

KOMPRESORY PRO STLAČENÝ VZDUCH

SKUTEČNÝ EKONOMICKÝ VLIV A DOPAD NA ŽIVOTNÍ PROSTŘEDÍ S VYUŽITÍM AKTUÁLNÍ
STANDARDNÍ METODIKY STANOVENÍ NÁKLADŮ NA CYKLUS ŽIVOTNOSTI



SOUHRN

Aktuální a obecně uznávaná metoda pro stanovení nákladů na cyklus životnosti (Life Cycle Cost - LCC) pro průmyslové vzduchové kompresory je v následujícím textu podrobována kritice. Kritika je postavena na faktu, že předpoklad neměnné účinnosti kompresoru během jeho životnosti je nesprávný. Následující text ukazuje na příkladu šroubového kompresoru, kde velmi malé vůle a rozdíly v osové toleranci mohou mít za následek značné ztráty výkonnosti a jak jsou tyto změny významné i v rozsahu přijatelného opotřebení ložisek. Dále se uvádí, jak v případě lamelových kompresorů firmy Mattei existuje krátké období záběhu, které trvá přibližně 1000 hodin, ve kterém bylo naměřeno zlepšení výkonnosti až o 5 % a to jak interně firmou Mattei, tak třetí stranou, firmou INTERTEK USA. Na základě těchto údajů jsou uvedeny podstatně realističtější výpočty nákladů na cyklus životnosti zařízení porovnávané pro šroubové a lamelové kompresory, které zdůrazňují fakt, jak spoléhání se na datové listy ověřené účinnosti vydané institucí CAGI na základě měření kompresorů ihned z výroby s nulovou celkovou dobou provozu může skončit výpočtem LCC s rozdílem až € 168.000. Je také demonstrováno, že použití výkonnosti stanovené pro stroje ihned z výroby jako závazného ukazatele výkonnosti pro celý cyklus životnosti při návrhu nové legislativy týkající se kompresorů zaměřené na snížení vlivů krize globálního oteplování, může značně ohrozit očekávané cíle snížení spotřeby energie.

NÁKLADY NA CYKLUS ŽIVOTNOSTI A PRŮMYSLOVÝ STLAČENÝ VZDUCH

V oborech průmyslové výroby je stanovení nákladů na cyklus životnosti (LCC) obecně uznávanou metodou pro simulaci a odhad celkových režijních nákladů. Výpočet LCC pro průmyslový stroj se bude měnit podle jednotlivých průmyslových oborů a v oblasti vzduchových kompresorů se typicky provádí s využitím tří hlavních faktorů.

Finanční pořizovací náklady na zařízení (Capital Equipment Expenditure - Capex) - Jaké jsou náklady na pořízení zařízení? Pokud se výpočet LCC provede pro srovnání kompresorů konkurenčních výrobců, zahrnuje to pouze náklady na pořízení kompresoru (jako v tomto příkladu). Pokud se výpočet LCC provede pro úplnou návratnost investice, potom se vezmou v úvahu také náklady na instalaci a vedlejší náklady.

Běžné náklady na údržbu - Jaké jsou náklady na údržbu zařízení? Výrobcem uváděné náklady na pravidelné udržování zařízení s použitím spotřebního materiálu, včetně nákladů na práci provedenou při údržbě.

Náklady na spotřebu energie - Jaké jsou náklady na chod zařízení? Je to simulace toho, kolik bude stát chod vzduchového kompresoru. Na prvním místě a hlavně toto závisí na výkonnosti kompresoru a typicky se měří počtem kW potřebných ke stlačení 1 m³/min vzduchu. Tento parametr je známý jako Měrná Energie. Měrná energie se potom může vynásobit výkonností, hodinami provozu a místními náklady na elektrickou energii, aby se získaly úplné náklady na provoz kompresoru.

Zatímco finanční náklady na zařízení (Capex) jsou pevné, náklady na údržbu stejně jako náklady na chod zařízení se budou měnit v závislosti na několika faktorech, jakými jsou roční hodiny provozu a místní náklady na energii. LCC simulace jsou tím běžnější, čím je vyšší instalovaný výkon kompresorů a čím vyšší je instalovaný výkon, tím vyšší jsou počty hodin provozu během roku.

Jako příklad, co budeme používat v tomto článku, vezměme v úvahu následující průmyslový standard:

PARAMETRY INSTALACE	TECHNICKÉ ÚDAJE	JEDNOTKY
Výkonnost kompresoru	15	m ³ /min
Poměrná spotřeba energie	6,0	kW/m³/min
Pořizovací náklady	50.000	€
Náklady na údržbu	4.000	€/rok
Hodiny provozu	8000	hod/rok
Náklady na energii	0,2	€/kWh

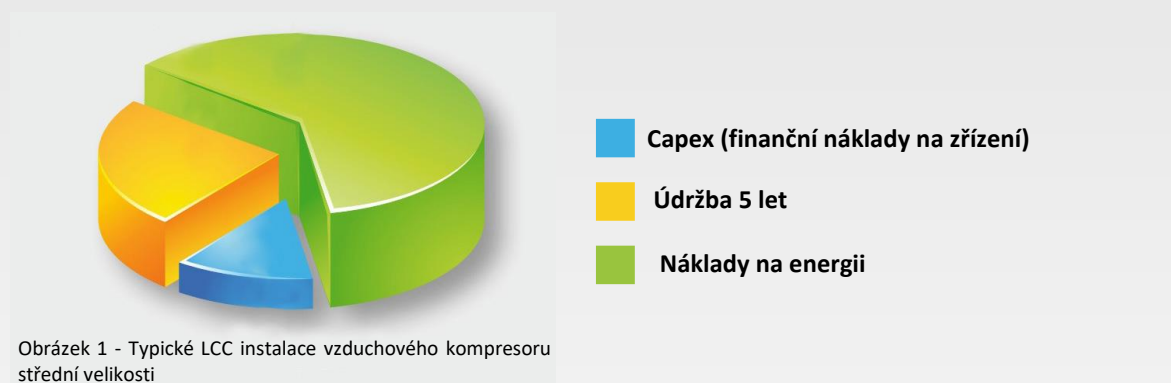
Tabulka 1 - Příklad instalace vzduchového kompresoru střední velikosti pro simulaci LCC (nákladů na cyklus životnosti)

V tomto příkladu se LCC pro pětiletý cyklus životnosti vypočítá následujícím způsobem:

POLOŽKA LCC	METODA	NÁKLADY	% NÁKLADŮ
Capex	Náklady na pořízení zařízení	€ 50.000	6 %
Údržba pod dobu 5 let	Roční náklady x 5	€ 20.000	3 %
Náklady na energii	Pom.spotř. x hod. x n.energ.	€ 720.000	91 %
	LCC celkem	€ 790.000	100 %

Tabulka 2 - Typické LCC instalace vzduchového kompresoru střední velikost

PŘÍKLAD ROZLOŽENÍ LCC (NÁKLADŮ NA CYKLUS ŽIVOTNOSTI)

