

# PROBLEMATIKA NT ČÁSTI TURBOKOMPRESORU

## ISSUES NT PARTS OF TURBOMACHINES

Lukáš Heisig<sup>1</sup>, Jaroslav Fierla<sup>2</sup>, Esos Ostrava, s. r. o.

### Anotace:

Řešený případ nízkotlaké části turbokompresoru poukazuje na problematiku uložení kluzných ložisek, která jsou řešením téměř všech turbokompresorových soustav vyšších výkonů.

### 1. Úvod

Destabilita rotoru je velmi nebezpečný jev, který může nastat v rámci určitých otáček, případně provozních podmínek a trvalý provoz rotoru v oblasti destability je nepřijatelný. Tyto problémy vibrací mohou být příčinou velkých ekonomických ztrát u vysokootáčkových, vysokotlakových strojů.

Destabilitu rotoru v kluzných ložiskách nelze ve většině případu odhalit měřením absolutních vibrací na ložiskových stojanech nebo skříni stroje, ale může nám dát ucelenou informaci k dalšímu posouzení stavu stroje. Naštěstí naprostá většina velkých rotačních strojů je již standardně vybavena bezpečnostním, diagnostickým systémem s relativními snímači chvění rotoru, které jsou schopny vznik destability okamžitě odhalit a stroj včas odstavit.

Existuje však celá řada malých rychloběžných strojů s kluznými ložisky, které nejsou vybaveny žádným diagnostickým systémem. V těchto případech je velice dobré zajistit měření relativních vibrací rotoru s ohledem na jejich bezpečnost.

Je známo, že tato výše uvedená destabilita nepředstavuje problém u strojů, které mají skutečné kritiky nad provozními otáčkami („tuhý hřídel“). Problémy jsou zvládnutelné až do 1.8x první kritiky a stávají se závažnějšími, čím vyšší jsou provozní otáčky [1].

### 2. Radiální turbokompresor poháněný rychloběžnou převodovkou

Předmětem měření byla NT část radiálního turbokompresoru uložená v kluzných citrónových ložiscích o otáčkách  $10320\text{min}^{-1}$ , který je poháněn synchronním elektromotorem o výkonu 3000kW a otáčkách  $1500\text{min}^{-1}$ , viz. obrázek 1. Uložení NT i VT části je vybaveno monitorovacím a zabezpečovacím systémem s relativními snímači výchylky kmitání rotoru.

---

<sup>1</sup> Ing. Lukáš Heisig

Esos Ostrava, s.r.o.

Výstavní 51, 702 00 Ostrava-Moravská Ostrava

tel.: +420-59-662-4831, fax: +420-59-662-2738, e-mail: l.heisig@esosostrava.cz

<sup>2</sup> Bc. Jaroslav Fierla

Esos Ostrava, s.r.o.

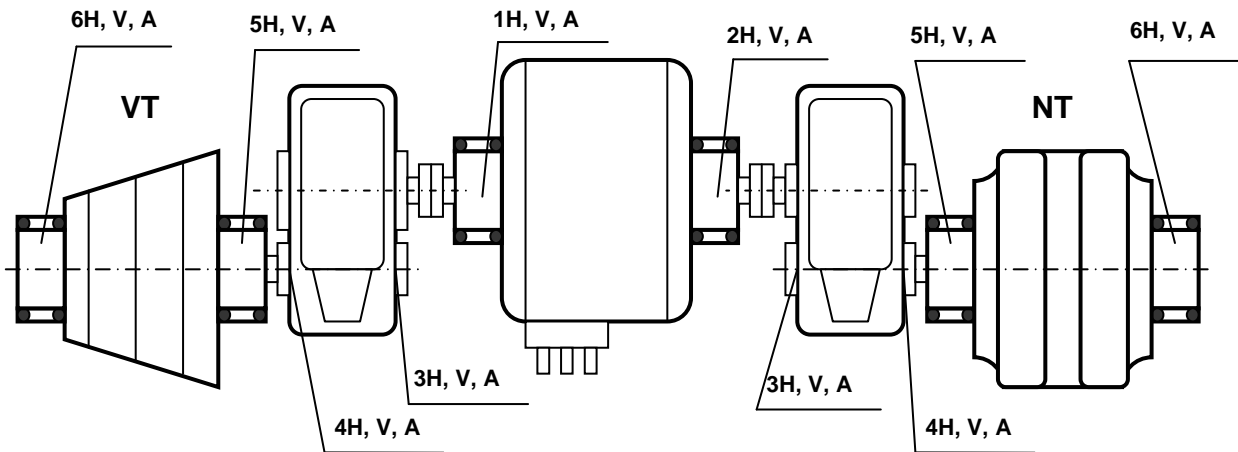
Výstavní 51, 702 00 Ostrava-Moravská Ostrava

