



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**NÁVRH POHONU OBĚŽNÉHO KOLA VENTILÁTORU PRO
DOZRÁVACÍ KOMORU**

PROPOSAL TO DRIVE THE FAN IMPELLER FOR RIPENING CHAMBER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ondřej Dvořáček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Ondřej Dvořáček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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:

Návrh pohonu oběžného kola ventilátoru pro dozrávací komoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem práce je konstrukční návrh pohonu ventilátoru se svislou osou rotace pomocí řemenového převodu s napínáním. Ventilátor je určen k zajištění trvalého proudění vzduchu v dozrávací komoře pro trvanlivé uzeniny.

Cíle bakalářské práce:

Bakalářská práce musí obsahovat: (odpovídá názvům jednotlivých kapitol v práci)

1. Úvod
2. Přehled současného stavu poznání
3. Analýza problému a cíl práce
4. Koncepční řešení
5. Konstrukční řešení
6. Diskuze
7. Závěr
8. Seznam použitých zdrojů

Forma práce: průvodní zpráva, výkresy součástí, výkres sestavení

Typ práce: konstrukční

Účel práce: výzkum a vývoj

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 - 20 stran textu bez obrázků).

Zásady pro vypracování práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2016.pdf

Šablona práce: http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/UK_sablona_praci.zip

Seznam literatury:

Shigley, J. E., Mischke, Ch. E. a Budynas R. G. (2010): Konstruování strojních součástí. VUT IUM, Brno.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu radiálního ventilátoru se svislou osou rotace oběžného kola, který je určený pro dozrávací komoru. V úvodní části jsou stručně popsány druhy, části a princip fungování potravinářských klimatizovaných komor a druhy ventilátorů. Konstrukční část práce je věnována návrhu řemenového převodu, uložení oběžného kola a motoru. Obsahuje základní konstrukční výpočet pro práci ve svislé i vodorovné poloze a kompletní výkresovou dokumentaci.

KLÍČOVÁ SLOVA

klimatizovaná komora, klimakomora, dozrávací komora, ventilátor, radiální ventilátor

ABSTRACT

The Bachelor's thesis deals with a structural design of proposal to drive the fan impeller with vertical axis of rotation for ripening chamber. The introduction gives a brief description of types, parts and operating principles of air conditioned chambers in meat technology. The second part of this work is focused on the design of belt drive, impeller bearing housing and electric motor layout. Thesis contains fundamental engineering calculations for horizontal and vertical axis positions as well as technical drawings.

KEYWORDS

air conditioned chamber, air flow chamber system, ripening chamber, fan, centrifugal fan

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DVOŘÁČEK, O. *Návrh pohonu oběžného kola ventilátoru pro dozrávací komoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 80 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jiří Dvořáček, Ph.D..

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci *Návrh pohonu oběžného kola ventilátoru pro dozrávací komoru* vykonal samostatně pod vedením Ing. Jiřího Dvořáčka Ph.D. a v seznamu uvedl všechny použité literární zdroje.

V Brně 10. května 2016

Ondřej Dvořáček

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval panu Ing. Jiřímu Dvořáčkovi Ph.D. za vedení práce a pomoc s jejím vypracováním. Dále bych chtěl poděkovat firmě *Mauting* za umožnění spolupráce na bakalářské práci. Nejvíce vedoucímu vývoje Ing. Vlastimilu Zajícovi a členům jeho týmu za cenné rady. V neposlední řadě bych moc rád poděkoval své rodině a přítelkyni za neustálou podporu při studiu.

OBSAH

Obsah	11
Úvod	13
1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
1.1 Procesy v klimakomoře	15
1.1.1 Fermentace	15
1.1.2 Zakuřování	16
1.1.3 Sušení	16
1.1.4 Skladování	17
1.2 Rozdělení klimakomor	17
1.2.1 Zakuřovací	17
1.2.2 Dozrávací	17
1.2.3 Univerzální	18
1.2.4 Specifické	18
1.3 Části dozrávací komory	18
1.4 Možné typy proudění v dozrávacích komorách	20
1.5 Ventilátory	23
1.5.1 Radiální ventilátory	23
1.5.2 Axiální ventilátory	24
1.5.3 Diagonální ventilátory	25
1.5.4 Diametrální ventilátory	25
1.5.5 Pohon a regulace ventilátorů	26
1.5.6 Řešení ložisek a ložiskových těles	26
2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	29
2.1 Technické parametry ventilátoru	29
2.1.1 Části	30
2.1.2 Specifikace	31
2.1.3 Materiály	31
2.2 Charakteristika výrobního závodu	31
2.3 Současné provedení	31
2.4 Rozbor nefunkčního vzorku	33
2.5 Možné příčiny selhání	34
2.6 Metodika řešení	34
3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	36
3.1 Návrh řemenového převodu	36
3.2 Návrh uložení elektromotoru a předpětí řemene	36
3.3 Návrh uložení oběžného kola na hřídel	37
3.3.1 Varianta I	37
3.3.2 Varianta II	37
3.4. Návrh hřídele a jejího uložení	38
3.4.1 Varianta I	38
3.4.2 Varianta II	39
3.4.3 Varianta III	40
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	41
4.1 Řemenový převod	41
4.2 Návrh hřídele a jejího uložení	44
4.2.1 Hřídel	44

4.2.2 Ložiska	56
4.2.3 Mazání	62
4.2.4 Pero	62
4.2.5 Ložiskový domek	63
4.3 Uložení motoru	64
4.4 Spojení hřídele a oběžného kola	65
5 DISKUZE	68
6 ZÁVĚR	69
7 Seznam použitých zdrojů	70
8 Seznam použitých zkratk a symbolů	72
9 Seznam použitých obrázků a grafů	77
10 Seznam tabulek	79
11 Seznam příloh	80

ÚVOD

Průmyslová výroba potravin v současnosti téměř nahradila v rozvinutých státech tradiční venkovská hospodářství. Obzvláště v zpracování masa je vzhledem k vzrostlé poptávce většina výrobků připravována automatizovaným procesem. Výroba trvanlivých salámů není výjimkou. Vývoj a optimalizace technologického procesu k produkci konkrétního trvanlivého salámu je dlouhodobá záležitost. To je způsobeno mnohem delším výrobním postupem, než například u uzených, vařených nebo pečených potravin. Délka jejich opracování se udává v hodinách, příprava fermentovaných salámů v týdnech.

K zpracování masa se dnes používá řada různých komor. Liší se podle použití, konstrukce i velikosti. Základní funkce je však vždy stejná: připravit ideální podmínky pro zrání výrobku. Potravinářská klimakomora patří k nejsložitějším a nejkompaktnějším strojům v masném průmyslu. Jejím základem je vhodný typ proudění, který má velký vliv na výsledné dílo. Masný výrobek v ní setrvává mnoho dní a často je z ní odvážen přímo na pulty prodejců.

Společnost *Mauting s.r.o.*, se kterou už delší dobu spolupracuji, se zabývá vývojem, výrobou i servisem klimakomor. Radí se mezi světovou špičku výrobců potravinářských zařízení a strojů masné výroby. Firma se na trhu pohybuje už více než 20 let a za tu dobu jsou její zařízení provozována ve více než 60 státech světa.

1 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Zpracování masa bylo lidmi zkoumáno už od starověku, protože tato surovina podléhá rychlé zkáze. Z této doby byly objeveny první primitivní udírny. Za první technologické zpracování masa je považována výroba trvanlivých šunek ve starověké Číně. Na to navazuje ve 2.–3. stol. př. n. l. Římská říše za dob Julia Césara. Traduje se, že za jeho úspěchem dobývání Galie stálo mimo jiné umění výroby trvanlivých salámů a tím efektivní zásobování armády. V novodobé historii se výroba fermentovaných salámů vyvinula před cca 275 lety v Itálii. První velká produkce začala v Maďarsku roku 1830 výrobou maďarských (uherských) salámů. Ve 20. století, před příchodem klimakomor do zpracování masa, bylo místo nich využíváno běžných dřevěných venkovských staveb typu stodola, kde bylo proudění regulováno ručně otevíráním vrat, dveří, oken nebo průduchů. Kvalita byla silně ovlivněna aktuálním stavem počasí během fáze sušení, a to především teplotou, směrem, silou a vlhkostí větru. [1]



Obr. 1-1 Výrobky v dozrávací komoře

Klimakomora (obr. 1-1, 1-2) je vzduchotechnické zařízení, které ve svém pracovním prostoru dokáže udržovat požadovanou teplotu (topením i chlazením), stálé proudění vzduchu a odebírat vlhkost odpařenou z výrobku (vymrazováním, čerstvým vzduchem). Produkt v tomto řízeném prostředí dokáže dosáhnout lepší kvality a v mnohem kratším čase. [2]



Obr. 1-2 Dozrávací komora KMD Mauting CF 120

1.1 Procesy v klimakomoře

1.1

V klimakomoře během výroby jedné série výrobků rozlišujeme 4 technologické postupy: 1. fermentace, 2. zakuřování, 3. sušení, 4. skladování.

