ucpávky se demontují stávající břity, po přečištění drážek se provede montáž nových břitů. Nové těsnící břity u obou ucpávek se opracují dle kontrolních mír stanovených na základě proměření rotoru v místě olejových ucpávek.

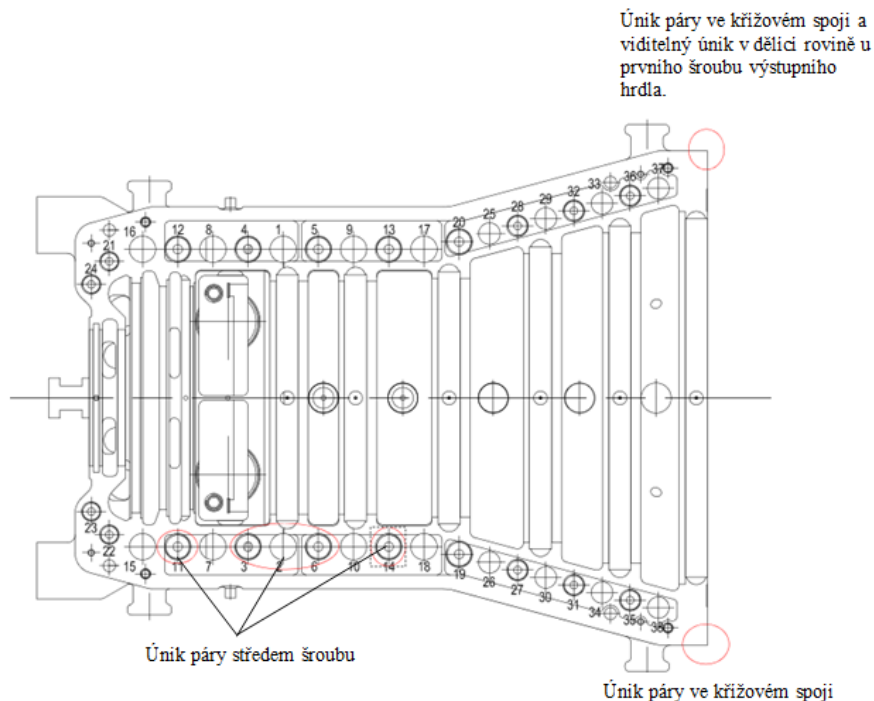
4.7 Oprava otáčecího zařízení

Při nájezdu turbíny se pravděpodobně nespustila vypínací sekvence pro otáčecí zařízení (otáčecí zařízení se automaticky vypíná 5-ti sekundovým pulsem od překročení hranice otáček 300 ot./min. nebo 5-ti sekundovým impulsem od vysunutí kulisy otáčecího zařízení). Důsledkem toho nedošlo k vypnutí napájení pro solenoid, tudíž při odstavování turbíny došlo k tomu, že po spuštění pumpy zvedacího oleje (cca při 270 ot./min.) bylo natáčecí zařízení aktivní a turbína nedojela na nulové otáčky, ale zůstala na otáčkách 110 ot/min. Došlo tedy k samovolnému najetí pastorku do záběru. Důsledkem toho bylo vizuální kontrolou zjištěno, že náběžné hrany zubů byly na několika místech potlučeny a šnek v pouzdru byl uvolněn na kolíkách.

Po demontáži otáčecího zařízení se provedlo očištění všech částí a zapravení náběžných hran pastorku. Pro upevnění šneku se provedlo nové skolíkování kolíkem a svrtání šneku s pouzdrem otáčecího zařízení. Aby se tato porucha neopakovala, bylo doporučeno do logik pro solenoid MAD20AA940 přidat podmínku vypnutí otáčecího zařízení při překročení hranice otáček 300 ot./min.

5. KOMPLEXNÍ ROZBOR PŘÍČIN ÚNIKU PÁRY

Tato kapitola analyzuje příčiny úniku páry, který byl diagnostikován na zadní části turbosoustrojí v oblasti křížového spoje. Po otevření stroje byl následně zjištěn i únik páry v oblasti odběru a regulačního stupně pouze na pravé straně turbínové skříně. Vizually je popsán únik páry na *náčrtu č.2*.



Náčrt 2 Úniky páry dělicí roviny [1]

Nálezy úniku páry:

- Na levé straně v křížovém spoji, v okolí šroubu výstupního hrdla.
- Na pravé straně v křížovém spoji.
- Drobný únik páry přes střed šroubů č. 2, 3, 6, 11, 14.

Utěsnění dělicí roviny proti úniku páry je jedním z hlavních kritérií bezpečného provozu parní turbíny. V současnosti převažuje trend vyrábět parní turbíny s tenkou dělicí rovinou. V minulosti se vyráběly skříně turbín válcovitého tvaru, a proto bylo zapotřebí silnější dělicí roviny. Dnešní typy skříní jsou více zploštělé. Dělicí rovina může být s odlehčením nebo bez odlehčení podle kombinace vnitřního tlaku a velikosti spojovacího materiálu. Jako pojistka proti profuku slouží různé druhy těsnících past, které figurují při finální montáži dle zvyklosti výrobce.

Vnější znakem poškození vzniklých provozem turbíny byly drobné úniky páry a zvýšená teplota páry v odběrech. Koroze se vyskytovala v dělicí rovině skříně parní turbíny, zejména kolem křížového spoje (skřín - výstupní hrdlo). Patrná byla až po odstranění izolace [1].

5.1. Únik páry přes křížový spoj

Pravděpodobnou příčinou poškození bylo rychlé nahřátí turbínové skříně při startech turbíny dle najížděcích diagramů na provozní otáčky turbosoustrojí. Po najetí byl ohřev turbíny hodně rychlý, takže ho nebylo možné fázovat. Diference teplot na přírubě mezi středem a vnitřkem turbínové skříně se držela dlouhodobě nad provozním limitem. Lokální nahřátí skříně v kombinaci s limitním zatížením výstupního hrdla od kondenzátoru mělo za následek počáteční trvalou deformaci dělicí roviny v místě křížového spoje a nadzvednutí výstupního hrdla. Následně vznikly parní netěsnosti v křížovém spoji.

5.1.1. Přípustné teplotní rozdíly v průběhu najíždění

V tělesech parních turbín proudí pára, jejíž teplota dosahuje hodnot od 20 °C do 535 °C. Vlivem toho jsou části turbín vystaveny teplotním rozdílům, které se s časem mění. V každém případě tyto rozdíly vedou ke vzniku tepelných deformací nebo i tepelných napětí, jež mohou ohrozit bezpečný chod turbíny.

V zásadě se tepelné deformace dělí do dvou skupin [1].

- Tepelné deformace, při nichž nedochází k nadměrnému růstu napětí, avšak při nichž se části turbín deformují v takové míře, že dochází k nebezpečí dotyku rotujících a statorových částí.
- Tepelné deformace, při nichž je hlavním nebezpečím růst napětí nad přípustnou mez.

Teplotní rozdíl se definuje tak, že:

- $\Delta v > 0$ odpovídá zahřívacímu procesu (párou omývaný povrch je ohříván).
- $\Delta v < 0$ odpovídá ochlazovacímu procesu (párou omývaný povrch je ochlazován).

Jako teplotní rozdíl se označuje rozdíl mezi přípustným teplotním rozdílem a skutečným teplotním rozdílem [1].

$$\Delta v_f = \Delta v_{zvl} - \Delta v_{skut} \quad 5.1$$

kde Δv_f - konečný teplotní rozdíl [°C]

Δv_{zvl} - vypočítaný teplotní rozdíl [°C]

Δv_{skut} - skutečný teplotní rozdíl [°C]

Zobrazení poměru přípustných teplotních rozdílů a skutečných teplotních rozdílů může být provedeno různým způsobem. Mělo by být zřetelné, zda jsou využívány přípustné hodnoty, jaké rezervy jsou k dispozici a do jaké míry jsou přípustné hodnoty překročeny. K tomuto účelu slouží tzv. normovaná rezerva S.

Normovaná rezerva se určí ze vztahu:

$$S = \frac{\Delta v_f}{\Delta v_{zvl}} = \frac{\Delta v_{zvl} - \Delta v_{skut}}{\Delta v_{zvl}} \quad 5.2$$

Doporučovaný teplotní rozdíl turbínové skříně závisí na znalosti materiálu příslušné skříně a vnitřní teplotě příruby.

Vliv teplotních rozdílů se tak může projevit na skříni, a to tím způsobem, že turbínová skříň se prohýbá směrem vzhůru, protože vrchní část bývá zpravidla teplejší než spodní. Navíc zde vzniká možnost ochlazení spodní skříňe kondenzátem, který může vnikat do turbíny z neregulovaných odběrů odvodňovacím potrubím apod.

5.1.2. Tepelné deformace vedoucí k nadměrnému namáhání

Jak bylo řečeno v předchozí *podkapitole 5.1.1*, teplotní rozdíly se projevují v turbínové skříni zejména při spouštění z chladného stavu např. na přírubách, ve stěnách ventilové komory, na spouštěcím ventilu, ve stěnách potrubí, ve šroubových spojích dělicí roviny nebo regulační komory.

Vedou-li velké teplotní rozdíly ve stěnách k nadměrnému růstu napětí, projeví se to v lepším případě netěsnostmi v dělicí rovině nebo na víku regulační komory, v horším případě vznikem trhlinek a praskáním šroubů. Spouštěcí režim má být proto navržen tak, aby k podobným potížím nedocházelo. Rovněž teplota ostré páry nemá za provozu příliš kolísat. Pro dodržení přípustných rychlostí teplotních změn vstupní páry se vyplatí držet doporučení výrobce v provozních předpisech [1].

Pro kontrolu teplotních režimů ve zvlášť exponovaných částech turbín se užívá měření teploty vnitřního a vnějšího povrchu u vysokotlaké příruby. Teplotní rozdíly zde mohou dosahovat hodnot až 150 °C i více. Dále se může měřit rychlost změny teploty na povrchu turbíny a podle toho se řídí režim spouštění.

Zvlášť namáhaným místem jsou ventilové komory. Při najíždění spouštěcím ventilem v okamžiku, kdy regulace turbíny uzavírá regulační ventily, v nich vzrůstá prudce tlak a zvětšuje se součinitel přestupu tepla. Teplota stěny se může zvětšovat o několik desítek stupňů za minutu.

Toto jsou důvody nutnosti pečlivého dodržování režimu spouštění u turbín, které pracují s velmi vysokými teplotami.

5.1.3. Analýza příčiny úniku páry ve křížovém spoji

Provozní problémy chodu turbosoustrojí pravděpodobně souvisely s původně doporučeným způsobem najíždění, který nebyl zcela vhodný pro vnitřní konstrukci vestaveb unifikované skříňe turbíny. Během najíždění došlo k delší prodlevě nepřiměřené teplotní diference dílů turbínové skříňe. Proto je velmi pravděpodobné, že působením zvýšených teplotních gradientů došlo ke vzniku přídavných deformačních sil, kterými byly následně plasticky deformovány (*staženy viz. revizní nález*) statorové kroužky zadní parní ucpávky a olejové ucpávky. Následně došlo ke styku rotoru se statorem, což zapříčinilo vyšlehání břitů zadní parní ucpávky a zvýšení vibrací (neklidný chod). Tyto vibrace pak přispěly k nežádoucímu přesazení spojky. Kontakt ucpávky s otáčejícím rotorem vyvolal třecí síly a vzrůst teploty kovu ucpávkového kroužku. Ten se následně trvale deformoval. Po demontáži byla naměřena trvalá deformace kroužku v dělicí rovině 2,5 mm *viz. kapitola 3.13.4*. Při zadírání zadní parní ucpávky nastane pnutí, které je vyvoláno vnějšími přídavnými silami, což je pravděpodobnou příčinou neklidného chodu turbosoustrojí a zvýšených vibrací. Příčinou zvýšených vibrací mohly být zejména nerovnoměrné posuvy výstupního hrdla způsobené špatně ustaveným kondenzátorem, konkrétně nevhodným nastavením pružin, které se vyskytují pod kondenzátorem.



Obrázek 40 Pružiny pod kondenzátorem

Dilatace kondenzátoru

Maximální hodnoty svislé dilatace byly naměřeny cca 13 mm na levé a 8,5 mm na pravé straně. Na pravé straně výměníku bylo zjištěno i dočasné kroucení směrem dozadu. Je zřejmé, že při malém průtoku páry je levá strana teplejší než pravá z důvodu očekávaného smyslu otáčení rotoru.

Při ustáleném provozu s teplotou výstupní páry byla dilatace cca 7 mm. Při přetlakovém provozu s větším výkonem bude dilatace větší.

Z tohoto důvodu se doporučuje vyjmutí podložek, které jsou uloženy pod výměníkem, o tloušťce 7 mm může být i větší. Během průběhu provozu je nutné sledovat tyto dilatace a rozhodnout o konečné korekci prodloužení pružin výměníku. Prozatímním návrhem je ubrat 2 mm na pružinách pod kondenzátorem.

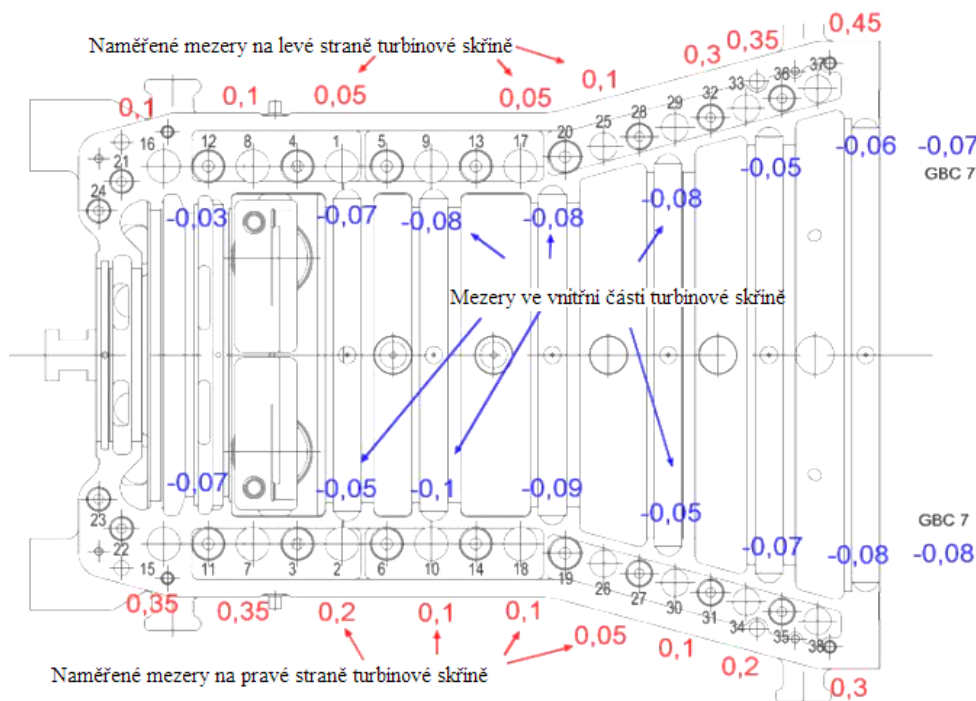
5.1.4. Příčiny vzniku úniku páry ve křížovém spoji

- Nevhodné uložení statorových kroužků ucpávek. Uložení ucpávek ve tvaru „U“ bez pojištění.
- Parní netěsnosti dělicí roviny v oblasti křížového spoje jsou způsobeny velkým nepoměrem vnitřního a vnějšího pásku. Je to způsobeno zjednodušením, výroby, které je konkrétně v tomto případě nevhodné. Je nutné, aby se dělicí rovina definitivně konstrukčně upravila odlehčením dělicí roviny a doplněním drážky pro těsnění.
- Nevhodný materiál břitů olejových ucpávek. Hliníkový břit způsobí při dotyku s povrchem rotoru jeho zadírání, a nastanou tak zvýšené vibrace. Doporučuje se volba břitů z jiného materiálu, např. mosazný plech.
- Špatné ustavení kondenzátoru - nadzvedávání výstupního hrdla soustrojí výstupním potrubím mezi turbínou a kondenzátorem. To bylo hlavní důvodem zvýšených vibrací.