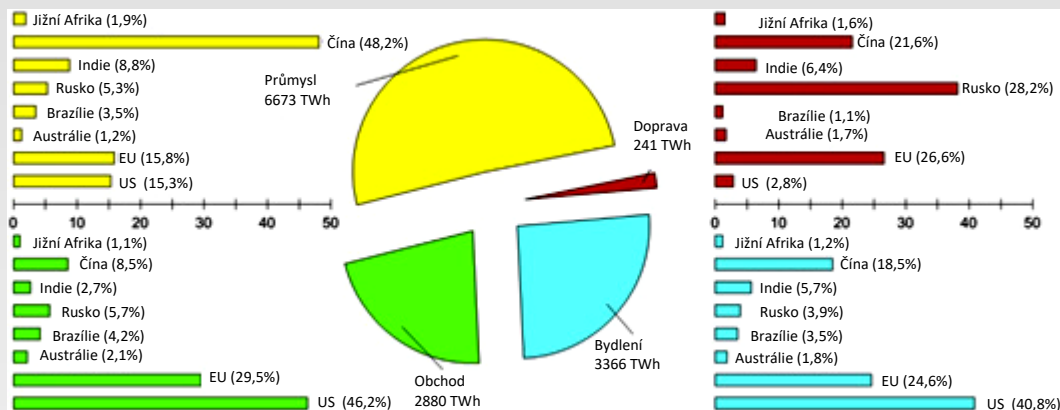


V tomto příkladu náklady na chod kompresoru zdaleka převyšují součty položek Capex a Náklady na údržbu, a tvoří více než 90 % celkových LCC pro tuto instalaci. Důležitost poměrné spotřeby energie kompresoru se dostala do středu pozornosti během posledních desetiletí díky těmto velmi vysokým nákladům na provoz. Z toho důvodu mnoho výrobců investovalo své rozpočty na výzkum a vývoj průběžnému zlepšování výkonnosti svých výrobků. Ačkoliv závod o snižování spotřeby energie vzduchových kompresorů byl typicky vyvolán komerčními hledisky, v současnosti výrobci vzduchových kompresorů museli také čelit skutečnosti, že jejich výrobky mohou přímo ovlivňovat životní prostředí prostřednictvím jejich energetické účinnosti a že musí být odpovědní za tyto výkonnosti.

VZDUCHOVÉ KOMPRESORY A GLOBÁLNÍ OTEPLOVÁNÍ

V dnešní době je obecně přijímaným faktem, že globálním oteplením je aktuálně největším nebezpečím pro naši planetu a pro další existenci lidstva. Jedna nezávislá studie provedená Mezivládním panelem pro změnu klimatu potvrzuje, že při poměru aktuální produkce skleníkových plynů je koncem století nevyhnutelné zvýšení průměrné globální teploty přesahující 4 °C [1]. Laikovi se tato hodnota nemusí zdát vysokou až do té doby, kdy vezme v úvahu, že odborníci se jednotně shodují, že nárůst teploty o 2 °C je mezí, při které se vyhneme nevratné změně klimatického systému a zabrání se zhroucení globálních sociálně-ekonomických modelů. 12 prosince 2015 národy odsouhlasily význačnou klimatickou dohodu v Paříži, kde se zavázaly přispět účinnými opatřeními k řešení krize globálního oteplení. Ačkoliv je Pařížská klimatická dohoda jistě historicky významná, sama o sobě globální oteplení nevyřeší. Nejlepší variantou je, že se díky dohodě dosáhne snížení globálních emisí skleníkových plynů asi na polovinu toho, co je potřeba, aby se vyloučil vzrůst globální teploty o 2 ° [2].

Nejhlavnějším přispěvatelem ke schématu produkce skleníkových plynů a tedy k nouzovému stavu hrozícího globálního oteplení je globální spotřeba elektrické energie. Podrobné schéma rozložení spotřeby elektrické energie podle jednotlivých oborů je uvedeno na následujícím obrázku [obr. 2].



Průmyslový sektor přispívá více než 50 % globální spotřeby elektrické energie a z toho je až 20 % (tedy 1335 TWh/rok) díky stlačování vzduchu a jeho dodávce do míst konečného použití [4]. Pokud vezmeme v úvahu, že aktuální globální trh s rotačními kompresory se odhaduje hodnotou 16 bilionů USD a předpokládá se jeho růst organizací CAGI 3,6 % v průběhu následujících 7 let, je jasný důvod, proč šetření elektrickou energií nebo rekuperace energie se v oboru průmyslových systémů stlačeného vzduchu považuje za důležité téma, když se sestavuje plán pro snížení produkce skleníkových plynů a omezení růstu globální teploty.

Toto téma se stalo velmi důležitým od zavedení směrnice „Ecodesign Directive“ 2009/125/EC, která označila skupinu výrobků „Kompresory poháněné elektromotory“ jako prioritní skupinu při první iteraci pracovního plánu „eko-návrh“ (Ecodesign Working Plan) pro období 2009 - 2011, kdy Evropská komise požaduje představit studii týkající se vzduchových kompresorů a možných opatření ke zlepšení jejich dopadu na životní prostředí (Lot 31). Studie stále probíhá a jejím nejpravděpodobnějším výsledkem bude v nové právní úpravě vyloučení velkého pásma vzduchových kompresorů s nedostatečným energetickým poměrem z globálních trhů.

Ačkoliv většina hlavních hráčů v tomto průmyslovém oboru byla úspěšných ve významném snížení jejich poměrné energetické spotřeby během posledních desetiletí, typický výpočet a porovnávací metoda, která se aktuálně používá jako průmyslový standard pro simulaci spotřeby energie po dobu životnosti (a proto nákladů na cyklus životnosti - LCC) průmyslového vzduchového kompresoru jsou ve své podstatě zkeslené a to bude ústředním tématem tohoto článku.

STANOVENÍ NÁKLADŮ NA CYKLUS ŽIVOTNOSTI TYPICKÉHO KOMPRESORU

V současné době se potenciální zákazník, který se zajímá o koupi průmyslového vzduchového kompresoru, si typicky vyžádá od výrobce list s technickými parametry, aby odhadl náklady na cyklus životnosti své investice v období následujících 5 - 10 let. V USA instituce CAGI (Institut pro stlačený vzduch a plyny) sestavila uživatelsky přátelský portál, ze kterého je možné si nahrát datové listy týkající se kompresorů různých globálních výrobců. Jakékoliv technické údaje uvedené na webových stránkách CAGI byly nezávisle ověřeny a odsouhlaseny třetí stranou, zkušební agenturou INTERTEK USA, která bude zkoušet kompresory podle aktuálních pravidel regulujících vyhodnocení výkonnosti vzduchového kompresoru, definované v mezinárodní normě ISO 1217.

Protože existuje určitá skepse týkající se většiny údajů o výkonnosti zveřejněných mnoha globálními výrobci kompresorů, datové listy CAGI byly znovu uspořádány jako nejpřesnější a nikoliv částečný způsob jak vypočítat náklady na cyklus životnosti v tomto průmyslovém oboru a tím, že toto CAGI poskytl cenný nástroj pro ochranu koncových uživatelů.