tel.: +420-59-662-4831, fax: +420-59-662-2738, e-mail: j.fierla@esosostrava.cz

Turbokompresor je provozován na tři režimy, a to v závislosti na stlačovaném médiu:

1. zatížen - provoz na kyslík
2. odlehčen - provoz na dusík
3. splashing - provoz na dusík do druhé výstupní větve

Vypočítané kritické otáčky pro nízkotlakou část jsou  $3870\text{min}^{-1} = 64,5\text{Hz}$ .

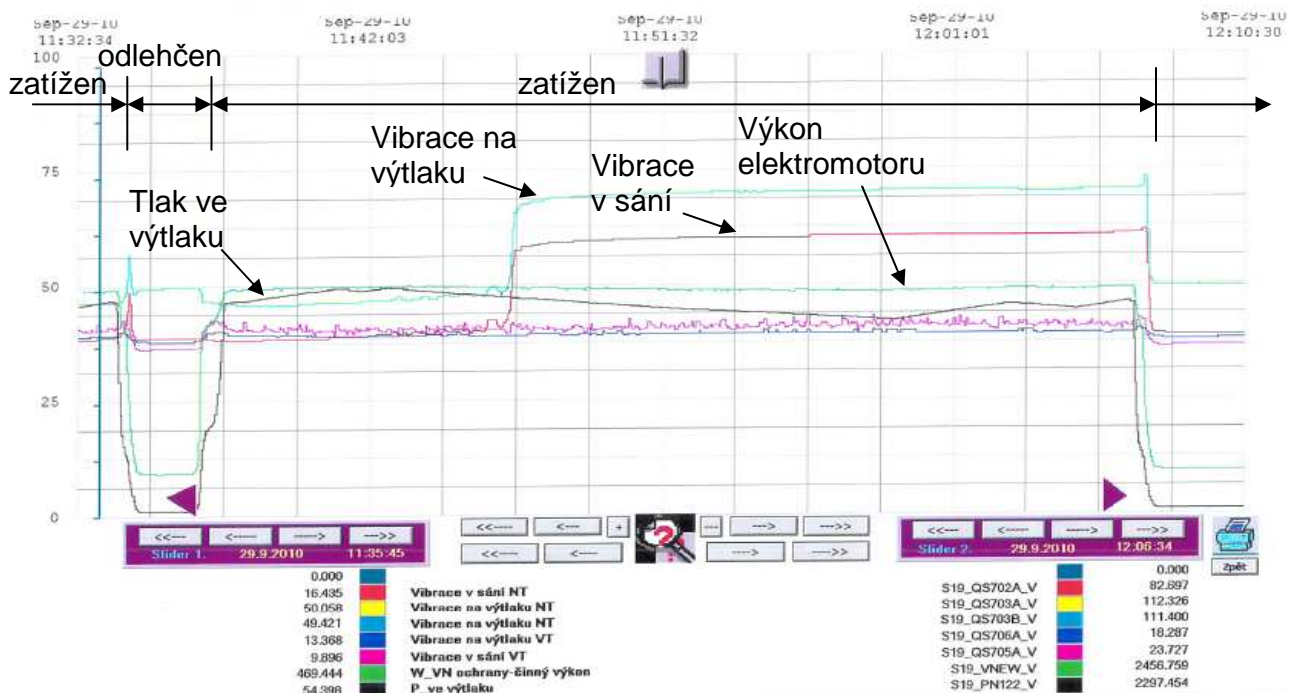


Obr.1 schéma turbokompresoru

## 2.1. Symptomy

Při provozu turbokompresoru v režimu odlehčení, tj. na dusík, vykazoval stroj, dle trendu provozních veličin (obrázek 2), pouze mírné zvýšení celkových hodnot relativních vibrací - na ložisku výtlaku  $50\mu\text{m}$ , ložisko sání  $14\mu\text{m}$ . Po zatížení, tj. při režimu na kyslík se hodnoty nepatrně snížily vlivem tlumení v soustavě ložiska. Po určité