Příčnou dotyku zadní olejové a parní ucpávky byla také nedostatečná tuhost výstupního hrdla, které se vlivem vzniku přídavných sil, jenž byly způsobeny nevhodným nastavením pružin pod kondenzátorem, zkroutilo. V okamžiku dotyku ucpávek s rotorem došlo k vyšlehání břitů. Hrozilo tak nebezpečí úniku oleje ze zadního ložiskového stojanu a následné vznícení turbíny. Přesazení výstupního hrdla a turbínové skříně bylo 0,2 mm. To znamená, že výstupní hrdlo bylo o 0,2 mm nad turbínovou skříní. Navrhovanou opravou je odlehčení dělicí roviny výstupního hrdla o 0,2 mm.

5.2. Únik páry v oblasti regulačního stupně a odběru

Parní netěsnosti se objevily i v přední části turbínové skříně, a to nejvíce v oblasti regulačního stupně. Po povolení šroubů došlo k proměření dělicí roviny. Největší otevření bylo na pravé straně v oblasti regulačního stupně – 0,35 mm, na levé straně vznikla mezera v dělicí rovině 0,1 mm. Detailní přehled naměřených vůlí je znázorněn na *náčrtu č.3*.



Náčrt 3 Naměřené mezery dělicí roviny turbínové skříně [1]

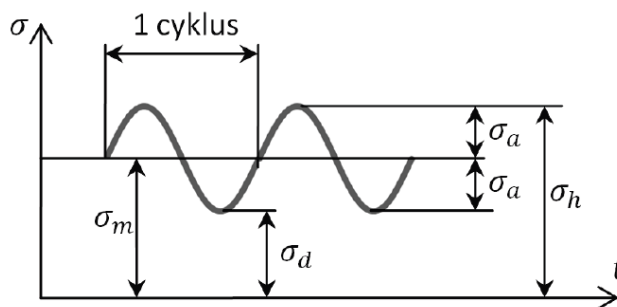
Dalším znepokojujícím faktem je detekování zvýšených teplot páry v 1. a 3. průmyslovém odběru při nominálním výkonu (50,8 MW). Byla naměřena teplota páry až o 90 °C vyšší než je stanovená projektová. Tyto teploty zejména v 1. odběru jsou neakceptovatelné. Tento fakt zapříčinil zvýšené namáhání šroubů v dělicí rovině skříně a neudržení stanoveného měrného tlaku šroubů, což bylo příčinou nedostatečnému utěsnění dělicí roviny a nastal tak únik páry.

5.2.1. Analýza těsnícího plechu

Po otevření turbíny byly dle revizního nálezu *kap. 3.13.3* zjištěny chybějící části těsnícího plechu na nosiči vyrovnávacího pístu. Důvodů, proč byl těsnící plech zničen, může být několik, včetně jejich kombinací. Tato kapitola se věnuje zjištění přesné příčiny zničení těsnícího plechu.

Únava materiálu

Únavou materiálu se rozumí degradační proces nevratných změn vlastností a stavu materiálu vyvolaný jeho opakovaným mechanickým, tepelným nebo tepelno-mechanickým zatěžováním. K únavovému porušení materiálu může docházet při jeho zatěžování časově proměnlivými složkami. Postupné nahromadění poškození při opakovaném kmitavém tepelném nebo mechanicko-tepelném namáhání se označuje jako proces únavy. Průběh zatěžování znázorňuje zatěžovací cyklus *náčrt č.4* [4].



Náčrt 4 Zatěžovací cyklus [4]

kde: σ_h - horní napětí [MPa]

σ_d - dolní napětí [MPa]

σ_a - amplituda napětí [MPa]

σ_m - střední napětí [MPa]

Fyzikální podstata únavového porušení

Nukleace trhliny

Ve skutečnosti jsou všechny materiály nehomogenní a anizotropní. Například kovy jsou tvořeny velkým množstvím krystalických zrn nepravidelných tvarů. Krystalická zrna mohou být prostoupena čárovými poruchami tzv. dislokacemi, anebo jsou v nich vakantní místa. Rovněž hranice mezi zrny patří k materiálovým nehomogenitám. V důsledku těchto nehomogenit dochází k nárůstu napětí a k nukleaci únavových mikrotrhlin. K nukleaci trhliny dochází na povrchu, případně v jeho blízkosti. Existují tři typy nukleačních míst [4]:

- Únavová skluzová pásma (extruze, intruze).
- Hranice mezi zrny.
- Rozhraní mezi základním materiálem a inkluzemi (vměstky).

Iniciace trhliny

Velká většina mikrotrhlin se brzy zastavuje a neproniká do větší hloubky než několika desetin milimetrů. Pouze některé rostou dále. V místech největšího nakupení mikrotrhlin dochází k jejich vzájemnému spojování v delší povrchové trhliny. Po dosažení určité délky se mikrotrhliny začínají šířit do hloubky materiálu pod povrch. Vzniká tzv. magistrální trhlina. Po dosažení hloubky desetinásobku průměru krystalického zrna se trhlina orientuje v hloubce pod povrchem na největší napětí a není závislá na krystalické struktuře kovu [4].

Šíření únavové trhliny

Makroskopická trhlina je orientována ve směru kolmém na největší hlavní napětí. Chování trhliny je dáno velikostí plastické zóny na jejím čele. Plastická zóna je složena jednak z části statické a dále menší části cyklické. Rozměr cyklické plastické zóny je oproti statické části mnohem menší. V plastické zóně probíhá změna mechanických vlastností materiálu, zpevňování nebo změkčování [4].

Lom

Lomy způsobené únavou materiálu se zpravidla vyznačují dvěma charakteristickými, ostře ohraničenými lomovými plochami. První plocha je hladká, má lasturovitý vzhled a jsou na ní zřetelné čáry, odpovídající vrstevnicím, které ukazují, jak se lom šířil po ploše průřezu. Druhá plocha je hrubozrnná a vzniká při náhlém dolomení.

Popis těsnícího plechu

Ucpávka parní turbíny byla vyrobena z nízkoalokované oceli na odlitky jakosti G17CrMoV5-10. Plechový prsteneček vetknutý do ucpávky je v podobě mezikruží o šířce 42 mm vnitřním okrajem. Vnější okraj se opírá o protikus (těleso turbínové skříně) a při montáži ho protikus předepne o 0,8 mm. Plech byl vyroben z austenitické oceli stabilizované titanem jakosti X6CrNiTi18-10. Odděloval dvě komory s rozdílným tlakem (8 a 2) MPa o teplotě 450 °C [1].



Obrázek 41 Chybějící těsnící plech na ucpávce vyrovnávacího pístu [1]

Makroskopická analýza

Makroskopická analýza se běžně používá při kontrole strukturního stavu kovových materiálů. Zkoumání struktury má nejen teoretický, ale i značný praktický význam. Umožňuje odhalit rozsah příčiny vad materiálu apod. Společnost Siemens doručila část prasklého plechu z vyrovnávacího pístu společnosti COMTES FHT, která zanalyzovala příčinu destrukce.



Plech byl pokrytý vrstvou oxidů. V místě kde plocha plechu dosedala na protikus je oxidace výrazně menší. Lomová plocha vykazuje dva odlišné lomy co do umístění a mechanismu šíření trhliny. Na dvou místech se vyskytuje hladký lom v úrovni vetknutí plechu do zátky. Zbytek lomu je tvořen nerovným lomem sledujícím zeslabení plechu cca 1 mm nad vetknutím.

Plech zůstal rovinný v místech, kde byl stále bez porušení vetknutý do tělesa. V místech odtržení byl zkroucený. Odtržený okraj se díky tomu od opěrné hrany vzdálil (viz červené šipky náčrt č. 5).

Náčrt 5 Plechový prsteneček v řezu [1]

O tom svědčí i otlaky na opěrné straně plechu. Největší otláčení je cca 5 mm od lomu, kde se nalézala hrana protikusu, o který byl plech opřený. Při odtržení plechu došlo k jeho zkroucení a neopíral se o protikus vnějším okrajem, ale o hranu protikusu cca 5 mm od vetknutí. Povrch těchto otlaků je zoxidovaný, ale silně lesklý. Vrstva oxidů vytvořená před roztržením plechu byla vyhlazena o hranu protikusu při zkroucení plechu [1].



Obrázek 42 Održena část plechového prstence pro analýzu. a) strana opření prstence; b) strana přivrácená do komory s vyšším tlakem [1]

Fraktografická analýza

Původní fraktografie byla omezena na pozorování lomových ploch pouhým okem nebo pomocí lupy. I těmito metodami je možno posoudit charakter lomu (sílový, únavový, creepový, štěpný, tvárný) popřípadě mechanismus jeho vzniku [4].

Šíření lomu

Podle mechanismu porušování můžeme rozdělit lomy na štěpné (křehké) a tvárné. V obou případech se lom může šířit transkrystalicky (lomová plocha prochází jednotlivými zrny) nebo interkrystalicky (lomová plocha prochází po hranicích zrn) [4]. Lomová plocha vykazuje dva odlišné lomy.

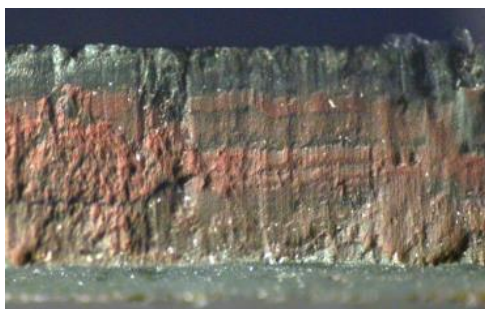
- *Hladký lom* – oblast hladkého lomu vykazuje makrostrukturu únavového porušení. Trhlina sledovala rovinnu maximálního tahového napětí. Na lomové ploše jsou patrné postupové čáry šíření trhliny. Nejsou patrná iniciační místa porušení. Dle průběhu postupových čar se zdá, že délka trhliny byla při jejím postupu materiálem přibližně rovnoměrná po celé délce. Na lomové ploše se vyskytují četné oblasti, u kterých je morfologie lomu setřena otláčením.



Obrázek 43 Hladký lom celkový pohled [1]



Obrázek 44 Hladký lom - okraje uhlazené usmyknutím [1]



Obrázek 45 Hladký lom - postupové čáry [1]

- *Hrubý lom* – mimo oblast porušení se vyskytuje lomová plocha s hrubou morfologií. Trhlina se šířila od opřené strany směrem ke straně volné.



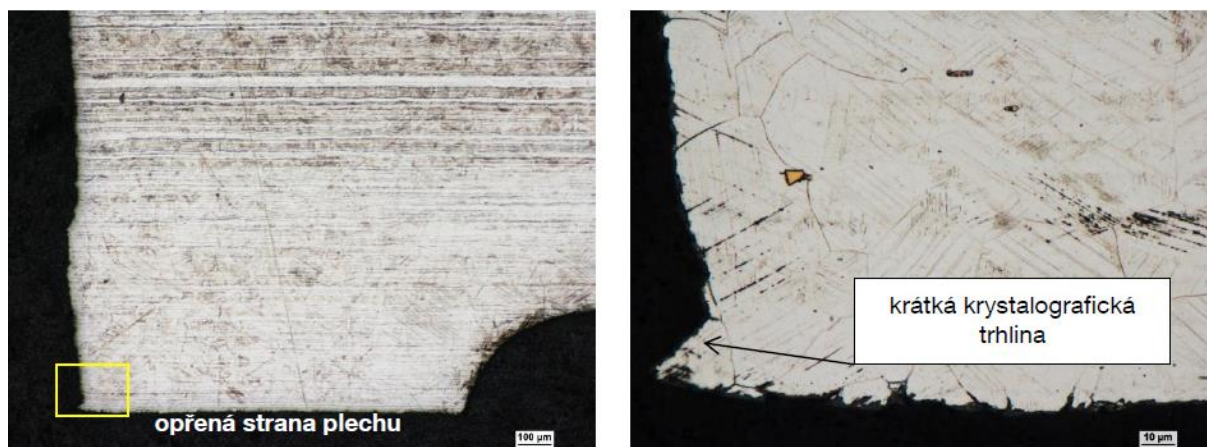
Obrázek 46 Celkový pohled na hrubý lom [1]



Obrázek 47 Hrubý lom - detail [1]

Únavová trhlina se začala šířit z opřené strany plechu. V detailu řezu únavovým lomem obr. 48 je patrná krystalografická trhlina na povrchu rovnoběžná se skluzovými pásy v povrchovém zrně. Tato krátká krystalografická trhlina je iniciačním místem únavového lomu, který se dále šíří transkrystalicky bez ohledu na krystalovou orientaci zrn v rovině maximálního napětí.

Trhlina hrubého lomu se rovněž šířila transkrystalicky. I hrubý lom se pravděpodobně šířil únavově, i když patrně s mnohem větší amplitudou napětí i středním napětím. To je patrné u dolomení, kdy je vidět intenzivní plastická deformace. Tento typ dolomení není vyvinutý u hladkého únavového lomu.



Obrázek 48 Řez plechem v místě únavového lomu [1]

Shrnutí deformace stínícího plechu

K prvotnímu porušení plechu došlo únavovým lomem, který se šířil od opřené strany plechu v místě, kde plech opouští vetknutí do zátky. Tato únavová trhlina prošla celou tloušťkou plechu kolmo na její rovinu. V této rovině tedy bylo největší napětí.

Únavová trhlina prošla plechem v šířce 40 mm a oddělila vetknutí od pracovní části plechu namáhané tlakovým rozdílem. To způsobilo nárůst napětí na okrajích únavového lomu do takové míry, že se změnil charakter šíření trhliny. Plech začal být přetlakem páry vtlačován pod svou oporu a začal se odtrhávat hrubým lomem směrem od volné strany ke straně opřené.

Příčinou iniciace lomu je pravděpodobně překročení meze únavy materiálu. Počátek únavového porušení v oblastech hladkého lomu byly krystalografické trhliny. Ty pro svůj vznik potřebují cyklické zatěžování a vznik skluzových pásů, ve kterých se později vyvinou.

Mnohonásobná iniciace a rozvoj únavových lomů naznačuje, že se nejedná o lokální vadu materiálu. Byla překročena únavová pevnost materiálu. Příčinou může být:

- vliv montáže,
- vliv provozu,
- konstrukční vada,
- celkové snížení pevnosti materiálu.

5.2.2. Analýza zvýšené teploty v komoře 1. odběru

Na 1. odběru při nominálním výkonu 50,8 MW byla detekována zvýšená teplota 380 °C. Tato teplota je vzhledem ke konstrukčním parametrům připojovaného ohříváku neakceptovatelná. Příčinou zvýšené teploty byla pravděpodobně deformace stínícího plechu, jehož důvod poškození je popsán v předchozí kapitole 5.2.1 *Analýza těsnícího plechu*.

Předběžný zjednodušený výpočet stupňové části s přetlakovým lopatkováním

Tato kapitola se věnuje výpočtu stupňové části s přetlakovým lopatkováním po 1. odběr, který je umístěn za 3. nosičem rozváděcích lopatek. Hlavním tématem této kapitoly je zjištění teploty v místech 1. odběru, jelikož teplota 385 °C, která byla naměřena při garančním měření je zcela jistě nesprávná a má vliv na netěsnost dělicí roviny v místě odběru.

Pro zjištění teploty se provede předběžný výpočet stupňové části s přetlakovým lopatkováním, který je dále upřesněn detailním výpočtem metodou c_a/u . Tento výpočet slouží k určení počtu stupňů turbíny a k získání hlavních rozměrů průtočného kanálu. Tyto údaje však nejsou předmětem této diplomové práce, a proto je detailní výpočet zcela vynechán.