S použitím stejných zásad, jaké byly ukázány v tabulce 1 a rozšířením tohoto příkladu na porovnání dvojice kompresorů s nepatrně odlišnými Capex a náklady na údržbu ale se shodnými poměrnými spotřebami energie, stanovenými institucí CAGI by mělo za výsledek následující simulace stanovení LCC:

Parametry instalace	Technické údaje	Jednotky
Výkonnost	15	m ³ /min
Hodiny provozu	8 000	h/rok
Náklady na energii	0,2	€/kWh

Kompresor 1

Měrná energie - CAGI	6,0	kW/m ³ /min
Náklady na pořízení	50.000	€
Náklady na údržbu	4.200	€/rok

LCC centrum nákladů	Náklad
Capex	€ 50.000
Údržba 5 let	€ 20.000
Náklady na energii	€ 720.000
Celkové LCC	€ 790.000

Kompresor 2

Měrná energie - CAGI	6,0	kW/m ³ /min
Náklady na pořízení	55.000	€
Náklady na údržbu	4.800	€/rok

LCC centrum nákladů	Náklad
Capex	€ 55.000
Údržba 5 let	€ 24.000
Náklady na energii	€ 720.000
Celkové LCC	€ 799.000

Tabulka 3 - S použitím typické LCC simulace dvojice kompresorů s totožnými měrnými spotřebami energie ověřenými CAGI, ale s odlišnými Capex (finančními náklady na zařízení) a náklady na údržbu

Ve výše uvedeném příkladu stojí kompresor 2 o 10 % více v položce Capex a o 20 % více v položce nákladů na údržbu než kompresor 1, ale při totožných měrných spotřebách energie ověřenými CAGI je výsledný rozdíl pouze € 9.000 z celkové částky € 790.000, neboli 1,1 %. Potenciální koncový uživatel by teď věřil, že má k dispozici všechny potřebné údaje, aby učinil kvalifikované rozhodnutí, který kompresor koupit a instalovat ve svém závodě. Naneštěstí tato metoda spoléhá na jeden klíčový předpoklad, který je v základě nesprávný a jeho výsledkem mohou proto být zavádějící závěry pro koncové uživatele během jejich rozhodovacího procesu.

Tento předpoklad je následující:

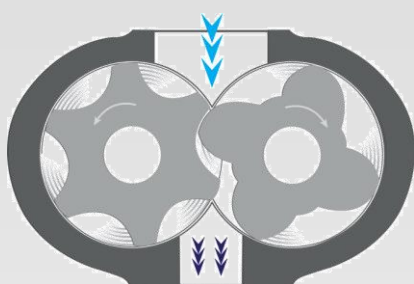
Měrná spotřeba energie kompresoru je během jeho životnosti neměnná.

Tento předpoklad nelze použít jak pro šroubové kompresory, tak pro lamelové kompresory a to ze dvou zcela odlišných důvodů.

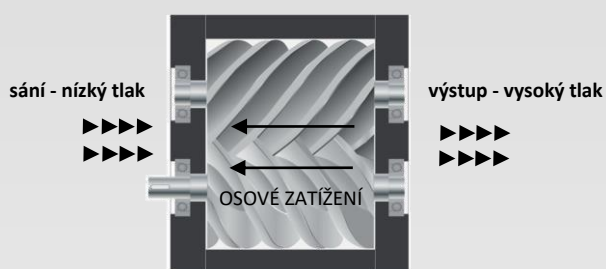
ŠROUBOVÝ KOMPRESOR

Abychom porozuměli tomu, proč dříve uvedený předpoklad neplatí pro šroubové kompresory, je třeba prozkoumat jejich konstrukční princip. Konstrukční řešení rotačního šroubového kompresoru se skládá ze dvojice vzájemně se pronikajících šroubovicových profilů.

Během otáčení šroubový profil odkrývá vstupní clonu na jednom konci statoru, skrz niž vstupuje vzduch, a vyplňuje objem mezi profily. Na opačné straně se profily vzájemně pronikají, a tím snižují objem, který stlačuje vzduch až do doby, kdy se výstupní otvory odkryjí. Mazivo se vstřikuje proto, aby se utěsnily a promazaly kompresní prvky a ochladil stlačený vzduch. Mazivo se následně odlučuje v odlučovači následovaným filtračním prvkem pracujícím na principu shlukování. Kompresor se spouští a zastavuje pomocí tlakového spínače, nastaveného na maximální a minimální tlak [Obr. 3], [Obr. 4].



Obrázek 3 - Rotory jsou osazeny ve statoru, tvořeném dvojicí podélně se prolínajících válců a ve kterých se rotory otáčejí s minimální vůlí

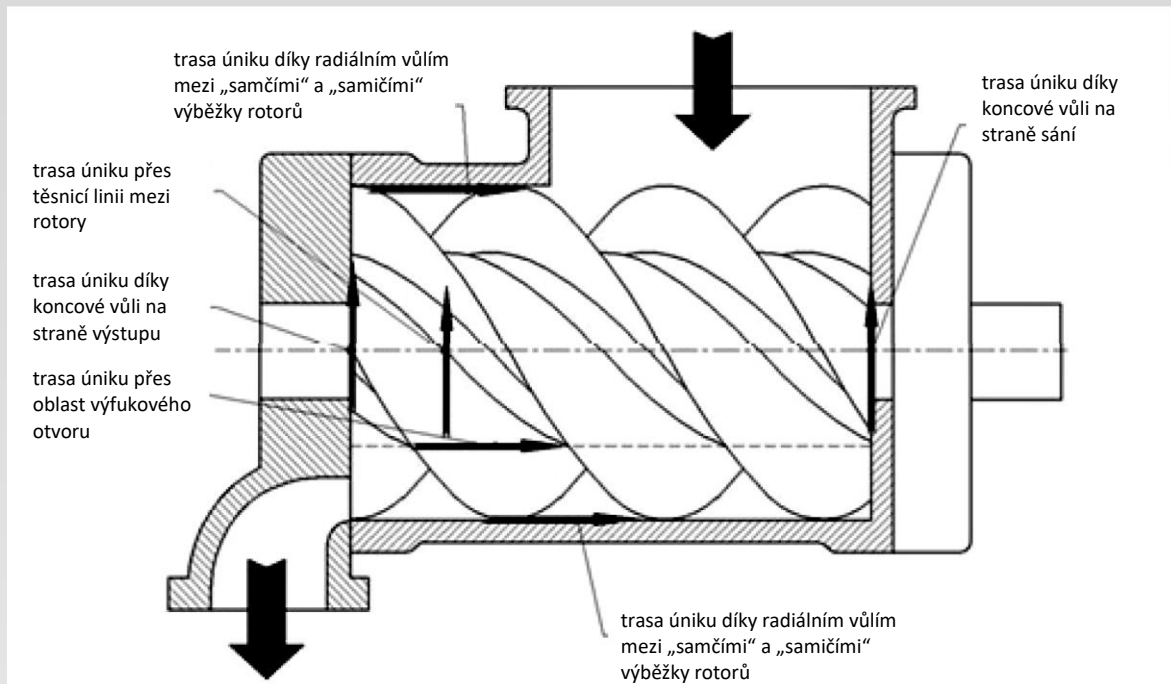


Obrázek 4 - Vstupní a výstupní otvory jsou umístěny v protilehlých koncích kompresoru ve směru podélné osy, což zvyšuje vzrůst nevyváženého tlakového profilu ve směru podélné osy kompresoru.

TRASY ÚNIKŮ A VŮLE MEZI DÍLY

Abychom porozuměli důležité klíčové úloze vůlí u šroubového kompresoru, je třeba mít nejprve jasnou představu o všech možných trasách úniků/ netěsností. Příčný řez typickým šroubovým kompresorem, ve kterém jsou trasy proudění úniků přes vůle mezi díly zobrazeny, je na [Obr. 5].