době, kdy došlo k poklesu maximálního tlaku na výtlaku ( $2300\text{kPa}$ ) se projevila nestabilita, která měla za následek výrazný nárůst relativního kmitání hřídele - ložisko výtlaku  $115\mu\text{m}$ , ložisko sání  $70\mu\text{m}$ .

Maximální plnicí tlak na výtlaku je doporučen  $2900\text{kPa}$ . Ze záznamu trendu provozních veličin (obrázek 2) je vidět, že zvýšené vibrace se projevují i při nižších tlacích ( $2300\text{kPa}$ ). Limitní tlak na výtlaku, kdy nedocházelo k nestabilitě byl okolo  $2100\text{kPa}$ . Provoz turbokompresoru při tomto plnicím tlaku na výtlaku je ale energeticky náročnější, a to z důvodu delšího času plnění zásobníku, což vede k výrazným ekonomickým ztrátám.



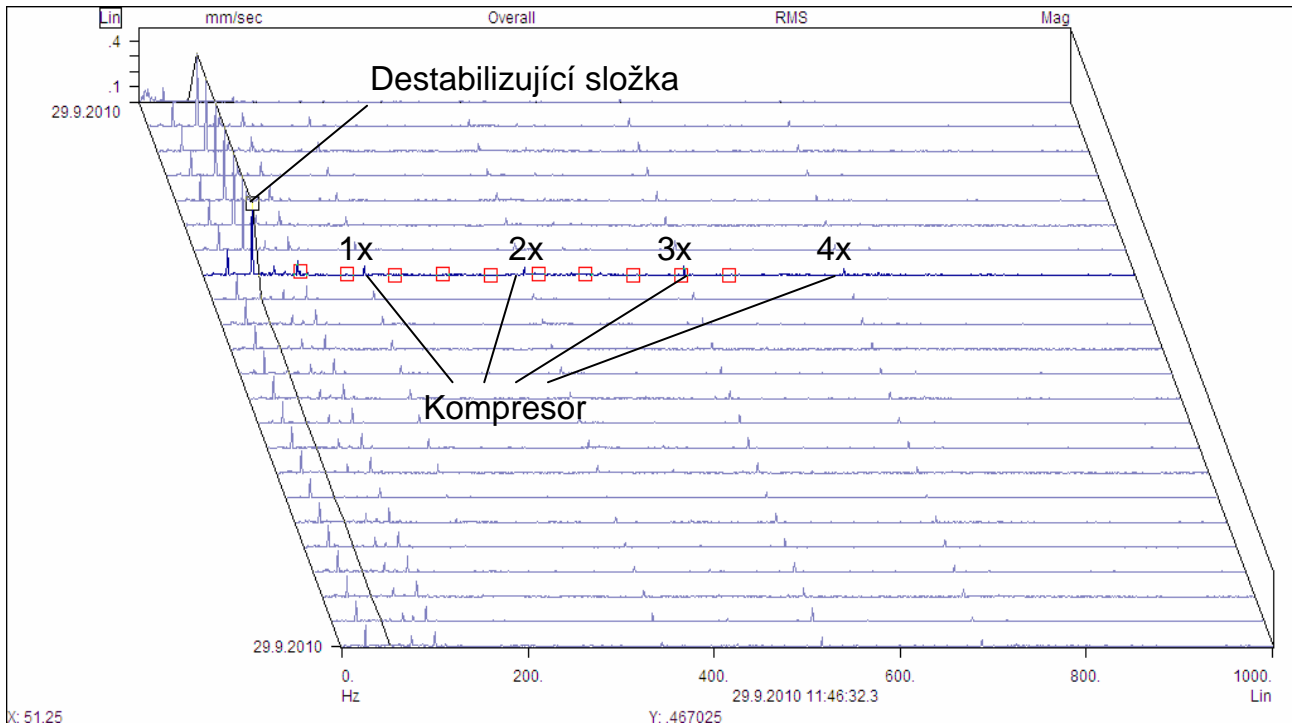
Obr.2 trend provozních veličin při různých režimech s viditelným nárůstem relativních vibrací