K výpočtu je potřeba znát vstupní údaje parametrů páry za regulačním stupněm před vstupem do přetlakové části parní turbíny, které jsou uvedeny v *tab.1* [1].

Tabulka 1 parametry za regulačním stupněm tj. před prvním nosičem [1]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Tlak páry za regulačním stupněm	p_1	77,6	bar
Teplota páry za regulačním stupněm	t_1	488	°C
Entalpie páry za regulačním stupněm	i_1	3368	kJ/kg
Suchost páry za regulačním stupněm	x_1	1	[-]
Měrný objem za regulačním stupněm	v_1	0,0423	m ³ /kg
Hmotnostní průtok na vstupu do přetlakové části	M	58,657	kg/s
Otáčky rotoru	n	50	s ⁻¹
Entropie za regulačním stupněm	s_1	6,6973	kJ/kg.K

Rozdělení stupňové části

Rozdělení stupňové části vychází ze znalosti tlaků v jednotlivých odběrech. Další hodnoty tlaků tj. tlaky mezi jednotlivými nosiči jsou vhodně zvoleny na základě pravidla, že tlakový poměr $\frac{p_{n+1}}{p_n}$ je roven nebo větší než hodnota 0,15. Pokud by byl tento poměr menší, znamenalo by to, že kužel zpracovává příliš velký tlakový spád, což by mělo negativní dopad na pevnostní výpočty. Jednotlivé tlaky mezi regulačním stupněm a 1. odběrem jsou znázorněny v *tab. č. 2*.

Tabulka 2 Rozdělení stupňové části

Kužel	1	2	3
Tlak páry na konci kuželu p_{n_i} [bar]	54,2	33,3	18,2

Známé hodnoty

Délka první rozváděcí lopatky

Tato délka je vždy volena s ohledem na délku poslední rotorové lopatky tak, aby střední průměr lopatky na daném kuželu byl větší než střední průměr lopatky na rotoru v předchozím kuželu. První lopatka prvního kuželu je volena minimálně s délkou 30 mm. Délka lopatky je volena tak, aby nedocházelo k velkým ztrátám [3].

Výstupní úhel α_1

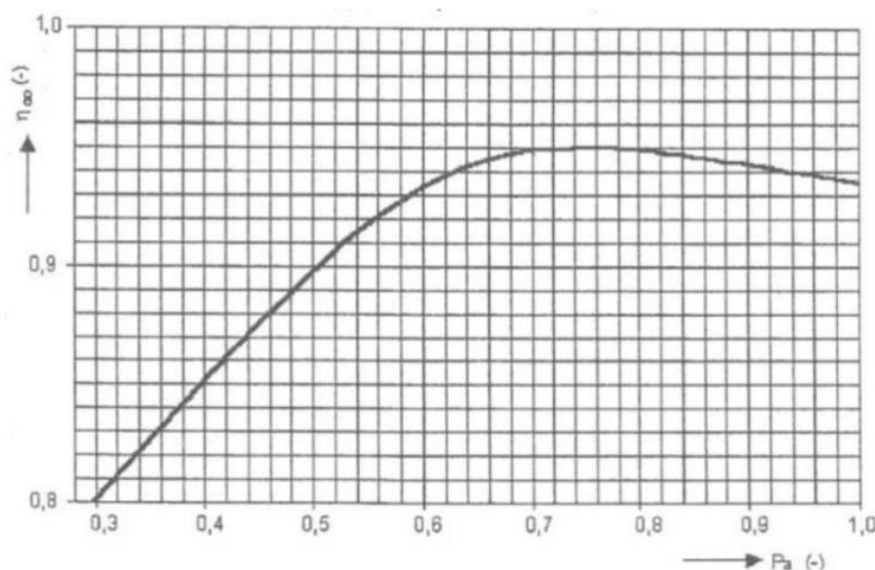
Pro první rotorovou lopatku je volen úhel 20 °. Výstupní úhly rotorových lopatek jsou navyšovány s ohledem na dosažení nejvyšší účinnosti [3].

Hmotnostní průtok M

Tato hodnota je převzata z výpočetních podkladů firemní literatury firmy Siemens. Množství páry vstupující do přetlakové části není rovno množství průtoku za regulačním stupněm. Část páry odchází do vyrovnávacího pístu, který vyrovnává axiální síly [3]. Výpočet množství průtoku vstupujícího do přetlakové části není hlavním tématem této diplomové práce. Důležité je si uvědomit, že hodnota průtoku páry je pro všechny tři nosiče konstantní až do místa odběru.

Střední Parsonsovo číslo Pa_s

Hodnota Parsonsova čísla ovlivňuje počet stupňů a účinnost turbíny. Bývá voleno v rozmezí 0,6 až 0,85 za účelem dosažení nejvyšší účinnosti [3].



Náčrt 6 Závislost středního Parsonsova čísla na obvodové účinnosti [3]

Výpočet parametrů páry na konci kužele

Izoentalpie v koncovém bodě

$$i_{niz} = f(s_1, p_n) \quad 5.3$$

Izoentropický spád na kužel

$$H_{iz} = i_1 - i_{niz} \quad 5.4$$

Skutečný entalpický spád na kužel

$$H_i = H_{iz} \cdot \eta_{tdi} \quad 5.5$$

kde η_{tdi} - je termodynamická účinnost, která je volena v rozmezí 0,82 až 0,87 s ohledem na první stupně, které mají nižší účinnost než stupně další.

Entalpie na konci kužele

$$i_n = i_1 - H_i \quad 5.6$$

Měrný objem na konci kužele

$$v_n = f(i_n, p_n) \quad 5.7$$

Teplota na konci kužele

$$t_n = f(i_n, p_n) \quad 5.8$$

Výpočet středních průměrů a délek lopatek

Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu

$$Pa_1 = (0,9 - 0,95) \cdot Pa_s \quad 5.9$$

Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu

$$Pa_n = (0,9 - 0,95) \cdot Pa_s \quad 5.10$$

Střední průměr lopatkování prvního stupně

$$D_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot v_1}{n \cdot l_1 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_1}} \quad 5.11$$

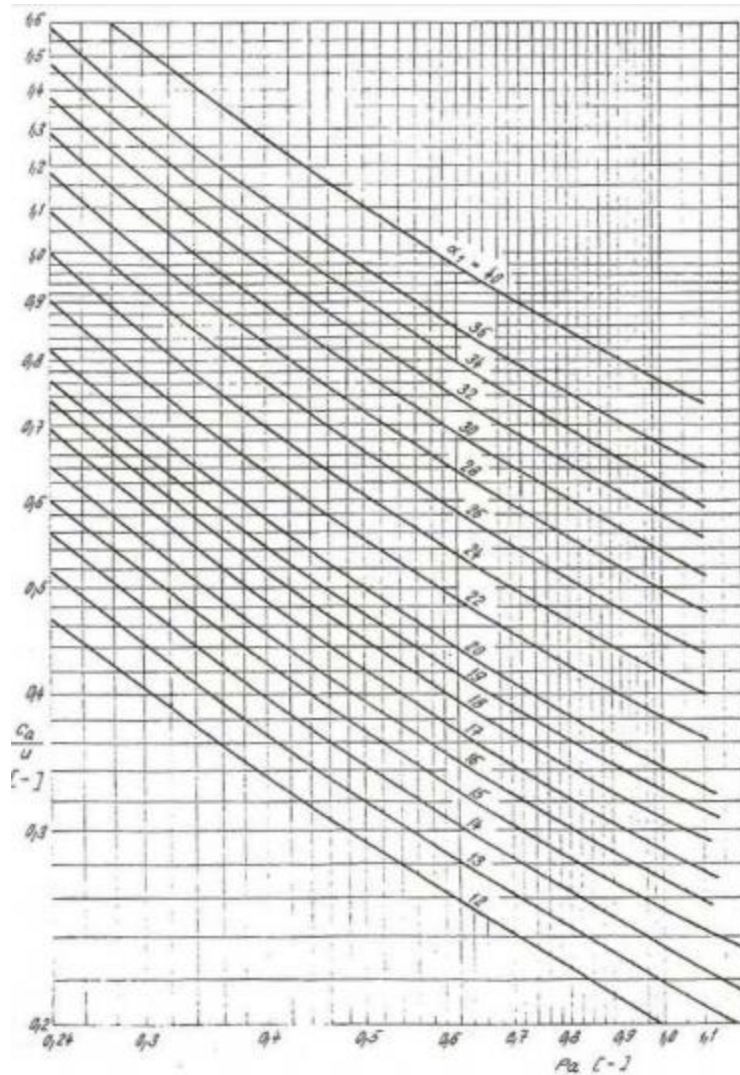
Kde $\left(\frac{c_a}{u}\right)$ - poměr, který je odečten z grafu dle *náčrtu 7*. Tento poměr je závislý na zvoleném výstupním úhlu z rotorové lopatky a Parsonsově čísle.

Střední průměr lopatkování posledního stupně

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{M \cdot v_n}{\pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \cdot n}} \quad 5.12$$

Kde $\left(\frac{c_a}{u}\right)$ - poměr, který je odečten z grafu dle *náčrtu č.7*. Tento poměr je závislý na zvoleném výstupním úhlu z rotorové lopatky a Parsonsově čísle.

$\left(\frac{l}{D}\right)_n$ - poměr poslední lopatky kuželu a jejího středního průměru je volen v závislosti na patním průměru prvního stupně.



Náčrt 7 Diagram pro výpočet skupiny přetlakových stupňů metodou ca/u

Délka výstupní lopatky

$$l_n = D_n \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_n \quad 5.13$$

Počet stupňů

$$z = \frac{Pa_s \cdot H_{iz}}{u_s^2} \quad 5.14$$

Kde u_s - střední obvodová rychlost [$m \cdot s^{-1}$]

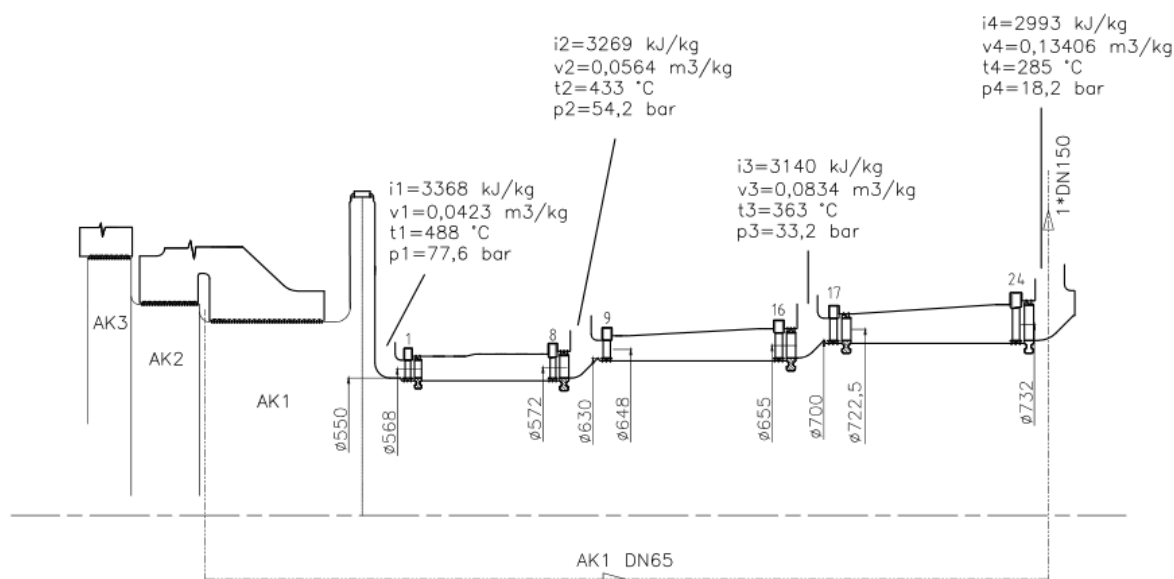
Střední obvodová rychlost

$$u_s = \left(\frac{D_1 + D_n}{2}\right) \cdot n \quad 5.15$$

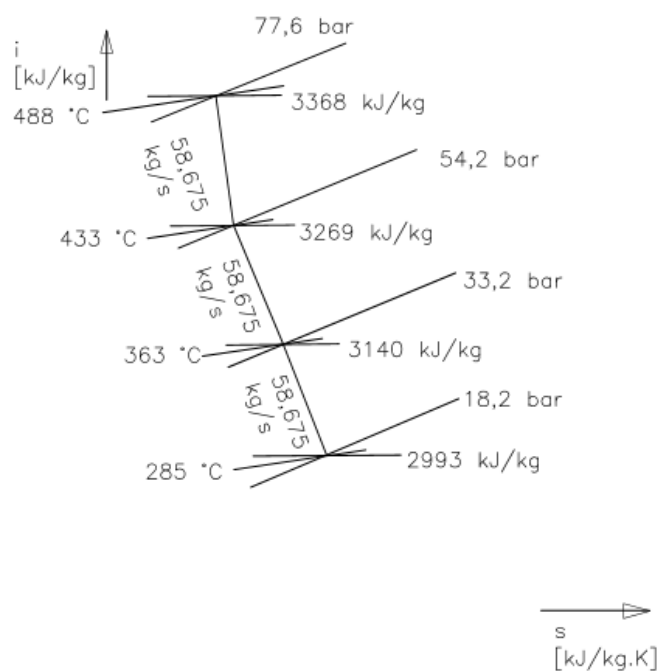
Zhodnocení a výsledky předběžného výpočtu

Tabulka 3 Zvolené hodnoty a výsledky předběžného výpočtu

Název	Označení	Jednotka	1.kužel	2.kužel	3.kužel
Délka první rozváděcí lopatky	l_1	mm	35,5	35,5	44,7
Výstupní úhel lopatky	α_1	°	20	22	24
Hmotnostní průtok	M	kg / s	58,657	58,657	58,657
Střední Parsonsovo číslo	Pa_{as}	-	0,75	0,73	0,85
Parsonsovo číslo na vstupu do kuželu	Pa_1	-	0,675	0,6862	0,8075
Parsonsovo číslo na výstupu z kuželu	Pa_n	-	0,65	0,6469	0,6498
Poměr $(\frac{c_a}{u})_1$	$(\frac{c_a}{u})_1$	-	0,439	0,4494	0,425
Střední průměr lopatkování prvního stupně	D_1	mm	567,954	647,75	722,5
Poměr $(\frac{c_a}{u})_n$	$(\frac{c_a}{u})_n$	-	0,46	0,46	0,4217
Poměr $(\frac{l}{D})_n$	$(\frac{l}{D})_n$	-	0,078	0,0766	0,0964
Výstupní úhel lopatky		α_n	22	24	26
Střední průměr lopatkování posledního stupně	D_n	mm	571,693	655,05	731,86
Délka výstupní lopatky	l_n	mm	44,5	50,1	70,1
Střední obvodová rychlost	u_s	m / s	89,5	102,348	114,224
Počet stupňů na daném kuželu	z	-	8	8	8
Izoentalpie v koncovém bodě	i_{niz}	kJ / kg	3254,177	3113,84	2961,5
Izoentropický spád na kužel	H_{iz}	kJ / kg	118,3889	153,839	178,361
Termodynamická účinnost stupně	η_{idi}	-	0,87	0,83	0,82
Skutečný spád na kužel	H_i	kJ / kg	102,9983	127,686	146,256
Entalpie páry na výstupu z kuželu	i_n	kJ / kg	3269,568	3139,99	2993,61
Tlak páry na výstupu z kuželu	p_n	MPa	54,2	33,2	18,2
Měrný objem páry na výstupu kuželu	v_n	m ³ / kg	0,056401	0,08344	0,13406
Teplota páry na výstupu kuželu	t_n	°C	432,78	363,054	284,485



Náčrt 8 zjednodušené schéma parametrů páry dle vypočtených hodnot



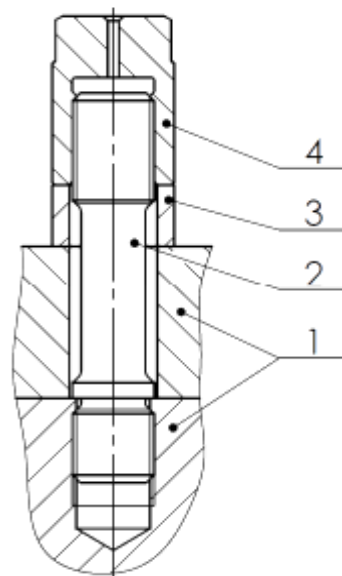
Náčrt 9 i-s diagram

Cílem předběžného výpočtu bylo zjistit teplotu za 3. nosičem rozváděcích lopatek, kde je 1. průmyslový odběr. Teplota v těchto místech by se správně měla pohybovat okolo 285 °C, což je o 95 °C méně než byla teplota naměřená. Tento rozdíl teplot v komoře odběru je neakceptovatelný z těchto důvodů.