Velmi důležité pro výkonnost stroje jsou jak toleranční mezery mezi rotory (vůle mezi laloky) a koncová vůle na vysokotlaké straně (osová vůle). Tyto trasy netěsností spojují vysokotlakou a nízkotlakou pracovní komoru, a proto je potenciál netěsností velmi vysoký. Zbývající trasy úniků zobrazené na [Obr. 5] zahrnují menší tlakové spády a proto jsou méně významné. Velikosti radiální vůle a vůle mezi rotory jsou dány rozměry a tolerancemi hlavních dílů kompresoru. Osová vůle je však primárně nastavena během montáže kompresoru [5].



Obrázek 5 - Trasy úniků a netěsnosti ve šroubovém kompresoru

Protože je výkonnost šroubového kompresoru vysoce ovlivněna úniky netěsnostmi, jakékoliv úpravy tolerancí, které se jich týkají, mají důležitý vliv na jeho účinnost [6].

VŮLE MEZI LALOKY (VÝBĚŽKY) ROTORŮ A JEJÍ VLIV NA VÝKONNOST ŠROUBOVÉHO KOMPRESORU

V současnosti moderní centra na obrábění rotorů vykazují extrémní tolerance až do hodnoty 3 μm . To znamená, že pokud se jedná o výrobu samotných rotorů, vůle mezi rotory může být tak malá, že dosahuje hodnoty 12 μm [7] (jen pro porovnání lidský vlas má střední tloušťku 70 μm).

Ačkoliv toto umožňuje snížení vůle mezi laloky a v důsledku zvyšuje objemovou účinnost kompresoru, vůle jsou nyní tak malé, že jsou aktuálně srovnatelné s vůlemi valivých prvků kuličkových ložisek, takže mohou ve skutečnosti zasahovat do spolehlivé a účinné výkonnosti kompresorů.

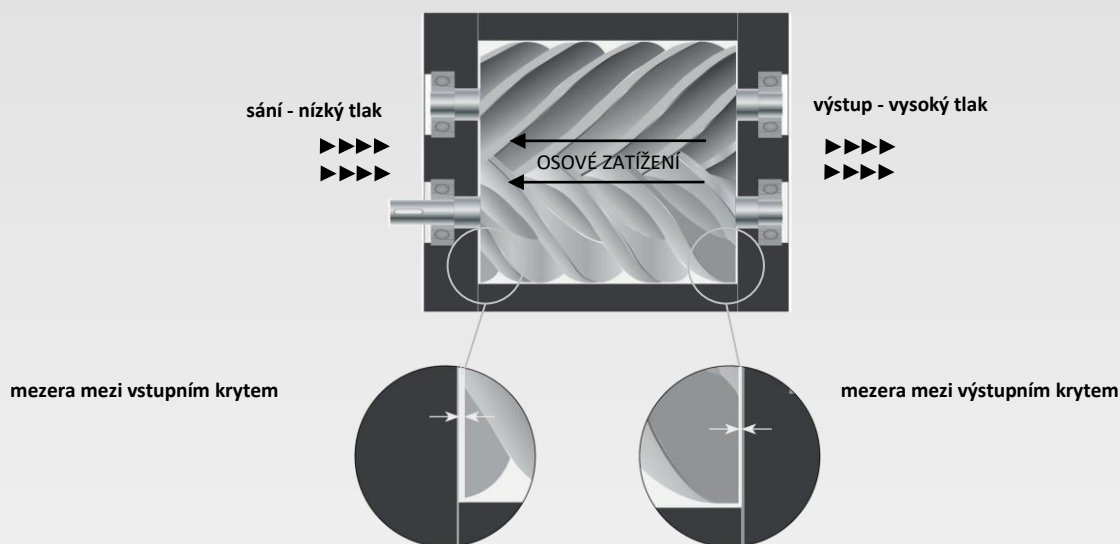
Efekt velikosti tolerancí a jejich rozmístění se podrobně zkoumal, přičemž se zdůraznil význam těchto velmi malých tolerancí. **Ukázalo se, že přemístění ložisek na straně výfuku pouze o 50 μm mělo za důsledek významnou změnu měrné energie zkoušeného kompresoru 2,5 % (při frekvenci otáček 1 500 1/min a výstupním tlaku 9 bar) [6]. Také se ukázalo, že zvýšení vůle mezi laloky o 31,5 %, například z 15 μm na 20 μm vedlo k měřitelné ztrátě objemového průtoku 1,7 % [8].**

OSOVÁ VŮLE A JEJÍ VLIV NA VÝKONNOST ŠROUBOVÉHO KOMPRESORU

Zatímco rozměry radiální vůle a vůle mezi laloky (výběžky) rotoru jsou dány velikostí tolerance hlavních dílů kompresoru a jejich umístěním vzhledem k vůlím valivých ložisek, osová vůle se nastavuje během sestavování stroje.

Vlivem své geometrie, vzduch stlačovaný ve šroubovém kompresoru vyvolává osový tlak, který způsobuje, že rotory snižují svou boční vůli na straně sání a zvyšují svoji vůli na straně výfuku, kde je úloha těsnění nejkritičtější. Výrobci berou tuto skutečnost v úvahu a odpovídajícím způsobem mění tolerance na straně sání a výfuku. Tyto hodnoty se mohou měnit v závislosti na velikosti stroje a výrobci je ale možné je uvažovat v rozsahu 25 μm až 50 μm na straně vysokotlakého výstupu, vůle na straně sání jsou v rozsahu 100 μm až 150 μm .

Osové síly vznikají zátěžovými ložisky, která brání rotoru, aby se dotkl povrchu koncového víka. Řádného těsnění je proto dosaženo díky kvalitě a odolnosti zátěžových ložisek.



Obrázek 6 - Stlačený vzduch vyvolává osové síly, které snižují vůli na straně sání a zvyšují vůli na straně výstupu, kde je vliv těsnění nejkritičtější.

V bezolejovém šroubovém kompresoru změny vůle o velikosti 35 μm na straně výstupu způsobily nárůst měrné energie 22 % [5]. V případě šroubového kompresoru mazaného vstřikem oleje by se dal očekávat méně významný výsledný vliv této vůle na měrnou energii, ale nicméně je zřejmé, že existuje silná vazba mezi těmito hodnotami vůlí a celkovou výkonností kompresoru.

ŠROUBOVÝ KOMPRESOR S NULOVÝM POČTEM HODIN PROVOZU

U šroubového kompresoru ve stavu přímo z montážní linky budou mezilokové a osové vůle přesné v souladu s pokyny výrobce, aby výkonnost kompresoru odpovídala jeho technickým údajům. To je jasné vlivem skutečnosti, že při nulových provozních hodinách existuje několik výrobců šroubových kompresorů, jejichž technické údaje ověřené institucí CAGI jsou jedny z nejlepších na trhu.

Ale co se stane s těmito velmi důležitými tolerancemi, když šroubový kompresor začne běžet?

