



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV ENERGETIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

VYVAŽOVÁNÍ ROTORŮ PARNÍCH TURBÍN

BALANCING ROTORS OF STEAM TURBINES

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

PATRIK FILIP

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

ING. PETR KRACÍK

BRNO 2015

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2014/15

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Patrik Filip

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

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

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

Vyvažování rotorů parních turbín

v anglickém jazyce:

Balancing Rotors of Steam Turbines

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Popište problematiku vyvažování rotorů parních turbín.

Cíle bakalářské práce:

- popište obecně důvody vyvažování rotujících částí.
- popište obecně postupy vyvažování rotorů dle užívaných norem a porovnejte je mezi sebou.
- popište zkušební zařízení pro vyvažování rotorů parních turbín
- uveďte a popište příklad vyvažování parních turbín

Seznam odborné literatury:

ŠKOPEK, Jan. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Technické normy

Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Petr Kracík

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

V Brně, dne 10.10.2014



J. Pospíšil

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

J. Katolický

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce je odbornou rešerší pojednávající o problematice vyvažování rotorů turbín a obecně popisující mezinárodní normy, které jsou standardně pro vyvažování používány. První část se obecně zabývá nevyvážeností. Následuje klasifikace typů rotorů, norem pro vyvažování rotorů a popis obecných metod pro vyvažování. V další část je popsáno vyvažovací zařízení a jeho příslušenství. Poslední část této práce pak uvádí postup vyvažování na praktickém příkladě.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vyvažování, nevyváženost, tuhý rotor, pružný rotor, metody vyvažování, metoda příčnickových činitelů, vyvažovací zařízení.

ABSTRACT

This bachelor's thesis is a technical research dealing with issues of balancing turbine rotors and generally describing international standards commonly used for balancing rotors. The first part is about unbalance in general context. The next part classifies types of rotors, standards for balancing rotors and balancing methods. Then there is a description of a balancing device. The last part of this thesis includes a step by step process of balancing a specific rotor.

KEYWORDS

Balancing, unbalance, rigid rotor, flexible rotor, balancing methods, influence balancing method, balancing device.

Bibliografická citace

FILIP, P. *Vyvažování rotorů parních turbín*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 48 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Kracík.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci na téma Vyvažování rotorů parních turbín jsem vypracoval samostatně pod vedením ing. Petra Kracíka a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

V Brně dne 28. května 2015



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu bakalářské práce ing. Petru Kracíkovi za účinnou metodickou a pedagogickou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce. Dále děkuji firmě Siemens s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, za možnost napsání této práce pod vedením jeho zaměstnanců, zvláště pak děkuji ing. Vítězslavu Pytelovi za jeho čas strávený nad tématem této práce a jeho účelné rady.

OBSAH

1	Úvod	13
2	Nevyváženost obecně	14
2.1	Typy nevyváženosti.....	14
2.1.1	Statická nevyváženost	14
2.1.2	Momentová nevyváženost.....	15
2.1.3	Dynamická nevyváženost (obecná).....	16
2.2	Příčiny nevyváženosti	16
2.3	Důsledky nevyváženosti.....	17
3	Vyvažování	18
3.1	Účel vyvažování	18
3.2	Kritické otáčky	20
3.3	Klasifikace tuhých a pružných rotorů	21
3.4	Vyvažování tuhých rotorů.....	21
3.4.1	Nízkootáčkové vyvažování dle ČSN ISO 1940	22
3.5	Vyvažování pružných rotorů.....	23
3.5.1	Modální metoda.....	24
3.5.2	Metoda příčnickových činitelů.....	24
3.5.3	Vysokootáčkové vyvažování dle ČSN ISO 11342	25
3.6	Vyvažování dle API 612	25
3.7	Poloha umístění korekčních hmot	27
3.8	Hodnocení vibrací dle ČSN ISO 10816	27
3.8.1	Relativní vibrace- statorové vibrace.....	29
3.8.2	Absolutní vibrace- rotorové vibrace.....	29
4	Popis vyvažovacího zařízení	30
4.1	Tunel.....	30
4.2	Velín	30
4.3	Ložiskové stojany a jejich parametry.....	31
4.4	Typy ložisek používaných ve firmě	32
4.5	Vývěvy	32
4.6	Olejový systém.....	33
4.7	Pohonná jednotka	34

4.8	Ostatní zařízení	34
5	Postup vyvažování na příkladu	35
5.1	Parametry vyvažované turbíny	36
5.1.1	Rozbor vlastností vyvažovaného rotoru turbíny	38
5.2	Nízkootáčkové vyvažování (předvyvážení).....	39
5.3	Odstředění	41
5.4	Vysokootáčkové vyvažování	42
5.5	Shrnutí.....	45
6	Závěr	47
	Literatura	48

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1:	Statická nevyváženost [16]	15
Obrázek 2:	Momentová nevyváženost [16]	15
Obrázek 3:	Dynamická nevyváženost[11]	16
Obrázek 4:	Závislost výchylky na frekvenci [7]	21
Obrázek 5:	Závislost vibrací na otáčkách [5]	22
Obrázek 6:	Ukázka vyvažovaného tuhého rotoru [6]	23
Obrázek 7:	Závislost velikosti zbytkového nevyvážku na otáčkách	24
Obrázek 8:	Tvary průhybových módů [3]	24
Obrázek 9:	Ukázka dvou pružných rotorů [6]	26
Obrázek 10:	Mez povolené rychlosti vibrací dle API 612	27
Obrázek 11:	Maximální vibrace (amplituda) pro API a pro ISO	28
Obrázek 12:	Vyvažovací tělesa, vlevo pro prostřední roviny, vpravo pro krajní roviny [6]	28
Obrázek 13:	Umístění měřicích bodů pro absolutní vibrace[2]	29
Obrázek 14:	Měření relativních vibrací [8]	30
Obrázek 15:	Tunel, pohled od čelních dveří [6]	31
Obrázek 16:	Velín [6]	32
Obrázek 17:	Ložiskové stojany ve firmě [6]	33
Obrázek 18:	Typy ložisek: 1. Citrónové, 2. Segmentové, 3. RKS [6]	33
Obrázek 19:	Systém vakuových vývěv [6]	34
Obrázek 20:	Pohled na nádrž vakuového olejového systému [6]	35
Obrázek 21:	Vyvažovaný rotor turbíny ve vyvažovacím tunelu [6]	37
Obrázek 22:	Abc schéma [6]	38

Obrázek 23:	Grafický výstup teoretického rozboru turbíny při provozních podmínkách [6]	39
Obrázek 24:	Grafický výstup teoretického rozboru turbíny při vyvažování [6]	39
Obrázek 25:	Vyvažovací sada v rovině R2 (celkem 1012,7g) [6]	42
Obrázek 26:	Záznam odstředění [6]	42
Obrázek 27:	Absolutní vibrace referenční jízdy [6]	44
Obrázek 28:	Absolutní vibrace finální jízdy [6]	44
Obrázek 29:	Finální jízda s vyztužením [6]	45
Obrázek 30:	Výpočet a kontrola zbytkových nevyvážek [6]	46

SEZNAM TABULEK

Tab 3.1:	Směrnice pro stupně jakosti vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu [3]	19
Tab. 3.2:	meze rychlosti vibrací pro dané otáčky	26
Tab 4.1:	Parametry ložiskových stojanů používaných ve firmě	31
Tab. 5.1:	Kritické otáčky	37
Tab 5.2:	Hodnoty nízkootáčkového vyvažování zapsané ve velině	40

1 ÚVOD

Vyvažování je proces, který je zapotřebí provádět u všech rotujících součástí. V dnešní době je vyváženost velice důležitým aspektem, a to kvůli snaze dosáhnout vysokých provozních otáček rotujících strojů s důrazem na co největší účinnost a výkon. Intenzivnější vývoj a zdokonalování vyvážení začalo už na konci 19. Století s rozvojem parních turbín a kompresorů s otáčkami okolo 3000 za minutu. Další významná etapa, týkající se pružných rotorů, začala roku 1919 a to Jeffcottovým modelem „kotoučového rotoru“. U tohoto modelu se začaly brát v úvahu pružné deformace rotoru, vyvolané odstředivými silami.

Správné vyvážení nám zajistí delší životnost rotorů, lepší účinnost a tím pádem ekonomičnost rotujícího zařízení. Mezinárodní normy, určující a popisující správné vyvážení, byly zavedeny jako jistý střed mezi ekonomickou stránkou vyvážení a jejich praktickým významem na bezpečný provoz při všech pracovních otáčkách rotujícího stroje, v této práci pak konkrétněji parních turbín.

2 NEVYVÁŽENOST OBECNĚ

Pojmem nevyváženost se používá ve spojitosti s rotujícími tělesy, jejichž hmota je nepravidelně rozmístěna okolo osy rotace. Těžiště tělesa pak neleží na ose rotace a hlavní osa setrvačnosti se neshoduje s osou rotace. Nevyváženost se dělí na statickou a dynamickou. Velikost nevyváženosti ovlivňuje dynamické zatížení na ložiskách a je dána vzdáleností těžiště od osy rotace a hmotou tělesa. [15, 12]

Pozn.: Pokud dále nebude uvedeno jinak, tak za pojmem „nevyváženost“ bude uvažována pouze nevyváha hřídele/rotoru turbíny, vzhledem k šíři a složitosti vyvažování obecně.

2.1 Typy nevyváženosti

Nevyváženost dělíme na dva základní druhy, a to na nevyváženost statickou a dynamickou. Jejich kombinací dostáváme obecnou nevyváženost. Tato kapitola je obecně popisuje a znázorňuje jejich principiální odstranění.

2.1.1 Statická nevyváženost

Příčinou vzniku statické nevyváženosti je odchylka vzdálenosti těžiště rotoru od osy rotace, tzv. excentricita e (viz. obr. 1). Velikost nevyváhy N se počítá jako součin excentricity a hmotnosti rotujícího tělesa.

$$N = m \cdot e \quad (2.1)$$

Základní jednotka je kg·m, pro velikosti nevyváhy u vyvažovaných rotorů je z praktického hlediska používanější jednotka g·mm. Za rotace pak vzniká odstředivá síla F_o , závislá na velikosti nevyváhy a na druhé mocnině počtu otáček dle rov.: [7]

$$F_o = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (2.2)$$

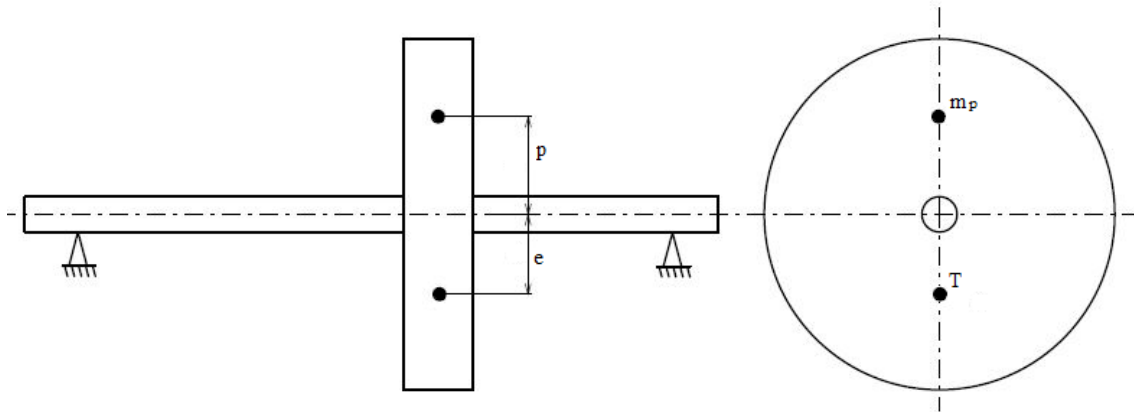
kde m je hmotnost rotoru, e excentricita a ω úhlová rychlost.

Odstředivá síla pak způsobuje vibrace, které jsou pro směrodatné, jelikož přípustné meze vibrací pro dané typy rotujících těles najdeme v normách.

Cílem statického vyvážení je dosáhnout toho, aby se tato vzdálenost mezi těžištěm a osou zmenšila na přípustnou mez (v ideálním případě aby byla nulová). Silová výslednice má charakter volného vektoru, proto nezávisí na poloze. K redukci (eliminaci) silového účinku statické nevyváženosti stačí pouze jedna rovina, umístěná v libovolném místě po délce rotujícího tělesa. Statické vyvážení lze provádět i za klidu hřídele. Pro hmotnost a vzdálenost korekčního tělesa rovnice pak platí: [12, 16]

$$m_p \cdot p = m \cdot e \quad (2.3)$$

kde m_p je hmotnost vyvažovacího tělesa a p vzdálenost od osy rotace (viz obr.1).