V 1.Q roku 2010 byla na turbokompresoru provedena střední oprava NT i VT části a asi s měsíčním odstupem následně instalovaná ochranná, bezpečnostní a protipožární bariéra okolo NT i VT části turbokompresoru. Po celou dobu počátečního provozu od střední opravy, byl turbokompresor provozován v odlehčeném režimu na dusík, kdy byly hodnoty pouze mírně zvýšené. Po instalaci bezpečnostní bariéry a při najetí turbokompresoru na zatížený režim, se projevil patrný nárůst relativních vibrací na NT části viz. obrázek 2.

V rámci vyloučení vlivu hmotnosti bezpečnostní bariéry, která mohla nepříznivě naladit svoji vahou pěti tun základ do blízkosti rezonančních frekvencí části komponent turbokompresoru, bylo provedeno měření i bez této bariéry. Při zvýšení plnicího tlaku opět ale došlo k náhodnému zvýšení relativních vibrací, což vliv hmotnosti bariéry na základ vyloučilo.

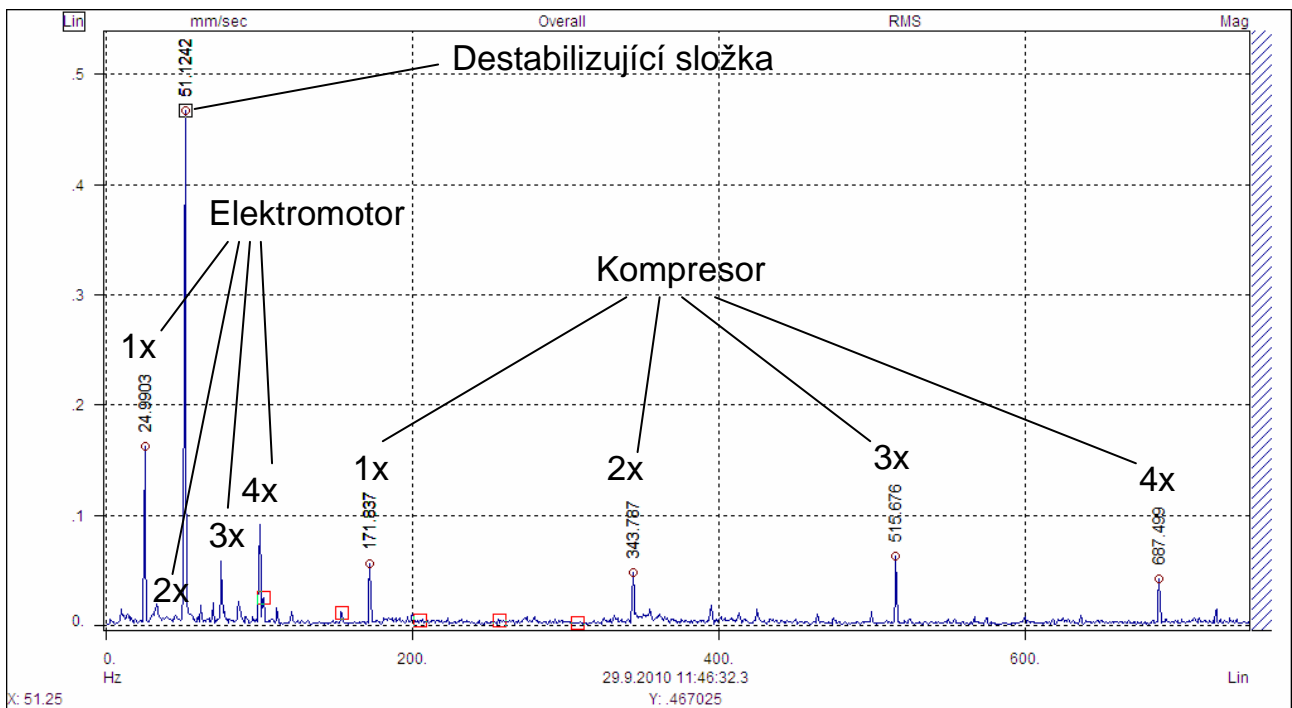
## 2.2. Rozbor frekvenčního spektra

Provedené měření absolutních vibrací na obou ložiskových skříních v režimu kaskády během celého provozního procesu při zatížení je vidět na obrázku 3. Během zatížení se náhle objevuje destabilizující subharmonická složka na frekvenci 51,2Hz, která časově koresponduje s náhlým zvýšením relativních vibrací. Zafixuje se na této frekvenci a vymizí až při absolutním odlehčení.