Je dobře známou skutečností, že jak valivá ložiska, tak silová ložiska podléhají opotřebením a poměr jejich opotřebením závisí jak na frekvenci otáček, tak na zatížení (výkonu) [9] a ačkoliv výrobci se mohou rozhodnout pro použití odlišných typů a velikostí ložisek, všichni doporučují úplnou generální opravu vzduchové části po uplynutí určených hodin provozu. Tato generální oprava se skládá z výměny všech hlavních valivých a silově zatížených prvků a vrátí kompresor do stavu „bezpečných provozních podmínek“ a tím se vyloučí jakékoliv katastrofické selhání vzduchové části. Většina výrobců doporučuje hlavní generální opravu mezi 40 a 50 tisíci hodinami provozu.

Aby se toto opotřebením ložisek uvedlo do souvislosti: v osovém směru je přijatelné brát v úvahu opotřebením 50 μm v ložiskách namáhaných osovou silou jako bod, ze kterého již není návratu, s tím, že ke katastrofickému selhání může dojít kdykoliv mezi 50 μm a 200 μm .

V radiálním směru opotřebením ložisek kdekoliv mimo původní tolerance udávanými výrobcem pro rotor (12 μm - 25 μm) vede ke katastrofickému selhání. V obou těchto případech bylo ukázáno, že změna těchto tolerancí vede k velmi významným ztrátám výkonnosti, takže je zcela nezbytné porozumět tomu, že výkonnost šroubového kompresoru nelze brát během jeho provozu jako stálou.

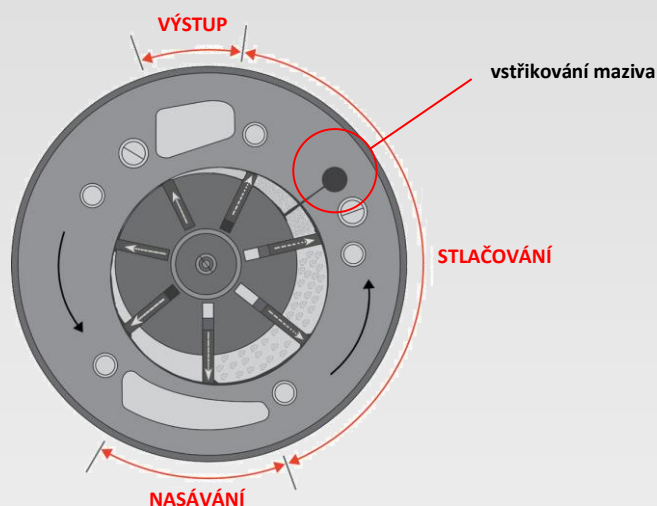
Ačkoliv, a to je zajímavé, je těžké najít odbornou literaturu, která se zabývá touto problematikou, případů z reálného provozu, kdy firmy provádějící energetický audit měří průtok vzduchu a energii odebíranou starými šroubovými kompresory před generální opravou je mnoho a jsou dobře zdokumentované. V jednom případě [10] byla u 27 ks zkoušených šroubových kompresorů v mrazicích zařízeních s různou dobou stáří až do 10 let zjištěna průměrná úroveň snížení výkonnosti 30 %, kdy nejhorší kompresory pracovaly se snížením 55 %.

Zřejmě lze pouze předpokládat, že tyto extrémní případy a volby ložisek se u dnešních šroubových kompresorů drasticky zlepšily. **Nicméně je nemožné prohlásit, že nedochází k žádnému snížení výkonnosti šroubových kompresorů díky samotné podstatě ložisek a konstrukčních principů použitých u šroubových kompresorů.**

PRINCIP ROTAČNÍHO LAMELOVÉHO KOMPRESORU

Také při úvahách týkajících se rotačních lamelových kompresorů nezůstává měrná energie u stroje přímo z výroby s nulovým počtem hodin stálá během času. Aby bylo možné to opět vysvětlit, je třeba prozkoumat jejich konstrukční principy.

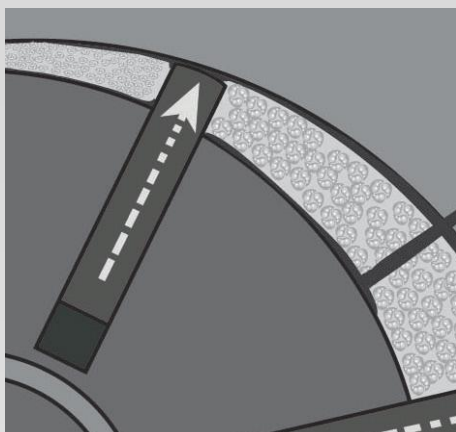
Sestava se skládá z rotoru, umístěného s jedinou excentricitou a otáčejícího se uvnitř válcového statoru. Kompresní prvek je utěsněn dvěma koncovými víky, ve kterých jsou umístěna dvě pouzdra z bílého kovu. V rotoru jsou vyfrézovány podélné drážky, ve kterých jsou osazeny volně pohyblivé lamely (křídla). Rotor je obecně přímo poháněn elektromotorem o frekvenci 1 000 a 1 500 1/min [50 Hz], což způsobuje, že lamely jsou vlivem odstředivých sil v těsněném kontaktu ke stěně statoru a tím vytvářejí stlačovací kapsy. Vzduch se nasává dovnitř podélně se státorem z bodu s nejvyšším objemem, začíná být zachycován v kapsách lamel a jeho objem se snižuje (tlak vzrůstá) během jedné otáčky. V bodu nejmenšího objemu se vzduch vypouští z kompresního prvku (nastavení maximálního tlaku). Vnitřně generovaný tlak vzduchu se využívá jako čerpadlo maziva.



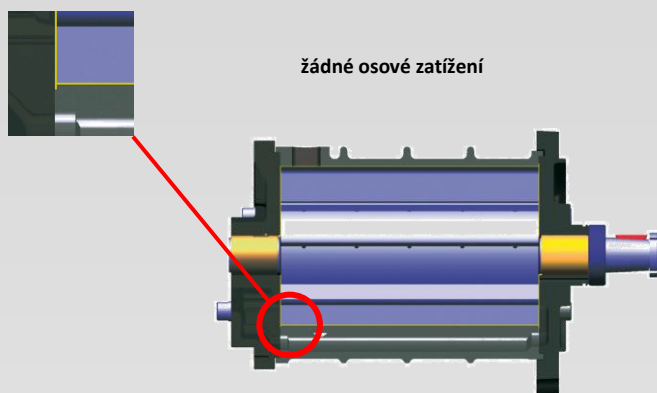
Obrázek 7 - Mazivo vstřikované do statoru maže pohyblivé díly a pohlcuje teplo vytvářené stlačováním. Všechny provozní vůle (konce rotoru a vrcholy lamel) jsou zcela utěsněné mazivem, bránícím únikům mezi vysokotlakou a nízkotlakou částí.

TRASY ÚNIKŮ A VŮLE MEZI DÍLY

U lamelových kompresorů jsou lamely vždy v kontaktu s filmem maziva na vnitřním povrchu statoru. To udržuje oba kovové povrchy od sebe a těsní sousední stlačovací kapsy. Na náběžné hraně kluzné lamely se vytváří klín maziva. Přesně obráběná zaoblená hrotů lamel, přilnavost maziva ke kluznému prvku a podporující povrch (stator) zvyšují tlak maziva a vytvářejí hydrodynamický mazací film mezi dvěma povrchy. Nárůst viskozity, který nastává v mazivu, kdy na něj působí extrémně vysoký tlak, umožňuje mazivu, aby nebylo vytlačeno mimo styčnou plochu mezi povrchy, a vytváří stálou tloušťku filmu v průběhu času. Mazivo se tak chová jako dokonalé těsnění [Obr. 8].