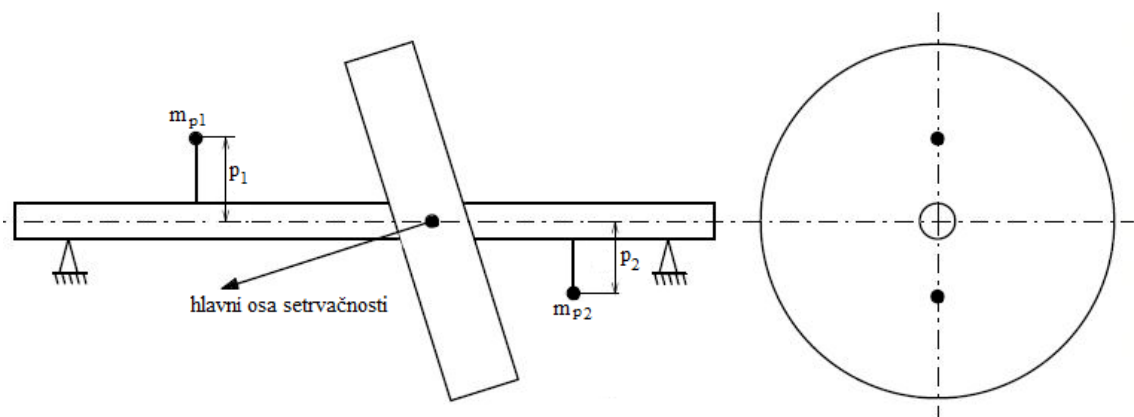
Obrázek 1-Statická nevyváženost [16]

Pozn.: Rovnice 2.2 platí jen pro ohybově tuhé rotory. U pružných rotorů jsou brány v úvahu pružné deformace, které vznikají při působení odstředivé síly. Rovnice pak má tvar $F_o = m \cdot (e + \delta) \cdot \omega^2$, kde δ je pružná deformace ve směru vyosení těžiště.[7]

2.1.2 Momentová nevyváženost

Momentová nevyváženost se projeví tehdy, když hlavní osa setrvačnosti není totožná s osou rotace a mají právě jeden společný bod, který je v těžišti rotoru. [11] Je charakterizována silovou dvojicí – 2 stejně velké síly na rovnoběžných nositelkách s opačnou orientací. Tyto síly je možné si představit jako dvě stejně velké nevyváhy umístěné v rovnoběžných rovinách naproti sobě. Tyto síly projeví svůj účinek až za rotace, kdy začne působit odstředivá síla. A jelikož je tato síla závislá na kvadrátu počtu otáček, tak se její účinky projeví výrazněji u rychle rotujících rotorů.[9]

Pro eliminaci momentové nevyváhy je nutné použít alespoň dvou vyvažovacích rovin. Na obr. 2 je znázorněna výchylka hlavní osy setrvačnosti a možnost případné korekce nevyváhy pomocí dvou těles s hmotnostmi m_{p1} a m_{p2} . [15,7]



Obrázek 2-Momentová nevyváženost [16]

2.1.3 Dynamická nevyváženost (obecná)

Dynamická nevyváženost je kombinace statické a momentové nevyváženosti. Většina rotorů má právě obecnou nevyváženost. Příčinou je odchylka hlavní osy setrvačnosti od osy rotace. Znázornění os je vidět na obr. 3, kde O-O je osa rotace a A-A hlavní osa setrvačnosti.[15]

Snahou dynamického vyvažování je docílit nulových deviačních momentů při nenulových otáčkách. Deviační moment matematicky popisuje rozložení hmoty v prostoru. V kartézském souřadnicovém systému rozlišujeme tyto tři deviační momenty:[12]

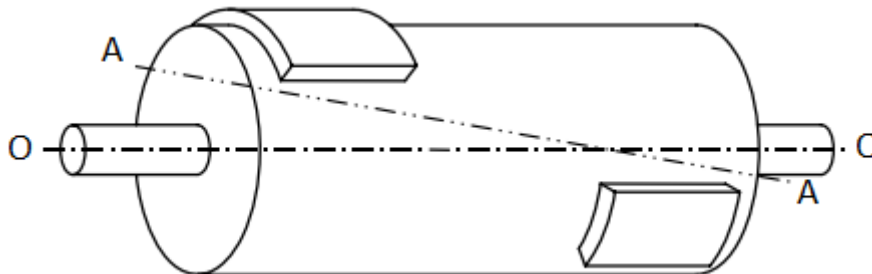
$$\text{- k osám } xy: D_{xy} = \int_m xy dm \quad (2.4a)$$

$$\text{- k osám } yz: D_{yz} = \int_m yz dm \quad (2.4b)$$

$$\text{- k osám } xz: D_{xz} = \int_m xz dm \quad (2.4c)$$

Kde osa rotace je většinou volena jako osa x , jednotkou deviačních momentů je $\text{kg}\cdot\text{m}^2$. Když jsou deviační momenty D_{xy} a D_{xz} rovny nule tak je osa rotace x zároveň i hlavní osou setrvačnosti.

Stejně jako u momentové nevyváženosti jsou potřeba minimálně dvě vyvažovací roviny. Pro přesnější vyvážení se v praxi používá více vyvažovacích rovin.



Obrázek 3-Dynamická nevyváženost[11]

2.2 Příčiny nevyváženosti

Technologie výroby a konstrukce rotorů se vždycky liší od ideální představy. Obecně nevyváženost rotoru je způsobena materiálem, konstrukcí, výrobou a montáží. [3] V první řadě materiál rotoru není vždy homogenní a v různých místech má materiál jinou strukturu a tím pádem i rozdílnou hustotu. Další příčiny mohou být: tepelné deformace a prnutí (vzniklé odléváním či tvářením za studena), montážní nepřesnosti, výrobní tolerance (válcovitost, házení apod.). [13,14]

Další příčiny pak vznikají za provozu rotujících částí. Nejčastějšími důvody jsou koroze a usazeniny na točivých částech strojů. Dále pak nerovnoměrné mechanické opotřebením rotoru a jiných částí. Konkrétněji u rotorů turbín jsou dalšími příčinami:

deformace způsobené vysokou teplotou provozu a nesymetrickým teplotním profilem napříč rotoru, uvolnění rotorových lopatek odstředivými silami.

2.3 Důsledky nevyváženosti

Nevyvážené rotory mají větší hodnoty vibrací a větší dynamické namáhání na ložiskách. Při běhu rotoru pak může dojít ke kontaktu rotorových lopatek se statorem a následné kolizi. Dále může dojít ke zničení ložisek, k deformaci rotorů a vznik trhlin (popř. vznik únavové trhliny a odlomení konstrukčních částí). [14]

Nevyváženost ovlivňuje výrazně životnost rotujících zařízení, a proto klademe důraz na snížení vibrací na přípustné hodnoty dle norem. Eliminace nevyváženosti se provádí přidáním tzv. korekční hmoty nebo odebráním hmoty na vhodných místech, podrobněji popsané v kapitole vyvažování. [13]

3 VYVAŽOVÁNÍ

“Vyvažování je proces, při kterém je kontrolováno rozložení hmoty rotoru, jež se v případě nutnosti upravuje tak, aby zbytková nevyváženost nebo vibrace ložiskových čepů a síly přenášené do ložisek s frekvencí odpovídající provozním otáčkám byly ve specifikovaných mezích.“ [3]

3.1 Účel vyvažování

Cílem každého vyvažování je dosažením takového chodu, který je přípustný a při kterém vyvolané vibrace nepřekračují limitní hodnoty a to pro všechny otáčky rotoru. Přípustné hodnoty jsou uvedeny v normách. Nutno podotknout, že se sledují hodnoty vibrací po montáži v místě provozu. Tyto hodnoty se liší od těch, které jsou naměřeny před montáží na vyvažovacím stroji. Správné vyvážení sníží dynamické zatížení na ložiscích a má dopad na celkovou životnost stroje. [3]

Vyvažování v praxi probíhá následujícími dvěma metodami:

- vyvažování na vyvažovacím stroji (vyvažovače)
- provozní vyvažování rotorů v zabudovaném stavu

Oba tyto způsoby mají své specifické výhody a vlastnosti. Na vyvažovače můžeme docílit velmi přesného vyvážení dle požadované jakosti. Vibrace rotoru jsou způsobeny hlavně účinky, které odpovídají frekvenci otáčení. Zatímco u provozního vyvažování jsou vibrace způsobeny mnoha jinými důvody. Odpadá však demontáž stroje a transportu rotoru do vyvažovacího tunelu, tzn. úspora času i nákladů. V některých případech je vyvažování v provozu neproveditelné z důvodu nepřístupnosti k rotoru po montáži. [3, 14]

Vyvažování na vyvažovacím stroji je častější, a právě tento způsob bude níže podrobněji popsán. Aby bylo možné klasifikovat požadavky na vyvážení, byly zavedeny stupně jakosti vyvážení G. Hodnoty byly označeny podle velikosti součinu $e_{per} * \Omega$ v mm/s. Kde e_{per} je přípustný zbytkový specifický nevyvážek v mm a Ω je úhlová rychlost v rad/s. Např.: je-li součin roven 6,4 mm/s, stupeň jakosti vyvážení je pak označen G 6,4. [3] Nastávají i případy, kde u přípustně vyváženého rotoru dochází po montáži k velkým vibracím, které jsou způsobeny rezonancí nosné konstrukce. V tomto případě je vhodnější zvolit změnu tlumení základu (přeladění) než vyvažování na neúměrně vysokou jakost vyvážení. [3]

Tab 3.1: Směrnice pro stupně jakosti vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu [3]

Typy strojů - obecné příklady	Stupeň jakosti vyvážení G	Velikost $e_{per-\Omega}$ mm/s
Klikové pohony pro velké pomaloběžné lodní naftové motory (rychlost pístu nižší než 9 m/s), konstrukčně nevyvážené	G 4 000	4 000
Klikové pohony pro velké pomaloběžné lodní naftové motory (rychlost pístu nižší než 9 m/s), konstrukčně vyvážené	G 1 600	1 600
Klikové pohony, konstrukčně nevyvážené, pružné uložení	G 630	630
Klikové pohony, konstrukčně nevyvážené, tuhé uložení	G 250	250
Kompletní pístové motory pro osobní i nákladní automobily a lokomotivy	G 100	100
Automobily: kola, ráfky kol, příslušenství automobilových kol, hnací hřídele Klikové pohony, konstrukčně vyvážené, pružné uložení	G 40	40
Zemědělské stroje Klikové pohony, konstrukčně vyvážené, tuhé uložení Drtiče Hnací hřídele (kardanové hřídele, spojovací hřídele)	G 16	16
Letecké plynové turbíny Odstředivky (separátory, dekantéry) Elektromotory a generátory (s výškou osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami do 950 min ⁻¹ Elektromotory s výškou osy hřídele menší než 80 mm Ventilátory Ozubená kola Strojírnoství obecně Obráběcí stroje Papírenské stroje Stroje chemického průmyslu Čerpadla Turbodmychadla Vodní turbíny	G 6,3	6,3
Kompresory Pohony v počítačích Elektromotory a generátory (výšky osy hřídele alespoň 80 mm) s maximálními jmenovitými otáčkami nad 950 min ⁻¹ Plynové a parní turbíny Pohony obráběcích strojů Textilní stroje	G 2,5	2,5
Pohony audio a videopřístrojů Pohony brusných strojů	G 1	1
Gvroskopy Vřetena a pohony systémů s vysokou přesností	G 0,4	0,4
<p>POZNÁMKA 1 Zpravidla jsou zde klasifikovány kompletně smontované rotory. V závislosti na dané aplikaci může být alternativně použit nejbližší vyšší nebo nižší stupeň. O součástech viz kapitola 9.</p> <p>POZNÁMKA 2 Všechny položky představují rotační stroje, jestliže není uvedeno jinak (pístové, s vratným pohybem) nebo jestliže to není samozřejmé (například pohony klikovými hřídeli).</p> <p>POZNÁMKA 3 Omezení vlivem konkrétních podmínek (vyvažovací stroj, obrábění) viz poznámky 4 a 5 v 5.2.</p> <p>POZNÁMKA 4 Některé dodatečné informace pro volbu stupně jakosti vyvážení viz obrázek 2. Obsahuje obvykle používané oblasti (provozní otáčky a stupeň jakosti vyvážení G) podložené běžnými zkušenostmi.</p> <p>POZNÁMKA 5 Pojem pohony klikovými hřídeli může zahrnovat klikový hřídel, setrvačnick, spojku, tlumič vibrací, rotující část ojnice. Konstrukčně nevyvážené pohony klikovými hřídeli teoreticky nelze vyvážit; konstrukčně vyvážené pohony klikovými hřídeli mohou být teoreticky vyváženy.</p> <p>POZNÁMKA 6 Pro některé stroje mohou existovat specifické mezinárodní normy určující vyvažovací tolerance (viz bibliografie).</p>		

V tabulce 3.1 je možné vidět různorodost stupně jakosti vyvážení pro různé druhy strojů. Je logické, že pro klikové pohony bude dostačující vysoký stupeň vyvážení než u kompresorů či parní turbín, u kterých se volí stupeň G 2,5.