- Spojovací materiál dělicí roviny není dimenzovaný na teplotu 380 °C. Měrný tlak nestačí na spolehlivé utěsnění mezi horní a dolní turbínovou skříní.
- Dalším důvodem jsou konstrukční parametry připojeného ohříváku.

6. ŠROUBOVÉ SPOJE

Obecně se šroubové spoje dají rozdělit podle hlediska rozebíratelnosti a porušení spojovací součásti na spoje rozebíratelné (spoj lze snadno rozebrat bez poškození a opět spojit dohromady např. pera, šrouby) a nerozebíratelné (spojovací součást se musí porušit nebo deformovat, např. nýtový spoj). Šroubová spojení převážně umožní jednoduchou montáž a demontáž spoje. Jejich úkolem je spojit dvě a více součástí dohromady. Jejich využití a konstrukční řešení je rozmanité, a proto existuje větší množství jejich druhů. Tato kapitola se zabývá šroubovým spojením, spojujícím spodní a vrchní část turbínové skříně. Šroubový spoj se skládá ze samostatného šroubu, matice, podložky a přírub [5]. Ukázka šroubového spoje viz. *Náčrt č.10*



Náčrt 10 Šroubový spoj [1]

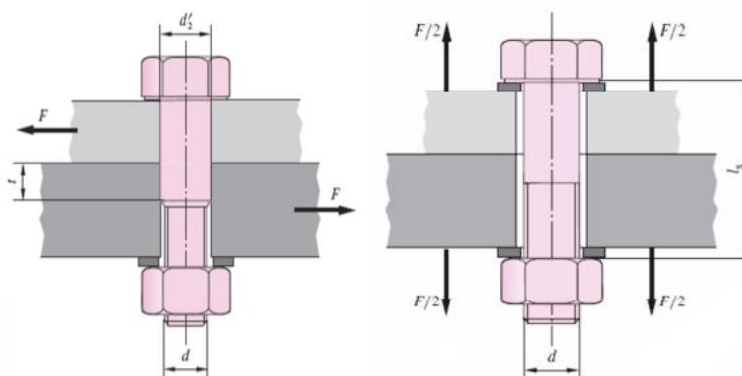
- 1- Příruba
- 2- Šroub
- 3- Podložka
- 4- Matice

K upevnění průchozích spojovacích šroubů se používají matice. Z experimentů je známo, že největší zatížení matice přenáší první nosné závity. První nosný závit přenáší okolo 30 % osových sil a druhý nosný závit okolo 20 %. Dochází zde k plastické deformaci, a proto je doporučováno po demontáži použítou matici vyměnit za novou.

Mezi maticí a spojovanou součástí je vhodné použít podložku. Ta zajišťuje lepší rozložení tlaku mezi spojovanou součástí a maticí, vyrovnává nerovnosti na dosedacích plochách, může pojistit matici před povoláním a chrání povrch spojovaných součástí před opotřebením a poškozením [5].

6.1. Namáhání šroubů

Dřík šroubu je zpravidla namáhán tahem, tlakem, smykem, krutem, vzpěrem. V některých situacích je možná i kombinace zmíněných namáhání. Závity jsou namáhány pouze tlakem. Zatížení šroubu může být statické nebo dynamické. Základní rozdělení šroubů ze strojírenského hlediska podle způsobu jejich namáhání jsou: spoje namáhané smykem (silou kolmou k ose šroubu a spoje namáhané tahem (silou v ose šroubu) [6].



Obrázek 49 Silové zatížení šroubového spoje smykem (vlevo), tahem (vpravo) [6]

Smykovou sílu působící kolmo k ose šroubu, lze někdy přenést i třecími silami mezi stykovými plochami spojovaných součástí (tzv. smyková únosnost). Je k tomu použit předepjatý šroub, který díky vyvozenému předpětí vytváří tak velké třecí síly, že přenesou působící smykové zatížení. V této situaci je šroub dobře předepnut, není namáhán smykem, ale pouze tahovou silou, která vznikla jeho předepínáním [6].

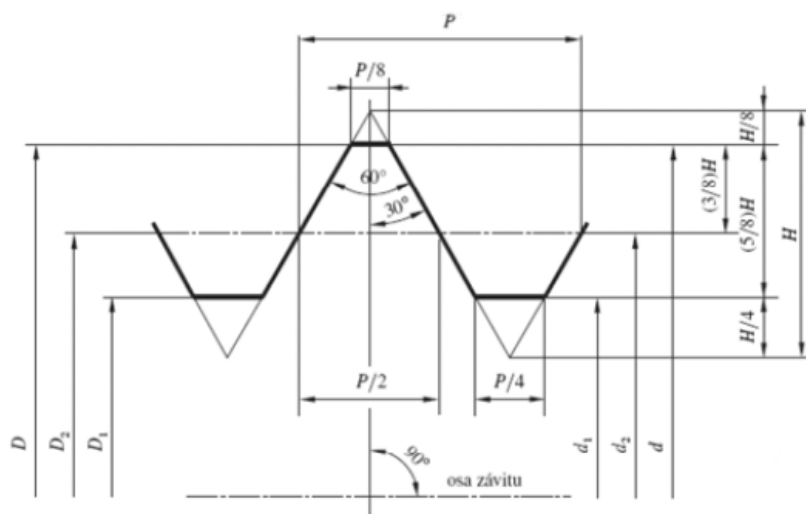
Předepjatý šroub při tahovém namáhání zajišťuje především těsnost a kompaktnost spojované součásti. Předpětí by mělo být tak vysoké, aby při provozu, za působení provozního napětí, byla stále zaručena dostatečná silová vazba mezi spojovanými součástmi. Působí-li na šroub kombinované namáhání, pak šroub musí zajistit kompaktnost spoje a zároveň smykovou únosnost spoje.

6.2. Závitový spoj

Šroub je strojní součástí, jejíž hlavní částí je závit. Závit je funkční částí šroubu, který vznikne vyřezáním drážky do dřívku šroubu. Otáčením závitu dochází k posouvání šroubu, případně k posouvání tělesa v závitě – jeho základní křivka se nazývá šroubovice.

Závit může být jednochodý, nebo několikachodý, také podle směru šroubovice může být levotočivý nebo pravotočivý. Pole polohy profilu se rozděluje na vnější (šrouby) a vnitřní (matice). Dle základního tvaru tělesa na válcové a kuželové. Závit vzniká pohybem určitého profilu po šroubovici.

Nejprve je potřeba si ujasnit některé důležité termíny používané u závitů podle (Náčrtu č.11).



Náčrt 11 Základní profil metrického závitu podle ISO [7]

Základní profil – je teoretický profil závitu v osové rovině určený rozměry a úhly společnými vnitřnímu a vnějšímu závitem. Tvar a rozměry základního profilu jsou u většiny závitů odvozeny ze základního trojúhelníku výšky H [6].

Jmenovité profily závitu – profily vnitřního a vnějšího závitu se mohou lišit – jsou určeny jmenovitými rozměry a úhly společnými vnitřnímu a vnějšímu závitu a vzniknou z teoretického profilu tzv. krácením profilu, tj. zkosněním nebo zaoblením hran [6].

Rozteč P – je vzdálenost mezi stejnolehlými boky sousedních závitů ve směru osy závitu [6].

Velký průměr – velký průměr závitu se značí D u vnitřního závitu matice a d u vnějšího závitu šroubu. Jedná se o průměr imaginárního válce opisující dno závitu vnitřního a v případě vnějšího závitu průměr imaginárního válce opisující hřbety závitů [6].

Malý průměr – malý průměr válcovitého závitu šroubu d_1 , respektive závitu matice D_1 , je průměr myšleného válce vepsaného dnům vnějšího závitu, respektive opsaného hřbetům vnitřního závitu. Malý průměr vnějšího závitu šroubu ve vrcholu zaoblení závitového dna se označuje d_3 [6].

Střední průměr – střední průměr závitu d_2 , respektive závitu matice D_2 , je průměr myšleného válce souosého se závitem, jehož každá tvořící přímka protíná profil závitu tak, aby se průsečnice tvořící povrchové přímky s vybráním závitu promítla do osy závitu jako úsečka o délce rovné polovině rozteče [6].

Jmenovitý průměr – jmenovitý průměr závitu je průměr, k němuž se stanovují úchytky. Obvykle se jedná o velký průměr vnějšího závitu (šrouby) nebo velký průměr vnitřního závitu (matice). Ve všech případech se symbol D používá pro označení průměru vnitřního závitu (v matici) a symbol d pro označení vnějšího závitu šroubu [6].

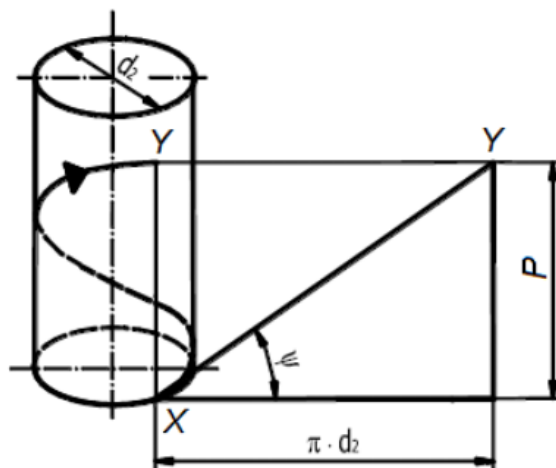
Úhel profilu α – je úhel, který svírají dva protilehlé boky profilu závitu v rovině procházející osou závitu [6].

Úhel boku závitu – je úhel, který svírá bok závitu s kolmicí k ose závitu v rovině procházející závitem. Menší z obou úhlů boku nesouměrných profilů se označuje γ , větší úhel boku se označuje β . Součet obou úhlů boků závitu je roven úhlu profilu závitu. Pro souměrné profily platí vztah $\alpha=2\beta$ [6].

Výška závitu – výška závitu se u vnitřního závitu označuje H_4 u vnitřního h_3 . Jedná se o vzdálenost mezi hřbetem a dnem závitu v rovině osového řezu ve směru kolmém k ose závitu [6].

Základním tvarovým prvkem šroubu a matice, který umožňuje jejich sešroubování je závit. Závit je geometricky určen závitovou plochou, kterou vytváří profil závitu, pohybuje-li se tak, že jeho každý bod opisuje šroubovici (Náčrt č. 12) [7].

- Kde
- X – je počátek bodu šroubovice [-]
 - Y – je konec bodu šroubovice [-]
 - P_h – je rozteč [mm]
 - Ψ – je úhel stoupání závit [°]
 - d_2 – je střední průměr závitu [mm]



Náčrt 12 Pravočivá šroubovice závitu [7]

Rozvinutím pláště válce do roviny se šroubovice změní v přímku, svírající s rovinou kolmou k ose válcové plochy úhel stoupání ψ , jehož velikost plyne z funkce:

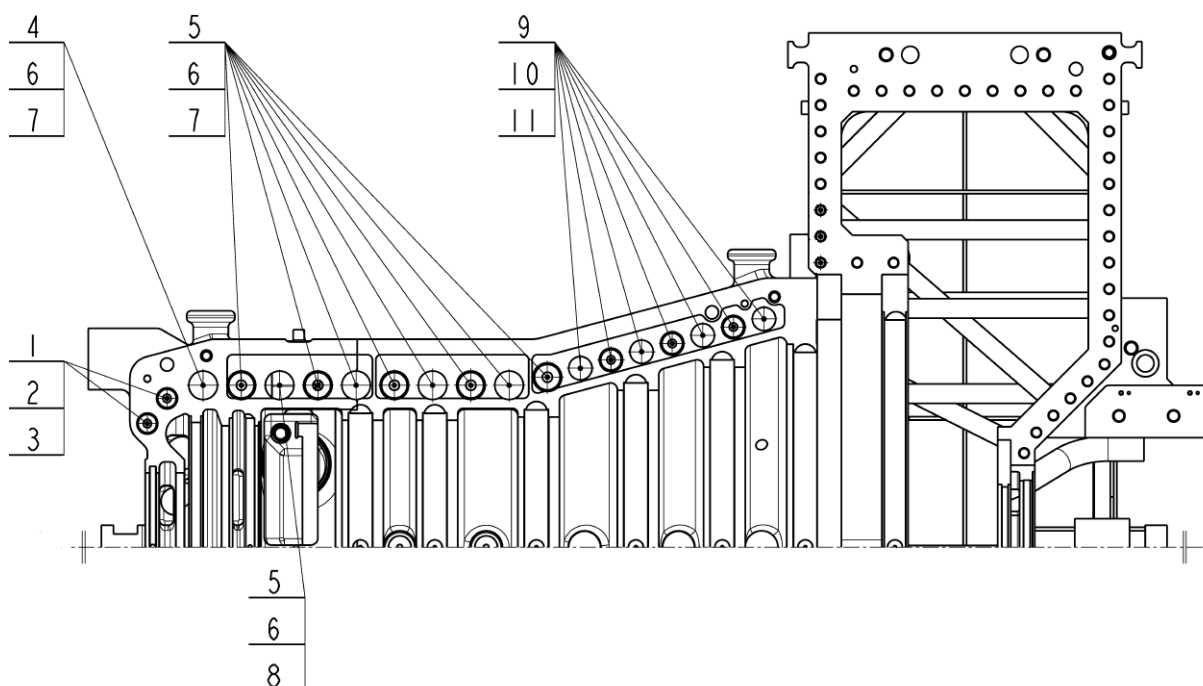
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad 6.1$$

7. VÝPOČET UTAHOVACÍCH PARAMETRŮ

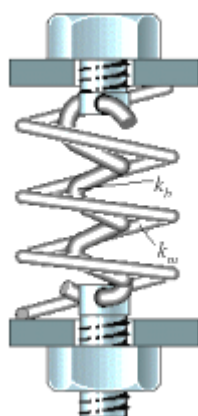
Spoj dělicí roviny turbínové skříně se skládá z vrchní a spodní poloviny skříně, šroubu, podložky a matice. Každý z těchto prvků je vyroben ze stejného materiálu X19CrMoNbVN11-1. Proto lze uvažovat stejné pevnostní charakteristiky pro danou teplotu.

Vzhledem ke skutečnosti, že závitové díry pro šrouby jsou již vyrobeny a jejich počet z pevnostních důvodů nelze měnit, je nutno přizpůsobit šroubové spoje zadaným parametrům a provést výpočet utahovacích momentů šroubů přírubového spoje.

Na (Náčrtu č.13) je viditelné rozmístění jednotlivých šroubů dělicí roviny. Horizontálně dělená turbínová skříň je dělená na vršek a spodek a je upevněna 38 šrouby na pravé a levé straně osově symetrické turbínové skříně. Velikost šroubů se mění po celém obvodu. K těsnosti spoje přispívají 4 druhy závrtných šroubů, jejichž parametry a umístění jsou viditelné dle tab. č. 4.