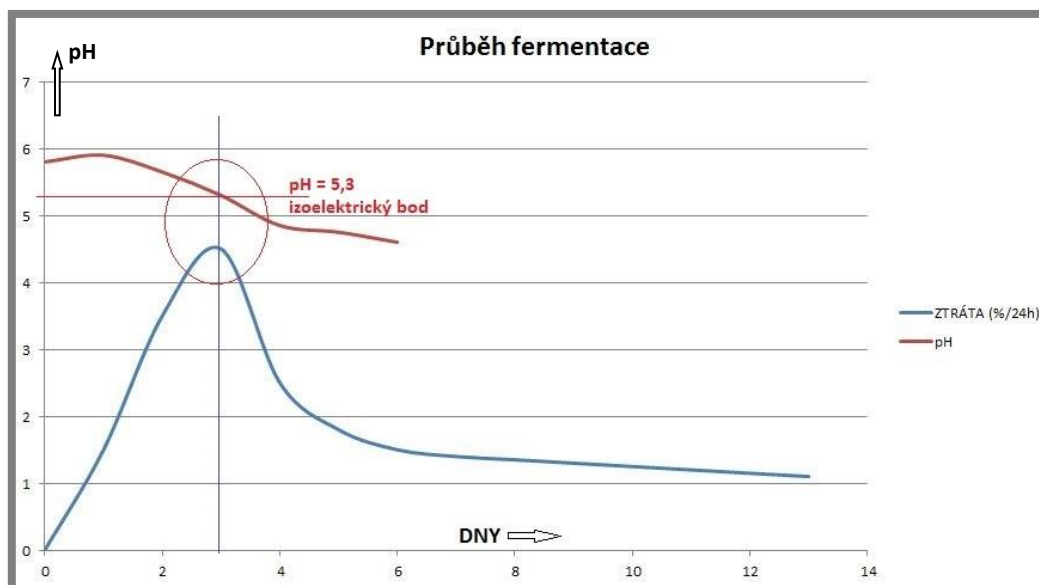
1.1.1 Fermentace

1.1.1

Fermentace je rozklad organických látek v díle na jednodušší, působením mikrobiálních enzymů. Po zavezení výrobků do klimakomory je jejich teplota ustálena na 24–30 °C v závislosti na druhu a použité metodě fermentace. Můžeme ji provádět několika způsoby:

- Za pomoci startovacích kultur, které jsou tvořeny různými druhy laktobacilů, stafilocoků, kvasinek, plísní a dalších mikroorganismů. Celkové složení je voleno pro konkrétní výrobek.
- Metodou GDL (Glukono-Delta-Lakton, nebo-li konzervant E575). Zjednodušeně se jedná o přímé rychlé okyselení výrobků (nejrychlejší snížení pH).
- Přírozenou cestou. Tento druh fermentace ovšem trvá o desítky dnů déle. [1]

Během 1. fermentace dochází k růstu mikroorganismů díky udržování vhodných podmínek, tzn. rozsah teplot (18 až 30) °C při regulované vlhkosti v rozsahu (65 až 95) %. Tyto podmínky se udržují obvykle (2 až 4) dny, ve kterých klesá hodnota pH, než se dosáhne hodnoty pH = 5,3 (isoelektrického bodu) ve výrobku (obr. 1-3). Následně se začíná intenzivně sušit. 2. fermentace, případně další fermentace, už jsou výrazně méně intenzivní. [7]



Obr. 1-3 Průběh fermentace [8]

Zvolený druh a provedení fermentace výrazně ovlivňuje výsledné senzorycké vlastnosti výrobku (chut' a barva). [2, 3, 4]

1.1.2 Zakuřování

Od počátku procesu fermentace je vhodné dezinfikovat povrch výrobků v komoře krátkými kouřovými impulzy. Průběh zakuřování má také své opodstatnění ve výsledném aromatu díla. [3, 4]

1.1.3 Sušení

Jedním ze stěžejních parametrů hodnocení kvality výrobku je jeho trvanlivost. Ta přímo souvisí s množstvím „volné vody“ (available water - Aw) ve výrobku. Ta je definována jako poměr tlaků plynné složky par v určitém prostoru vůči tlaku stejného množství odpařené destilované vody ve stejném prostoru za určité teploty. V potravinářské praxi to spíše znamená, kolik volné (chemicky nevázané) vody je schopen výrobek poskytnout nežádoucím mikroorganismům k jejich růstu a množení. Tato voda se nazývá aktivní. Její množství symbolizuje právě Aw index. Pro naprosto suchou látku jako 0,0 a pro čistou destilovanou vodu 1,0. Podle ČSN ISO 21807 nesmí mít trvanlivý masný výrobek Aw vyšší než 0,93. [5, 6]

Cílem sušení je řízeně odebírat vodu z výrobku a snižovat aktivitu vody. Enzymatické procesy ve výrobku uvolňují vázanou vodu. Ta difunduje k okrajům a prostupuje obalem na povrch. Tam se jí nasycuje oběhový vzduch, který je následně odveden z prostoru klimakomory do směšovací komory. Po vymrazení nebo výměně vzduchu za čerstvý je méně vlhký vzduch opět vhehán do komory.

Zpočátku je intenzita sušení, díky vysokému množství fermentačních mikroorganismů, přibližně 3x vyšší, než nakonec ve fázi sušení-dozrávání. Běžný výkon odvlhčovacího zařízení je pro prvotní sušení asi 3 % za 24 hodin, při zrání asi

jen 1 % denně. Pro kvalitu osušení je důležité i jeho řízení. Nesprávná rychlost sušení nebo špatně upravená vlhkost vzduchu může mít za následek enormní prodloužení procesu nebo naopak osušení pouze okraje a tím uzavření vlhkosti uvnitř produktu, tzv. zakroužkování. [3, 4, 8]

1.1.4 Skladování

1.1.4

Po ukončení procesu opracování výrobku nastává fáze, kdy už se dílo dále nepracovává. Naopak je už žádoucí, aby dále nedocházelo k hmotnostní ztrátě a mikroorganismy dále nepracovaly. Proto je nutné v klimakomoře udržovat optimální podmínky pro udržení nejlepšího stavu až do vyskladnění. [3, 4]

1.2 Rozdělení klimakomor

1.2

Klimatizované komory určené k výrobě, jak tepelně opracovaných, tak tepelně neopracovaných masných výrobků musí být vždy schopny zajistit správné podmínky. Z ekonomického hlediska je proto výhodné v provozech využívat několik samostatných jednotek, z nichž každá bude plnit jen dílčí úlohu celého procesu. Nejčastěji jsou používány klimakomory zakuřovací a klimakomory dozrávací.

1.2.1 Zakuřovací

1.2.1

Zakuřovací komory jsou určeny pro prvotní část studené cesty zpracování masa, jsou tedy vhodné pouze pro tepelně neopracované salámy (Herkules, Lovecký salám, Poličan...). Probíhá v ní 1. fáze fermentace, zakuřování a intenzivní sušení. Pracuje s rozsahem teplot (18 až 28) °C a rozsahem vlhkosti (65 až 95) %. Průměrná odvlhčovací kapacita komory bývá cca 3 % za 24 hodin. Výrobky zde setrvávají (3 až 7) dnů podle typu výrobku, druhu fermentace a použitém obalu. Je nutné, aby byla vždy vybavena vyvíječem kouře. Velikostně jsou konstruovány obvykle jen do 50 udírenských vozíků, což odpovídá přibližně 150 m³ pracovního prostoru. [3, 4, 7]

1.2.2 Dozrávací

1.2.2

Zrací komora je určena i pro tepelně opracované výrobky (Vysočina, Turistický salám...). Probíhá v ní 2. fáze fermentace, šetrné sušení a skladování. Výrobky zde většinou dostanou konečnou formu před distribucí do prodeje. Nejčastěji musí být schopna udržování teploty (15 až 22) °C, vlhkosti v rozsahu (65 až 95) %. Průměrná odvlhčovací kapacita je cca 1 % za 24 hodin. Jsou výrazně větší než zakuřovací komory, jejich obsah může pojmut až 500 udírenských vozíků – asi 1500 m³ pracovního prostoru.

Z odvlhčovací kapacity je zřejmé, že dozrávací komoře stačí přibližně třikrát nižší výkon (na stejné množství salámu) než zakuřovací a čas setrvání výrobku v dozrávací komoře je mnohem delší. Proto bývá v závodech využíváno součinnosti dvou (popř. více) klimakomor. Vozíky s dílem jsou převáženy ze zakuřovacích do dozrávacích komor, které se průběžně doplňují, a tak je možno dosáhnout vysoké výrobní efektivity. [3, 4, 7]

1.2.3 Univerzální

Univerzální klimatické komory kombinují vlastnosti zakuřovací a dozrávací komory. Jsou určeny pro celý průběh výroby. To ovšem znamená, že ve fázi zrání pracuje technologie komory jen na třetinový výkon a jen s daným množstvím surovin. Proto jsou určeny jen pro nejnужnější případy (nedostatek místa ve výrobě). [3, 4, 7]

1.2.4 Specifické

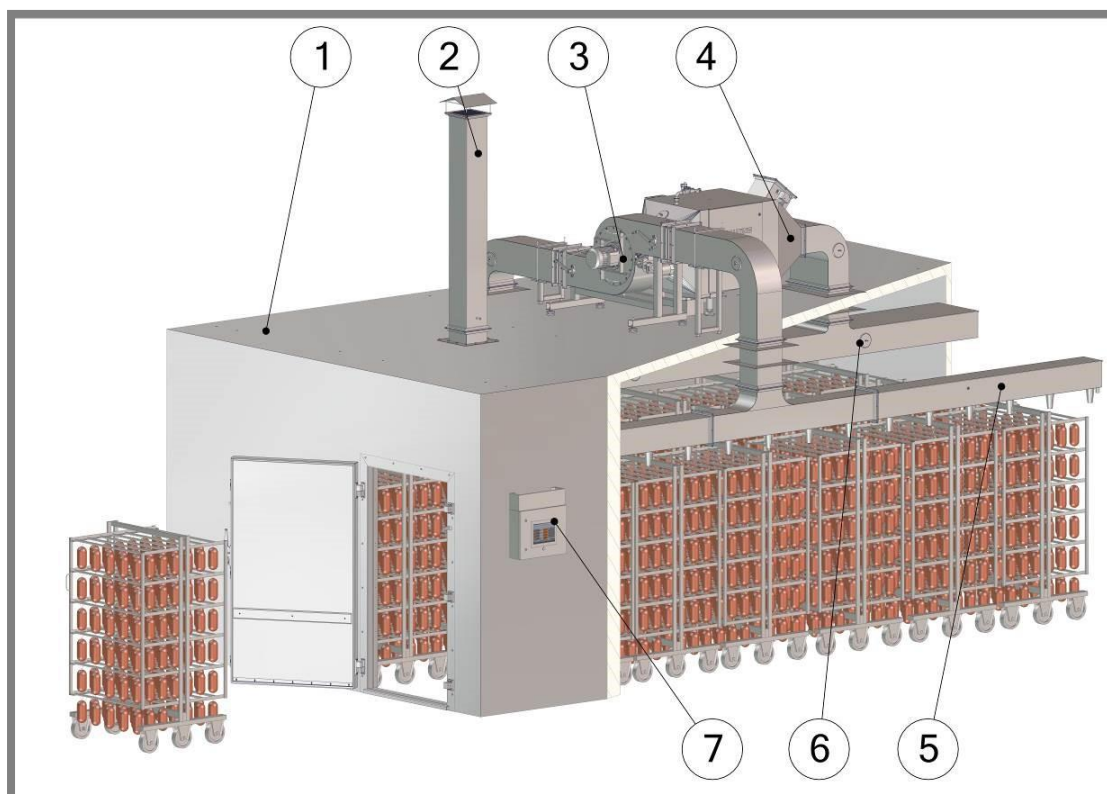
Dále se v maso-zpracování můžeme setkat také s rozmrazovacími, sušicími nebo zkušebními komorami. Tyto komory vychází z konstrukce výše uvedených komor, se speciálními požadavky na funkci nebo velikost. [3, 4, 7]