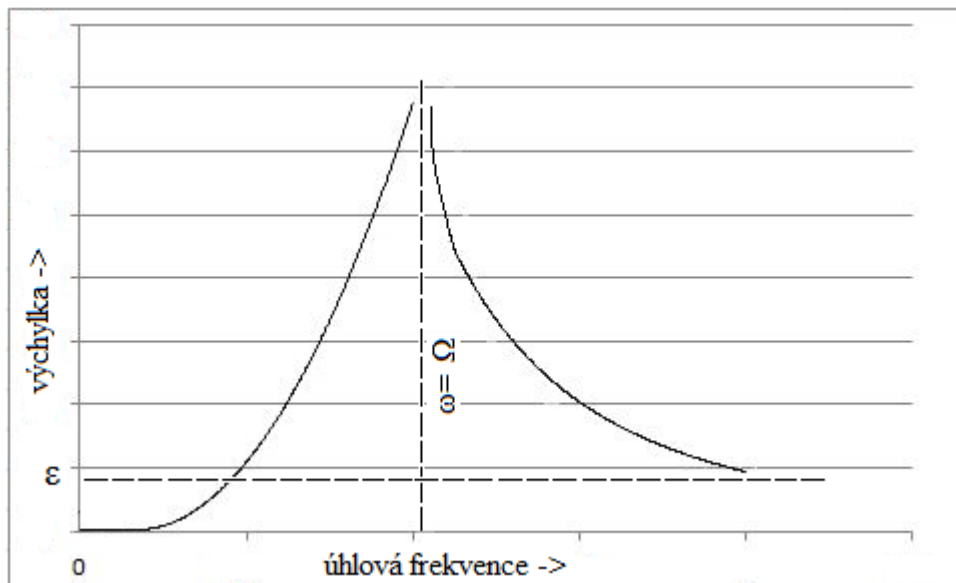
3.2 Kritické otáčky

Při určitých otáčkách se na rotoru projeví velmi velké výchylky, tento stav se někdy nazýváme rezonancí. Rezonance nastává právě tehdy, když se vlastní frekvence rovná buzené frekvenci (úhlové rychlosti). Vlastní úhlová frekvence je dána vztahem: [9,7]

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

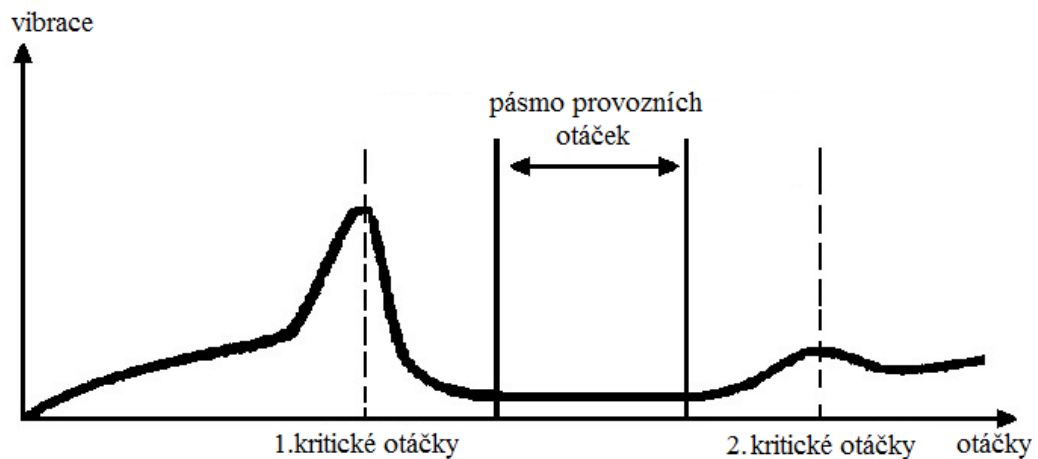
kde Ω je vlastní úhlová frekvence k je tuhost rotoru a m hmotnost kotouče.

Při úhlové rychlosti $\omega = \Omega$ se objeví kritické otáčky, pro které je výchylka hřídele nekonečně velká (toto by platilo teoreticky pro ustálený stav). Proto je snahou přejít kritické otáčky rychle, aby hřídel neměla čas dosáhnout tak velkých výchylek. Po přesáhnutí kritických otáček je oblast s menšími výchylkami, viz obr. 4.[7]



Obrázek 4-Závislost výchylky na frekvenci [7]

Při velmi vysokých otáčkách se výchylky rotoru asymptoticky blíží k ose vyosení ε . Hodnota ε je schematicky zakreslena v grafu (obr. 4). Pro tuto hodnotu platí, že těžiště T rotoru leží na ose rotace. [7] Větší výchylky se projeví jako vibrace ložiskových stojanů, které se dají měřit. Pro složitější rotory parních turbín může existovat více oblastí s kritickými otáčkami a jejich počet má vliv na volbu počtu a polohy vyvažovacích rovin. Vysokými vibracemi může docházet k degradaci materiálu, ke snížení životnosti nebo i ke kontaktu rotoru se statorom, a proto pracovní otáčky (úhlovou rychlost) nesmí ležet v kritických oblastech. Obr. 5 ukazuje příklad rotoru se dvěma kritickými otáčkami a vhodnou mez provozních otáček.



Obrázek 5-Závislost vibrací na otáčkách [5]

3.3 Klasifikace tuhých a pružných rotorů

Rotor je považován za tuhý, jestliže pracuje v oblasti $\omega < 0,707\Omega$. V tomto rozmezí jsou deformace vyvolané odstředivými silami menší než vyosení těžiště ε . Tato hodnota vychází z rovnosti vyosení a dynamického průhybu. Rotory, které pracují při vyšších úhlových rychlostech, jsou klasifikovány jako pružné. [7]

Další definice může být z hlediska potenciální energie: když je celková potenciální energie akumulovaná v ložiskách větší než 80% celkové potenciální energie, rotor je klasifikován jako tuhý. Celková potenciální energie se skládá z energie napjatosti a klasické potenciální energie. [12]

Pozn.: klasifikace tuhých a pružných rotorů je víceméně věcí dohody a zkušeností s daným typem rotoru, v některých literaturách a v praxi se za rotor tuhý považuje ten, jehož otáčky jsou do poloviny jeho kritických otáček a tedy: $\omega \leq 0,5 \Omega$.

3.4 Vyvažování tuhých rotorů

Tuhé rotory se vyvažují nízkootáčkově. Vyvažování probíhá pouze při jedné otáčkách, které nepřekračují kritické otáčky. Tuhé rotory mají dynamickou nevyváženost, která se skládá ze statické a momentové nevyváženosti. Základní princip postupu byl už naznačen v kapitole 2.1. Vyvažování probíhá přidáním nebo odebráním korekční hmoty ve vyvažovacích rovinách. Při správném vyvážení docílíme ke snížení statické i momentové nevyváženosti a tím klesne i dynamické zatížení na ložiskách.

Vyvažovacích metod je hned několik, v zásadě jejich největší rozdíl je v počtu vyvažovacích rovin- většinou jsou dvě, ale může být jedna anebo více než dvě. Dvě roviny jsou voleny pro rotory větší axiální délky a u rotorů pracujících při vyšších provozních otáčkách. Vyšší otáčky mají zásadní vliv na momentovou nevyváženost, kdy se i malá nevyváženost projeví velkými odstředivými silami. [10]



Obrázek 6-Ukázka vyvažovaného tuhého rotoru [6]

3.4.1 Nízkootáčkové vyvažování dle ČSN ISO 1940

Pro tuhý rotor je používáno právě dvou vyvažovacích rovin. Tyto roviny se umísťují blízko ložiskových rovin. V těchto rovinách platí, že velikost každého zbytkového nevyvážku musí být menší než příslušná tolerance udávána normou. Nevyvážek je definován jako stav rotoru, kdy se na jeho ložiska přenáší dynamická síla nebo pohyb jako důsledek odstředivých sil. Velikost nevyvážku má pak jednotku gram-milimetr. Tento součin udává teoretickou hodnotu hmotnosti v gramech, kterou musíme přidat do vzdálenosti jednoho milimetru od osy otáčení, aby byl rotor vyvážený. [3,4]

Norma tedy určuje velikost přípustného zbytkového nevyvážku U_{per} , který určuje horní hranici nevyvážku, tak aby bylo dosaženo uspokojivého chodu rotoru. Platí:[3]

$$U_{res} \leq U_{per} \quad (3.2)$$

kde U_{res} je zbytkový nevyvážek, U_{per} přípustný nevyvážek, obě veličiny v g·mm.

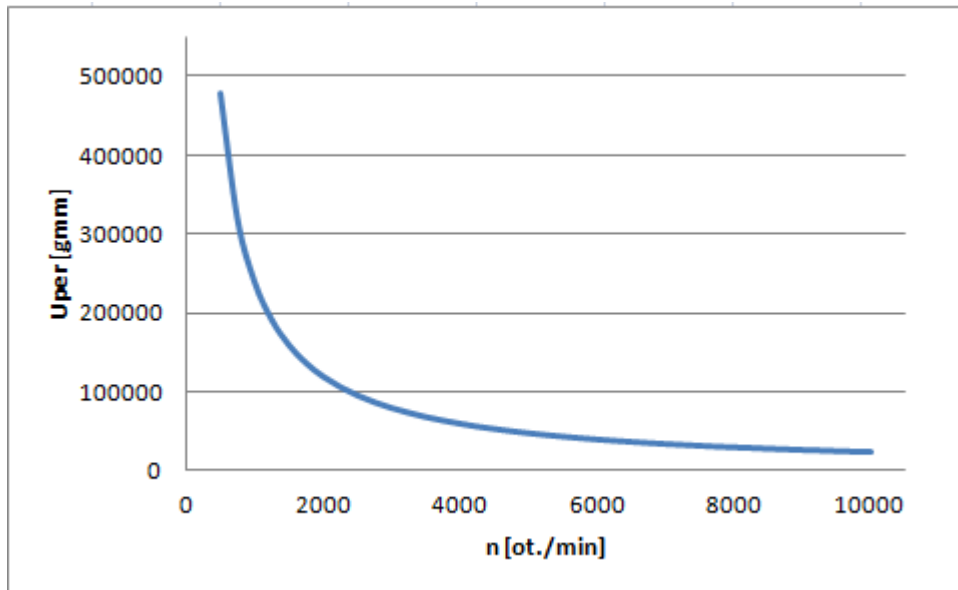
Přípustný zbytkový nevyvážek pak dle vzorce:[3]

$$U_{per} = 1000 \cdot \frac{G \cdot m}{\Omega} \quad (3.3)$$

kde G je číselná hodnota stupně jakosti vyvážení, m hmotnost rotoru a Ω je úhlová rychlost. Jak už bylo řečeno, hodnota G pro parní turbíny je 2,5.

V praxi se používá i více vyvažovacích rovin, nejčastěji tři- dvě u ložisek a jedna

vyvažovací rovina uprostřed. V prostřední rovině se nejprve zredukuje statická nevyváha. Poté se vyvažuje v krajních rovinách ke snížení celkové dynamické nevyváženosti. [6]

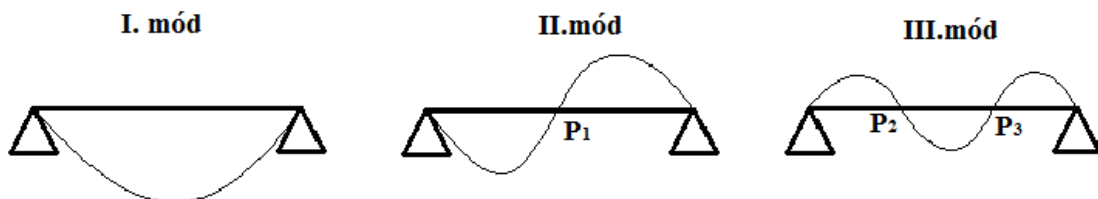


Obrázek 7-Závislost velikosti zbytkového nevyvážku na otáčkách

Na obr. 7 je graf znázorňující změnu přípustného nevyvážku na otáčkách dle vzorce 3.3 (hmotnost rotoru byla zvolena 10000 kg a úhlová rychlost přepočítána na ot./min).

3.5 Vyvažování pružných rotorů

Rozložení nevyváženosti má daleko větší význam u pružných rotorů. Z teoretického hlediska by stačili, stejně jak u tuhých rotorů, dvě vyvažovací roviny. Hlavní problém je, že při dvou vyvažovacích rovinách je velká pravděpodobnost, že nevyváženost není kompenzována v místě, kde působí. Důsledkem je pak vznik vnitřního ohybového momentu, který je problematický, když se rotor dostává do kritických otáček, kde klesá tuhost rotoru na velmi malé hodnoty. Rotor se deformuje a tvoří prostorové rovinné křivky rotující kolem osy hřídele - tzv. mód pružného rotoru. Tvar módů závisí na rychlosti otáček a mění se u každých kritických otáček. Na obr. 8 jsou znázorněny tvary průhybových módů. [3, 10]



Obrázek 8-Tvary průhybových módů [3]

kde body P_1 , P_2 a P_3 jsou uzly. Přidáním vývažku do roviny uzlů se neovlivní tvar příslušného módu. Pružné rotory nejčastěji vyvažují při několika hodnotách otáček a je důležité znát tvary průhybových módů. Většinou se pružné rotory vyvažují vysokootáčkově při několika hodnotách otáček a to metodou příčnickových činitelů anebo metodou modální. Tyto dvě metody jsou v praxi velice časté, a proto jsou níže podrobněji popsány.[3]

3.5.1 Modální metoda

Při této metodě musí být známy tvary průhybových módů při kritických otáčkách. Tvary módů se dají stanovit jak experimentálně tak i výpočtově. Základem je vyvažovat rotor s velkým faktorem zesílení u daného módu, aniž by se rozrušily ostatní tvary módu, tzn. oblasti uzlů. [12]

Postup modálního vyvažování je následující:

1. Proveďte se dynamické vyvážení rotoru při nízkých otáčkách (pod polovinou prvních kritik) ve dvou rovinách, kde má pružný rotor vlastnosti tuhého.
2. Vyvážení prvních kritických otáček pomocí sady vývažků, počet sady vývažků je dán počtem zvolených rovin, který je zvolen na základě počtu kritických otáček.
3. Při vyvážení druhých kritických otáček je nutné brát ohled na to, aby nedošlo k narušení dynamických vlastností vyvážení předchozího vyvážení. Každý průhybový mód je citlivý na nevyváženost v jiných místech.
4. Vyvážení dalších kritických otáček stejným způsobem jak v bodě 3
5. Případné dovyvážení nevyváhy způsobené vlivem přidání sad v předchozích bězích.