Obr.3 kaskáda spekter rychlosti vibrací z měřicího bodu 5H korespondující s trendem provozních veličin při zatížení

Na obrázku 4 je vidět výřez spektra z výše uvedené kaskády. Dominantní subharmonická složka kmitání má konstantní frekvenci 51,2Hz, tedy blízkou vypočítané 1. vlastní frekvenci NT rotoru.



Obr.4 spektrum FFT rychlosti vibrací z ložiska výtlačku 5H v horizontálním směru

Důsledek destabilizujících účinků tvořené subharmonickou frekvencí na přibližně 1. vlastní frekvenci rotoru může mít příčinu buď v buzení od olejového filmu, nebo příčinu mechanickou. Jelikož provozovatel provozuje další 3 kompresory tohoto typu, a to bez sebemenších problémů, došli jsme k závěru, že problémem by mohla být právě provedená střední oprava, kdy před touto opravou se problém nevyskytoval. Zaměřili jsme se tedy na mechanický problém - uvolnění, který se taktéž projevuje na subharmonické frekvenci - vlastní frekvenci rotoru. Problém to může být relativně častý, zejména proto, že velikost uvolnění, která je potřeba pro vyvolání i těch nejsilnějších vibrací, může být mikroskopická, někdy může dosáhnout jen setinu milimetru [1].

Dle dokumentů z provedené střední opravy jsme zjistili, že provozní vůle obou citrónových ložisek jsou již na maximálních možných hodnotách pro daný průměr čepu. Samotné průměrové vůle nemusí mít až takový vliv na celkovou stabilitu, ale mohou vytvářet kombinaci destabilizujících mechanismů, které se můžou navzájem zesilovat. Vzhledem k tomu, že se tyto alarmující vibrace projevily až po provedené střední opravě, je možné, že tyto zvýšené vibrace jsou způsobeny vůlemi v ložiskové skříni vlivem malé tuhosti uložení (uložení s malým přesahem, přepětím).

### 2.3 Doporučení

Ve IV. kvartálu roku 2010 byl zjištěn 3 x neplánovaný výpadek, a to už i při režimu na dusík, kdy do té doby se problém při tomto režimu nevyskytoval. Vzhledem k tomu, že průměrové vůle, které byly naměřeny při střední opravě byly již na maximálních možných hodnotách se provozovatel rozhodl nechat vyměnit ložiskové pánve na obou ložiscích. K žádnému zlepšení nedošlo. Po následovných konzultacích s provozovatelem byla doporučena kontrola tuhosti uložení ložisek v ložiskové skříni, kdy naměřený přesah uložení je uveden v tabulce 1.