1.3 Části dozrávací komory

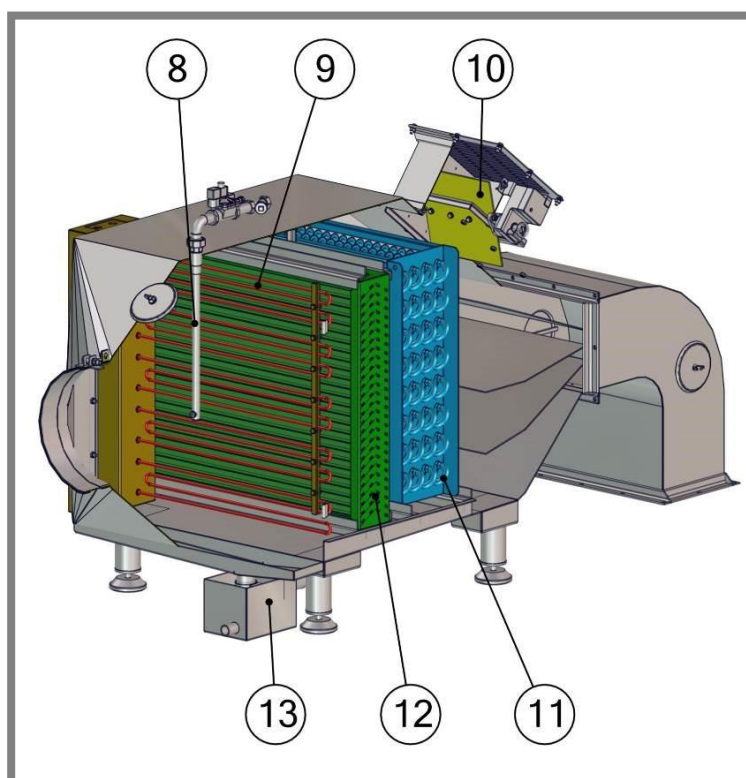
Dozrávací komoru je možné navrhnout v mnoha variantách. Vše záleží na velikosti komory, zvoleném typu proudění a ekonomičnosti výroby.

Klimakomora (obr. 1-4) je tvořena místností (poz. 1), která obvykle není součástí samotné konstrukce. Její vnitřní povrch musí být potravinářsky nezávadný a lehce omyvatelný. Celá komora musí být vzduchotěsná a pro některé typy proudění musí být její horizontální rohy zaobleny dostatečně velkým poloměrem. Bývá často stavěna „na míru“ technologii klimakomory. Ta může být umístěna v samostatné strojovně přímo sousedící s komorou (většinou za ní samotnou), nad stropem místnosti komory nebo v nezbytných případech v komoře.

Vzduch je do komory vháněn ventilátorem (poz. 3) a rozváděn dmýchacími kanály (poz. 5). Ty jsou umístěny horizontálně nad vozíky s výrobky vždy navzájem rovnoběžně. Usměrnování vzduchu se děje pomocí dýz řazených lineárně za sebou v potřebných rozestupech. Počet dmýchacích kanálů je volen podle počtu řad udiřenských vozíků vedle sebe. Vzduch vstupující dýzami prochází komorou kolem výrobků, kde plní svůj účel a je odsáván ven odtahovými kanály (poz. 6). Část vzduchu z komory proudí ven ze systému zvláštním kanálem (poz. 2). Jeho množství je regulováno klapkou. Většina vzduchu ovšem proudí do směšovací komory (poz. 4), která tvoří „srdce“ systému, detailně na obr. 1-5. Tam je upraven na žádané parametry. Nejprve se nahrazuje chybějící přísátím nového přes klapku čerstvého vzduchu (poz. 10). Následně putuje do chladicího výměníku (poz. 11), kde se upraví vlhkost a teplota. Kapky v něm vysrážené zachytí odlučovač kapek (poz. 12) a ty odtékají přepadovým hrncem (poz. 13). K opětovnému ohřevu vzduchu dochází v tepelném výměníku (poz. 9), který může být elektrický, parní nebo teplovodní. Vlhkostní čidlo (poz. 8) měří výstupní údaje vzduchu a společně s dalšími senzory rozmístěnými po celé komoře dodává informace řídicí jednotce (poz. 7). [3, 4]



Obr. 1-4 Dozrávací komora [3]



Obr. 1-5 Směšovací komora [3]

Na obr. 1-6 je zobrazena technologie dozrávací komory od fy *Reich*. Technologie je určena pro umístění přímo do klimakomory. Je uspořádána do kompaktního celku. Vzduch vstupuje sacími kanály s půlkruhovými otvory dovnitř do směšovací komory. Vedle ní napravo stojí radiální ventilátor s vodorovnou osou oběžného kola, který zajišťuje dopravu vzduchu. [21]



Obr. 1-6 Technologie k úpravě a rozvodu vzduchu v dozrávací komoře [21]

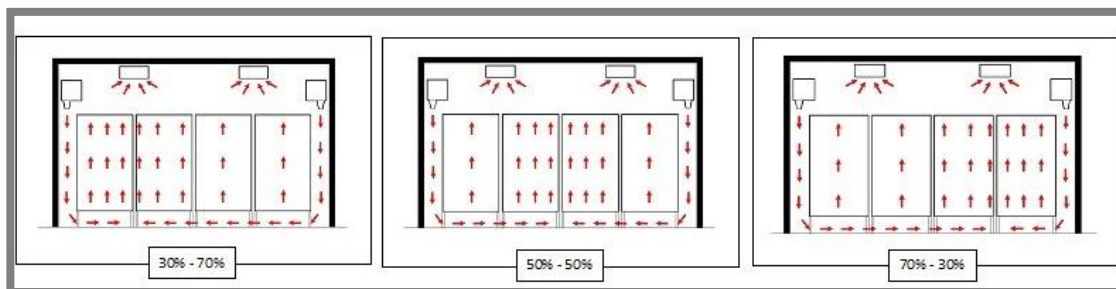
Pro menší klimakomory může být technologická část sdružena (obr. 1-7) do jedné skříně. Vzduch proudí skříní zdola nahoru. K ničení kvasinek, plísní a bakterií je někdy zařazen na začátek směšovací komory UVC zářič. Dále proud vzduchu prochází postupně chladícím a ohřívacím výměníkem. Následně vstupuje do oboustranně sacího radiálního ventilátoru. Ten je poháněn elektromotorem umístěným vně skříně. [22]



Obr. 1-7 Technologie fy AUTOTHERM [22]

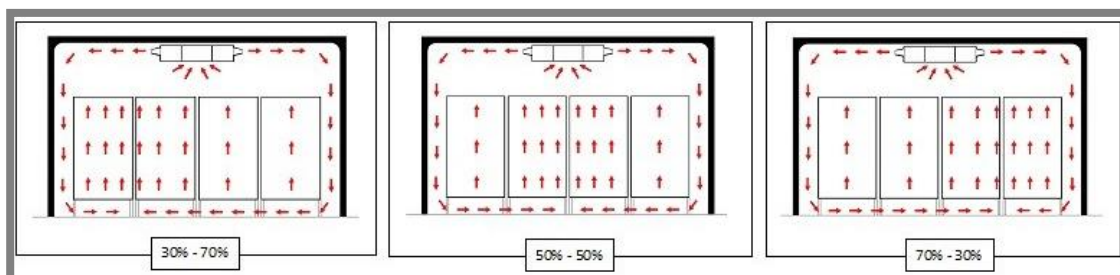
1.4 Možné typy proudění v dozrávacích komorách

Udržování vzduchu v pohybu a doprava vzduchu v daném množství na konkrétní místo je klíčem funkce klimakomory. Může být realizováno hned několika systémy s různým počtem kanálů. V dozrávacích komorách se nejčastěji používá standardní provedení proudění (obr. 1-8) se samostatnými dmýchacími (umístěnými po stranách) a odtahovými potrubími (na stropě komory). Tento typ je nejjednodušší na konstrukci a tedy i nejlevnější. Jeho velkou nevýhodou je nerovnoměrnost osušení, to probíhá intenzivněji ve spodních patrech vozíků.



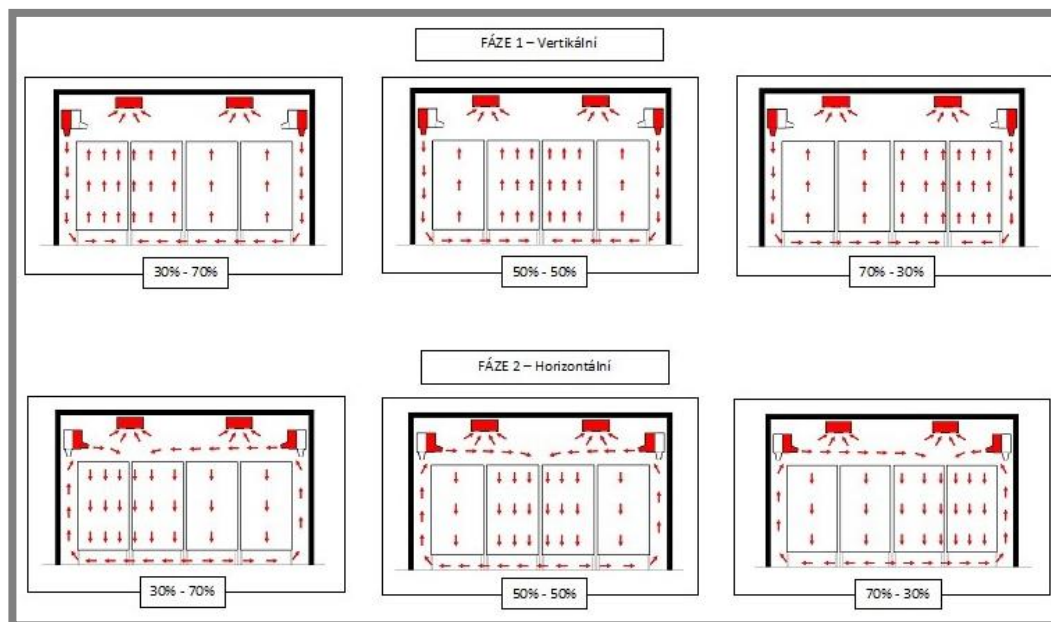
Obr. 1-8 Schéma standardního proudění [9]

Další možností je odvozené proudění od standardního, které je realizováno sdružením kanálů sání a dmýhání do jednoho – centrálního (obr. 1-9). Tento typ se doporučuje pouze do komor, kde není dostatek místa pro více kanálů.