Náčrt 13 Zobrazení šroubů turbínové skříně [1]



Obrázek 50 Znázornění tuhosti šroubového spoje [6]

Tabulka 4 Pozice šroubů v dělicí rovině

Pozice	Název	Rozměry	Jmenovitá délka	Materiál
1	Šroub	M90x6	700	X19CrMoNbVN11-1
2	Podložka	130x130	-	X19CrMoNbVN11-1
3	Matic	M90x6	-	X19CrMoNbVN11-1
4	Šroub	M125x8	860	X19CrMoNbVN11-1
5	Šroub	M125x8	960	X19CrMoNbVN11-1
6	Podložka	184x200	-	X19CrMoNbVN11-1
7	Matic	125x8	-	X19CrMoNbVN11-1
8	Matic	125x8	-	X19CrMoNbVN11-1
9	Šroub	M100x6	770	X19CrMoNbVN11-1
10	Podložka	146x130	-	X19CrMoNbVN11-1
11	Matic	M100x6	-	X19CrMoNbVN11-1

7.1. Tuhost spoje

Účelem šroubu je spojit dvě nebo více součástí dohromady. V naprosté většině případů se šroub při montáži utáhne tak, aby ještě před působením provozní síly v něm vznikla osová síla, která se nazývá síla předpětí F_i vyvozena utahováním šroubu dle (obr. č. 49). Tato síla způsobí prodloužení δ_s šroubu a stlačení δ_p spojovaných součástí, takže mezi šroubem a maticí vzniká silový styk. Následně po utažení je spoj zatížen stálou nebo proměnlivou provozní silou. Šrouby používané pro předepjaté spoje bývají zpravidla vysoce namáhány.

Protože deformace šroubu i spojovaných součástí při zatížení provozní silou je stejně velká, je možné šroubový spoj modelovat jako soustavu dvou paralelně řazených pružin. Pružina o tuhosti k_m představuje předpětím stlačené příruby, zatímco pružina o tuhosti k_b reprezentuje předpětím prodloužený šroub (obr. č. 50). [6]

Vztah mezi působením síly předpětí na spojovací materiál a tuhostí lze vyjádřit rovnicí ze vztahu (7.1) [6].

$$\delta_d = \frac{F_i}{k} = \frac{F_i \cdot l}{E \cdot S_{sp}} \quad 7.1$$

Kde δ_d - deformace [mm]

F_i - síla předpětí [N]

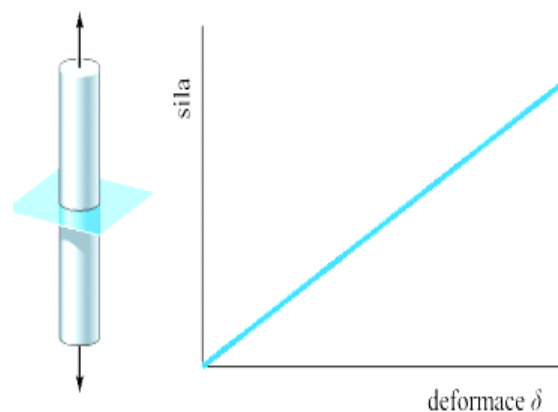
k - tuhost [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$]

l - prodloužení [mm]

S_{sp} - průřez spoje [mm^2]

E - modul pružnosti v tahu [Mpa]

Tuhostí se rozumí úměrnost mezi silou působící na součást a deformací způsobenou touto silou, jejichž vztah lze odvodit z rovnice (7.1). Jelikož se u předepjatých spojů deformují všechny prvky, tak je nutné zajistit tuhost spoje. Pro zjednodušení se předpokládá, že nedojde k překročení meze kluzu a materiál zůstává lineárně pružný. Materiál zůstává lineárně pružný, je-li závislost mezi silou a deformací lineární a při zatěžování nedojde k překročení meze kluzu. Pokud nahradíme tuhost spojovaných součástí soustavou tlačných pružin, dostaneme celkovou tuhost spoje jako součet jednotlivých tuhostí. [6]



Obrázek 51 Síla versus deformace [6]

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad 7.2$$

kde index n je počet prvků.

Působením síly na plochu lze získat napětí

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad 7.3$$

Z Hookeova zákona

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad 7.4$$

Kde ε - poměrné prodloužení [mm]

Poměrné délkové prodloužení lze vyjádřit

$$\varepsilon = \frac{\delta}{l} = \frac{l_2 - l}{l} \quad 7.5$$

Kde δ - deformace v [mm]

Z toho vyplývající deformace

$$\delta = \varepsilon \cdot l = \frac{\sigma}{E} \cdot l = \frac{F \cdot l}{S \cdot E} \quad 7.6$$

Tuhost k [$N \cdot m^{-1}$] pak lze vyjádřit jako poměr síly a deformace

$$k = \frac{F}{\delta} = \frac{S \cdot E}{l} \quad 7.7$$

7.1.1. Tuhost šroubu

Tuhost šroubu se stanoví jako celková tuhost soustavy sériově řazených pružin. Při výpočtu tuhosti se vychází z tuhostí jednotlivých částí šroubu rozdělených v závislosti na jejich průměru a povrchu. Závrtný šroub se skládá ze tří částí a to ze závrtného konce závitu, volného konce závitu a válcové hladké části – dříku. Dřík a závit mají odlišný průřez. A při prodlužování šroubu vlivem předpětí se každá část prodlužuje o jinou hodnotu. Pro výpočet předepjatého šroubu je potřeba znát jeho tuhost, která je u každé část šroubu jiná. Tuhost závrtného šroubu je znázorněna v rovnici (7.8), jako součet tuhostí tří dílčích částí a to dříku, závitu volného konce a závitu závrtného konce [6].

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_{z\acute{a}v1}} + \frac{1}{k_{d\check{r}}} + \frac{1}{k_{z\acute{a}v2}} \quad 7.8$$

Úpravou kombinací rovnice (7.1) a (7.8) dostaneme tuhost šroubu jako (7.9) [6]

$$\frac{1}{k_s} = \frac{S_{z\acute{a}v1} \cdot E}{l_{z\acute{a}v1}} + \frac{S_{d\check{r}} \cdot E}{l_{d\check{r}}} + \frac{S_{z\acute{a}v2} \cdot E}{l_{z\acute{a}v2}} \quad 7.9$$

Kde $S_{z\acute{a}v1}$, $S_{d\check{r}}$, $S_{z\acute{a}v2}$ průřezy volného konce závitu, dříku a závrtného konce závitu
 $l_{z\acute{a}v1}$, $l_{d\check{r}}$, $l_{z\acute{a}v2}$ délka volného konce závitu, dříku, závrtného konce závitu
 E modul pružnosti v tahu

Po úpravě se získá rovnice

$$k_s = \frac{E \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot d_{d\check{r}}^2 \cdot d_2^2}{4 \cdot (l_{z\acute{a}v1} \cdot d_{d\check{r}}^2 \cdot d_2^2 + l_{d\check{r}} \cdot d_1^2 \cdot d_2^2 + l_{z\acute{a}v2} \cdot d_{d\check{r}}^2 \cdot d_1^2)} \quad 7.10$$

a $l_{d\check{r}}$

$$l_{d\check{r}} = l_1 - l_{z\acute{a}v1} - l_{z\acute{a}v2} \quad 7.11$$

Kde l_1 délka šroubu.

Pro závrtné šrouby s vyvrtanou dírou pro nahřívací sondu se pak tuhost spočítá jako (7.12)

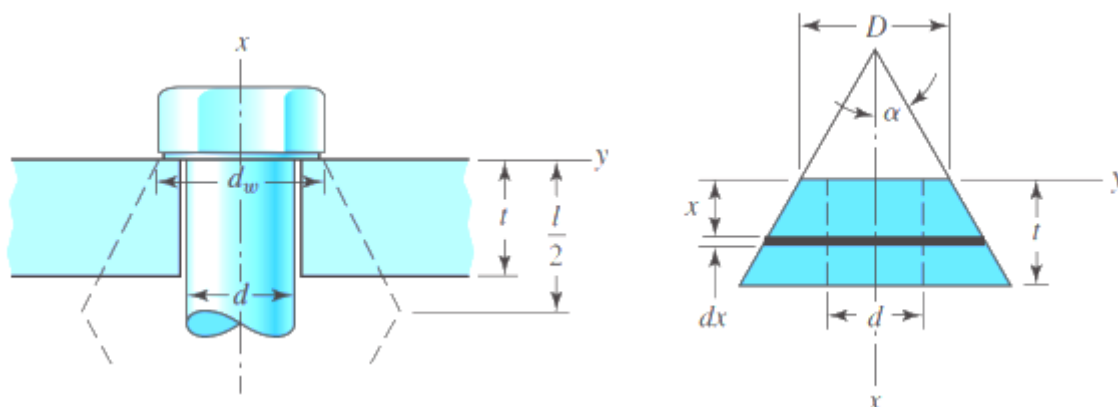
$$k_s = \frac{E \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d_{vyvrt}^2) \cdot (d_{d\check{r}}^2 - d_{vyvrt}^2) \cdot (d_2^2 - d_{vyvrt}^2)}{4 \cdot (l_{z\acute{a}v1} \cdot (d_{d\check{r}}^2 - d_{vyvrt}^2) + l_{d\check{r}} \cdot (d_1^2 - d_{vyvrt}^2) + l_{z\acute{a}v2} \cdot (d_{d\check{r}}^2 - d_{vyvrt}^2))} \quad 7.12$$

7.1.2. Tuhost spojované součásti

V předchozí podkapitole se určila tuhost spojovacích součástí (šroubů). Tato kapitola se zabývá tuhostí spojovaných součástí v oblasti sevření. Obě tyto tuhosti musí být známy, abychom mohli vyšetřovat silové poměry v předepjatém šroubovém spoji, který je po montáži vystaven vnějšímu provoznímu zatížení. Šroubovým spojem mohou být spojeny i více než dvě součásti. Všechny tyto součásti si můžeme představit jako tlačné pružiny v sérii a tudíž celková poddajnost spojovaných součástí je vyjádřena rovnicí (7.10).

$$\frac{1}{k_{sp}} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad 7.13$$

Je velice obtížné získat tuhost spojovaných součástí jinak než experimentem, protože napětí mezi hlavou šroubu a maticí se rozloží v oblasti, jejíž rozměry v průřezu se po svěrné délce mění. Rozložení napětí ve spojovaných součástech je komplikované. Experimenty a numerické výpočty (MKP) prokázaly, že napěťové pole má tvar připomínající dutý komolý kužel mající vrchol 2α , přičemž $25^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ (viz. obr. č. 52). Pro určování tuhosti skříně parní turbíny se použije dutý komolý kužel. Při použití úhlu strany kužele většího než 45° se zvýší možnost nadhodnocení tuhosti příruby, a tím pádem i síly na působící šroub. Výpočet tuhosti kužele je znázorněn (7.19) [6].



Obrázek 52 Nahrazení spojovaných součástí dutým komolým dvojkuželem [6]

kde D vnější průměr podložky,

t výška příruby = H_p ,

d průměr šroubu,

dx element tloušťky,

α polovina vrcholového úhlu kužele (25° - 45°) = 40° ,

$l/2$ polovina výšky kužele.

S odkazem na obr. č. 52 je rovnice stlačení elementárního prvku kužele o tloušťce dx , zatíženého silou F

$$d\delta = \frac{F \cdot dx}{E \cdot S} \quad 7.14$$

Kde E modul pružnosti elementárního prvku dx .

Plocha elementárního prvku je

$$\begin{aligned} S &= \pi(r_{vnější}^2 - r_{vnitřní}^2) = \pi \cdot \left[\left(x \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right] = \\ &= \pi \cdot \left(x \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \cdot \left(x \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{D-d}{2} \right) \end{aligned} \quad 7.15$$

Dosažením do rovnice (7.11) dostaneme celkové stlačení

$$\delta = \frac{F}{\pi \cdot E} \cdot \int_0^t \frac{dx}{[x \cdot \operatorname{tg} \alpha + (\frac{D+d}{2})] \cdot [x \cdot \operatorname{tg} \alpha + (\frac{D-d}{2})]} \quad 7.16$$

Po integraci v programu Maple 11

$$\delta = \frac{F}{\pi \cdot E \cdot d \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \ln \frac{(2 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha + D - d) \cdot (D + d)}{(2 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha + D - d) \cdot (D - d)} \quad 7.17$$

Pak tuhost komolého kužele jako poměr síly a deformace lze vyjádřit

$$k_p = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi \cdot E \cdot d \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\ln \frac{(2 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha + D - d) \cdot (D + d)}{(2 \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha + D - d) \cdot (D - d)}} \quad 7.18$$

Tuhost podložky

Tuhost podložky pozitivně ovlivní tuhost spoje jako celku, ale sníží tuhost šroubu.

Tuhost podložky

$$k_{pod} = \frac{F}{\delta_p} = \frac{S_{pod} \cdot E}{l_p} \quad 7.19$$

Kde průřez podložky lze určit

$$S_{pod} = \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} \quad 7.20$$

Tuhost matice

Tuhost matice se určí podobně jako tuhost podložky

Tuhost matice

$$k_m = \frac{F}{\delta_m} = \frac{S_m \cdot E}{l_m} \quad 7.21$$

Kde průřez matice S_m se vyjádří jako

$$S_m = \frac{\pi \cdot (D_m^2 - d_m^2)}{4} \quad 7.22$$

Kde $d_m^2 = 0$ uzavřená matice.

Pak celková tuhost spojovaných součástí tzn. příruby a podložky lze vyjádřit pomocí rovnice (7.14)

$$\frac{1}{k_{sp}} = \frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_{pod}} \quad 7.23$$

Úpravou (7.23) se dostane tuhosti spoje

$$k_{sp} = \frac{k_p \cdot k_{pod}}{k_p + k_{pod}} \quad 7.24$$

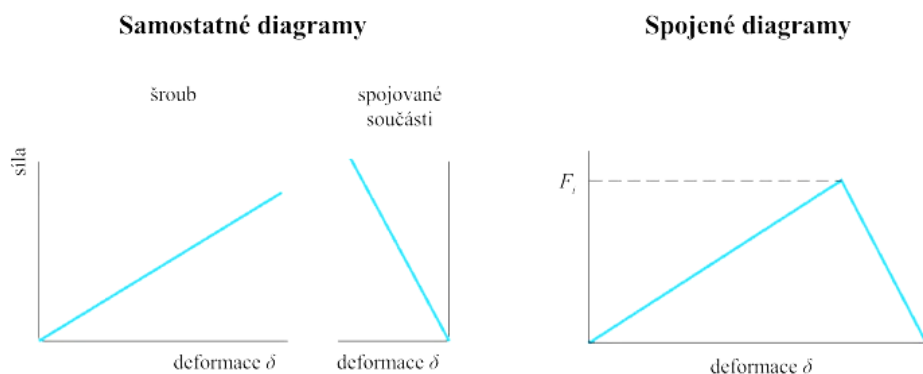
7.1.3. Tuhostní konstanta spoje

Tuhostní konstanta znázorňuje poměr tuhosti šroubu k tuhosti spojované součásti.