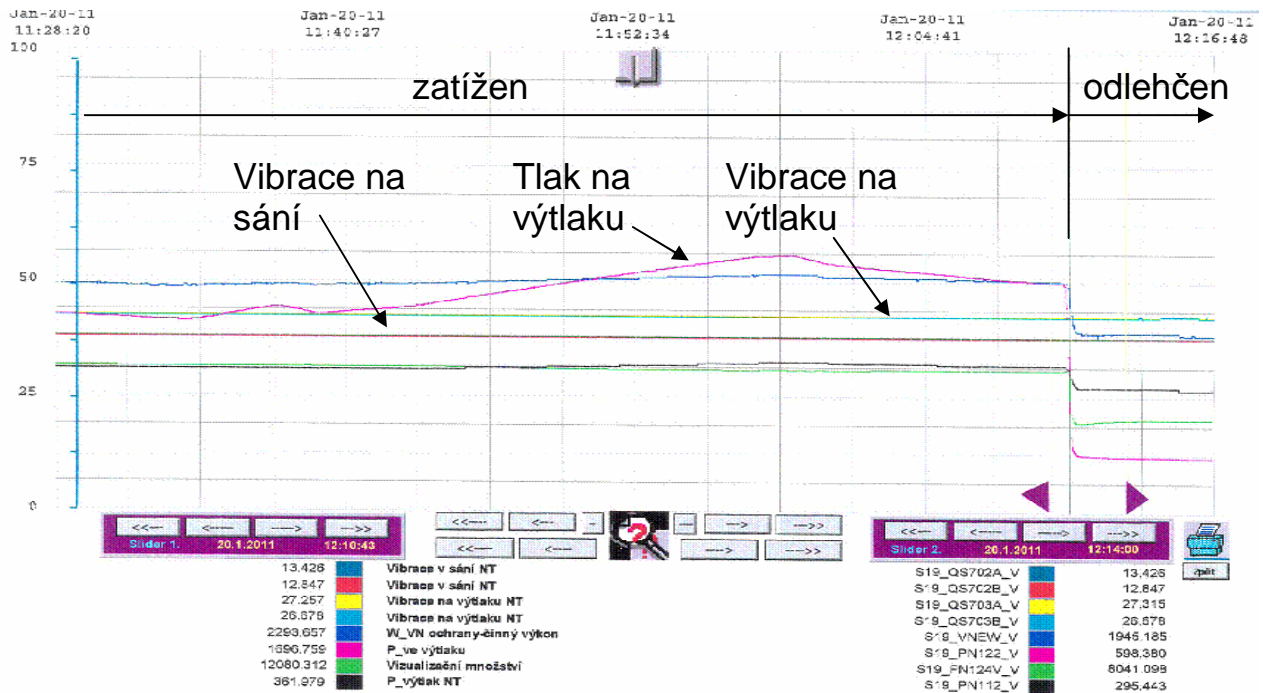
NT část	Kombinované ložisko	Radiální ložisko
Skutečná průměrová vůle	0,11mm	0,16mm
Skutečný přesah	0,03mm	0,02mm

Tab.1 změřené skutečné průměrové vůle a přesah

Při měření byl zjištěn skutečný přesah na radiálním ložisku (ložisko výtlačku) 0,02mm. Přidáním podložky o síle 0,05mm se zvýšil přesah uložení ložiska na 0,07mm a taktéž se zvýšila tuhost uložení v ložiskové skříni. Zvýšení přesahu bylo zvoleno u tohoto ložiska, jelikož vykazovalo největší relativní vibrace. Ložisko sání bylo ponecháno beze změny.

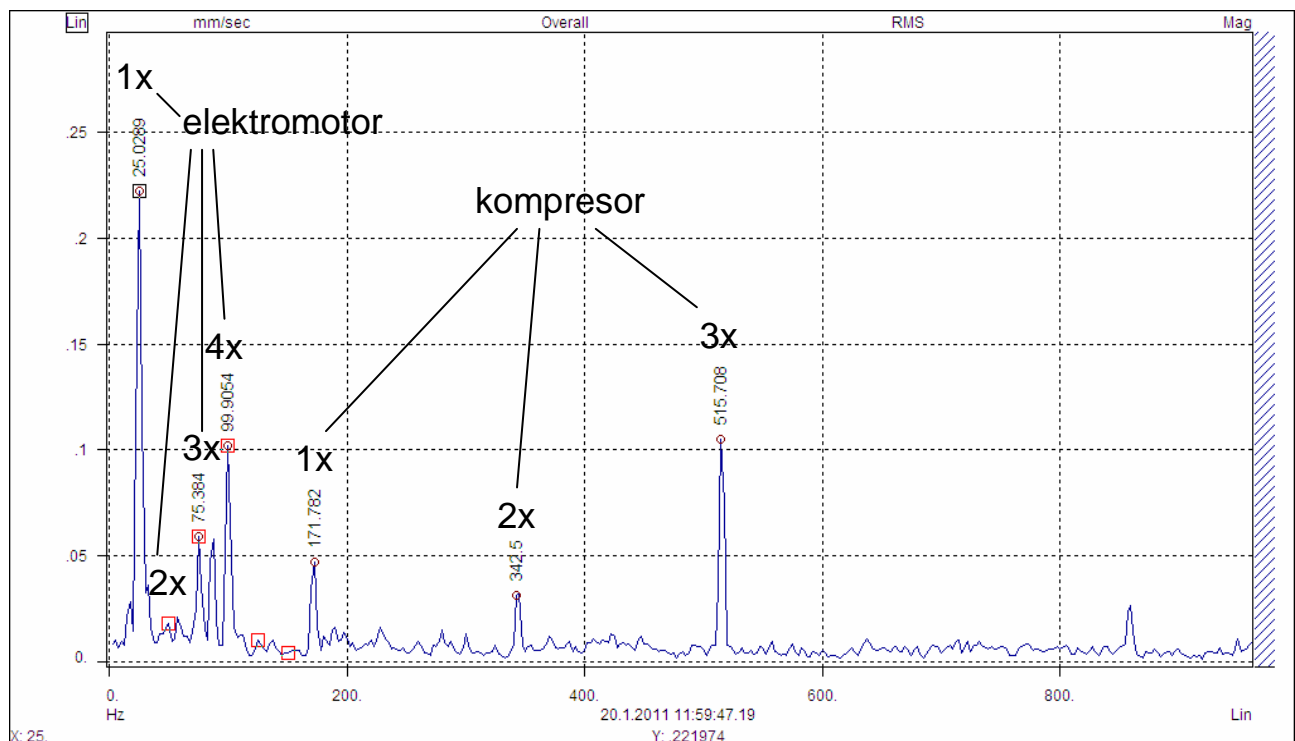
Po provedení těchto změn a najetí stroje bylo zjištěno výrazné zlepšení. Došlo nejen k poklesu relativních vibrací na obou ložiscích, ale umožnilo i navýšit plnicí tlak na výtlačku na maximální možnou hranici, aniž by se projevil případná nestabilita rotoru.