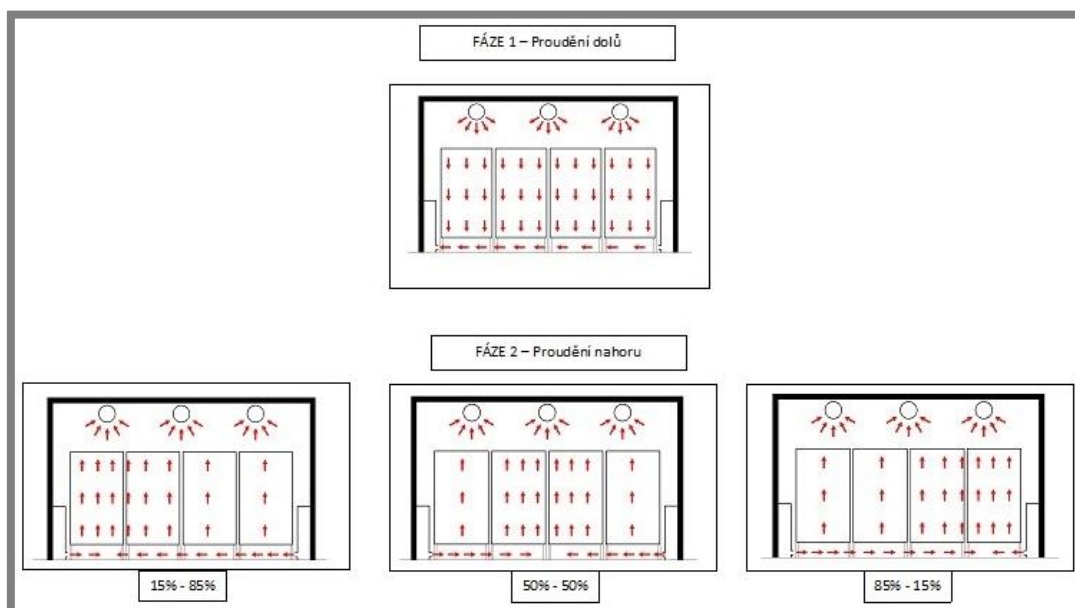
Obr. 1-9 Schéma proudění sdruženým kanálem [9]

Více sofistikovaným řešením je použití duálního proudění (Dual Air Flow – DAF) (obr. 1-10). Ten vyrovnává rozdíly ve vysušení v jednotlivých patrech a přináší rovnoměrnost opracování do celé komory, střídáním vertikálních a horizontálních dýz.



Obr. 1-10 Schéma duálního proudění (DAF) [9]

Proudění zvané Cross Flow (CF) (obr. 1-11), jehož části jsou patentované firmou *Mauting*, využívá stejné kanály jak pro dmýchání, tak pro sání. Tato reverzace proudění umožňuje rovnoměrné osušení ve velmi velkých dozrávacích komorách, kde by jinými systémy proudění vznikalo vysoké riziko špatného zrání a vzniku plísní. [9]

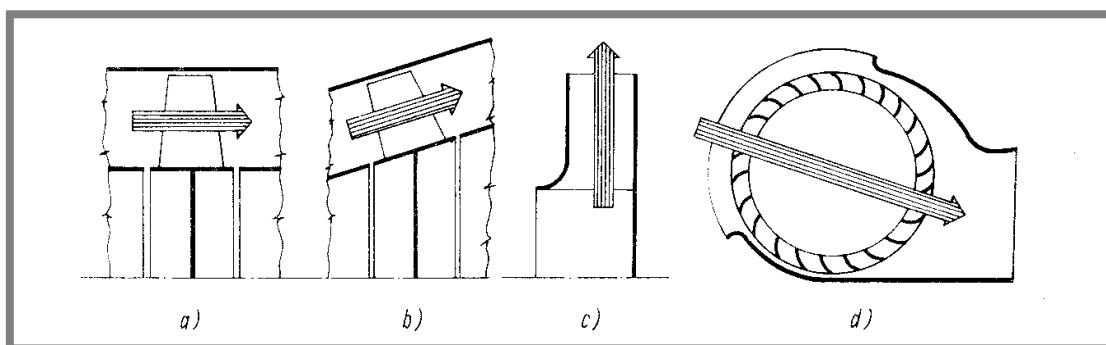


Obr. 1-11 Schéma proudění Cross Flow (CF) [9]

1.5 Ventilátory

Ventilátor je vzduchotechnické zařízení s nízkým kompresním poměrem, tj. poměry absolutního tlaku na sání a výstupu, obvykle mezi hodnotami 1,01 až 1,1. Tento rotační lopatkový stroj je určen ke kontinuální dopravě vzdušiny¹. Ventilátory mají na rozdíl od dalších vzduchotechnických zařízení (kompresorů, dmychadel) stále spojen sací a výtlačný prostor. Mohou pracovat, pouze pokud je rotor v pohybu, kdy vlivem dynamického působení lopatek na vzdušinu dochází k rozdílu tlaku. Zjednodušeně se dá říct, že funguje na principu předávání mechanické energie oběžného kola (nejčastěji dodávané elektromotorem) protékajícímu vzduchu. Ve většině případů se tento děj uvnitř ventilátoru považuje za izochorický, protože kompresní poměr je zanedbatelně malý. Pro vlastní realizaci proudění je nejdůležitější součástí klimakomory. Je umístěn za směšovací komorou a napojen přímo na dmýhací kanály. Ventilátory bývají charakterizovány veličinami: celkovým dopravním tlakem, průměrem oběžného kola, otáčkami rotoru, dopravovaným množstvím vzdušiny, celkovou účinností ventilátoru, popř. dalšími doplňujícími údaji.

Ventilátory se nejčastěji dělí podle směru průtoku vzduchu (obr. 1-12). Můžeme je ale také dělit např. podle kompresního poměru, celkového dopravního tlaku, objemového průtoku nebo typu spojení s pohonnou jednotkou. [10]



Obr. 1-12 Schéma průtoku oběžným kolem ventilátorů: a) axiální ventilátor; b) diagonální ventilátor; c) radiální ventilátor; d) diametrální ventilátor [10]

1.5.1 Radiální ventilátory

1.5.1

Tento typ ventilátorů se vyznačuje typickou spirálovou skříní (obr. 1-13), která plní úlohu difuzoru tzn., snižuje výstupní meridiánovou rychlost a zvyšuje tlak. Používá se tam, kde jsou kladeny vyšší nároky na dopravovanou vzdálenost na úkor rychlosti. Vícestupňovým řazením tohoto ventilátoru jsme schopni dosáhnout vysokých dopravních tlaků při dobré účinnosti. Objem vzduchu je nasáván ve směru axiálním a vytlačován ve směru radiálním k ose otáčení. Nevýhodou tohoto ventilátoru je větší zástavbový prostor a odklon potrubí od přímého směru.

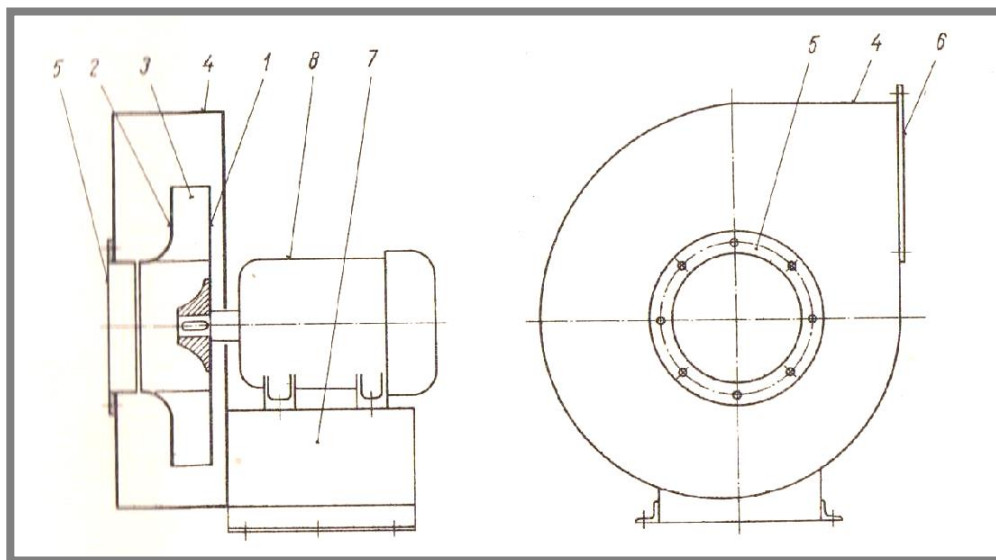
Oběžná kola mohou mít lopatky zahnuté dopředu, ukončené radiálně nebo zahnuté dozadu. Dále pak lopatky s konstantní tloušťkou nebo profilové. Podle smyslu otáčení oběžných kol rozlišujeme radiální ventilátory na pravotočivé a levotočivé. Radiální ventilátory mohou být konstruovány jako jednostranně nebo oboustranně sací. [10]

¹⁾ Vzdušinou se rozumí plyny, směsi plynů, páry a směsi plynů a par, které dále mohou ještě obsahovat v menších koncentracích kapalné a pevné částice. [10]



Obr. 1-13 Radiální ventilátor [11]

Na obr. 1-14 je schematicky zobrazen jednostranně sací radiální ventilátor s jedním výdechem (poz.6) a elektromotorem (poz. 8) na přímo. Vzdušina vstupuje sacím hrdlem (poz. 5) a vstupuje do oběžného kola. To se skládá z nosného kotouče (poz. 1), krycího kotouče (poz. 2) a lopatek (poz. 3). Po výstupu z oběžného kola je vzdušina usměrněna spirální skříní (poz. 4) ven z ventilátoru.