3.5.2 Metoda příčnickových činitelů

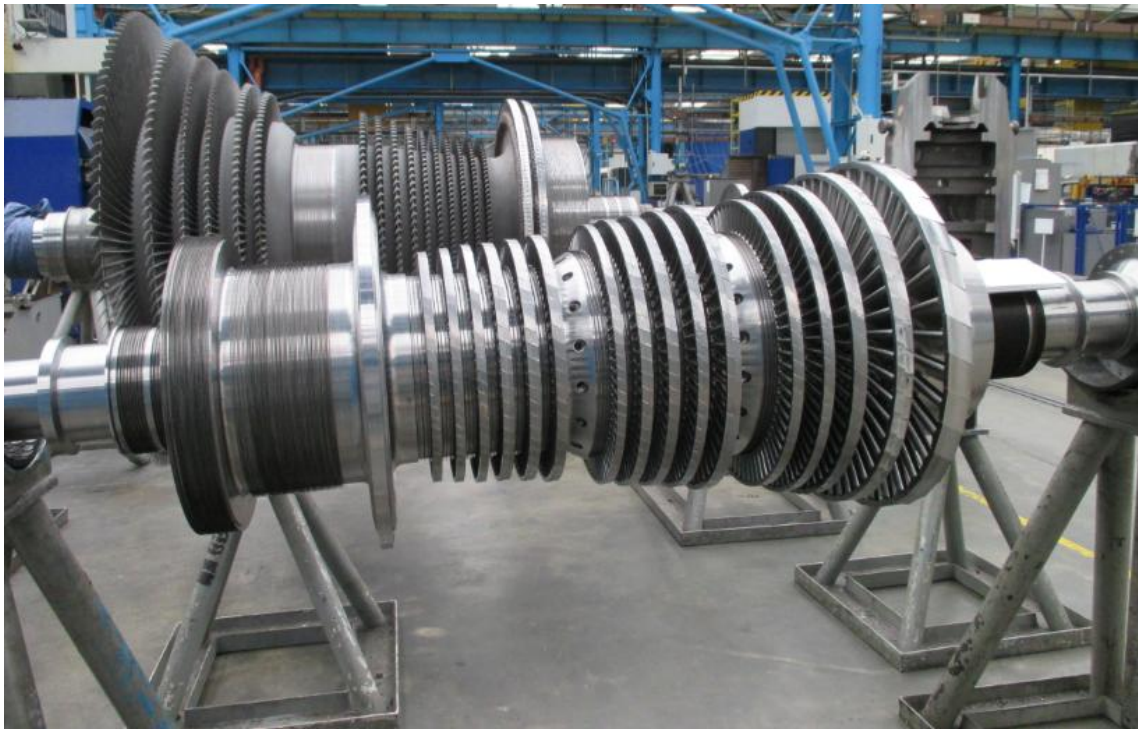
Při této metodě se postupně do každé roviny položí známý vývažek, který se umístí pod přesně definovaným úhlem. Pomocí naměřené amplitudy a fáze kmitání se stanoví vliv jednotkové nevyváhy. Díky známému vlivu jednotkové nevyváhy se pak dopočítává nevyváha nutná pro vyvážení celku. [12]

Tato metoda používá vyvažování pomocí jedné vyvažovací sady v celém spektru otáček. Například pro dvě vyvažovací roviny se dá známa nevyváha do jednoho místa a určí se dva koeficienty vlivu (příčnickoví činitelé). Poté se dá známý vývažek do druhého místa a určí se další dva koeficienty vlivu. Tento proces se nazývá testovací běh a slouží jako podklad pro další výpočty. Takto vznikne soustava dvou komplexních rovnic, kde se řešením stanoví dva nevyváhy a dvě polohy. Pro více vyvažovacích rovin se postup komplikuje a je nutné použití vyvažovacího softwaru. Výsledkem tohoto softwaru jsou pak přesně definované úhly, na které mají být umístěny korekční hmoty na každé vyvažovací rovině. Zbytkové nevyváhy se počítají z nejcitlivější roviny pro dané otáčky. Tento způsob vyvažování se používá ve firmě Siemens, a proto budu dále popisovat postup této metody podrobněji. [12,6]

3.5.3 Vysokootáčkové vyvažování dle ČSN ISO 11342

Pružné rotory se vyvažují v zásadě vysokootáčkově, pro rotory tuhé se toto vyvažování nepoužívá. Při dodržení určitých zásad se dají některé pružné rotory vyvážit i nízkootáčkově. Počet zvolených vyvažovacích rovin závisí na tom, ke kterým n -tým kritickým otáčkám se rotor blíží nebo překračuje. Minimální počet je n rovin. Je doporučené a většinou se volí $(n+2)$ vyvažovacích rovin. Potřebný počet vyvažovacích rovin by měl být uvažován už při konstrukčním návrhu rotoru. V praxi je počet a umístění vyvažovacích rovin omezen konstrukčním rozložením lopatek a jiných částí rotorů turbíny. [3]

Co se povolených přípustných nevyvážků U_{per} týká, tak se přepočítávají jako určitá hodnota z U_{per} pro tuhé rotory dle vzorce 3.2. Zbytkové nevyvážky jakéhokoliv smontovaného rotoru by neměly překročit zbytkové nevyvážky pro ekvivalentní tuhý rotor, kde první a druhá modální zbytková nevyváženost by neměla překročit 60% z této hodnoty. [3]



Obrázek 9-Ukázka dvou pružných rotorů [6]

3.6 Vyvažování dle API 612

API 612 (American Petroleum Institute) je americká norma. Tento standart popisuje minimální požadavky na parní turbíny se specifickým využitím v petrochemickém odvětví. Dovolené maximální vibrace pro vyvažování a pro uspokojivý chod rotoru se liší od ČSN ISO 11342.

V zásadě je maximální povolený přípustný nevyvážek U_{max} po vyvažování menší než jak je tomu v ISO normách. API vynechává odchylky nepřesnosti měření a chyb

vzniklé na vyvažovače, místo toho je směrodatný tzv. „shop test“ - což je test rotoru po montáži do statoru. Během shop testu nesmí maximální vibrace překročit mez 25 μm nebo mez danou dle vzorce:

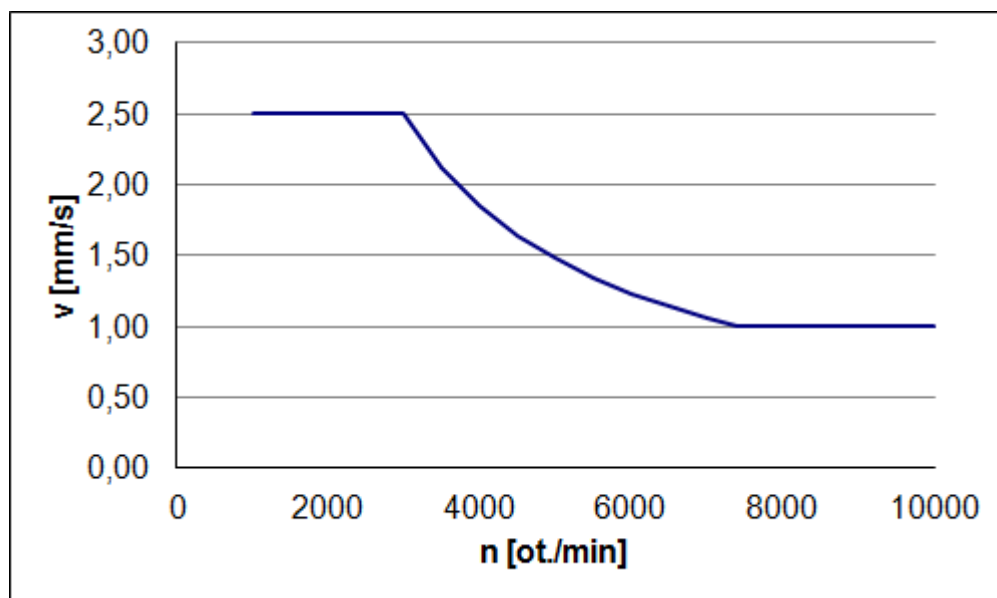
$$A = 25,4 \cdot \sqrt{\frac{12000}{N}} \quad (3.4)$$

kde A je velikost maximálních vibrací v mikrometrech a N počet otáček za minutu. Rov. 3.4 je použita, když $A \leq 25 \mu\text{m}$. Přípustná rychlost vibrací při vyvažování nesmí překročit hodnoty dané v tab.3.2.

Tab. 3.2: meze rychlosti vibrací pro dané otáčky

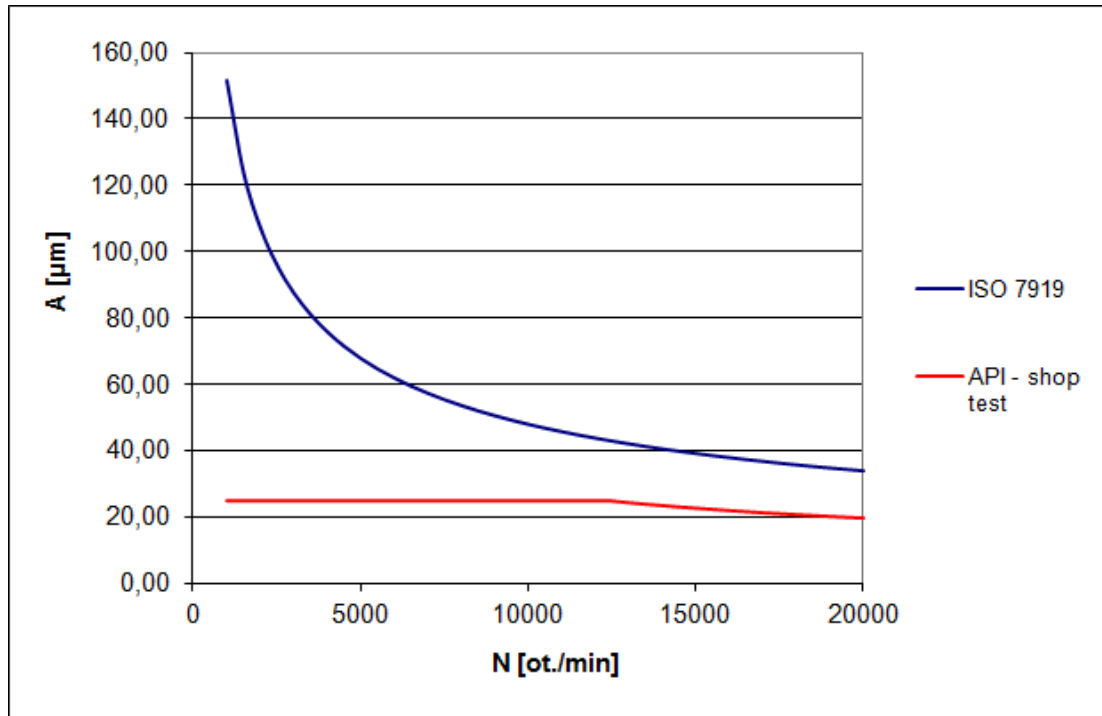
	$N < 3000$ [ot./min]	$3000 \leq N \leq 7000$ [ot./min]	$N > 7000$ [ot./min]
v_{max} [mm/s]	2,5	7400/N	1

Graf na obr. 10 názorněji ukazuje závislost rychlosti vibrací na daných otáčkách.



Obrázek 10-Mez povolené rychlosti vibrací dle API 612

Přirovnat toleranci API k ISO je možno přes stupeň jakosti vyvážení, který se objevuje při výpočtu maximálního přípustného nevyvážku v ISO normách, volil by se stupeň nízkootáčkového vyvážení G 0,665. Na obr. 10 je graf znázorňující rozdíl v hodnotách maximálních přípustných vibrací pro dané otáčky mezi ISO a API normami. [6,1]



Obrázek 11-Maximální vibrace (amplituda) pro API a pro ISO

3.7 Poloha umístění korekčních hmot

Poloha umístění vyvažovacích těles závisí na konstrukčním návrhu a rozložení lopatek. V zásadě platí, že krajní vyvažovací roviny, umístěny v blízkosti ložisek, mají drážku po svém obvodu. Do této drážky jsou pak zasouvána vyvažovací tělesa. Vyvažovací těleso je rozděleno na dvě a mezi nimi je závit pro šroub, který po umístění do drážky tyto dvě tělesa roztáhne od sebe a tím je upevní na svém místě. Prostřední roviny pak mají vyvrtané díry rovnoměrně rozmístěné po obvodu rotoru. Do prostředních rovin jsou zasouvány vyvažovací šrouby, které jsou pak dotaženy a upevněny šroubovým spojem. Příklady vyvažovacích těles jsou na obr. 12.