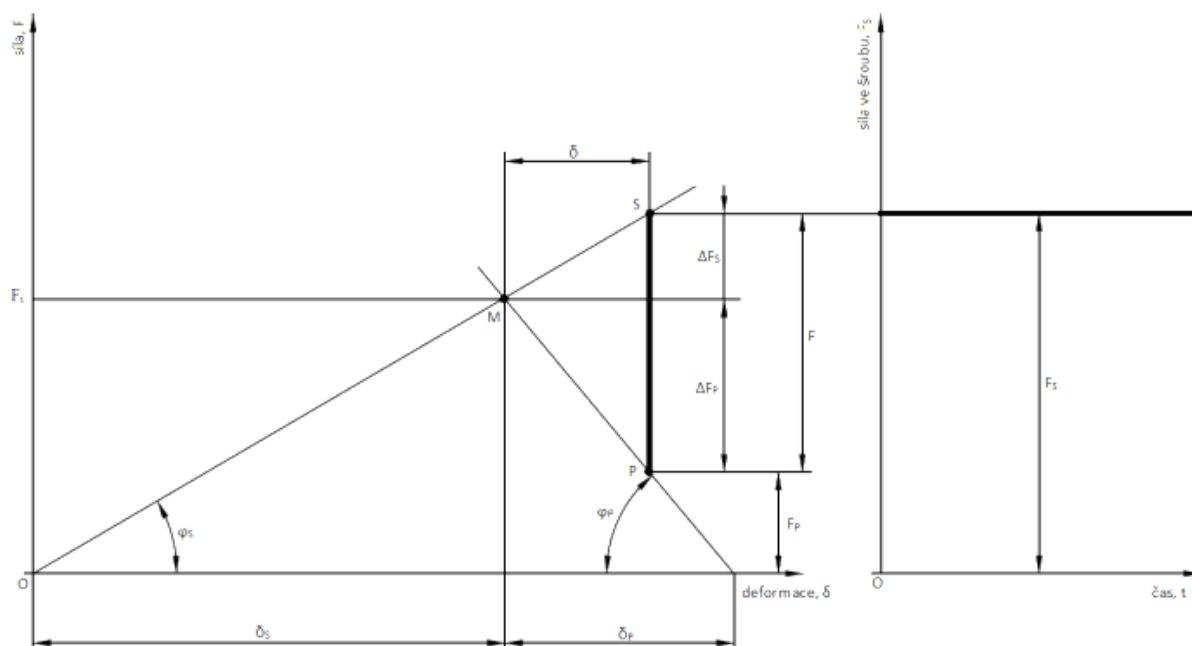
$$C = \frac{k_s}{k_s + k_{sp}} \quad 7.25$$

Síly v předepjatém šroubovém spoji při tahovém zatěžování

Během utahování šroubového spoje vzniká předpětí a díky tomu se utahovaný šroub prodlužuje o $\Delta\delta_s$ a spojované součásti, nacházející se mezi šroubem a maticí, se stlačují k sobě o $\Delta\delta_{sp}$. Uvažujeme-li situaci, podle (obr. č. 49 *Silové zatížení šroubového spoje tahem*) je montážní pracovní diagram (obr. č. 54) předepjatého šroubového spoje závislost síly a deformace. Tento diagram vznikne spojením diagramů síly a deformace šroubu a spojovaných součástí tak, aby se body odpovídající síle předpětí v obou diagramech ztotožnily (obr. č. 53) [6].



Obrázek 53 Samostatné a spojené diagramy předepjatého šroubového spoje [6]



Obrázek 54 Montážní a pracovní diagram předepjatého spoje [6]

- Kde
- F_i síla předpětí,
 - F provozní síla,
 - ΔF_s část provozní síly F přenášená šroubem,
 - ΔF_{sp} část provozní síly F přenášená spojovanými součástmi,
 - $F_s = F_i + \Delta F_s$ výsledné silové zatížení šroubu v provozním stavu,
 - $F_{sp} = F_i - \Delta F_{sp}$ výsledné silové zatížení spojovaných součástí v provozním stavu,
 - δ_s prodloužení šroubu vyvolané silou předpětí,
 - δ_{sp} stlačení spojovaných součástí vyvolané silou předpětí,
 - δ prodloužení šroubů ke stlačení spojovaných součástí provozní silou,
 - φ_s úhel zatěžovací dráhy šroubu,
 - φ_{sp} úhel zatěžovací dráhy spojovaných součástí,
 - S provozní stav ve šroubu,
 - P provozní stav ve spojovaných součástech.

Zatížení předepjatého šroubu provozní silou F vyvolává další prodlužování šroubu, respektive stlačování spojovaných součástí o určitou délku δ . Tuto deformaci lze vyjádřit v závislostech na tuhostech. Tuhost k je síla dělená příslušným deformačním posuvem.

Pak tedy platí:

Prodloužení šroubu

$$\delta_s = \frac{\Delta F_s}{k_s} \quad 7.26$$

Prodloužení spojovaných součástí

$$\delta_{sp} = \frac{\Delta F_{sp}}{k_{sp}} \quad 7.27$$

Odkud tedy

$$\Delta F_{sp} = \Delta F_s \cdot \frac{k_{sp}}{k_s} \quad 7.28$$

Protože $F = \Delta F_s + \Delta F_{sp}$, platí

$$\Delta F_s = \frac{k_s \cdot F}{k_s + k_p} = C \cdot F \quad 7.29$$

a

$$\Delta F_{sp} = F - \Delta F_s = (1 - C) \cdot F \quad 7.30$$

Kde C je tuhostní konstanta spoje viz (7.26).

Výsledné zatížení šroubu v provozním stavu

$$F_s = F_i + \Delta F_s = F_i + C \cdot F \quad 7.31$$

a výsledné zatížení ve spojovaných součástech v provozním stavu

$$F_{sp} = F_i - \Delta F_{sp} = F_i - (1 - C) \cdot F \quad 7.32$$

Mají-li zůstat spojované součásti za provozu přitlačeny z důvodu těsnosti spoje, tak musí platit podmínka $F_{sp} > 0$.

Spojované součásti mívají mnohem vyšší tuhost než šroub. Ve všech případech přenáší spojované součásti 80 % provozního zatížení.

Utahovací moment

Utahovací moment je potřebný k vyvození síly předpětí na šroubu.

Utahovací moment je složen ze dvou částí. Je nutné uvažovat sklon závitového boku, který působí odklon normálové síly a zvyšuje třecí sílu. Odklonění síly je pak vyjádřeno pomocí obrácené funkce cosinu.

Potřebný utahovací moment na překonání tření v závitech

$$M_1 = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi \cdot d_2 \cdot f}{\pi \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot d_2 - P_h \cdot f} \right) \quad 7.33$$

Kde F_i síla předpětí
 d_2 střední průměr závitu
 P_h stoupání závitu
 f součinitel tření – 0,14
 α úhel profilu

Dále je nutné uvažovat další složku momentu, která vzniká vlivem tření v mezikruhové závitové ploše. Síla se zde soustředí na střední průměr mezikruhové plochy osazení šroubu.

Potřebný utahovací moment pro překonání tření pod dosedací plochou uzavřené matice

$$M_2 = \frac{F_i \cdot f_0 \cdot \left(\frac{D_p + d_p}{2} \right)}{2} \quad 7.34$$

Kde F_i síla předpětí,
 f_0 součinitel tření pod dosedací plochou – 0,1,
 D_p vnější průměr podložky,
 d_p vnitřní průměr podložky.

Pak celkový utahovací moment je dán součtem rovnice (7.33) a (7.34)

$$M_{celkem} = M_1 + M_2 = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi \cdot d_2 \cdot f}{\pi \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot d_2 - P_h \cdot f} \right) + \frac{F_i \cdot f_0 \cdot \left(\frac{D_p + d_p}{2} \right)}{2} \quad 7.35$$

8. VLASTNÍ VÝPOČET UTAHOVÁNÍ DĚLÍCÍ ROVINY

K následujícímu postupu výpočtu utahovacího momentu je potřeba využít znalostí získaných v kapitole 7 *Výpočet utahovacích parametrů*. Nejdříve je vypočítána tuhost šroubu, sestávající se ze tří částí závrtného konce závitu, dříku a volného konce závitu. Následně se vypočítá síla předpětí z maximálního výpočtového napětí. V této kapitole není potřeba znát velikost utahovacího momentu, jelikož šrouby se utahují ručně tak, že v každém šroubu, který je větší, jako šroub M56, je vývrt pro nahřívací tělísko. Nejdříve zaměstnanec firmy dotáhne matici na předepsanou dovolenou mez kluzu, poté vloží nahřívací sondu a musí počkat, než se těleso nahřeje. Zvýšená teplota pak způsobí prodloužení šroubu, které musí být dodrženo dle výpočtu. Šroub prodlouží o δ_s , a následně utáhne podle předepsaného úhlu natočení matice. Tím je zajištěno dostatečné předpětí, které zajistí utěsnění dělící roviny. Uťahovací moment je předepsán jen informativně, pro případ, kdy šrouby budou utaženy pomocí hydraulického utahováku z nepředvídatelných důvodů.

8.1. Výpočet utahovacích parametrů pro nový šroub

Napětí ve šroubu je určováno silou, která působí na povrch dané součásti. Maximální napětí ve šroubu je závislé na pevnostních charakteristikách a vlastnostech materiálu šroubu utahovaného za studena tj. 20 °C, tak aby během provozu nedošlo ke ztrátě funkčnosti součásti. K určení maximálního výpočtového napětí šroubu zavádíme součinitel bezpečnosti do stavu creepu k_b . Volba součinitele bezpečnosti závisí na zkušenostech výpočtáře a je důležitou podmínkou správné funkčnosti přírubového spoje. Osvědčují se hodnoty (0,5 – 0,6) $R_{p0,2}$ meze kluzu. V tomto výpočtu je volena bezpečnost 1,5-2.

$$\sigma_{\max_{\text{výpočet}}} = \frac{R_{p0,2}}{k_b} \quad 8.1$$

Kde $\sigma_{\max_{\text{výpočet}}}$ maximální výpočtové napětí ve šroubu,

$R_{p0,2}$ smluvní mez kluzu,

k_b součinitel bezpečnosti, kde platí $k_b \geq 1$.

Dělící rovina turbínové skříně je spojena závrtnými šrouby. Závrtný šroub se skládá z těchto hlavních částí a to závitu volného konce, dříku, závitu závrtného konce a přechodných vrubů. Pokud je potřeba kontrola na vrubové napětí v přechodech závitu do dříku, tak je nutné počítat s přechodovými rádiusy, kde se nejdříve spočítá rozdíl mezi průměrem závitu a dříku pro oba konce závitu a následně se určí poměr tohoto rozdílu vůči zaoblení na šroubu. Určí se vrubový koeficient a následně podle poměru je vypočítána maximální síla ve vrubu. Během výpočtu není uvažováno napětí ve vrubu, jelikož je zde využito faktu, že průměr dříku šroubu je menší než nejužší místo vrubu v závitu.

K výpočtu utahovacího momentu pro šroub je brána maximální síla působící na nejmenší průřez šroubu. Nejmenším průřez šroubu má dřík. Proto nejnamáhanější částí šroubu a tedy i částí, která je vystavena největšímu silovému působení síly předpětí, je dřík.

Z geometrie šroubu lze průřez dřívku stanovit ze vztahu

$$S_{drik} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{drik}^2 - d_{vyvrt}^2) \quad 8.2$$

Kde D_{drik} průměr dřívku šroubu,
 d_{vyvrt} průměr vývrtu šroubu pro nahřívací tělísko.

Maximální výpočtová zatěžující síla v dřívku lze určit

$$F_i = \sigma_{\max_{vyv}} \cdot S_{drik} \quad 8.3$$

Celkový utahovací moment je pak dán touto silou jako

$$M_{celkem} = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{P_h \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \pi \cdot d_2 \cdot f}{\pi \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot d_2 - P_h \cdot f} \right) + \frac{F_i \cdot f_0 \cdot \left(\frac{D_p + d_p}{2}\right)}{2} \quad 8.4$$

Úpravou dle rovnice (6.1) a (8.4) je maximální utahovací moment ve tvaru (8.5)

$$M_{celkem} = \frac{F_i \cdot d_2}{2} \cdot \left(\frac{tg(\psi) + f \cdot \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}}{1 - f \cdot tg(\psi) \cdot \frac{1}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}} \right) + \frac{F_i \cdot f_0 \cdot \left(\frac{D_p + d_p}{2}\right)}{2} \quad 8.5$$

Kde F_i síla předpětí šroubu,
 f_0 součinitel tření mezikruhové dosedací plochy,
 f součinitel tření závitu,
 D_p vnější průměr podložky,
 d_p vnitřní průměr podložky,
 d_2 střední průměr závitu,
 ψ úhel stoupání závitu,
 α úhel profilu.

Pokud je známa síla předpětí a tuhost šroubu lze získat jeho prodloužení jako [6]

$$\delta_{\dot{s}nov} = \frac{F_i}{k_s} \quad 8.6$$

Kde k_s tuhost šroubu (7.12).

nebo dle literatury [1]

$$\delta_{\dot{s}_{nov}} = \frac{\sigma_{drik}}{E_{\dot{s}roub_{20}}} \cdot (l_{dř} + D_{drik}) \quad 8.7$$

Pro výpočet úhlu natočení matice je potřeba nejprve zjistit :

Maximální napětí v dříku šroubu

$$\sigma_{drik_{max}} = \frac{F_i}{S_{drik}} \quad 8.8$$

Plochu průřezu podložky

$$S_p = \pi \cdot \frac{D_p^2 - d_p^2}{4} \quad 8.9$$

Koeficienty pro výpočet úhlu natočení matice

$$koef_1 = \frac{S_{drik}}{S_{podložka}} \quad 8.10$$

$$koef_2 = \frac{l_{dř}}{l_{podložka}} \quad 8.11$$

$$koef_3 = \frac{l_{dř}}{H} \quad 8.12$$

Pak s využitím rovnic (8.7), (8.8), (8.9), (8.10) a (8.11) lze zjistit maximální úhel natočení matice (8.11)

$$\varphi_{nov} = \frac{360}{P_h} \cdot \frac{\sigma_{drik_{max}}}{E_{\dot{s}roub_{20}}} \cdot l_{dř} \cdot \left(1 + \frac{koef_1}{koef_2} + \frac{1}{3 \cdot koef_3} \right) + D_{dř} \cdot (1,167 + 0,5 \cdot koef_1) \quad 8.13$$

Kde	P_h	stoupání závitu,
	$\sigma_{drik_{max}}$	maximální napětí v dříku šroubu,
	$E_{\dot{s}roub_{20}}$	modul pružnosti šroubu při 20 °C,
	$l_{dř}$	délka stahované součásti,
	$D_{dř}$	průměr dříku šroubu.

Z úhlu natočení matice lze zjistit maximální prodloužení přírubového spoje

$$\delta_{priruba_{nov}} = \frac{\varphi_{nov} \cdot P_h}{360} \quad 8.14$$

Délka oblouku na zvoleném průměru matice [1]

$$B_{oblouk_{nov}} = \frac{\pi \cdot D_m}{360} \cdot \varphi_{nov} \quad 8.15$$

nebo

$$B_{oblouk_{teoreticky}} = \frac{\delta_s}{P_h \cdot D_m \cdot \pi} \quad 8.16$$

Kde x je konstanta, jejíž hodnota závisí na délce šroubu.