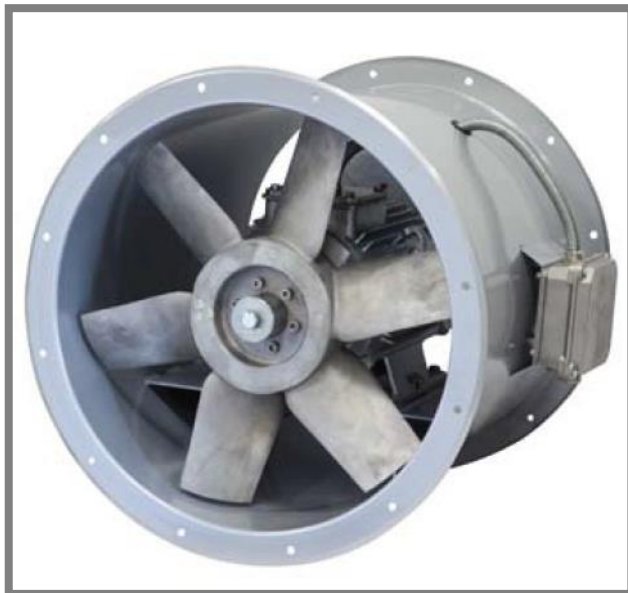


Obr. 1-14 Schéma radiálního ventilátoru [10]

1.5.2 Axiální ventilátory

Tento typ (obr. 1-15) saje i tlačí dopravovaný plyn v přibližně jednotném směru rovnoběžném s osou rotace. Jeho využití je nejčastěji tam, kde je požadován velký průtok vzduchu bez vysokých nároků na dopravní tlak (větrání), nebo kde

potřebujeme využít spíše dynamických vlastností proudu vzduchu (odvod spalin). Axiální ventilátory lze rozdělit na rovnotlaké (plyn získává pouze vyšší rychlost) a přetlakové (statický tlak za oběžným kolem je vyšší než před ním). [10]



Obr. 1-15 Axiální ventilátor [12]

1.5.3 Diagonální ventilátory

1.5.3

Představuje kompromis mezi axiálním a radiálním typem ventilátoru. Vzdušina prochází oběžným kolem v meridiánové rovině úhlopříčně vzhledem k axiálnímu a radiálnímu směru. [10]

1.5.4 Diametrální ventilátory

1.5.4

Někdy též zvaný tangenciální (obr. 1-16), slouží pro odebrání vzduchu po celé délce osy oběžného kola v radiálním směru. Plyn prochází napříč oběžné kolo a je dvakrát urychlen lopatkami, jak je možné vidět na obr. 1-12. Výstup je v tomtéž směru. [10]



Obr. 1-16 Diametrální ventilátor [13]

1.5.5 Pohon a regulace ventilátorů

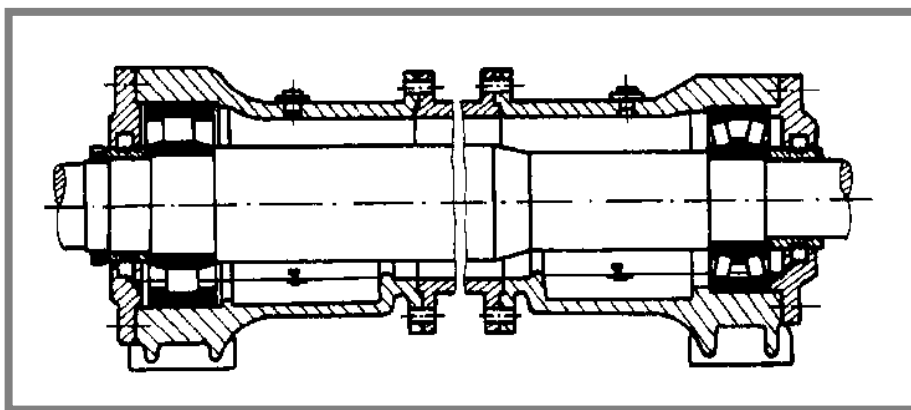
Pohon je nejčastěji realizován asynchronním motorem s kotvou nakrátko. Tato varianta je nejjednodušší, nejlevnější a má nízké nároky na údržbu. Nevýhodou je, že jej nelze konstruovat na libovolné otáčky, protože pracovní otáčky jsou vždy blízké synchronním otáčkám. Synchronní motory se používají tam, kde jsou potřeba vysoké výkony za stálého provozu. Velkou nevýhodou těchto motorů je, že musí být roztočeny nejdříve cizím zdrojem na synchronní otáčky. Některé jednoúčelové ventilátory bývají poháněny hydromotorem nebo stlačeným vzduchem. Toho se využívá tam, kde je snadný přístup k těmto tlakovým médiím nebo není možno využít elektromotor, např. z důvodu výbušného prostředí. [10]

Regulaci ventilátoru se provádí:

- přerušováním chodu,
- škrcením,
- změnou otáček,
- natáčením naváděcích lopatek,
- natáčením lopatek oběžného kola (u ventilátorů axiálních) [10].

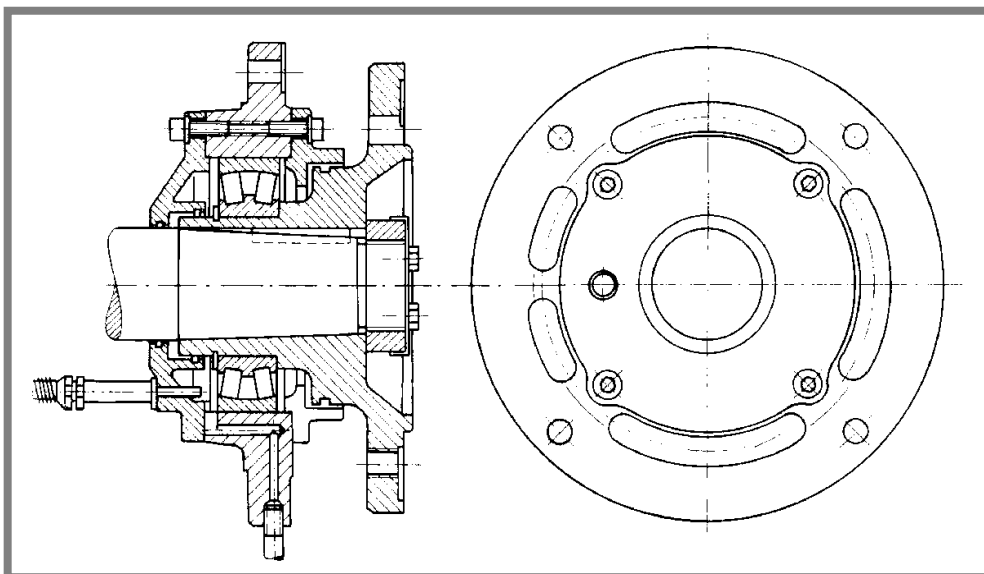
1.5.6 Řešení ložisek a ložiskových těles

Hřídele ventilátorů se převážně ukládají do valivých ložisek (obr. 1-17). Typ ložisek se volí podle zatížení, otáček a požadované životnosti. Jejich výhodou je jednoduchá oprava či výměna při poškození. Kluzná ložiska se uplatňují tam, kde je požadován nízký hluk ventilátoru a nízké otáčky (např. klimatizační jednotky). [10]



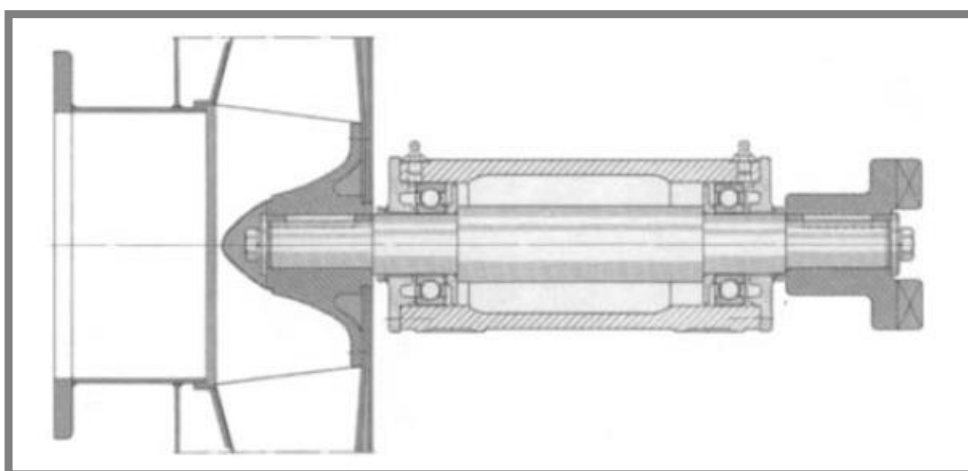
Obr. 1-17 Společná ložisková skříň ventilátorů s valivými ložisky [13]

Ložiska bývají umístěna ve společné ložiskové skříni (obr. 1-17) nebo ve dvou samostatných tělesech (obr. 1-18). Konstrukce ložiskového tělesa je také závislá na způsobu mazání. Použití plastických maziv nevyžaduje tak velkou péči a kontrolu jako mazání olejem. Na obr. 1-18 je zobrazeno řešení uložení oběžného kola ventilátoru s dělenou skříní ložisek. [10, 23]

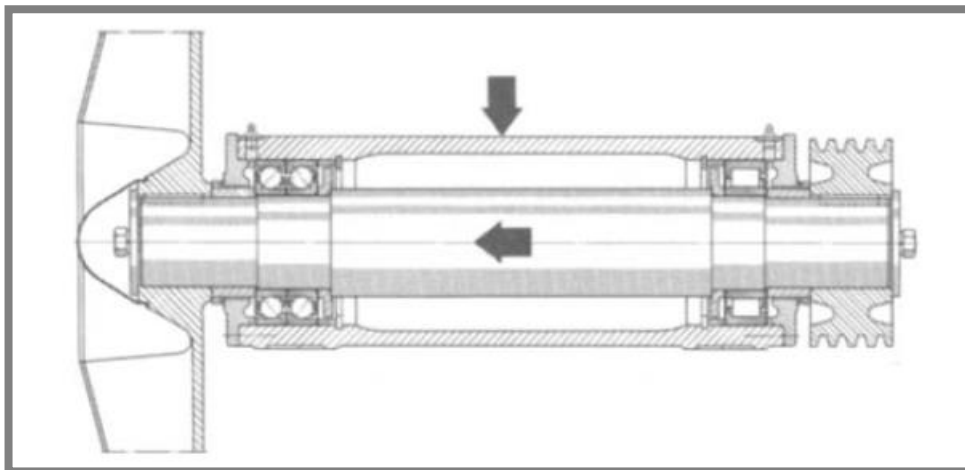


Obr. 1-18 Dělená ložisková skříň ventilátorů s valivým ložiskem [10]