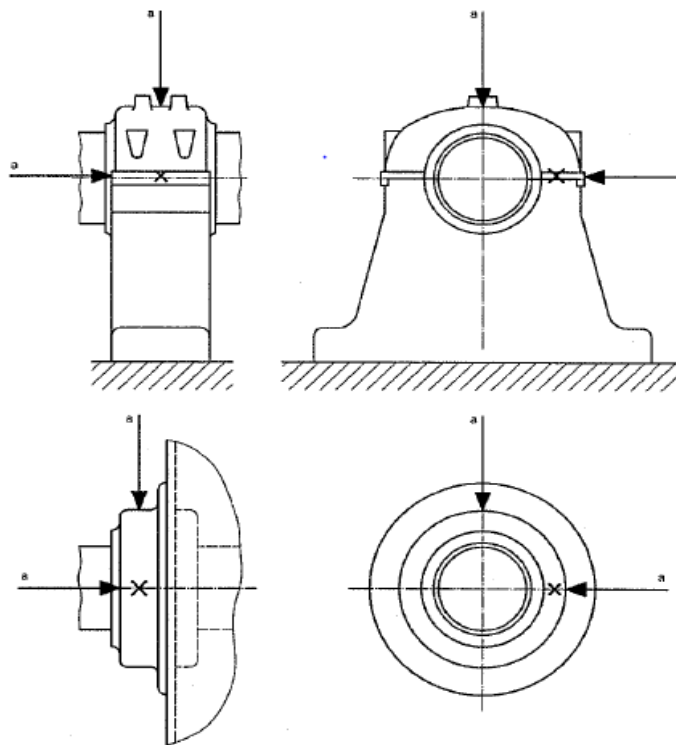
Obrázek 12-Vyvažovací tělesa, vlevo pro prostřední roviny, vpravo pro krajní roviny [6]

3.8 Hodnocení vibrací dle ČSN ISO 10816

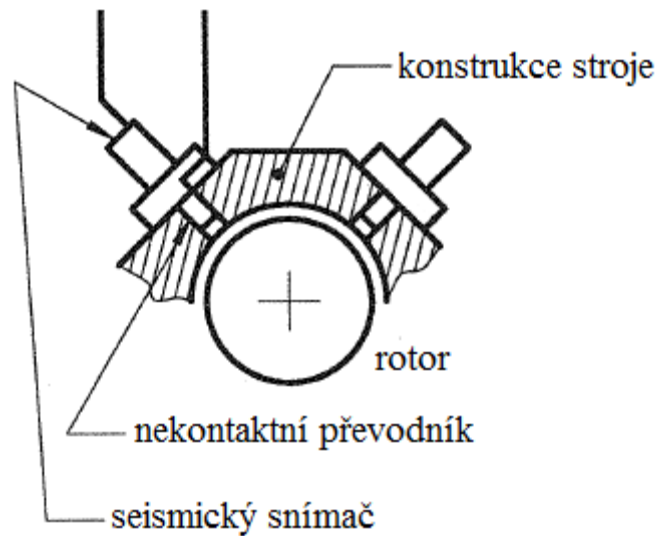
Tato kapitola v krátkosti popisuje měření vibrací. Ačkoliv tyto normy nejsou spojené s vyvažováním, udávají standardy vibrací, jaké jsou přípustné při provozu,

a tedy navazují na ČSN ISO 1940 a 11342.

Nejdůležitější měřená veličina, která udává informaci o správném vyvážení a bezpečném provozu je výchylka vibrací či rychlost vibrací, obě tyto veličiny jsou závislé na velikosti zbytkového nevyvážku. Výchylka je nejčastěji uváděna v mikrometrech a rychlost pak v milimetrech za sekundu. V praxi je možné se setkat i s efektivní hodnotou rychlosti vibrací, protože se lépe vztahuje k energii vibrací. Vibrace se mění s rostoucí frekvencí otáček, a proto se vibrace měří i širokopásmově. Nejvyšší hodnota naměřených vibrací pak stanovuje mohutnost vibrací. K určení dynamického chování je zapotřebí měřit vibrace ve třech navzájem kolmých směrech. Jejich nejčastější orientace a umístění jsou na obr. 13 (měřící body na ložiskových stojanech a pro tělesa ložisek). Měří se vibrace u ložiskových stojanů, na konstrukci ložiskových stojanů nebo na jiných citlivých částech parní turbíny. Dále se sledují vibrace relativní a vibrace absolutní. [2]



Obrázek 13-Umístění měřících bodů pro absolutní vibrace[2]



Obrázek 14-Měření relativních vibrací [8]

Obr. 14 schematicky znázorňuje měření relativních vibrací pomocí seismického snímače. Čidla jsou zpravidla umístěny od sebe pod úhlem 90° .

3.8.1 Relativní vibrace- rotorové vibrace

U relativních vibrací se zaznamenávají vibrace rotoru vůči ložisku. Snímače jsou umístěny na ložiskové stojany a jsou nasměrovány na rotor. Tyto údaje nejsou směrodatné pro výpočty zbytkových nevyvážků, přesto se v praxi i při vyvažovacím procesu měří.

3.8.2 Absolutní vibrace- statorové vibrace

Absolutní vibrace měří výchylku ložiskových stojanů vůči základu nosné konstrukce. Tyto vibrace jsou nejdůležitějším parametrem. Podle absolutních vibrací se vypočítávají hodnoty zbytkových nevyvážků.

Pozn.: Důležitým parametrem je citlivost ložiskových stojanů na vyvážení. Čím více je stojan citlivější, tím větší mohou být absolutní vibrace. Proto je při vyvažování kladen důraz i na tuhost ložiskových stojanů, která je měnitelná. Tuhost stojanů ve vyvažovacím tunelu by měla být stejná jako za provozu. V některých případech vyvažování probíhá při měkčí tuhosti stojanů, ale finální jízda musí být provedena s vyztuženými ložiskovými stojany.

4 POPIS VYVAŽOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Tato kapitola popisuje vyvažovací zařízení používané ve firmě Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, dále označováno jako „firma“.

4.1 Tunel

Tunel je vyvažovací zařízení, které je přizpůsobené pro vakuové vyvažování. Z přední strany je kolejiště a velké čelní dveře s hydraulickým uzavíráním. Na zadní straně je pohonná jednotka, stěny jsou mohutné a slouží i jako ochranná konstrukce. Součástí tunelu jsou vakuová čerpadla a zavzdušňovací ventil, sloužící k regulaci tlaku. Při vyvažování rotor stojí na ložiskových stojanech s nastavitelnou tuhostí. Rozvody oleje uvnitř tunelu, vytvářející olejový film, jsou zavedeny na ložiskové stojany. Dále se v tunelu nachází odvod oleje, čidla na měření vibrací (relativních i absolutních) a jiné měřicí systémy. Všechny čidla jsou propojené s velínem, kde se hodnoty zaznamenávají a vyhodnocují.



Obrázek 15-Tunel, pohled od čelních dveří [6]

4.2 Velín

Velín je situován v blízkosti tunelu. Řídí se zde provoz všech zařízení a procesů v tunelu – podtlak v tunelu, otáčky rotoru, olejové hospodářství. Zaznamenává důležitá

data a vyhodnocuje vyvažování pomocí počítačových systémů. Je zde umístěn ovládací a kontrolní panel.



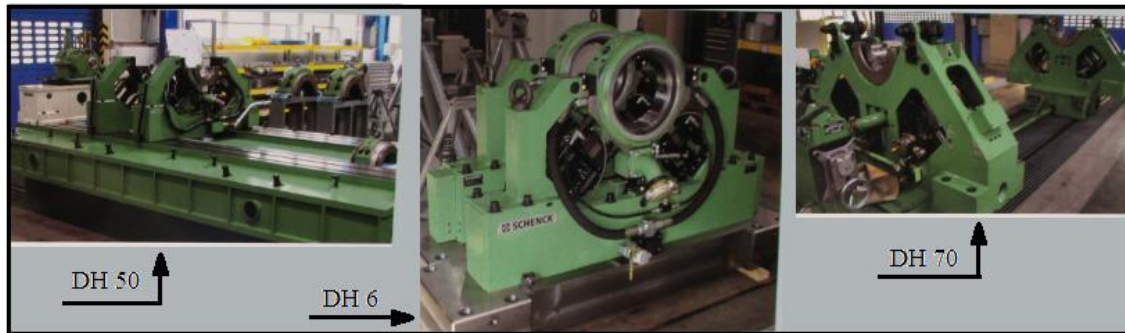
Obrázek 16-Velín [6]

4.3 Ložiskové stojany a jejich parametry

Tab 4.1: Parametry ložiskových stojanů používaných ve firmě

typ stojanu	pro rotor s hmotností [kg]	max. průměr rotoru [mm]	min/max vzdálenost stojanů [mm]	tuhost stojanu [N/ μ m]
DH 50	180 - 4500	1300	300 - 3700	580 - 1250
DH 6	400 - 8000	2500	350 - 7400	600 - 1150
DH 70	800 - 20000	2500	1100 - 7400	1250 - 2650

Na ložiskových stojanech jsou zabudována zařízení jako čidla pro snímání vibrací, vstup pro přívod a odvod olejů.

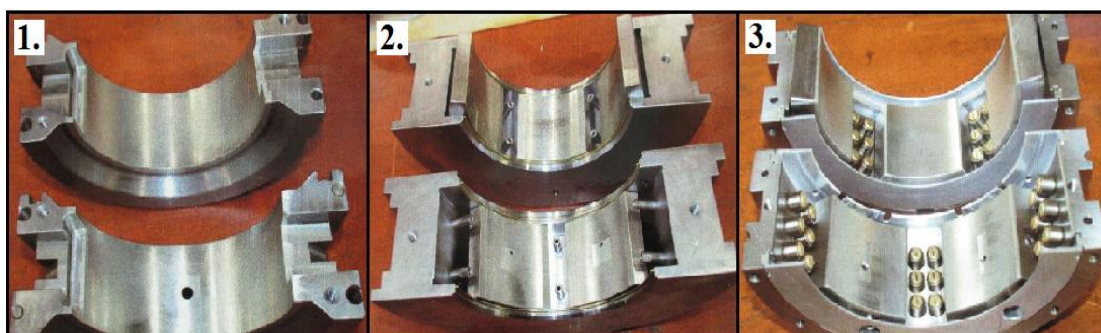


Obrázek 17-Ložiskové stojany ve firmě [6]

4.4 Typy ložisek používaných ve firmě

Typy zvolených ložisek odpovídají ložiskům za provozu nebo se volí takové ložiska s vlastnostmi podobnými těm za provozu.

- Citronové – pro nižší otáčky (do 5000 ot./min)
- Segmentové – po vyšší otáčky (nad 5000 ot./min)
- RKS ložisko – typ segmentového ložiska



Obrázek 18-Typy ložisek: 1. Citronové, 2. Segmentové, 3. RKS [6]

4.5 Vývěvy

Vývěvy mají za úkol snížit tlak z atmosférického na vakuum o podtlaku 7 milibar, kde maximální možný podtlak, kterého lze dosáhnout, je 0,08 milibar. Je to sestava čtyř vývěv. Tento proces je časově náročný a výrazně prodlužuje dobu celého vyvažování. Vakuum se vytvoří za cca 13 minut a je nutností u každého vysokootáčkového běhu. Bez vakua by turbína potřeboval velký výkon pohonné jednotky na dosažení vysokých otáček kvůli odporu vzduchu, navíc by vznikaly velké proudy vzduchu. Odsávaný vzduch je odváděn mimo budovu tunelu.



Obrázek 19-Systém vakuových vývěv [6]

4.6 Olejový systém

Olejový systém se dělí na atmosférický, vakuový, vysokotlaký. Systémy jsou tvořeny hlavní a havarijní nádrží, čerpadly, pojistnými ventily, regulátorem tlaku, chladičem, filtrem a čidly na měření tlaku, teploty a průtoku.

- Vakuový olejový systém slouží k mazání a chlazení ložisek vyvažovaných rotorů a převodovky uvnitř tunelu. Pracuje, když je v tunelu vakuum.
- Atmosférický olejový systém slouží k mazání a chlazení ložisek převodovky a mezihřídele, které jsou vně tunelu.
- Vysokotlaký olejový systém je využíván při rozběhu rotoru k nadzvedávání čepů rotorů. Olej je pod tlakem 150 barů. Tento systém nasává olej z nádrže vakuového systému.



Obrázek 20-Pohled na nádrž vakuového olejového systému [6]

4.7 Pohonná jednotka

Pohonná jednotka vyvažovačky musí být schopná měnit otáčky plynule. Některé pružné rotory se vyvažují i při 12000 ot/min. Ve firmě toto obstarává stejnosměrný elektromotor, který je schopen plynule měnit otáčky do 1500 ot/min. Na hřídel motoru pak navazuje spojka a dvoustupňová převodovka, aby bylo možno dosáhnout požadovaných vyšších otáček.