Pak

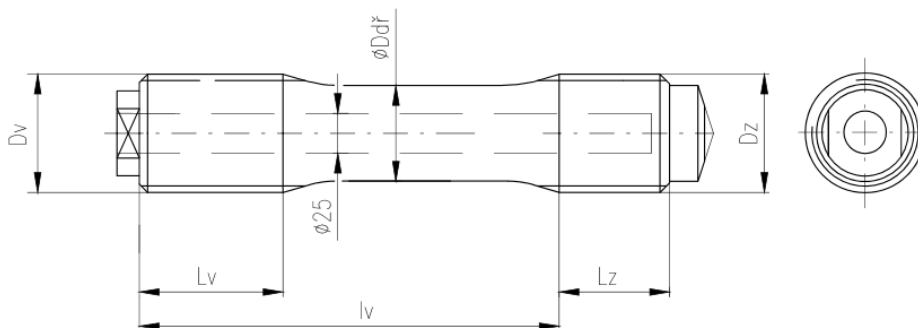
$$B_{oblouk_{nov}} = x \cdot B_{oblouk_{teoreticky}} \quad 8.17$$

Pokud se výpočet provádí dle literatury [1], tak délka oblouku $B_{oblouk_{teoreticky}}$ se určí z prodloužení šroubu δ_s a tedy úhel natočení matice lze zapsat ve tvaru

$$\varphi_{nov} = \frac{B_{oblouk_{nov}} \cdot 360}{\pi \cdot D_m} \quad 8.18$$

8.2. Vstupní hodnoty výpočtu

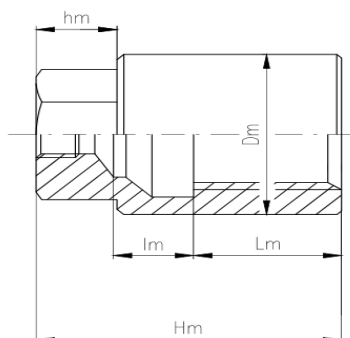
Pro výpočet jsou zadány vstupní hodnoty do výpočtu utahovacího momentu. Výpočet je proveden bez kontroly na napětí ve vrubech, jak bylo vysvětleno výše.



Náčrt 14 Šroub vstupní hodnoty [1]

Tabulka 5 Vstupní hodnoty pro šroub [1]

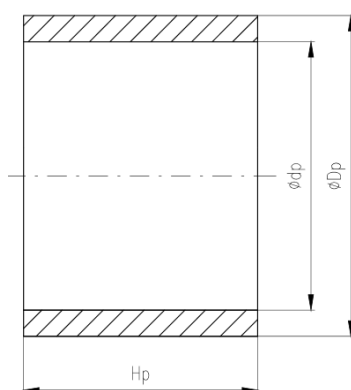
Závrtý konec		Volný konec		Délka volného konce l_v [mm]	Průměr dřívku D_f [mm]
Závit D_z	Délka L_z [mm]	Závit D_v	Délka L_v [mm]		
M90x6	76,5	M90x6	115	600	78
M125x8	110	M125x8	160	724,5	110
M125x8	110	M125x8	160	824,5	110
M100x6	85,5	M100x6	125	660	88



Náčrt 15 Matice vstupní hodnoty [1]

Tabulka 6 Vstupní hodnoty matice [1]

Závit matice	Typ matice	Průměr závitů matice D_m [mm]	Délka závitů matice L_m [mm]	Délka výběhu závitů l_m [mm]
M90x6	uzavřená	130	93	30
M125x8	uzavřená	184	125	33
M125x8	uzavřená	184	125	33
M100x6	uzavřená	146	102	30



Náčrt 16 Podložka vstupní hodnoty [1]

Tabulka 7 Vstupní hodnoty podložky [1]

Podložka	Vnější průměr podložky D_p [mm]	Vnitřní průměr podložky d_p [mm]	Výška podložky H_p [mm]
130x130	130	91	130
184x200	184	126	200
184x200	184	126	200
146x130	146	101	130

Tabulka 8 Materiální a pevnostní charakteristiky šroubu [1]

Pozice	Šroub	Jmenovitá délka [mm]	Materiál	Mez kluzu $R_{p0,2}$ [MPa]
1-14,17-20	M125x8	960	X19CrMoNbVN11-1	750
15-16	M125x8	860	X19CrMoNbVN11-1	750
21-24	M90x6	700	X19CrMoNbVN11-1	750
25-38	M100x6	770	X19CrMoNbVN11-1	750

Vlastnosti mazací pasty Molykote 1000

Součinitel tření v závitu $f=0,14$

Součinitel tření na dosedací ploše matice $f_0=0,06$

8.3. Výpočtové hodnoty šroubů

Po dosazení zadaných hodnot do postupu výpočtu utahovacích parametrů dostaneme výsledné hodnoty jednotlivých šroubů viz. níže. Utahování šroubů se dělá za studena a povrchy závitů a dosedacích ploch matic jsou povrchově ošetřeny pastou Molykote 1000.

Tabulka 9 Výsledné hodnoty šroubu M125x8-960 pozice 1-12

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,21	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,02113	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	155	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	14121,45	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	500	M _{pa}
Bezpečnost	k_b	1,5	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	9012,44	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{\text{nov}}}$	4506,22	kN
Tuhost šroubu	k_{ξ}	2821,28	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{\text{nov}}}$	27884,61	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{\text{dřik}_{\text{nov}}}$	500	M _{pa}
Úhel natočení matice	φ_{nov}	95,56	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{\text{přiruba}_{\text{nov}}}$	2,1237	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{\text{nov}}}$	1,5972	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{\text{oblouk}_{\text{nov}}}$	153,45	mm

Tabulka 10 Výsledné hodnoty šroubu M125x8-960 pozice 13,14, 17-20

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,21	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,02113	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	155	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	14121,45	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	500	M _{pa}
Bezpečnost	k_b	1,5	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	9012,44	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{\text{nov}}}$	4506,22	kN
Tuhost šroubu	k_{ξ}	2821,28	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{\text{nov}}}$	27884,61	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{\text{dřik}_{\text{nov}}}$	500	M _{pa}
Úhel natočení matice	φ_{nov}	97,36	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{\text{přiruba}_{\text{nov}}}$	2,1237	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{\text{nov}}}$	1,6003	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{\text{oblouk}_{\text{nov}}}$	156,72	mm

Tabulka 11 Výsledné hodnoty šroubu M125x8-860 pozice 15-16

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,21	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,02113	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	155	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	14121,45	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	375	M _{pa}
Bezpečnost	k_b	2	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	9012,44	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{\text{nov}}}$	3379,66	kN
Tuhost šroubu	k_{ξ}	2821,28	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{\text{nov}}}$	20913,46	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{\text{dřik}_{\text{nov}}}$	375	M _{pa}
Úhel natočení matice	φ_{nov}	75,61	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{\text{přiruba}_{\text{nov}}}$	1,6802	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{\text{nov}}}$	1,1979	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{\text{oblouk}_{\text{nov}}}$	121,41	mm

Tabulka 12 Výsledné hodnoty šroubu M100x6-770pozice 25-32

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,1279	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,01968	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	123,5	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	8729,70	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	500	M _{pa}
Bezpečnost	k_b	1,5	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	5591,24	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{\text{nov}}}$	2795,62	kN
Tuhost šroubu	k_{δ}	1611,35	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{\text{nov}}}$	13816,67	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{\text{dřik}_{\text{nov}}}$	500	M _{pa}
Úhel natočení matice	φ_{nov}	99,95	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{\text{přiruba}_{\text{nov}}}$	1,6558	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{\text{nov}}}$	1,1990	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{\text{oblouk}_{\text{nov}}}$	127,34	mm

Tabulka 13 Výsledné hodnoty šroubu M100x6-770pozice 32-38

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,1279	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,01968	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	123,5	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	8729,70	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	535	M _{pa}
Bezpečnost	k_b	1,4	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	5591,245	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{\text{nov}}}$	2995,31	kN
Tuhost šroubu	k_{ξ}	1661,35	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{\text{nov}}}$	14803,58	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{drik_{\text{nov}}}$	535	M _{pa}
Úhel natočení matice	φ_{nov}	107,08	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{\text{priruba}_{\text{nov}}}$	1,7846	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{\text{nov}}}$	1,2847	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{\text{oblouk}_{\text{nov}}}$	136,43	mm

Tabulka 14 Výsledné hodnoty šroubu M90x6-700 pozice 21-24

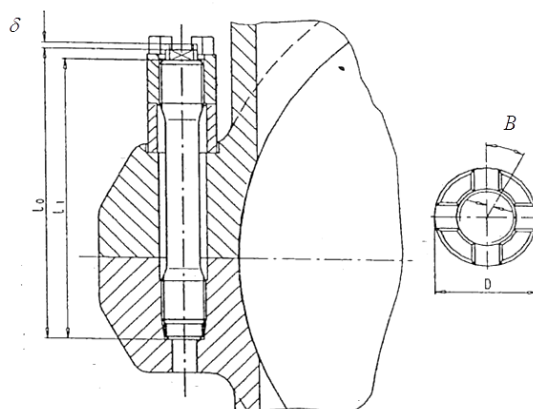
Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	1,25	°
Úhel stoupání závitu volného konce šroubu	ψ	0,02195	rad
Střední průměr dosedací matice	$\frac{D_p + d_p}{2}$	110,5	mm
Plocha průřezu podložky	S_p	6769,34	mm ²
Maximální výpočtové zatížení šroubu	$\sigma_{\max, \text{vyp}}$	416	Mpa
Bezpečnost	k_b	1,7	-
Průřez dřívku	$S_{dř}$	4287,48	mm ²
Součinitel tření v závitu	f	0,14	-
Součinitel tření na dosedací ploše matice	f_0	0,06	-
Síla předpětí vyvolaná	$F_{i_{nov}}$	1786,453	kN
Tuhost šroubu	k_{ξ}	1821,23	Nm ⁻¹
Utahovací moment pro šroub	$M_{i_{nov}}$	7906,58	Nm
Maximální napětí v dřívku šroubu	$\sigma_{drik_{nov}}$	416	Mpa
Úhel natočení matice	φ_{nov}	83,19	°
Prodloužení přírubového spoje	$\delta_{přiruba_{nov}}$	1,3865	mm
Prodloužení šroubu	$\delta_{s_{nov}}$	0,9809	mm
Délka oblouku na zvoleném průměru	$B_{oblouk_{nov}}$	94,37	mm

8.4. Hodnoty pro konečnou montáž

Tabulka 15 Předepsané hodnoty pro montáž

Závit M125x8	
Pozice šroubu	1-12
Jmenovitá délka šroubu	960
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	184x200
Předepsaný úhel utažení	95,56 °
Předepsaný oblouk utažení	153,45 mm
Předepsané prodloužení	1,59 mm
Doporučený utahovací moment	27884 Nm
Závit M125x8	
Pozice šroubu	13, 14, 17-20
Jmenovitá délka šroubu	960
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	184x200
Předepsaný úhel utažení	97,36 °
Předepsaný oblouk utažení	156,72 mm
Předepsané prodloužení	1,60 mm
Doporučený utahovací moment	27884 Nm
Závit M125x8	
Pozice šroubu	15,16
Jmenovitá délka šroubu	860
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	184x200
Předepsaný úhel utažení	75,61 °
Předepsaný oblouk utažení	121,41 mm
Předepsané prodloužení	1,19 mm
Doporučený utahovací moment	20913 Nm

Závit M90x6	
Pozice šroubu	21-24
Jmenovitá délka šroubu	700
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	130x130
Předepsaný úhel utažení	83,19 °
Předepsaný oblouk utažení	94,37 mm
Předepsané prodloužení	0,98 mm
Doporučený utahovací moment	7906 Nm
Závit M100x6	
Pozice šroubu	25-32
Jmenovitá délka šroubu	770
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	146x130
Předepsaný úhel utažení	99,95 °
Předepsaný oblouk utažení	127,34 mm
Předepsané prodloužení	1,19 mm
Doporučený utahovací moment	13816 Nm
Závit M100x6	
Pozice šroubu	33-38
Jmenovitá délka šroubu	770
Materiál šroubu	X19CrMoNbVN11-1
Podložka	146x130
Předepsaný úhel utažení	107,08 °
Předepsaný oblouk utažení	136,43 mm
Předepsané prodloužení	1,28 mm
Doporučený utahovací moment	14803 Nm



Náčrt 17 Předepsání utahovacích parametrů pro montáž [1]

8.5. Utahování šroubu při montáži a sledování jejich životnosti

Dotahem šroubu při montáži má být zaručena těsnost příruby minimálně do doby následující revize. Zmenšení požadovaného předpětí je způsobováno jednak relaxací materiálu šroubu za vysokých teplot, jednak trvalým prodloužením šroubů (plastickou deformací), k němuž dochází při rychlém spouštění za studeného stavu, kdy příruba se ohřívá rychleji než šroub. Ve šroubu vzniká úměrně s jeho prodloužením přídavné napětí. Přechodné zvýšení napětí lze částečně snížit použitím vysokých dilatačních podložek pod maticemi, tj. zvětšením délky šroubů.

Šrouby velkých rozměrů od M56 a výše se utahují na stanovené předpětí zpravidla při tepelném ohřevu. Matice se lehce dotáhne do výchozí polohy, změří se délka šroubu za studena, šroub se ohřeje elektricky vytápěnou sondou vloženou do osového vývrtnu tak, že se prodlouží o větší hodnotu, než odpovídá předepsanému předpětí. Matice se pootočí (dotáhne) o předepsaný úhel φ_{nov} odpovídající požadovanému předpětí a stoupání závitu.

Po vychladnutí se kontroluje vznik předpětí opětovným měřením celkové zvětšené délky šroubu. Při revizích se šrouby dotahují na původní nebo poněkud menší předpětí a měří se jejich trvalé prodloužení oproti původní délce nového šroubu.

Poměrné prodloužení šroubu o 1 % je považováno za hranici ztráty elastických vlastností materiálu (vyčerpání jeho životnosti) a šroub se mění za nový.

9. KONTROLA PŘEDEPJTÝCH ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

V případě utahování hydraulickým utahovákem je šroub namáhán tahem od síly předpětí a krutem od utahovacího momentu. Jedna část utahovacího momentu namáhá dřík šroubu, druhá část je třeba pro překonání tření mezi maticí a podložkou. Kritické je tedy z hlediska možného porušení šroubu jeho utahování. Z toho důvodu se zavádí pojem tzv. redukováného napětí ve šroubu, které se porovná s maximálním dovoleným napětím, tj. mezi kluzu za studeného stavu. Při výpočtu redukováného napětí se postupuje takto:

Výpočet tahového napětí lze zjistit jako (8.16)

$$\sigma = \frac{F_i}{S_{drik}} = \frac{F_{i_{nov}}}{S_{drik}} = \sigma_{drik_{nov}} \quad 9.1$$

Smykové napětí od utahovacího momentu

$$\tau = \frac{M_{nov}}{W_k} \quad 9.2$$

Kde M_{nov} předepsaný kroutící utahovací moment,

W_k model průřezu v krutu.

Model průřezu v krutu [mm³]

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_{drik}^3}{16} \quad 9.3$$

Redukované napětí lze vypočítat podle podmínky měrné energie napjatosti ve tvaru

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq R_{p0,2} \quad 9.4$$

Kde $R_{p0,2}$ smluvní mez kluzu pro materiál X19CrMoNbVN11-1.

Tabulka 16 Výsledné hodnoty redukováného napětí v porovnání s mezi kluzu

Šroub	Pozice	Napětí v tahu [MPa]	Napětí v krutu [MPa]	Redukované napětí [MPa]	Smluvní mez kluzu [MPa] T=20°C	Teplota v místě šroubu °C	Smluvní mez kluzu [MPa] T=T _š
M125x8-960	1-12	500	106,69	533	750	450	544
M125x8-960	13,14, 17-20	500	106,69	533	750	300	627
M125x8-860	15,16	375	80,02	399	750	435	559
M100x6-770	25-32	500	103,25	531	750	160	670
M100x6-770	32-38	535	110,63	568	750	100	701
M90x6-700	21-24	416	84,84	441	750	385	588

10. KONTROLA ŠROUBŮ DĚLÍCÍ ROVINY NA RELAXACI

Jednou z hlavních priorit provozování parní turbíny je její bezpečný chod. Základní podmínkou bezpečného provozu je těsnost dělící roviny. Podmínka těsnosti příruby je, aby relaxační hodnota materiálu šroubu po 3×10^4 hodin při provozní teplotě a jeho počátečním předpětí byla menší než zmenšené napětí vlivem teploty a času. Tedy platila podmínka $\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$. Šrouby dělící roviny jsou všechny ze stejného materiálu X19CrMoNbVN11-1, která relaxuje nad teplotou 300 °C.