Obrázek 8 - Lamely se volně pohybují v drážkách rotoru a vždy těsní proti stěně statoru. Výkonnost se nezhoršuje ani po desítkách tisíc hodin provozu.



Obrázek 9 - U rotačních lamelových kompresorů nepůsobí žádné osové zatížení. Rotor se může volně pohybovat ve směru své osy a je udržován ve své poloze tak, aby vzdálenost od obou koncových krytů byla stejná prostřednictvím maziva, které se vstříkuje pod tlakem. Vstříkované mazivo brání vzduchu v úniku podél bočních rovin.

Další potenciální trasou úniku je cesta přes koncová víka. Lamelový kompresor nemá žádné osové zatížení, které by tlačilo rotor proti koncovým víkům. Je proto zcela zbytečné udržovat jeho polohu pomocí ložisek přenášejících osové síly. Osová vůle je nastavena během montáže kompresoru. Protože se rotor může volně pohybovat ve směru své osy, je udržován v poloze se stejnou vzdáleností od obou koncových vík prostřednictvím maziva, které se vstříkuje pod tlakem přes vstříkovací otvory v koncových víkách tak, že brání vzájemnému kontaktu mezi kovovými díly a současně poskytuje účinné těsnění [Obr. 9].

Protože uvnitř rotačního lamelového kompresoru nejsou žádná valivá ložiska nebo ložiska přenášející osové síly, které by podléhaly opotřebení, tolerance nastavené ve výrobě jsou během životnosti kompresoru stálé. Výhoda je dvojitá, první je to, že nikdy nenastane ztráta v objemové účinnosti během času a druhá je, že kompresor nikdy nebude vyžadovat generální opravu, při které by se nahradila opotřebovaná ložiska a to dovoluje firmě Mattei prodloužit záruku na její kompresní jednotku (vzduchová část) na 10 let při neomezených provozních hodinách.

Když jsme ukázali, že objemová účinnost se v průběhu času nemění, tak proč je tedy dříve uvedený předpoklad o neměnné účinnosti v případě rotačních lamelových kompresorů nesprávný?

VYLEŠTĚNÍ LAMEL A PRVNÍCH 1 000 HODIN PROVOZU

Od okamžiku, kdy zapnete lamelový kompresor, až do doby přibližně 1 000 hodin provozu, podléhají lamely na svých plochách procesu leštění. Ačkoliv firma Mattei povrchově upravuje obě strany lamel na velmi přesnou toleranci, prvních 1 000 hodin provozu umožňuje úplné a unikátní vyleštění povrchů mezi drážkou a stěnami lamel. V terminologii nauky o tření, leštění odstraní drsnost na obou dotýkajících se površích, a protože jsou vyrobeny z doplňujících se materiálů, tento proces inicializuje mikroskopický přenos materiálu, který vydrží po celou životnost kompresoru.

Toto nelze zaměnit s opotřebením, při kterém jeden ze dvou vzájemně se otírajících povrchů ztrácí materiál se stálým poměrem, zatímco druhý není ovlivněný, protože to by způsobilo katastrofickou závadu po několika hodinách provozu. **Místo toho, zvláštní materiály používané při výrobě rotačních lamelových kompresorů firmy Mattei zajišťují, že se původní lamely nikdy nemusí vyměnit a jejich trvanlivost přesahuje značnou dobu za hranicí 10 let záruky.**

Účinek leštění má velmi kladný dopad na energii, která se ztrácí díky tření a následně má přímý vliv na energii spotřebovanou kompresorem. Tento efekt je provozovatelům v oboru rotačních lamelových kompresorů známý mnoho let, ale do této doby nebyl nezávisle a vědecky vyzkoušen - až dosud!

V roce 2016 firma Mattei prováděla dvě souběžné dlouhodobé zkoušky. První se strojem 50 Hz Maxima 75 Extreme v aktuálně dokončeném stavu, v nejmodernější zkušební výzkumu a vývoje v centrále firmy a druhou se strojem Maxima 55 v centrále firmy INTERTEK v USA. Firma INTERTEK je tou institucí, která provádí všechny ověřovací zkoušky kompresorů pro institut CAGI v USA.

V obou případech se výkonnost kompresoru stanovila v okamžiku nulových hodin provozu a data se potom sbírala v intervalech každých 100 hodin provozu. Výsledky byly přinejmenším vynikající. V obou případech bylo dosaženo významného a měřitelného snížení energie odebírané kompresorem při stálé volné dodávce vzduchu, s výsledkem v podobě významných zlepšení na úrovni měrné energie.

Model	Kmitočet	Zkušebna	Změna měrné energie
Maxima 75 Extreme	50 Hz	Mattei Výzk.&Vývoj	-5 %
Maxima 55	60 Hz	Intertek	-4 %

Tabulka 4 - Dvě oddělené dlouhodobé zkoušky provedené v řízených podmínkách, dokazující zlepšení měrné energie během doby provozu u kompresorů firmy Mattei

Proto je jasné, pokud vezmeme v úvahu rotační lamelové kompresory, údaje ověřené CAGI pro měrnou energii při nulových celkových hodinách provozu nelze chybně zaměnit za měrnou energii po dobu životnosti.

NOVÝ VÝPOČET NÁKLADŮ NA CYKLUS ŽIVOTNOSTI (LCC)

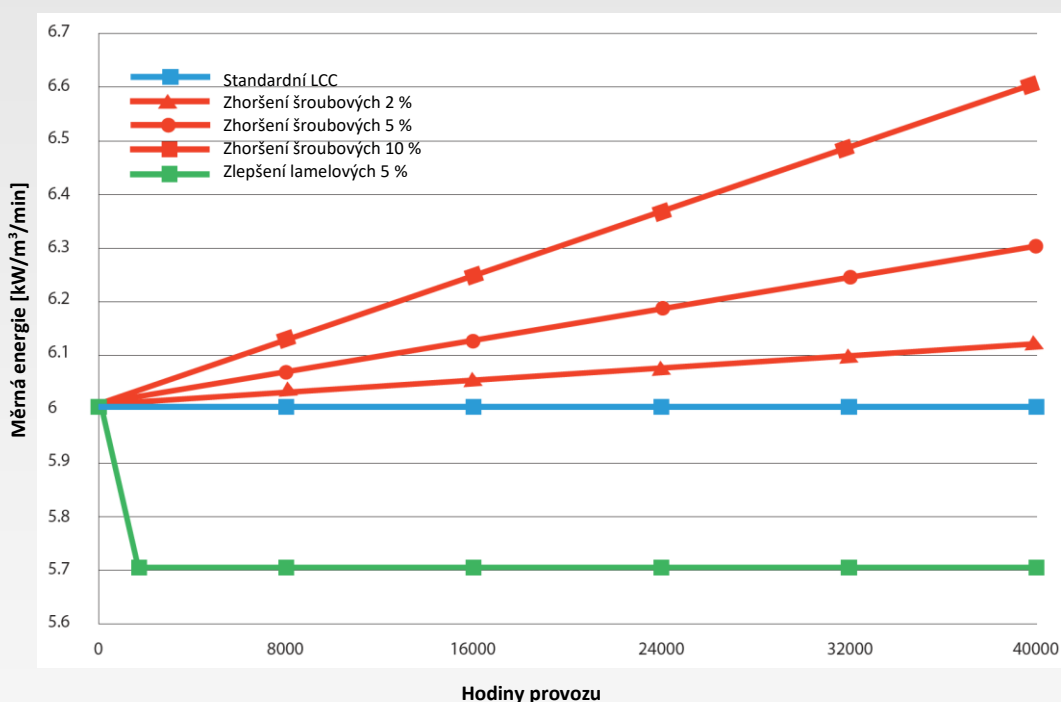
Na základě údajů diskutovaných v předchozí části je možné vykreslit mnohem realističtější scénář, kdy simulujeme náklady na cyklus životnosti kompresoru.