Na obrázku 5 je vidět záznam trendu provozních veličin po provedeném zásahu. Bylo dosaženo téměř maximálního plnicího tlaku 2850kPa za ustáleného průběhu relativních vibrací na obou ložiscích - ložisko výtlačku 27  $\mu$ m, ložisko sání 14  $\mu$ m.



Obr.5 trend provozních veličin při režimu zatížen - odlehčen po opravě

Na obrázku 6 je spektrum FFT rychlosti vibrací z kontrolního proměření absolutních vibrací při tlaku na výtlaku 2800kPa, které jsou bez detekce destabilizující subharmonické složky.



Obr.6 spektrum FFT rychlosti vibrací z ložiska výtlaku v horizontálním směru po provedeném zásahu

### 3. Závěr

Destabilita rotoru, která se v tomto případě projevila na subharmonické frekvenci blízko vypočítané 1.vlastní frekvenci rotoru způsobovala náhlé zvýšení relativních vibrací na obou ložiscích NT části turbokompresoru. Měřením pouze celkových hodnot absolutních vibrací by nepřineslo žádnou objektivní informaci o stavu strojního zařízení. Při nárůstu relativních vibrací o minimálně dvojnásobek vlivem působení destability se na celkových hodnotách absolutních vibracích, měřených na ložiskové skříni, nijak neprojevilo. FFT analýzou pak byla určena přesná frekvence subharmonické destabilizační složky 51,2Hz, což bylo základem pro identifikaci problému.

Příčina výše uvedené destability byla určena na malou tuhost uložení ložiska v ložiskové skříni (uložení s malým přesahem, přepětím). Toto bylo odstraněno zvýšením přesahu přidáním podložky o síle 0,05mm na celkový přesah 0,07mm u ložiska výtlačku. Po aplikaci tohoto zásahu se již destabilita neprojevila.

Z tohoto případu je zřejmé, že v případě subsynchronní složky a vzniku destability (víření) má být v první řadě kontrolována montáž ložiska a jeho tuhost uložení v ložiskové skříni.

Volně namontovaná ložiska každoročně mohou způsobit velkou finanční ztrátu na produkci v průmyslu. Tato závada může být velmi obvyklá. Často jsou tyto vibrace nesprávně vysvětlovány jako jiný typ závady, a to může způsobit dlouhodobé odstávky, protože problém nereaguje na předepsaný způsob opravy [1].

#### Literatura:

- [1] Sohre, J. Sawyer's Turbomachinery Maintenance Handbook.