Vzorec pro výpočet napětí při dané teplotě

$$\sigma_{vt} = \sigma_{driknov} \cdot \frac{E_{-t}}{E_{-20}} \cdot \frac{\alpha_{-T}}{\alpha_{-20}} \quad 10.1$$

- Kde
- $\sigma_{driknov}$ napětí v dřívku šroubu,
 - E_{-t} modul pružnosti v tahu při dané teplotě,
 - E_{-20} modul pružnosti v tahu při 20 °C,
 - α_{-T} součinitel teplotní roztažnosti při dané teplotě,
 - α_{-20} součinitel teplotní roztažnosti při 20 °C.

Tabulka 17 Výsledné hodnoty podmínky, aby šroub nerelaxoval po 30 000 h

Šroub	Pozice	Teplota v místě šroubu [°C]	Napětí při dané teplotě σ_{vt} [MPa]	Mez pevnosti při relaxaci $\sigma_{relax} / 3 \times 10^5$ [MPa]	Podmínka
M125x8-960	1-12	450	462,17	185	$\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$
M125x8-960	13,14, 17-20	300	479,42	246	$\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$
M125x8-860	15,16	435	348,52	192,5	$\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$
M90x6-700	21-24	385	391,96	212	$\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$

11. ZÁVĚR

Tématem této diplomové práce je revize parní kondenzační turbíny se čtyřmi neregulovatelnými odběry a stanovení rozsahu oprav.

Parní turbínou se rozumí špičkový stroj v oblasti strojírenství, který slouží k výrobě elektrické a tepelné energie již několik desetiletí. Ke správné funkčnosti se tento stroj neobejde bez nutnosti pravidelných odborných servisních oprav. Turbína typu SST 600 byla vyrobena v Siemens, s.r.o. odštěpném závodě Industrial Turbomachinery, jejíž součástí je i oddělení servisu parních turbín.

Předmětem opravy je kondenzační turbína typu SST 600 se čtyřmi neregulovanými odběry o výkonu 50,82 MW. Nainstalována byla v roce 2013 v Polsku ve městě Bielsko-Biala. Slouží pro účely výroby elektrické energie a současně dodává páru pro technologické účely (pára z odběrů), je provozována pouze v zimním období. Hlavním důvodem poruchy parních turbín je opotřebení jejich komponentů během provozu nebo vlivem výrobních a konstrukčních chyb.

První část diplomové práce se zabývá vytvořením revizní zprávy na základě revizního nálezu. Poté je stanoven seznam jednotlivých dílců k opravě. Lehčí opravy se provedly přímo na místě, více poškozené demontované části byly převezeny do výrobního závodu v Brně.

Z revizní zprávy vyplývá, že největším problémem a důvodem reklamace zákazníka byl únik páry v oblasti dělicí roviny turbínové skříně, zejména u křížového spoje a regulačního stupně. Po povolení šroubů byly proměřeny vůle v dělicí rovině. Největší rozevření bylo 0,35 mm na pravé straně v oblasti regulačního stupně a 0,45 mm na levé straně v oblasti křížového spoje. Dělicí rovina byla očištěna a ve spodní polovině proměřena. Následně bylo zjištěno přesazení křížového spoje ve spodní polovině 0,2 mm.

Dalším výrazným problémem byla deformace stínícího plechu na ucpávce vyrovnávacího pístu, která způsobila zvýšené teploty v prvním a třetím odběru. Úlomky stínícího plechu zapříčinily poškození hran lopatek průtočné části turbíny. Největší poškození se týkalo lopatek 2., 4., a 5. oběžné řady a bylo rozhodnuto o jejich výměně včetně těsnících břitů nacházejících se mezi těmito řadami. Na oběžných lopatkách 33. a 34. řady bylo nutné očistit korozi způsobenou usazeninami chloridů.

První nosič lopatek byl převezen do výrobního závodu, jelikož řady lopatek na tomto nosiči byly silně natrženy a poškozeny průletem částí, pravděpodobně utrženého stínícího plechu z vyrovnávacího pístu.

Zadní parní ucpávka byla stažena (deformována) o 2,50 mm. Vnitřní kroužek ve spodní polovině byl velmi slabý a nebyl nijak pojištěn. Při náhlé změně teploty vlivem pnutí došlo ke stažení a následné havárii.

Co se týče ložiskových stojanů, nejeví známky většího poškození. Ložiska jsou bez poškození. Břity přední a zadní olejové ucpávky jsou silně radiálně zadřené. Ze stavu zadní ucpávky vyplynulo, že je lepší kompletně ucpávku vyměnit, než ji opravovat.

Úniky páry byly diagnostikovány na zadní části turbosoustrojí v oblasti křížového spoje. Po otevření stroje byl následně zjištěn i únik páry u odběru a regulačního stupně. Vyznačené úniky páry jsou na *náčrtu č.3., kap.5.Komplexní rozbor příčin úniku páry.*

Pravděpodobnou příčinou profuku páry v křížovém spoji bylo špatné ustavení kondenzátoru a tedy nadzvedávání výstupního hrdla soustrojí výstupním potrubím mezi turbínou a kondenzátorem. Nedostatečnou tuhostí výstupního hrdla a vlivem vzniku přidavných sil od nevhodně nastavených pružin uložené pod kondenzátorem, došlo ke zkroucení výstupního hrdla a stažení zadní parní ucpávky. Následně došlo ke styku olejové a parní ucpávky s rotorem, což potvrzuje i vyšlehání břitů na těchto dílech. Styk rotoru se statorom způsobil zvýšené vibrace (neklidný chod).

Dalším neméně důležitým důvodem úniku páry v křížovém spoji je nevhodně doporučený způsob najíždění, který nebyl zcela vhodný pro vnitřní konstrukci vestaveb unifikované turbínové skříně. Během najíždění tak došlo k delší prodlevě nepřiměřené teplotní diference a následně vzniku přidavných deformačních sil, kterými byly následně plasticky deformovány satorové kroužky zadní parní a olejové ucpávky. Teplotní rozdíly se projevují v turbínové skříně zejména při spouštění ze studeného stavu. Teplota vnitřního a vnějšího povrchu na přírubě může dosahovat rozdílu až 150 °C i více. Dalším důležitým aspektem je hlídat rychlost teplotní změny na povrchu turbíny a podle toho upravovat najížděcí křivky. V budoucnu je nutné najíždět dle upravených najížděcích křivek.

Únik páry v oblasti regulačního stupně a prvního odběru byl způsoben zvýšenou teplotou v těchto místech. Na prvním odběru při nominálním výkonu byla detekována zvýšená teplota 380 °C oproti vypočítané 285 °C dle *kap.5.2.2 Analýza zvýšené teploty v komoře 1. odběru*. Tato teplota je neakceptovatelná vzhledem ke konstrukčním parametrům připojovaného ohříváku a navrženými utahovacími parametry šroubů dělicí roviny. Příčinou zvýšené teploty byla deformace stínícího plechu únavovým lomem popsána v *kap. 5.2.1. Analýza těsnícího plechu*.

Jedním z nejčastěji měněných dílů během oprav je spojovací materiál dělicí roviny. Správné dotažení spojovacího materiálu je stěžejní z hlediska bezpečnosti a provozuschopnosti stroje. Utěsnění turbínové skříně se zabývá výpočtem utahovacích parametrů šroubů M125x8-960, M125x8-860, M100x6-770 a M90x6-700 a k tomu požadovaných dílčích výpočtů.

Postup výpočtu je uveden v *kap. 8.1 Vlastní výpočet utahování dělicí roviny* a je následující. Vychází se z tuhosti šroubu a síly předpětí, která je určena z maximálního dovoleného napětí. Maximální napětí ve šroubu je závislé na pevnostních charakteristikách a vlastnostech materiálu šroubu utahovaného za studeného stavu tj. 20 °C tak, aby během provozu nedošlo ke ztrátě funkčnosti součásti. K určení maximálního výpočtového napětí se zavedl koeficient bezpečnosti. Osvědčují se hodnoty (0,5 – 0,6) smluvní meze kluzu. Během výpočtu nebyl uvažován vliv napětí ve vrubu, jelikož se využilo faktu, že průměr dříku šroubu je menší než nejužší místo vrubu v závitu. To znamená, že nejnamáhanější částí šroubu, která je vystavena největšímu silovému působení síly předpětí, je dřík.

U šroubů rozměrů větších jak M56 nebylo potřeba počítat velikost utahovacího momentu. Šrouby M56 a výše se utahují na stanovené síle předpětí zpravidla při tepelném ohřevu. Matice se lehce dotáhne do výchozí polohy, změří se délka šroubu za studena, šroub se ohřeje elektricky vytápěnou sondou vloženou do osového vývrtu tak, že se prodlouží o větší hodnotu, než odpovídá předepsanému předpětí. Matice se dotáhne o předepsaný úhel φ_{nov} odpovídající požadovanému předpětí a stoupání závitu. Tím bylo zajištěno dostatečné předpětí, které zajistí utěsnění dělicí roviny. Utahovací moment je předepsán jen informativně, pokud by bylo z nepředvídatelných důvodů nutné utáhnout šroub hydraulickým utahovákem. Vypočítané a předepsané výsledné hodnoty pro montáž jsou uvedeny v *tab. 15 kap. 8.4 Výpočet utahovacích parametrů pro nový šroub*.

Poslední část této diplomové práce je věnována kontrole správnosti předepjatých šroubových spojů, aby nedošlo k netěsnostem nově utažené turbínové skříně minimálně do doby následující revize. Zmenšení požadovaného předpětí je způsobováno jednak relaxací materiálu šroubu za vysokých teplot, jednak plastickou deformací šroubu, k němuž dochází při rychlém spouštění ze studeného stavu, kdy se příruba ohřívá rychleji než šroub. Podmínkou těsnosti příruby je, aby relaxační hodnota materiálu šroubu po 3×10^4 hodin při provozní teplotě a jeho počátečním předpětí byla menší než zmenšené napětí vlivem teploty a času. Tedy platila podmínka $\sigma_{relax} \leq \sigma_{vt}$. Výsledky kontroly šroubů jsou uvedeny v *tab. 17 kap. 10 Kontrola šroubů dělicí roviny na relaxaci*.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] Interní dokumentace Siemens s.r.o odštepny závod Industrial Turbomachinery
- [2] ŠKORPÍK, Jiří. Ztráty v lopatkových strojích, *Transformační technologie*, 2009-11, [last updated 2017-02-01]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/ztraty-v-lopatkovych-strojich.html>.
- [3] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [4] PTÁČEK, Luděk. *Nauka o materiálu I. 2.*, opr. a rozš. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, c2003. ISBN 80-7204-283-1.
- [5] VOLEK, František. *Základy konstruování a části strojů I*. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, Fakulta technologická, 2009. 168 s.
- [6] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [7] SVOBODA, Pavel. *Základy konstruování*. Vyd. 4. Brno: CERM, 2011. ISBN 978-80-7204-750-5.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

α	úhel profilu závitu	°
α_i	vrcholový úhel tlakového kužele	°
α_1	výstupní úhel lopatky	°
$\alpha_{_T}$	teplotní roztažnost při provozní teplotě	K ⁻¹
$\alpha_{_20}$	teplotní roztažnost při teplotě 20 °C	K ⁻¹
B_{oblouk}	délka oblouku	mm
$B_{oblouknov}$	délka oblouku nového šroubu	mm
C	tuhostní konstanta spoje	-
$(\frac{c_a}{u})_n$	poměr absolutní a obvodové rychlosti	-
d	průměr šroubu	mm
D_{drik}	průměr dřívku šroubu	mm
D_1	střední průměr lopatkování prvního stupně	mm
d_2	střední průměr závitu	mm
D_m	vnější průměr matice	mm
d_m	vnitřní průměr matice	mm
D_n	střední průměr lopatkování posledního stupně	mm
D_p	vnější průměr podložky	mm
d_p	vnitřní průměr podložky	mm
D_v	průměr volného konce závitu	mm
d_{vyvrt}	průměr vývrtu šroubu pro nahřívací tělísko	mm
D_z	průměr závrtného konce závitu	mm
δ	deformace	mm
δ_s	prodloužení šroubu	mm
δ_{snov}	prodloužení nového šroubu	mm
δ_{sp}	prodloužení spojovaných součástí	mm
δ_p	deformace příruby	mm
E	modul pružnosti v tahu	MPa
$E_{_t}$	modul pružnosti v tahu při dané teplotě	MPa

E_{-20}	modul pružnosti v tahu při teplotě 20 °C	MPa
ε	poměrné prodloužení	-
f	součinitel tření v závitu	-
f_0	součinitel tření na dosedací ploše matice	-
F	provozní síla	N
F_i	síla předpětí	N
F_s	část provozní síla přenášená šroubem	N
F_{sp}	část provozní síly přenášená spojovanou součástí	N
φ_{nov}	Úhel natočení matice pro nový šroub	°
φ_s	úhel zatěžovací dráhy šroubu	°
φ_{sp}	úhel zatěžovací dráhy spojované součásti	°
H	výška příruby	mm
H_i	skutečný entalpický spád na kužel	kJ/kg
H_{iz}	izoentropický spád na kužel	kJ/kg
H_m	výška matice	mm
H_p	výška podložky	mm
i_1	entalpie páry za regulačním stupněm	kJ/kg
i_n	entalpie páry na konci stupně	kJ/kg
$i_{niž}$	izoentalpie v koncovém bodě	kJ/kg
k	tuhost	N.m ⁻¹
k_m	tuhost matice	N.m ⁻¹
k_p	tuhost komolého kužele	N.m ⁻¹
k_{pod}	tuhost podložky	N.m ⁻¹
k_s	tuhost šroubu	N.m ⁻¹
k_{sp}	tuhost spojované součásti	N.m ⁻¹
l_1	délka první rozváděcí lopatky	mm
$l_{dř}$	délka stahovaných součástí	mm
l_n	délka poslední rozváděcí lopatky	mm
l_v	délka volného konce šroubu	mm

$l_{podložka}$	délka podložky	mm
$(\frac{l}{D})_n$	poměr délky lopatky ku průměru	mm
$l_{záv}$	délka závitu závrtného šroubu	mm
M	hmotnostní průtok	kg/s
M_{celkem}	celkový utahovací moment	N.m ⁻¹
$M_{i_{nov}}$	utahovací moment pro nový šroub	N.m ⁻¹
n	otáčky rotoru	ot/s
P_a	Parsonsovo číslo	-
p_1	tlak na začátku kužele	Pa
p_n	tlak na konci kužele	Pa
P_h	stoupání závitu	mm
ψ	úhel stoupání závitu	°
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	MPa
S	Normovaná rezerva	-
s	entropie	kJ/kg.K
S_{drik}	plocha dřívku šroubu	mm ²
S_m	plocha matice	mm ²
S_p	plocha podložky	mm ²
σ_a	amplituda napětí	MPa
σ_d	dolní mez napětí	MPa
σ_{drik}	napětí v dřívku šroubu	MPa
$\sigma_{drik_{nov}}$	napětí dřívku v novém šroubu	MPa
σ_h	horní mez napětí	MPa
σ_m	střední napětí	MPa
$\sigma_{max_{vyp}}$	maximální výpočtový napětí	MPa
σ_{vt}	napětí při provozní teplotě	MPa
σ_{relax}	relaxační napětí	MPa
t_1	teplota na začátku kužele	°C
t_n	teplota na konci kužele	°C

τ	smykové napětí	MPa
u	obvodová rychlost	ot/s
v_1	měrný objem na začátku kužele	m^3/kg
v_n	měrný objem na konci kužele	m^3/kg
W_k	model průřezu v krutu	mm^3
z	počet stupňů	-

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Výkres odlehčení dělicí roviny přední části turbínové skříně

Příloha 2 – Výkres odlehčení dělicí roviny zadní části turbínové skříně a výstupního hrdla

Příloha 3 – Výkres stínícího plechu na parní ucpávce