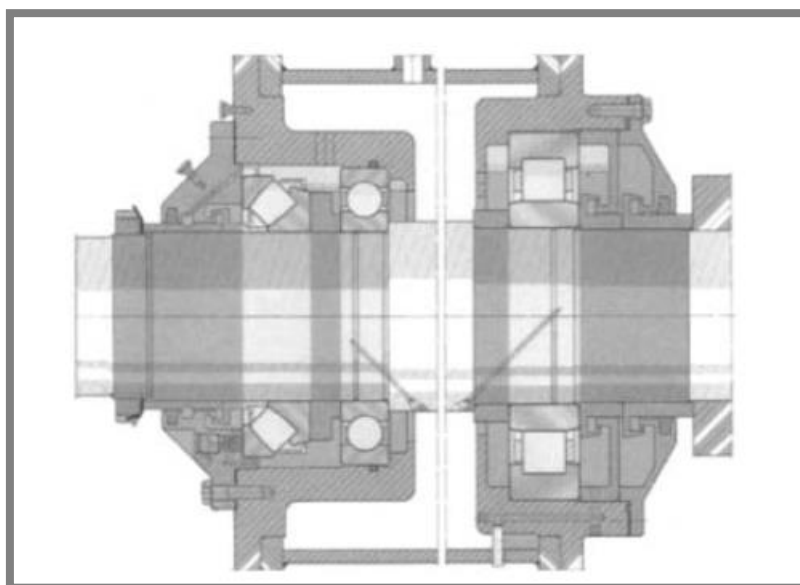
Nejjednodušší uložení hřídele oběžného kola je pomocí dvou jednořadých kuličkových ložisek, jak je vidět na obr. 1-19. Toto uložení je běžné u menších radiálních ventilátorů. Uložení pomocí dvou spárovaných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem (obr. 1-20), popř. kuželíkových ložisek, společně s válečkovým, popř. kuličkovým, se používá u ventilátorů s větším axiálním zatížením a u axiálních ventilátorů. V případě velké axiální síly působící na hřídel (např. u rychloběžných ventilátorů) se ke dvěma radiálním ložiskům přidá další ložisko, které tuto sílu přenesou. Nejčastěji to bývá axiální kuličkové nebo soudečkové ložisko (obr. 1-21). [23]



Obr. 1-19 Uložení hřídele oběžného kola pomocí dvou kuličkových ložisek [23]



Obr. 1-20 Uložení hřídele oběžného kola pomocí dvou spárovaných kuličkových ložisek řazených do O a válečkového ložiska [23]



Obr. 1-21 Uložení hřídele oběžného kola pomocí kuličkového, válečkového a axiálního soudečkového ložiska [23]

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2

Cílem práce je navrhnout konstrukční řešení uložení a pohonu radiálního ventilátoru se svislou osou oběžného kola, který slouží pro rozvod vzduchu v dozrávací komoře. Řešení musí vyhovovat předpisům podle vyhlášky Ministerstva zdravotnictví č.38/2001Sb., o hygienických požadavcích na výrobky určené pro styk s potravinami a pokrmů. Mělo by být také provedeno s přihlédnutím na výrobní možnosti a zvyklosti fy *Mauting*, jednoduchost montáže a v příznivém poměru cena–životnost.

2.1 Technické parametry ventilátoru

2.1

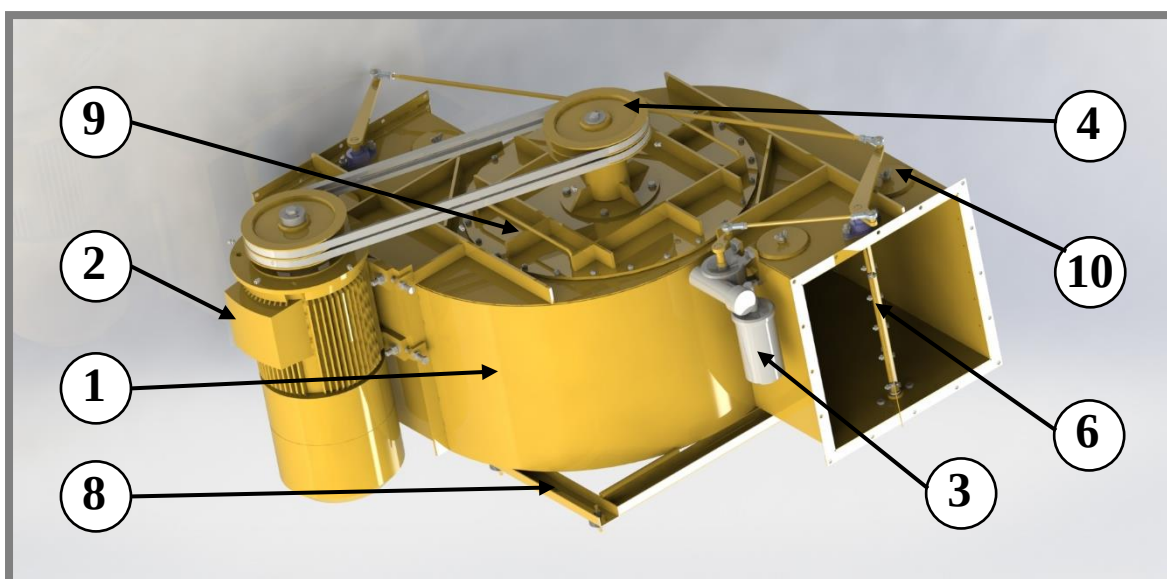
Ventilátor se volí vždy individuálně pro konkrétní komoru. Rozhodujícími faktory při výběru jsou zejména: velikost komory, množství přepravovaného vzduchu (s čímž souvisí míra odvlhčení v čase), velikost možného zástavbového prostoru, popř. další speciální požadavky. Konstrukční řešení, které je předmětem této práce, bude využíváno na ventilátorech několika velikostí, fungujících v různých polohách. Dimenzace a konstrukce bude provedena na největší, který je vyráběn firmou *Mauting*. Silový výpočet musí být také zkontrolován pro použití ventilátoru ve vodorovném směru osy hřídele.

Ventilátor 665 (obr. 2-1, 2-2) patří mezi největší standardně používané ventilátory v dozrávacích komorách. Označení 665 značí jmenovitý průměr oběžného kola. Tato velikost je používána, pokud je třeba dosáhnout přesunu oběhového vzduchu v kanálech (3,5 až 4,5) $\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, což přibližně odpovídá odvlhčování v objemu (10 x 10) udírenských vozíků (výpočetní odvlhčení 1,5 % za 24 hodin a 250 kg výrobku na vozík). Jedná se o radiální ventilátor se dvěma výdechy. Během chodu se vzduch střídavě usměřňuje do výchozích kanálů pomocí pohyblivých klapek spojených táhlem, poháněných servo-motorem a umístěných kolmo vůči sobě navzájem.

Ventilátor je spojen s potrubím i se směšovací komorou pomocí pružných spojek, aby nedocházelo k přenášení vibrací. K tlumení kmitů samotného ventilátoru slouží silentbloky, přes které je ventilátor přichycen k nosnému rámu. Celek ventilátoru se skládá ze svarku těla (pasivní část) a příruby motoru (aktivní část). Ta je složena z oběžného kola, ložiskového domku, spojovací příruby a spojovacích částí. Montuje se jako celek do těla.

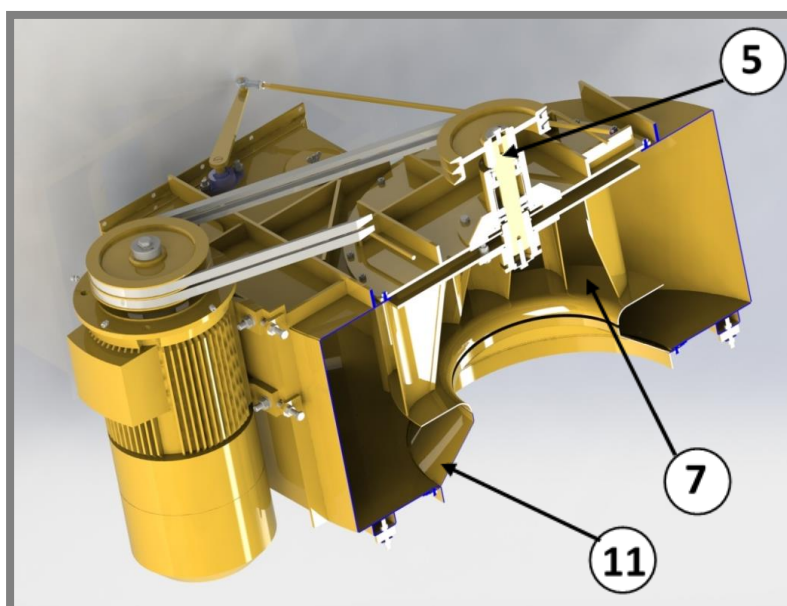
2.1.1 Části

Hlavní části ventilátoru jsou zřejmé z obr. 2-1, obr. 2-2. a tab. 2-1.



Obr. 2-1 Původní verze ventilátoru 665

Tab. 2-1 Části ventilátoru



Obr. 2-2 Původní verze ventilátoru 665 v řezu

Pozice	Název části
1	Tělo ventilátoru
2	Motor
3	Servo-motor
4	Hnaná řemenice
5	Ložiskový domek
6	Klapky
7	Oběžné kolo
8	Uchycení ventilátoru
9	Příruba oběžného kola
10	Montážní a servisní víčka
11	Difuzor

2.1.2 Specifikace

2.1.2

Požadavky a specifikace řešeného ventilátoru jsou uvedeny v tab. 2-2.

Tab. 2-2 Specifikace ventilátoru

Vytížení ventilátoru	24 hodin / 7 dní v týdnu ¹
Požadovaná životnost	20 let
Množství přepravovaného vzduchu	3,5-4,5 m ³ ·s ⁻¹
Celkový dopravní tlak	1 000 Pa
Průměr oběžného kola	665 mm
Vlhkost vzduchu	65-95 %
Teplota proudícího vzduchu	15-22 °C
Teplota okolí	15-25 °C
Váha celku	max. 450 kg
Váha oběžného kola	max. 50 kg
Výkon hlavního pohonu	11 kW
Otáčky hlavního pohonu	1 450 min ⁻¹
Otáčky oběžného kola	1 450 min ⁻¹
Výrobní série	Kusová až malosériová výroba

2.1.3 Materiály

2.1.3

Ventilátor je z převážné části vyroben z oceli 17 241 (1.4301, X12CrNi18-8), která splňuje normy pro použití v potravinářských strojích.

Tab. 2-3 Materiálové charakteristiky oceli 17 241

Re [MPa]	Rm [MPa]	Tažnost [%]	Tvrdost
195	520	min. 45	88 HRB

2.2 Charakteristika výrobního závodu

2.2

Výrobní závod fy *Mauting s.r.o.* se zabývá kusovou až malosériovou výrobou. Ventilátor, který je obsahem této práce, spadá spíše do kusové výroby. Technologické vybavení je dobře připraveno na práci s nerezovými plechy (příprava, tváření, svařování), méně pak na třískové obrábění. Zcela nevhodné je navrhovat odlitky, výkovky a výrobky, které se vyplatí až ve velkých sériích.