4.8 Ostatní zařízení

- Náhradní zdroj – plynový agregát TEDOM MT45S má za úkol zabezpečit čerpadla olejového systému od zastavení při výpadku elektrického proudu. Náhradní zdroj se nachází přímo v budově vyvažovacího tunelu. Tímto je pojištěno nebezpečí zničení rotoru a ložisek při výpadku proudu.
- Vodárna – zásobárna vody, která se používá jako chladivo pro chlazení olejového systému. Voda proudí v uzavřeném cyklu z chladicí věže.

5 POSTUP VYVAŽOVÁNÍ NA PŘÍKLADU

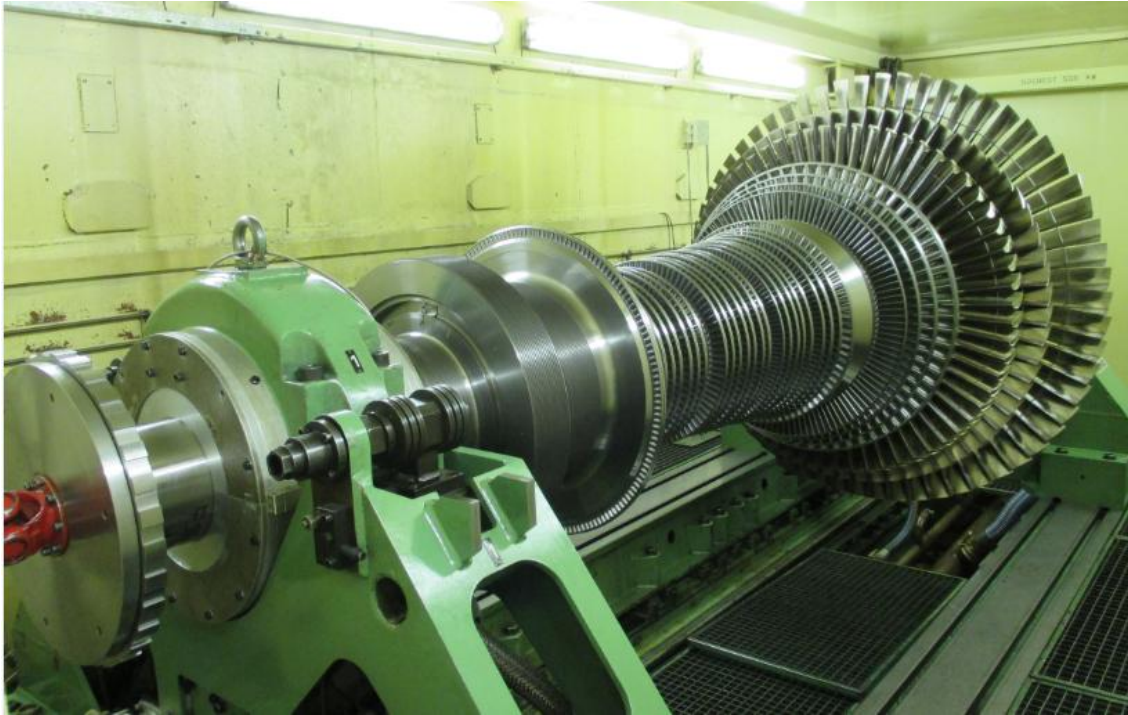
V této kapitole je podrobněji rozepsáno vyvažování pomocí metody příčnickových činitelů. Postup, zde uváděný, je popsán na základě postupu užívaného ve firmě Siemens s. r. o. odstěpný závod Industrial Turbomachinery, dále jen „firma“.

Před začátkem každého vyvažovacího procesu je potřeba provést výpočet dynamiky rotoru na stanovení vlastností rotoru a jeho chování při určitých otáčkách (výpočet je prováděn pomocí počítačového softwaru a předpokladem je homogenní rozložení hmoty po celé délce rotoru). Pro tyto výpočty a pro posouzení je-li možno vyvažovat rotor na vyvažovacím zařízení ve firmě, je třeba znát základní parametry vyvažovaného rotoru, které budou uvedeny v kapitole 5.1. Mezi zjišťované vlastnosti patří kritické otáčky a tvary ohybových módů. První kritické otáčky jsou pak směrodatné pro určení otáček nízkootáčkového vyvažování, které musí ležet pod polovinou prvních kritických otáček. Většinou se pro nízkootáčkové vyvažování volí 400 nebo 500 rpm (otáček za minutu). Pro výpočet vysokootáčkového vyvažování metodou příčnickových činitelů se používá vyvažovací software CabFlex ++ od firmy Schenck - od této firmy je i většina vyvažovacího zařízení, např. tunel a ložiskové stojany.

Pozn.: pro jednotku „otáčky za minutu“ se často používá označení *rpm* (z anglického rotate per minute)

- Popis postupu v bodech
 1. příprava rotoru
 2. převoz rotoru
 3. stabilizace rotoru
 4. nízkootáčkové vyvážení
 5. odstředění
 6. referenční jízda
 7. testovací jízdy
 8. vyvažovací sada
 9. vysokootáčková jízda
 10. kontrolní jízda

Z důvodu obsáhlosti tohoto tématu nejsou body postupu 1. a 2. podrobněji popsány, protože se netýkají samotného vyvažování.



Obrázek 21-Vyvažovaný rotor turbíny ve vyvažovacím tunelu [6]

5.1 Parametry vyvažované turbíny

Typ turbíny: STT – 400

Strana pohonu – přední

Vzdálenost ložisek – 4142,5 mm

Hmotnost rotoru – 12018 kg

Hmotný moment setrvačnosti – 1208 kg·m²

Počet vyvažovacích rovin – 5

Provozní otáčky - 4005 rpm

Rozsah vyvažovacích otáček – 500-4406 rpm

Odstřed'ovací otáčky – 4846 rpm

Doba odstřed'ování – 3 min

Vyvažovací ložiskové stojany – DH 70

Kvalita vyvážení G – 1,50

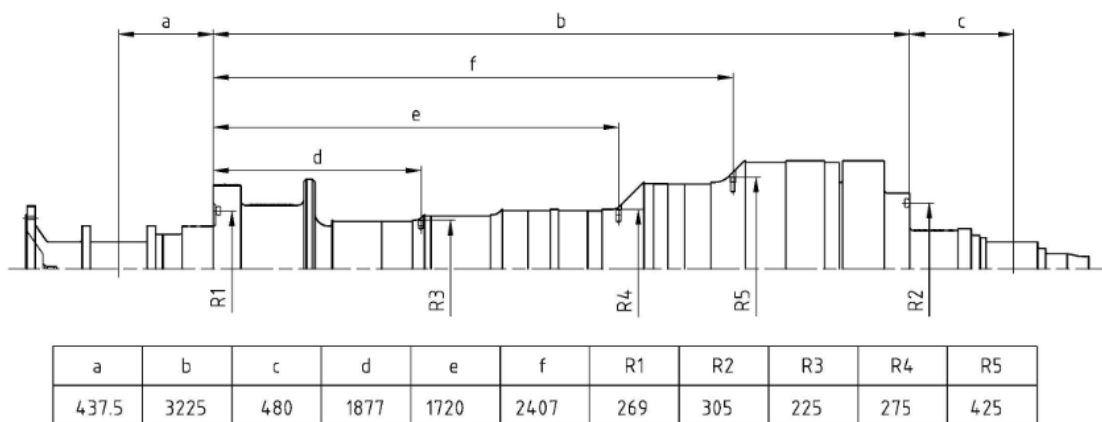
Příslušný modální zbytkový nevyvážek – 42981 g·mm

Pozn.: Hodnota kvality vyvážení G 1,5 je volena na základě normy ISO 11342 a to jako 60% z G 2,5 dle ISO 1940.

Tab. 5.1: Kritické otáčky

Kritické otáčky rotoru	Turbína přední/zadní ložisko	Vyvažování přední/zadní ložisko	Jednotky
1.	2163 / 2163	2083/2083	rpm
2.	/	5287/5287	rpm
3.	/	/	rpm

Další důležité informace o vyvažovacích rovinách a jejich rozměrech jsou vidět na obr. 22. Rovina R1 je umístěna u předního ložiska a rovina R2 u zadního. R1 a R2 pak mají po obvodě drážku na vyvažovací tělesa a zbývající roviny pak mají závitové díry pro vyvažovací šrouby.



Obrázek 22-Abc schéma [6]

Abc schéma (viz obr. 22) znázorňuje polohu krajních rovin od ložisek kótováním dle parametrů a , b , c . Pro další roviny pak použito kótování za použití dalších parametrů – v našem případě d , e , f . Kóty se obvykle vztahují k rovině R1. Dále jsou na obr. 22 znázorněny velikosti poloměrů daných rovin.

Na obr. 23 a 24 jsou vidět tvary ohybových módů, jejich kritické otáčky a to v závislosti na tuhosti a teplotě. Teplota rotoru při vyvažování je okolo 20°C a při provozu je teplotní profil různý, kde největší teplotu mají přední lopatky a to kolem 480°C. Červeně je znázorněn ohybový tvar kmitání při prvních kritických otáčkách, které by měly být při vyvažování 2082 rpm. Druhý průhybový mód, znázorněn modrou, by se pak měl objevit při 5327 rpm. Třetí průhybový mód, znázorněn zelenou, se vyskytuje při 10413 rpm. To znamená, že při najíždění se budou přejíždět první kritické otáčky a provozní otáčky budou ovlivněny více druhým průhybovým módem a třetí průhybový mód by se neměl vůbec projevit. Je důležité, aby se vlastnosti v obou uvažovaných podmínkách více méně shodovaly – hlavně pak kritické otáčky a tvary průhybových módů. Kdyby podobnost neplatila, mohlo by se stát, že dobře vyvážený rotor na vyvažovačce by se jevil jako nevyvážený při provozu. Jak je vidět z obr. 20 a 21 tak kritické otáčky jsou podobné ($PCv1$, $PCv2$, $PCv3$ na obr. 20 a 21 znázorňují kritické otáčky pomocí poměru N_{krit} / N_{provoz}).

5.2 Nízkootáčkové vyvažování (předvyvážení)

Nízkootáčkové vyvažování bylo provedeno při otáčkách 500 rpm. U nízkootáčkového vyvažování není třeba vakua v tunelu. Před začátkem zapsání prvních hodnot vibrací a nevyvážku je třeba čekat, až se měřené hodnoty ustálí (tzv. stabilizace rotoru). Změna měřených veličin během stabilizace je zapříčiněna různou teplotou v různých částech rotoru.

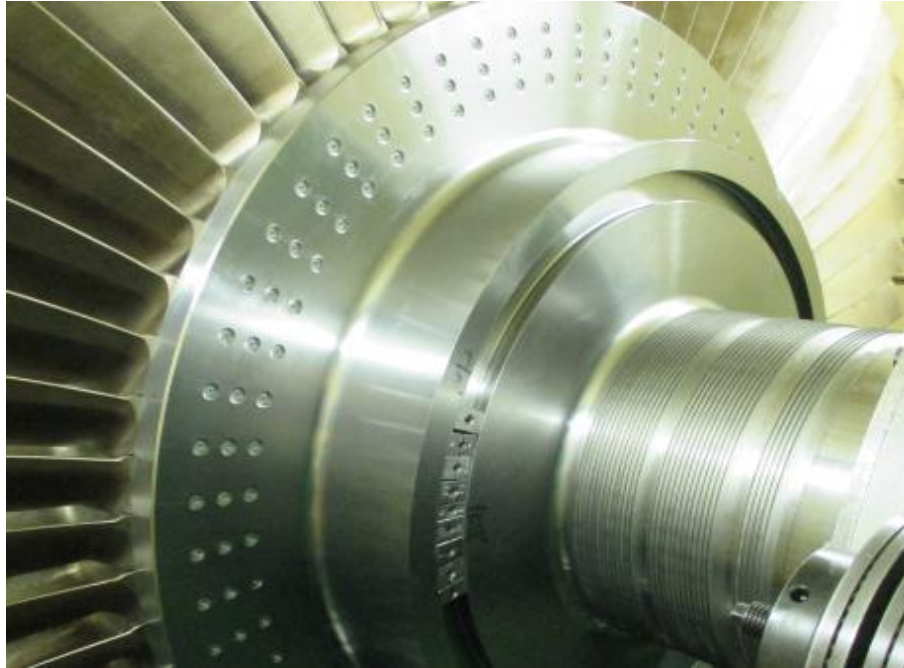
Po zjištění měřených parametrů nízkootáčkové jízdy se provádí snížení působení statické nevyváženosti zhruba na polovinu. Do prostřední roviny (R3) je přidáno korekční závaží a to z důvodu, že tato rovina je nejvíce citlivá na statickou nevyváženost. Do rovin R1 a R2 jsou pak přidána vyvažovací závaží na snížení dynamické nevyváženosti na co nejmenší hodnotu. Toto předvyvážení usnadňuje následné vysokootáčkové vyvažování a je zárukou toho, že se nebude muset vysoootáčkové jízda (odstředění) přerušit z důvodů vyšších vibrací, při kterých by se mohly ložiskové stojany poškodit. Maximální povolená rychlost vibrací ve vyvažovačce je 10 mm/s.