Vrátíme-li se k příkladu, který jsme dříve zkoumali, ačkoliv lamelový kompresor a šroubový kompresor mají shodné údaje o měrné energii při nulových hodinách provozu, můžeme při výpočtu LCC dále pokračovat se zahrnutím zhoršení výkonnosti u šroubových kompresorů a zlepšení výkonnosti lamelových.

Je důležité zdůraznit, že různí výrobci šroubových kompresorů si vybírají k použití ve svých strojích z velkého množství odlišných ložisek. Z tohoto důvodu si nemůžeme libovolně vybrat jeden poměr zhoršení vlastností pro všechny šroubové kompresory. **Na druhé straně bylo ukázáno, prostřednictvím vědeckého výzkumu, že stačí opotřebením ložisek ekvivalentní jedné čtrnáctině tloušťky lidského vlasu (5 μm), aby byla ztráta objemové výkonnosti šroubových kompresorů téměř 2 %.** Proto provedeme nový výpočet LCC se snížením výkonnosti šroubových kompresorů -2 %, -5 % a -10 % za dobu 5 let životnosti kompresoru (předtím, než bude vyžadovat generální opravu) a pokusíme se tak zahrnout většinu výběru ložisek výrobců šroubových kompresorů.

Vezmeme-li v úvahu totožné finanční náklady na zařízení (Capex) a náklady na údržbu a vybereme dva kompresory 75 kW s datovými listy uvádějícími totožnou měrnou spotřebu energie podle CAGI a s nulovou dobou hodin provozu, můžeme ukázat změnu měrné energie v průběhu času následujícím způsobem:

Měrná spotřeba energie podle počtu hodin provozu kompresoru
Stálá měrná energie a měrná energie proměnná s časem



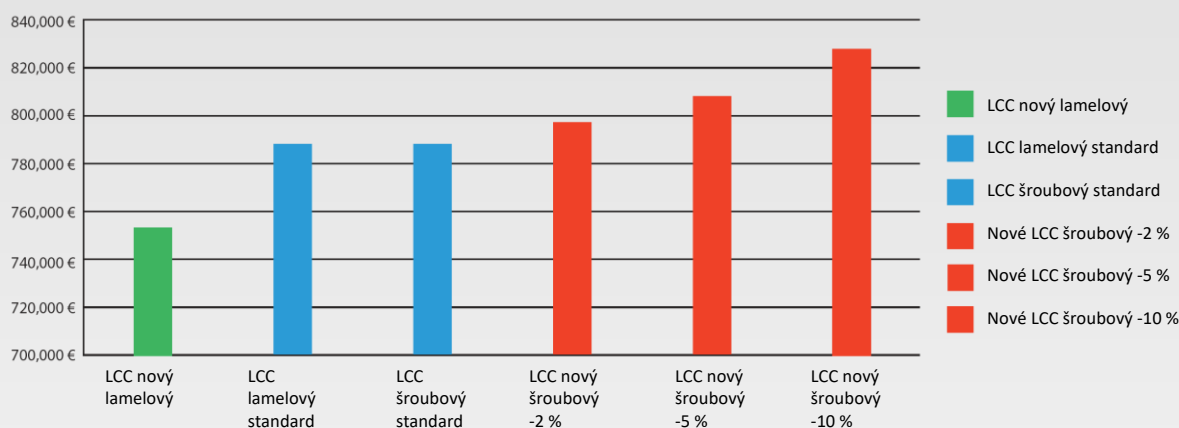
Obrázek 10 - Změny měrné energie v závislosti na hodinách provozu kompresoru pro různá zhoršení výkonnosti šroubových kompresorů po dobu 5 let

Při použití nových předpokladů LCC na příklad instalace kompresoru z Tabulky 1 obdržíme následující výsledky:

	Nové LCC lamelový	Lamelový Standard LCC	Šroubový Standard LCC	Šroubový nové LCC -2 %	Šroubový nové LCC -5 %	Šroubový nové LCC -10 %
	Zlepšení +5 % za 1 000 h	Stálá měrná energie	Stálá měrná energie	Zhoršení -2 % za 40 000 h	Zhoršení -5 % za 40 000 h	Zhoršení -10 % za 40 000 h
Capex	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000
Údržba 5 let	€ 20.000	€ 20.000	€ 20.000	€ 20.000	€ 20.000	€ 20.000
Náklady na energii	€ 684.450	€ 720.000	€ 720.000	€ 727.258	€ 738.000	€ 756.000
LCC celkem	€ 754.450	€ 790.000	€ 790.000	€ 797.258	€ 808.000	€ 826.000
Rozdíl proti nov. lamelovému		€ 35.550	€ 35.550	€ 42.808	€ 53.550	€ 71.550

Tabulka 5 - Porovnání výpočtů LCC (nákladů na cyklus životnosti) ve variantě standardní výpočet, se stálo měrnou spotřebou energie s novými výpočty s proměnnou měrnou spotřebou pro dobu 5 let

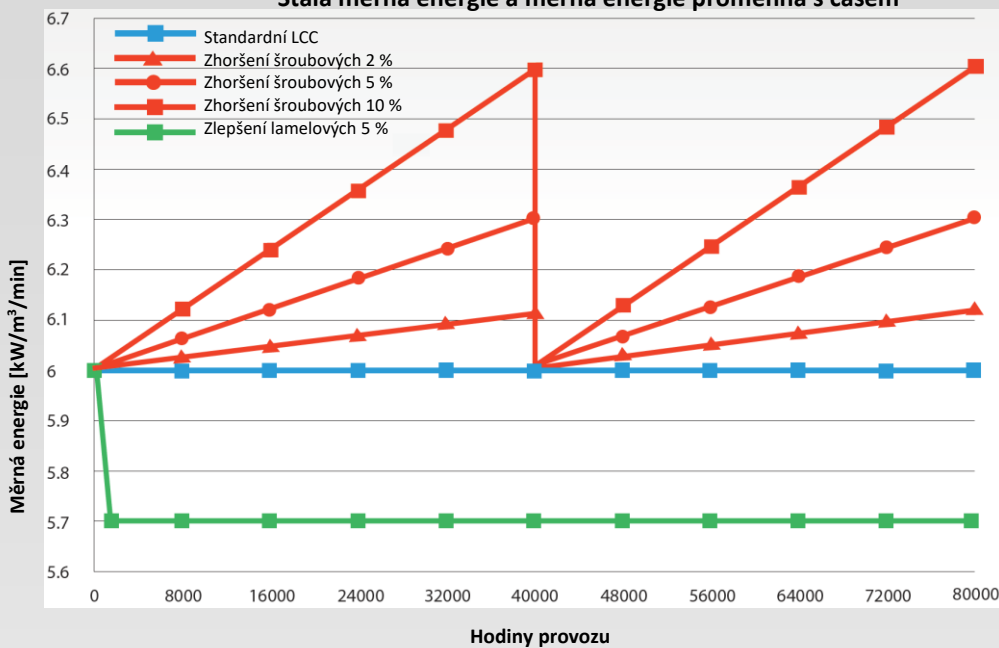
Porovnání standardních LCC a nových LCC (nákladů na cyklus životnosti)



Obrázek 11 - Grafické znázornění údajů z tabulky 5.