2.3 Současné provedení

2.3

Pro pohon ventilátor používá trojfázový nízkonapěťový asynchronní motor (tab. 2-4) s kotvou nakrátko od firmy *SIEMENS*, s hliníkovou kostrou, o zvýšené účinnosti (EFF2), externím chlazením a opatřený frekvenčním měničem.

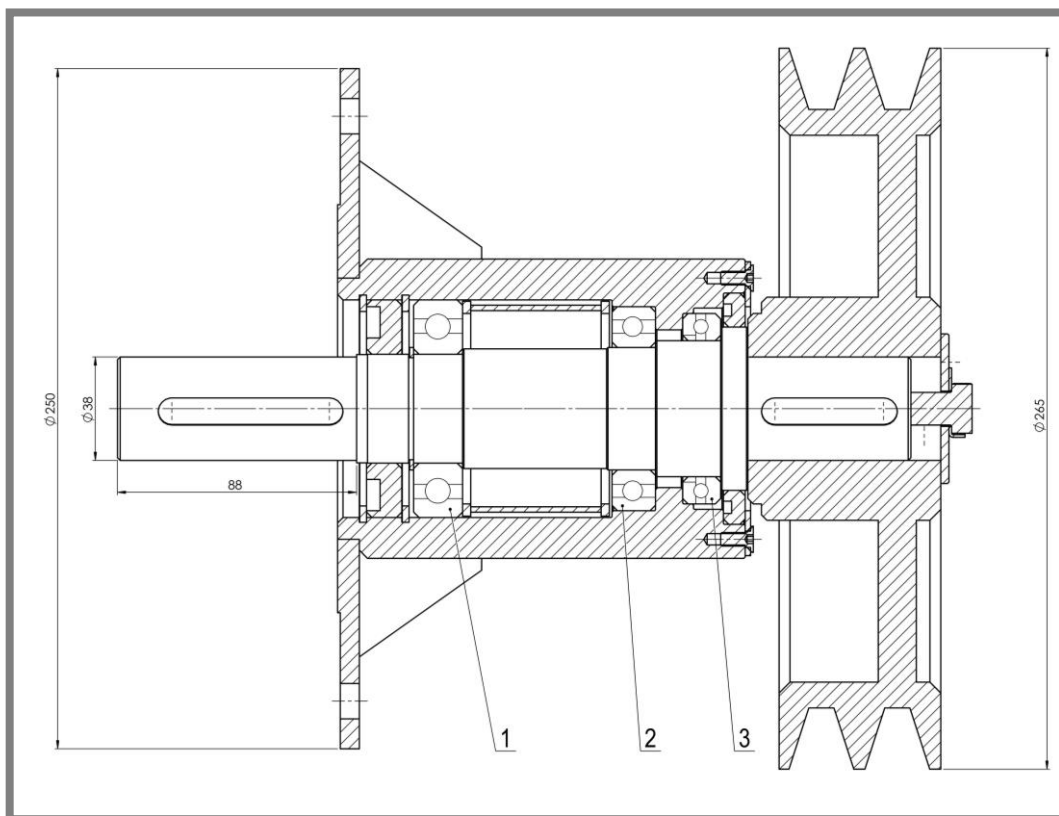
¹⁾ Stroj je v chodu neustále většinou na snížené otáčky. Odstávka probíhá pouze výjimečně.

Motor je určen pro pohánění průmyslových zařízení, např. ventilátorů, čerpadel, obráběcích strojů nebo lisů. Je určen pro použití v prostředí mírného klimatu, ve zvláštních provedeních i v jiných klimatických podmínkách. Pro účel pohonu ventilátoru stačí běžná verze. [14]

Tab. 2-4 Specifikace elektromotoru SIEMENS [14]

Počet pólů	4
Výkon	11 kW
Jmenovité otáčky	1450 min ⁻¹
Účinnost	88,4 %
Osová výška	160 mm
Chlazení	F70 + NO3
Provedení	Tvar IM B35 / IM 2001 standardní příruba + patky
Výrobce	SIEMENS
Katalogové číslo	ILE1002-1DB23-4JA4-Z

Pohon ventilátoru je umístěn na konzolu, která je přivařena na bok těla (obr. 2-2). Motor se montuje pomocí čtyř šroubů do podlouhlých drážek, které umožňují napínání řemenů. To je zajištěno proti posunutí dvěma kolmými šrouby. Hřídel oběžného kola a hřídel motoru je spojena řemenovým převodem. Ten je realizován dvěma stejnými řemenicemi pro klínové řemeny z šedé litiny o průměru 250 mm. Vše je krytem chráněno proti vlivům prostředí.



Obr. 2-3 Původní verze uložení hřídele oběžného kola

Krouticí moment je na hřídel přenášen těsným perem a stejně tak na náboj oběžného kola, z něj na kolo samotné pomocí soustavy předepjatých šroubových spojů. Axiálně je celá soustava zajištěná šrouby. Pro uložení hřídele oběžného kola (obr. 2-3) jsou použita jednořadá kuličková ložiska: 6208 (poz. 1), 6009 (poz.2) a 51110 (poz. 3) od fy *ZKL Group* s dynamickými únosnostmi 35,8 kN; 21,1 kN a 32,3 kN.

2.4 Rozbor nefunkčního vzorku

2.4

K poruchám ventilátoru dochází nejčastěji z důvodu poškození ložisek. Zkoumaný nefunkční vzorek selhal přibližně po půl roce provozu. Tento konkrétní ventilátor nepracoval v horším prostředí, než se předpokládalo při jeho konstrukci. Závada byla zjištěna stále stupňující se hlučností. Na obr. 2-4 je možno vidět všechny tři ložiska bezprostředně po vyjmutí z ložiskového domku. Axiální ložisko 51110, detailně zobrazené na obr. 2-5, nevydrželo zatížení a rozpadlo se. Stejně tak skončilo více zatížené ložisko 6009 (obr. 2-6). Klec kuliček se úplně rozdrtila a ložisko při otáčení silně kmitalo. Poslední ložisko 6208, které neslo menší radiální sílu, skončilo bez poškození.



Obr. 2-4 Vyjmutá ložiska



Obr. 2-5 Vyjmuté ložisko 51110



Obr. 2-6 Vyjmuté ložisko 6009

Kontrolní proměření hřídele (obr. 2-7) po vyjmutí a očištění nevykazovalo žádnou výrobní vadu nebo odchylku mimo toleranci. Ložiska byla namazána a bez známek pronikání nečistot zevnitř ventilátoru.



Obr. 2-7 Hřídel bezprostředně po vyjmutí

2.5 Možné příčiny selhání

- Špatná volba typu ložisek a jejich únosnosti
- Špatná konstrukce uložení
- Špatně určené reakční síly v místě ložisek
- Přílišné naklopení
- Znečištění nebo absence maziva
- Kmitání hřídele
- Výrobní nepřesnost ložiskového domku
- Technologická nekázeň při montáži

2.6 Metodika řešení

K vyřešení daného problému je nutno navrhnout jinou konstrukci ložiskového domku, hřídele a ložisek. Snaha je posunout ložiska co nejvíce ke krajům hřídele, což přispěje k minimalizaci radiálních silových účinků na ně a sníží ohybový moment, který namáhá hřídel. Axiálně zatížené ložisko by bylo vhodné přiblížit co nejvíce ke zdroji normálových sil, tedy oběžnému kolu, aby došlo ke snížení namáhání hřídele v důsledku tahu. Minimalizace vrubových účinků na hřídel a snadná montáž by měla být samozřejmostí.

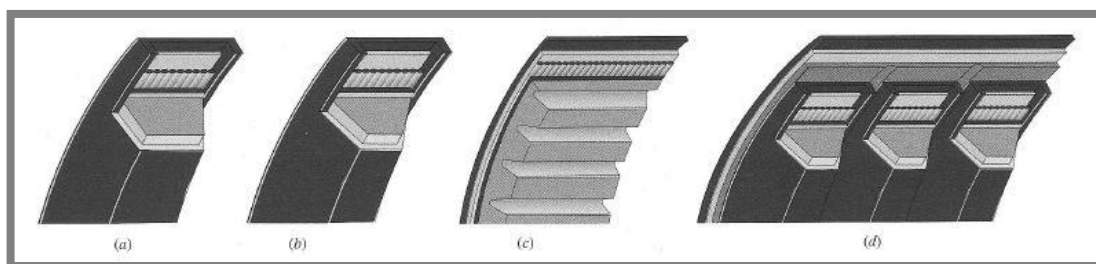
V minulosti bylo již několikrát při zkoumání reklamovaných sestav zjištěno, že hřídel byla obrobena více, než připouštěla tolerance a došlo tak ke vzniku vůle mezi nábojem oběžného kola a hřídelí. To vedlo k iniciaci krouživého kmitání, což mělo degradující účinky na ložisko. Je nutno se tedy při konstrukci této části zaměřit na eliminování tohoto jevu. Dále je nutno navrhnout řemenový převod tak, aby se pokud možno snížili síly v řemenech a tím účinky na ložiska. Řemeny by měli být lehce vyměnitelné a předepnutelné.

3D modely součástí a sestav budou vytvořeny v 3D CAD (Computer Aided Design) programu *Solidworks x64 Professional Edition 2015*. Výkresová dokumentace bude tvořena v CAD programu *AutoCAD Mechanical 2015*. Analytické výpočty budou řešeny v softwaru *PTC Mathcad Prime 3.1* a grafy vykresleny v *Microsoft Excel*.

3 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

3.1 Návrh řemenového převodu

Řemenový převod umožňuje efektivní přenos točivého momentu z hnací hřídele na hnanou. Oproti jiným nositelům výkonu (ozubená kola, hřídele) umožňuje plnit svoji funkci i na velké vzdálenosti. Řemeny jsou také schopny tlumit rázy, zajišťují klidný, bezhlučný a spolehlivý chod a v případě náhlého vzrůstu odporu proklouznout, čímž přispívají k životnosti stroje. V úvahu připadá klínový a plochý typ řemene. Pro danou aplikaci se lépe hodí klínový řemen kvůli nižším požadavkům na předpětí (tím snížení silových účinků na hřídel), krátkou osovou vzdálenost (než by byla vhodná pro plochý řemen) a nízké ceně.



Obr. 3-1 Příčné průřezy klínových řemenů: a) klasický; b) úzký; c) variátorový; d) víceklínový [16]

Vzhledem k regulaci otáček frekvenčním měničem je zavrženo použití variátorových řemenů. Vzhledem k charakteru převodu není nutno měnit otáčky, takže převodový poměr je roven jedné. Převod klínovým řemenem nevyžaduje zvláštní pozornost během provozu a jeho montáž je snadná a rychlá.