Tab 5.2: Hodnoty nízkootáčkového vyvažování zapsané ve velině

Otáčky	typ nevývahy	přední ložisko		zadní ložisko		přidání vyvažovacích těles - hmotnost na úhel [g/°]					proces
		nevývaha [g]	úhel [°]	zatížení [g]	úhel [°]	rovina					
500	statická	401	180	1440	207	R1	R2	R3	R4	R5	nízko- otáčkové vyvažování
	dynamická	1940	201	-	-				146,8 / 157		
									146,8 / 175		
									146,9 / 193		
									147,2 / 211		
									147 / 229		
									146,8 / 247		
	statická	142	136	1003	211						
	dynamická	1190	205	-	-						
						146,9 / 135	1012,7 / 215				
	statická	27,8	309	6,89	270						
	dynamická	-	-	-	-						
4846										odstředění	
500		30	322	30,4	340					kontrola	

Statická nevývaha byla na předním ložiskovém stojanu 401 g na 180° a na zadním ložiskovém stojanu byla naměřená nevývaha 1440 g na 207°. Jako první bylo provedeno snížení statické nevývahy pomocí umístění vyvažovací sady do roviny R4. Celkem bylo přidáno 881,5 g, tato váha byla rozdělena do šesti vyvažovacích těles umístěnými pod úhly, které můžeme vidět v tab. 5.2. Statická nevývaha klesla na 142 g na 136° u předního ložiska a na 1003 g na 211° u zadního ložiska. Poté byla provedena redukce dynamické nevývahy na rovinách R1 a R2. Na rovinu R1 bylo přidáno 146,9 g na 135° a na rovinu R2 1012,7 g na 215°. Dynamická nevývaha klesla na nulu (přesněji byla tak malá, že byla zaokrouhlena na nulu). Následně bylo provedeno odstředění rotoru, podrobněji popsáno v kapitole níže. Po odstředění se provede další kontrolní jízda při otáčkách nízkootáčkového vyvažování a zkontroluje se stav nevývažků. V tomto případě se nevývažky nepatrně zvýšily u první ložiskového stojanu a trochu více (z 6,9 g na 30,4 g) u druhého ložiskového stojanu. Každopádně tyto změny jsou přijatelné a po vizuální kontrole případného vysunutí lopatek (vše bylo v pořádku) se pokračuje vysokootáčkovým vyvažováním.

Pozn.: Referenční úhlová stupnice je umístěna na hřídeli pohánějícího motoru u vnitřní stěny tunelu. Vibrační čidla jsou umístěna na přední i zadním ložiskovém stojanu a jsou pootočená o 90° od sebe (podobně jak ukazuje obr. 14 v kap. 3.8).

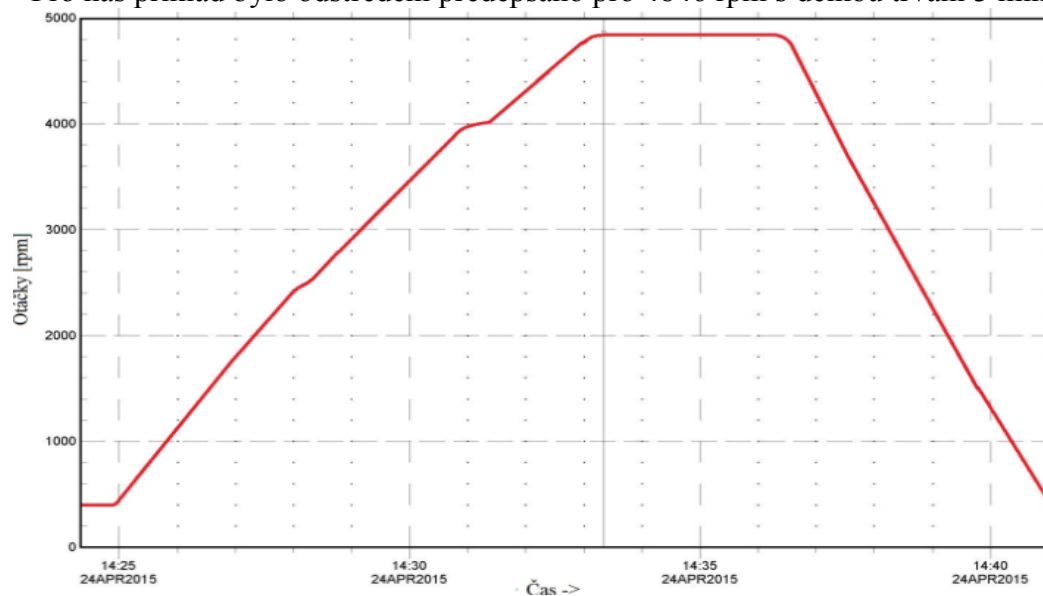


Obrázek 25-Vyvažovací sada v rovině R2 (celkem 1012,7g) [6]

5.3 Odstředění

Odstředění je prováděno za účelem zafixováním lopatek ve svých pozicích. Při vysokých otáčkách se za působení odstředivé síly může stát, že některé z lopatek povyskočí víc než ostatní a tím by se zvyšovala nevyváženost rotoru. V takovém případě je nutno rotor demontovat z vyvažovacího zařízení a dovést na osoustružení povyskočených lopatek. Otáčky pro odstředění jsou voleny jako 1.21 násobek provozních otáček. Většina rotorů se pak po dobu svojí životnosti nedostane k tak vysokým otáčkám.

Pro náš příklad bylo odstředění předepsáno pro 4846 rpm s délkou trvání 3 min.



Obrázek 26-Záznam odstředění [6]

5.4 Vysokootáčkové vyvažování

Vysokootáčkové vyvažování je prováděno v rozmezí 500 - 4406 rpm. Hnací motor zvyšuje svoje otáčky plynule a ve velině je zaznamenávána amplituda vibrací v závislosti na měnících se otáčkách. Směrodatnými hodnotami jsou hodnoty zaznamenávané při klesání otáček (v grafu zaznamenáno červeně), kde se rotor roztočí na 4406 rpm a pak se nechávají otáčky klesat. Ve firmě bylo zjištěno, že tento postup je méně ovlivněn chybou než při najíždění otáček směrem nahoru (modře).

Na začátku vysokootáčkového vyvažování se provede referenční jízda (Run0) a hodnoty amplitud jsou zaznamenány a zapsány ve velině, stejně pak u každého testovacího běhu. Testovací závaží pro roviny byla určena pomocí vyvažovacího softwaru následovně:

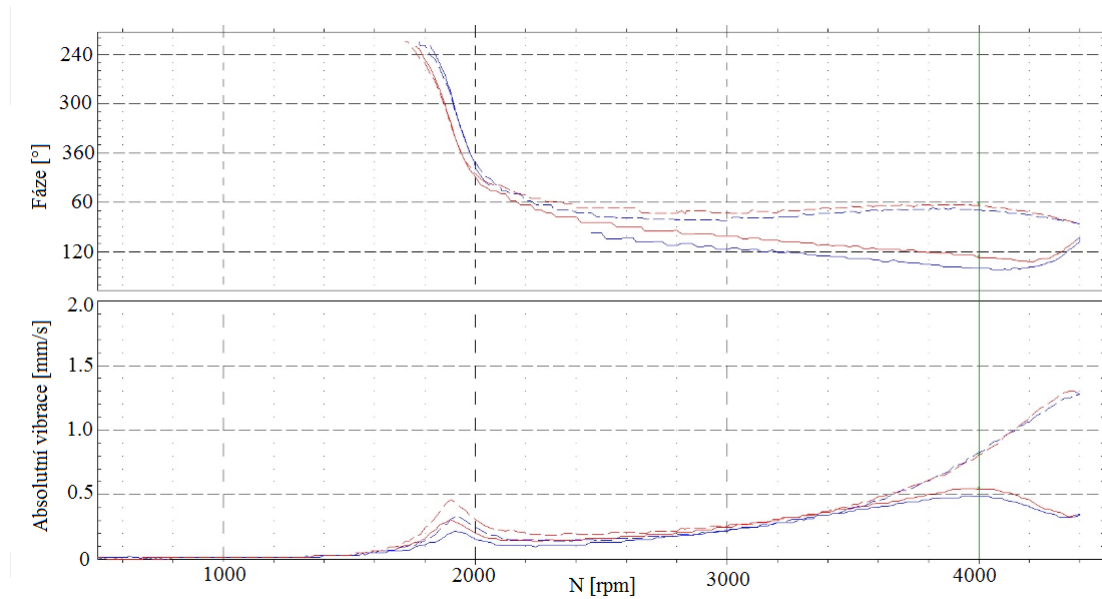
- Pro rovinu R1: 107,8 g na 40°
- Pro rovinu R2: 87,2 g na 190°
- Pro rovinu R3: 120,6 g na 217°
- Pro rovinu R4: 119,6 g na 265°
- Pro rovinu R5: 117,6 g na 265°

Nejprve bylo umístěno závaží pro rovinu R1 a provedena první testovací jízda (Run1). Poté vyvažovací technici musí závaží z roviny R1 odebrat a přidat závaží pro další běh na rovinu R2. Tento postup se opakuje pro každou rovinu. Tento proces je velice časově náročný, protože mezi každým během se musí čekat na snížení tlaku v tunelu na vakuum.

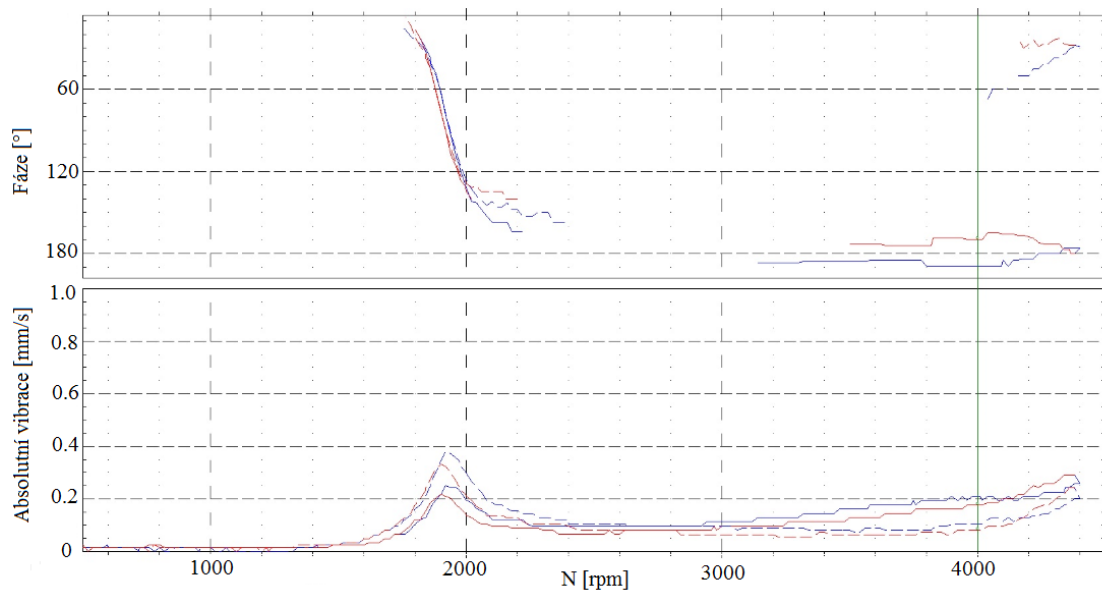
Výsledky testovacích jízd společně s referenční jízdou slouží jako vstupní parametry pro vyvažovací software. Dále se zadávají provozní a kritické otáčky rotoru – v našem případě 4005 rpm a 2083 rpm. Po tom co byly data zapsána do počítače, byla vypočítána vyvažovací sada. Na zkušenostech vyvažovacích techniků a výsledků navržené vyvažovací sady závisí, zda se pro vyvážení využijí všechny roviny nebo jen některé. Nejlepší stav nastal pro výpočet z rovin R1, R2 a R4. Po umístění této vyvažovací sady na rotor se provede kontrolní jízda a zjišťuje se, zda jsou hodnoty nevyvážků a vibrací v přípustných mezích. Pokud stav rotoru stále nevyhovuje, zadá se to softwaru změřená kontrolní jízda jako jízda referenční (místo run0) a tím se dostáváme k přesnějším výpočtům. V tomto případě by software dopočítal další vyvažovací sadu, která by měla být na rotor umístěna. Další možností je první dopočítanou vyvažovací sadu sundat z rotoru a provést výpočet pro jiné roviny.