Při rozšíření výpočtu LCC na období 10 let je třeba vzít v úvahu náklady na generální opravu šroubového kompresoru, která vrátí vzduchovou část do původního stavu, aby se vyloučilo selhání ložisek. V tomto příkladu se používají standardně uvažované náklady na generální opravu původním výrobcem ve výši 50 % Capex (finančních nákladů na pořízení stroje). **U rotačních lamelových kompresorů nejsou náklady na generální opravu v průběhu životnosti kompresoru žádné, což je evidentní poskytováním záruky 10 let na vzduchovou část kompresorů firmou Mattei.** V tomto případě jsou náklady na generální opravu lamelových kompresorů rovny nule.

Měrná spotřeba energie podle počtu hodin provozu kompresoru Stálá měrná energie a měrná energie proměnná s časem

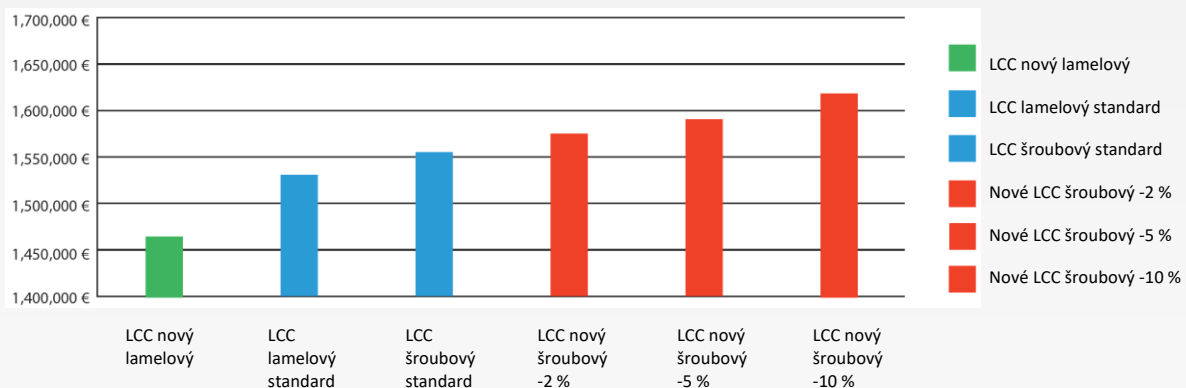


Obrázek 12 - Změny měrné energie v závislosti na hodinách provozu kompresoru pro různá zhoršení výkonnosti šroubových kompresorů po dobu 10 let a s generální opravou šroubových kompresorů po uplynutí 40 000 hodin provozu.

	Nové LCC lamelový	Lamelový Standard LCC	Šroubový Standard LCC	Šroubový nové LCC -2%	Šroubový nové LCC -5%	Šroubový nové LCC -10%
	Zlepšení +5 % za 1 000 h	Stálá měrná energie	Stálá měrná energie	Zhoršení -2 % za 40 000 h	Zhoršení -5 % za 40 000 h	Zhoršení -10 % za 40 000 h
Capex	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000	€ 50.000
Údržba 10 let	€ 40.000	€ 40.000	€ 40.000	€ 40.000	€ 40.000	€ 40.000
Generální oprava 40k hod.			€ 25.000	€ 25.000	€ 25.000	€ 25.000
Náklady na energii	€ 1.368.450	€ 1.440.000	€ 1.440.000	€ 1.454.516	€ 1.476.000	€ 1.512.000
LCC celkem	€ 1.458.450	€ 1.530.000	€ 1.555.000	€ 1.569.518	€ 1.591.000	€ 1.627.000
Rozdíl proti nov. lamelovému		€ 71.550	€ 96.550	€ 111.056	€ 132.550	€ 168.550

Tabulka 6 - Porovnání výpočtů LCC (nákladů na cyklus životnosti) ve variantě standardní výpočet, se stálo měrnou spotřebou energie s novými výpočty s proměnnou měrnou spotřebou pro dobu 10 let

Porovnání standardních LCC a nových LCC (nákladů na cyklus životnosti)



Obrázek 13 - Grafické znázornění údajů z tabulky 6.

ZÁVĚR

Navržená nová metoda výpočtu nákladů na cyklus životnosti (LCC) bere v úvahu jak zlepšení výkonnosti rotačních lamelových kompresorů, tak ztrátu výkonnosti šroubových kompresorů v průběhu doby jejich provozu. Je zřejmé, že existuje důležitý rozdíl v simulacích nákladů na energii, když se použije nová metoda výpočtu LCC, jako protiklad k uznávanému průmyslovému standardu výpočtu LCC. V případě zhoršení výkonnosti šroubových kompresorů o 10 % během desetiletého období s generální opravou by zákazník mohl utratit € 168.000 neboli o 12 % více (více než trojnásobek pořizovacích nákladů na stroj) tím, že by zvolil šroubový kompresor proti lamelovému, i když oba mají totožné výkonnosti pro nulový počet hodin provozu ověřené institucí CAGI. Tato záležitost se musí vzít v úvahu, obzvláště s ohledem na skutečnost, že technické údaje pro kompresory s nulovými hodinami provozu se nyní používají pro pracovní návrhy právních předpisů, aby se omezila současná krize globálního oteplování. Pokud se tato důležitá informace nevezme v úvahu, existuje vážné riziko, že očekávaného účinku zlepšení díky snížení spotřebované energie průmyslovým stlačováním vzduchu pomocí nových právních předpisů nebude dosaženo.

LITERATURA

- [1] Climate change 2014: mitigation of climate change - D. Victor, D. Zhou, Intergovernmental panel on climate change 5th assessment report; 2013. p. 34e5
- [2] https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris_en
- [3] International Energy Agency. Redrawing the energy-climate map. World En Outlook Rep 2013:32e3.
- [4] Energy saving potential in existing industrial compressors - D. Vittorini, R. Cipollone, Energy 102 2016, 502-515
- [5] Influence of thermal dilatation upon design of screw machines - A. Kovacevic, N. Stosic, E. Mujic, I. k. Smith, International Design Conference, Design 2006
- [6] Improving screw performance - N. Stosic, I. k. Smith, A. Kovacevic, J. Kim, J. Park, Centre for Positive Displacement Compressor Technology, City University London
- [7] Calculation of rotor interference in screw compressors - N. Stosic, I. k. Smith, A. Kovacevic, Centre for Positive Displacement Compressor Technology, City University London
- [8] Rotor clearance design and evaluation for an oil injected twin screw compressor - D. Buckney, A. Kovacevic, N. Stosic, 9th International Conference on Compressors and Systems 2015
- [9] Compressor handbook - P. C. Hanlon - General Bearing Principles 19.3, McGraw-Hill, 2001
- [10] Screw Compressor Wear - Australian Government Department of Industry, Australian Meat Industry Council