Výsledný stav vyvažovací sady je:

- Pro R1: 149,5 g na 20°; 146,9 g na 167°
- Pro R2: 109,4 g na 42°; 954 g na 219°; 110,9 g na 237°
- Pro R3: /
- Pro R4: 146,7 g na 121°; 147 g na 175°; 338,8 g na 193°; 335 g na 211°;
147 g na 229°; 87 g na 301°
- Pro R5: /



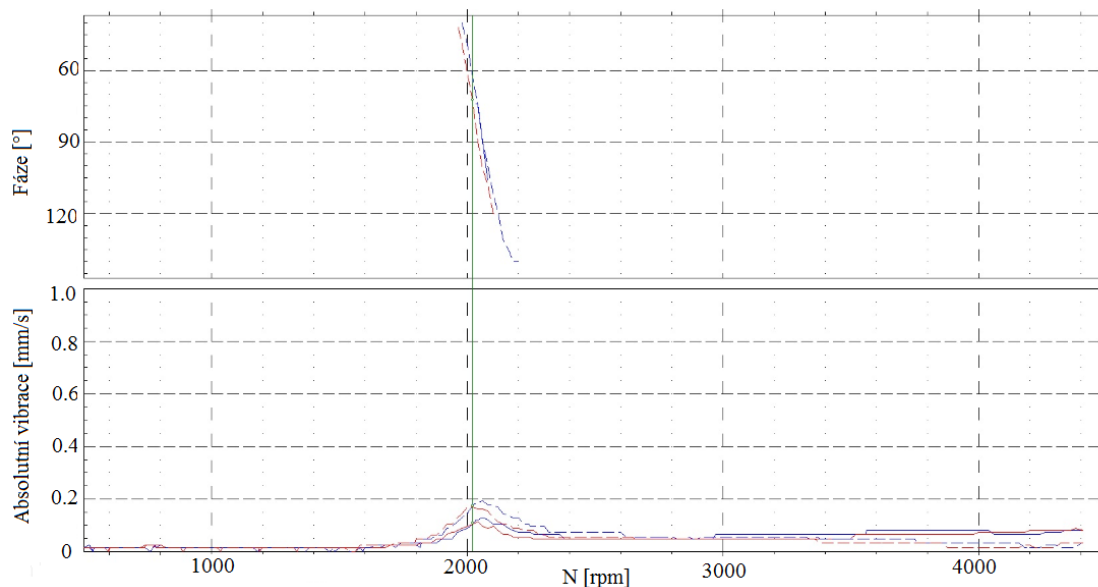
Obrázek 27-Absolutní vibrace referenční jízdy [6]



Obrázek 28-Absolutní vibrace finální jízdy [6]

Absolutní vibrace referenčního běhu byly 0,81 mm/s při provozních otáčkách, absolutní vibrace finálního běhu byly 0,18 mm/s při provozních otáčkách. Na obr. 27 a 28 je znázorněna závislost amplitudy absolutních vibrací v závislosti na otáčkách, nahoře je pak křivka znázorňující fázi amplitudy (fáze je zaznamenávána až od překročení určité hranice amplitudy, proto není horní křivka souvislá). Z obr. 27 je zřejmé, že vibrace referenčního běhu jsou při provozních otáčkách vyšší než vibrace

kritických otáček. Ve finální jízdě se podařilo stáhnout vibrace v provozních otáčkách, ale zároveň došlo ke zvýšení vibrací při prvních kritických otáčkách (viz obr. 28), maximum absolutních vibrací finální jízdy tedy je 0,33 mm/s. Oba tyto grafy znázorňují jízdu s nevyztuženými ložiskovými stojany. Pro zákazníka je však podstatná jízda s vyztuženými ložisky, která se pak objevuje i ve vyvažovacím protokolu turbíny. Obr. 28 znázorňuje finální jízdu s vyztuženými ložiskovými stojany.



Obrázek 29-Finální jízda s vyztužením [6]

Výsledné maximální absolutní vibrace jsou 0,17 mm/s. Výsledné relativní vibrace pak byly naměřeny 4,96 mikronů.

Nakonec byla udělána poslední nízkootáčková jízda, kde se sleduje změna předvyvážení. Na předním ložiskovém stojanu bylo naměřeno 9,6 g na 141° a na zadním ložiskovém stojanu 12,5 g na 22° . Tyto data byly zapsány, a tímto bylo vyvažování v tunelu ukončeno a rotor turbíny připraven na následnou demontáž ze stojanů a odvoz z vyvažovacího tunelu.

5.5 Shrnutí

SIEMENS s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery							
KONTROLA ZBYTKOVÝCH NEVÝVAŽKŮ (ISO 11342)							
Identifikace rotoru :							Adre system
Heslo :	Příklad 1			Datum :			
Číslo tavby :				Vyhotovil :			
Kvalita vyvážení G	1.500			Podpis :			
Údaje odečtené z vyvažovacího předpisu a Bode diagramu :							
Vyvažovací rovina		R1	R2	R3	R4	R5	
Poloměr pro nevyvážky [mm]		269	305	225	275	425	
Otáčky [1/min.]		Maximální přípustné hodnoty zbytkových nevyvážek					
nízké	500 [g.mm]	29668	41967				
	1 900 [g.mm]			42981			
rezonanční	[g.mm]						
provozní	4 005 [g.mm]			42981			
Kontrola zbytkových nevyvážek pro nízké vyvažovací otáčky							
Vyvažovací rovina	Poloměr umístění r [mm]	Zbytkový nevyvážek			Splňuje limit ano/ne		
		odečet Uo [g]	výpočet Ur [g.mm]	přípustný Up [g.mm]			
R1	269	9.60	2582	29668	ANO		
R2	305	12.50	3813	41967	ANO		
Zbytkové nevyvážky pro rezonanční a provozní otáčky :							
Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Amplitudy a fáze úvodního stavu a testovacích běhů; Hmotnost testovacího závaží [mm/s; °; g]					
		Run 0	T_R1	T_R2	T_R3	T_R4	T_R5
1 900	Test.závaží		107.8	87.2	120.6	119.6	117.6
	L1 / amplit.	0.307	0.872	0.388	0.363	0.799	1.030
	L1 / fáze	321	320	237	131	81	89
	L2 / amplit.	0.460	1.270	0.452	0.485	1.130	1.470
	L2 / fáze	324	329	235	140	81	89
4 005	L1 / amplit.						
	L1 / fáze						
	L2 / amplit.						
	L2 / fáze						
	L1 / amplit.	0.541	3.340	1.660	2.450	0.896	1.410
	L1 / fáze	127	266	301	103	104	190
L2 / amplit.	0.808	4.080	2.600	1.420	0.598	1.490	
L2 / fáze	64	84	101	271	142	61	
Prepočet :							
Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Příčinkové součinitele v korekčních rovinách [mm/s/kg/mm]					
		R1	R2	R3	R4	R5	max.hodnota
1 900	L1	0.019	0.018	0.025	0.030	0.025	0.030
	L2	0.028	0.024	0.035	0.043	0.036	0.043
	L1	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
	L2	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
4 005	L1	0.130	0.083	0.073	0.014	0.025	0.130
	L2	0.115	0.076	0.080	0.027	0.014	0.115
Kontrola zbytkových nevyvážek pro rezonanční a provozní otáčky :							
Vyvažovací otáčky [1/min.]	Měřicí rovina (snímač)	Amplituda vibrací [mm/s]	Příčinkový součinitel [mm/s/kg/mm]	Zbytkový nevyvážek		Splňuje limit ano/ne	Splňuje limit 60%
				výpočet [g.mm]	přípustný [g.mm]		
1 900	L1	0.22	0.030	7317	42981	ANO	10.21%
	L2	0.33	0.043	7752	42981	ANO	10.82%
	L1		0.000	0	0	ANO	0.00%
	L2		0.000	0	0	ANO	0.00%
4 005	L1	0.18	0.130	1386	42981	ANO	1.94%
	L2	0.08	0.115	696	42981	ANO	0.97%

Výpočet zbytkových nevyvážek - ADRE DATA

Obrázek 30-Výpočet a kontrola zbytkových nevyvážek

Hodnoty zapsané v tabulce na obr. 29 byly zaznamenávány v průběhu vyvažování pomocí Bode diagramů (obr. 26, 27). Amplitudy absolutních vibrací jsou přepočítávány na zbytkové nevyvážky. Příčnickový součinitel vyjadřuje citlivost dané roviny na nevyvážek, a proto se u výpočtu uvažuje s maximální hodnotou (nejcitlivější rovinou). V našem případě je maximální hodnota příčnickového součinitele v korekčních rovinách pro 1900 rpm u roviny R4 a pro 4005 rpm u roviny R1. Podělením amplitudy vibrací s příčnickovým součinitelem pak dostáváme zbytkový nevyvážek. Poslední tabulka (dole na obr. 29) ukazuje, že limity byly splněny a tedy, že vyvážení je podle normy ISO 11342 splněno.

6 ZÁVĚR

Vyvažování rotorů turbín má velice důležité místo v průmyslové výrobě. Přesnost vyvážení, které je možno dosáhnout, může dosahovat velmi nízkých hodnot zbytkových nevyvážek. Avšak je důležité najít určitou mez mezi kvalitou vyvážení a ekonomickou stránkou procesu. Při velice přesném požadovaném vyvážení by se čas celkového vyvažování velice prodloužil, a tím i potřebné výdaje. To by mělo zásadní dopad na finanční náročnost celého procesu. Dynamika rotoru a pevnostní charakteristika je pro svoji složitost počítána softwarem, firma Schenck je jedna z mála, která dosahuje velice dobrých výsledků a má dlouholetou tradici s výrobou vyvažovacích zařízení a softwarů pro vyvažování. Ve firmě Siemens je pak používána metoda příčnickových činitelů, která má svoji hlavní výhodu v tom, že není třeba znát přesné tvary průhybových módů při kritických otáčkách. V jiných firmách se můžeme setkat ještě s modální metodou, avšak v poslední době, firmy často přecházejí k metodě příčnickových činitelů. Normy používané při vyvažování stanovují požadavky na vyvážení a dle nich je možno sjednotit kvalitu vyvážení v Evropě a v jiných zemích. Na zákazníkovi pak závisí volba normy podle, které chce mít rotor vyvážen.

V první části této práce je pojednáno obecně o typech nevyvážeností a jsou zde uvedeny základní vzorce pro výpočet nevyváhy. Druhá kapitola pojednává o vyvažování a klasifikuje rotory na tuhé a pružné. V této kapitole jsem hlavně vycházel z nejčastěji používaných norem (ISO 1940, ISO 11342, API 612) a je zde ukázáno, jak se limity vibrací od sebe liší. Dále jsou normy podrobněji popsány tak, aby čtenář získal orientaci o tom, na které rotory se normy vztahují. Třetí kapitola popisuje vyvažovací zařízení ve firmě Siemens, je zde fotodokumentace, sloužící pro lepší představu a popis vlastností vyvažovacího zařízení. Stěžejní, poslední kapitola detailněji popisuje metodu příčnickových činitelů na příkladu. Vyvažována parní turbína STT-400 spadá pod pružné rotory a tak je vyvažování voleno dle normy ISO 11342. Konečný výsledek vyvážení je nejlépe vidět na bode-diagramech.(obr. 27,28,29). Na závěr je přiložená tabulka dopočítávající konečné zbytkové nevyvážky a porovnává je s normou.

LITERATURA

- [1] API 612. *Special Purpose Steam Turbines For Petroleum, Chemical, and Gas Industry Services*. 4. vyd. 1995.
- [2] ČSN ISO 10816-1 *Vibrace – Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech- Část 1: Všeobecné směrnice*
- [3] ČSN ISO 11342 *Vibrace – Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů*.
- [4] ČSN ISO 1940. *Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu*.
- [5] DATTA, Chiradip. *Compression Theory. Air Separation* [online]. [cit. 2015-03-17]. Dostupné z: <http://www.asuprocess.com/412375787>
- [6] firemní zdroje a fotodokumentace, Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o.
- [7] GASCH, Robert a Herbert PFÜTZNER. *Dynamika rotorů*. Praha: SNTL, 1980.
- [8] ISO 7919-1. *Mechanical vibration of non-reciprocating machines: Measurements on rotating shafts and evaluation criteria*. 1996.
- [9] JOSEPHS, Harold a Ronald L HUSTON. *Dynamics of mechanical systems*. Boca Raton: CRC Press, c2002, 757 s. ISBN 08-493-0593-4.
- [10] JULIŠ, Karel a Vladimír BORŮVKA. *Základy dynamického vyvažování*. Praha: SNTL, 1979.
- [11] LAYNE, Michael.H. *Detecting and Correcting Unbalance an Toolholders for High- Speed Machining. Modern Machine Shop* [online]. 2007, : 19 [cit. 2015-02-02]. Dostupné z: [http://www.mmsonline.com/uploadedFiles/Publications/MMS/Articles/Internal/ToolholderBalancing\(1\).pdf](http://www.mmsonline.com/uploadedFiles/Publications/MMS/Articles/Internal/ToolholderBalancing(1).pdf)
- [12] MALENOVSKÝ, E., KREJČÍ, P. *Studijní opora z předmětu Dynamika rotorových soustav* [online]. Poslední aktualizace 12. listopadu 2007.[cit. 21. 11. 2014]. Dostupné z: http://www.umt-old.fme.vutbr.cz/~pkrejci/opory/dyn_rot/kapitola_9.html
- [13] NOVÁK, Lubomír. *Vyvažování tuhých rotorů*. In: [online]. 7. 10. 2014 [cit. 2014-11-22]. Dostupné z: <http://www.elektrorevue.cz/clanky/04049/index.html#lit>
- [14] *Preventivní údržba strojů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1989.
- [15] SIGL, Z.: *Technika vyvažování. Hofmann-cz.cz* [online]. 2001-03 [cit. 21. 11. 2014]. Dostupné z WWW: <http://www.hofmann-cz.cz/index.php?strana=technika>.
- [16] HADAŠ, Z...: *Dynamika – Vyvažování tuhých těles*, prezentace, 2014.