3.2 Návrh uložení elektromotoru a předpětí řemene

Uložení elektromotoru může být přímo na tělo ventilátoru nebo na stolici mimo. Z důvodu kompaktnosti zařízení bude zvolena první možnost. Je nutno polohu uzpůsobit rozteči os převodu, se zachováním stejné výšky umístění řemenic a zajištěním rovnoběžnosti os. Velikost elektromotoru také limituje jeho umístění. Ve směru osy oběžného kola s ním lze posunout maximálně o 50 mm na obě strany, oproti původní verzi řešení (obr. 2-1).

Předepínání řemene lze řešit napínací kladkou nebo změnou vzdálenosti os, což lze realizovat změnou polohy motoru. Výhodné je využít vlastní tíhy motoru, což v tomto případě není možné z důvodu různých poloh ventilátoru. Vzhledem k nízké přesnosti chodu motoru a ne příliš častému dopínání řemene není vhodné použít napínací kladku, která by se také špatně umísťovala na tělo ventilátoru. Použijeme umístění motoru do drážek, ve kterých je možno posunovat motor, tak měnit osovou vzdálenost, popř. celý řemen. Při povolování nebo předepínání převodu je nutno předcházet vyosení motoru.

3.3 Návrh uložení oběžného kola na hřídel

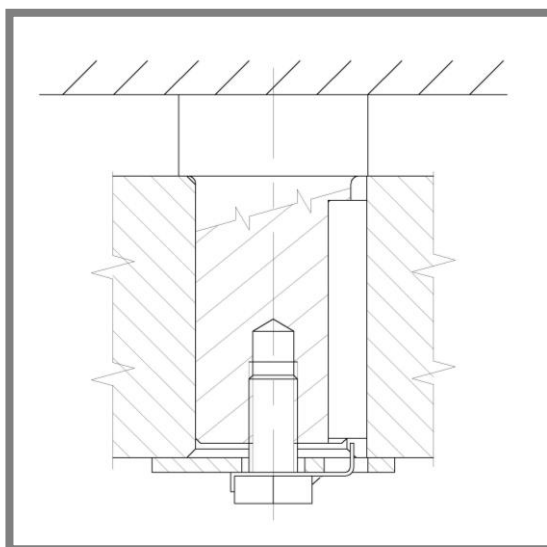
3.3

Dalším konstrukčním uzlem je zajištění přenosu točivého momentu z hřídele na oběžné kolo a jeho uložení na ni.

3.3.1 Varianta I

3.3.1

Bude ponechána stávající varianta zajištění na hřídeli pomocí šroubu a opěrné podložky (obr. 3-2). Přenos krouticího momentu bude zrealizován tvarovým stykem, konkrétně těsným perem. Tato varianta ponechává stávající uložení H7/j6, kdy při nedodržení tolerancí vznikají velké problémy při vyvažování.



Obr. 3-2 Schéma zajištění pomocí šroubu

3.3.2 Varianta II

3.3.2

Druhá navrhovaná varianta efektivně řeší problém spojení silovým stykem, konkrétně rozpěrným pouzdem (obr. 3-3). Tato pouzdra fungují na principu stahování klínových kroužků. Umožňují snadnou montáž, vystředění a eliminují vrubové účinky drážky pro pero a závit šroubu.



Obr. 3-3 Rozpěrná spojka *HABERKORN*

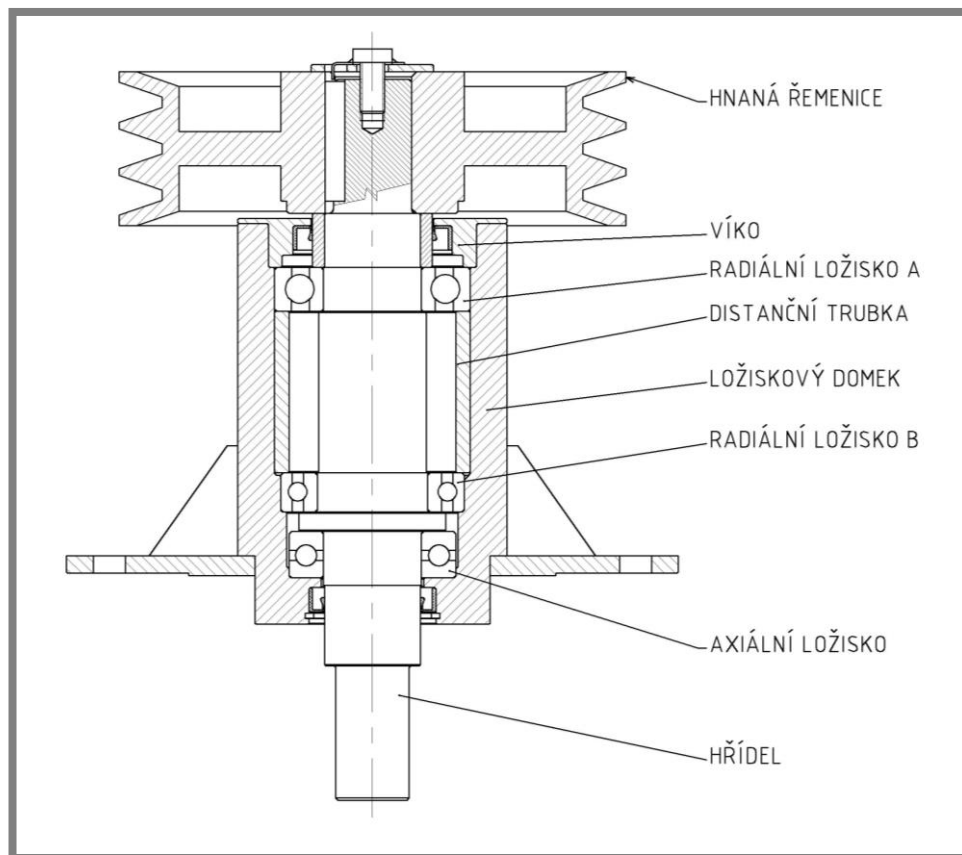
3.4. Návrh hřídele a jejího uložení

3.4.1 Varianta I

Na obr. 3-4 je možno vidět první koncepční návrh hřídele a jejího uložení, který vychází z původního zpracování (obr. 2-3). Bylo zde ponecháno řešení kuličkovými ložisky - dvěma radiálními a jedním axiálním. Radiální ložisko A zachytává větší radiální sílu. Aby byla tato síla snížena, bylo přesunuto ložisko směrem nahoru, blíže k řemenici a to až do prostoru, kde bylo původně umístěné axiální ložisko. To bylo přemístěno na opačný konec hřídele. Ložiskový domek byl v tomto místě prodloužen za přírubu co nejdále, aby se ještě nedostal do kolize s otáčejícím se oběžným kolem. To dovoluje na této straně snižovat sílu na radiálním ložisku B jeho posunutím po ose. Současně byla zvolena všechny tři ložiska s větší únosností.

Tato varianta kromě redukce silového zatížení ještě usnadňuje montáž, protože se ložiska dají nejprve nalisovat na hřídel a následně takto jako celek vložit do domku.

Vzhledem k požadavku, že i hřídel musí být vyrobena z materiálu 17 241, která není příliš vhodným materiálem na takto dynamicky zatěžované součásti, má tato varianta řešení komplikovanou hřídel. Dále i přes zvýšení únosnosti ložisek byla při orientačním výpočtu zjištěna nedostatečná životnost ložisek. Nabízí se pro variantu I změnit konstrukci na ložiska s čárovým stykem. Axiální ložisko v této poloze bude jako první „zachytávat“ všechny nečekané rázy a výkyvy.

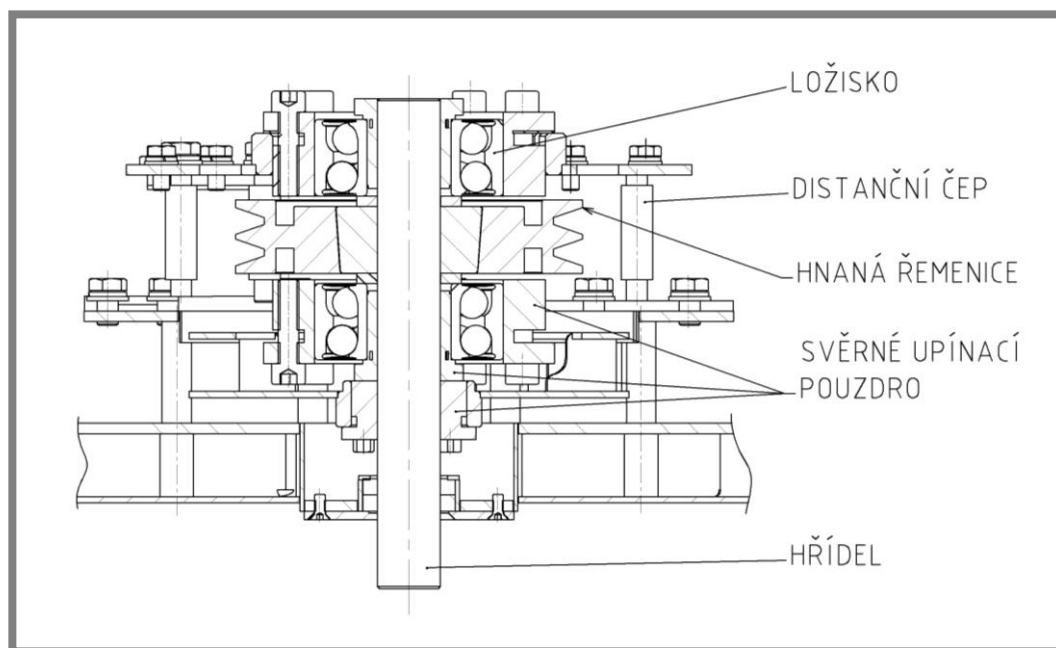


Obr. 3-4 Schématické znázornění variantního řešení I

3.4.2 Varianta II

Druhá varianta, schematicky zobrazená na obr. 3-5, výrazně snižuje požadavky na hřídel. Umístěním řemenice mezi ložiska dojde k minimalizaci radiálních zatížení ložisek. Ohybový moment bude největší v místě řemenice, tedy přibližně uprostřed mezi ložisky. Vrubový účinek je úplně eliminován použitím svěrných upínacích pouzder a upínání *TAPER-LOCK* na řemenici. Ty výrazně usnadní montáž ložisek. Kvůli vyššímu riziku natočení hřídele vlivem děleného způsobu uložení jsou použita naklápací kuličková ložiska.

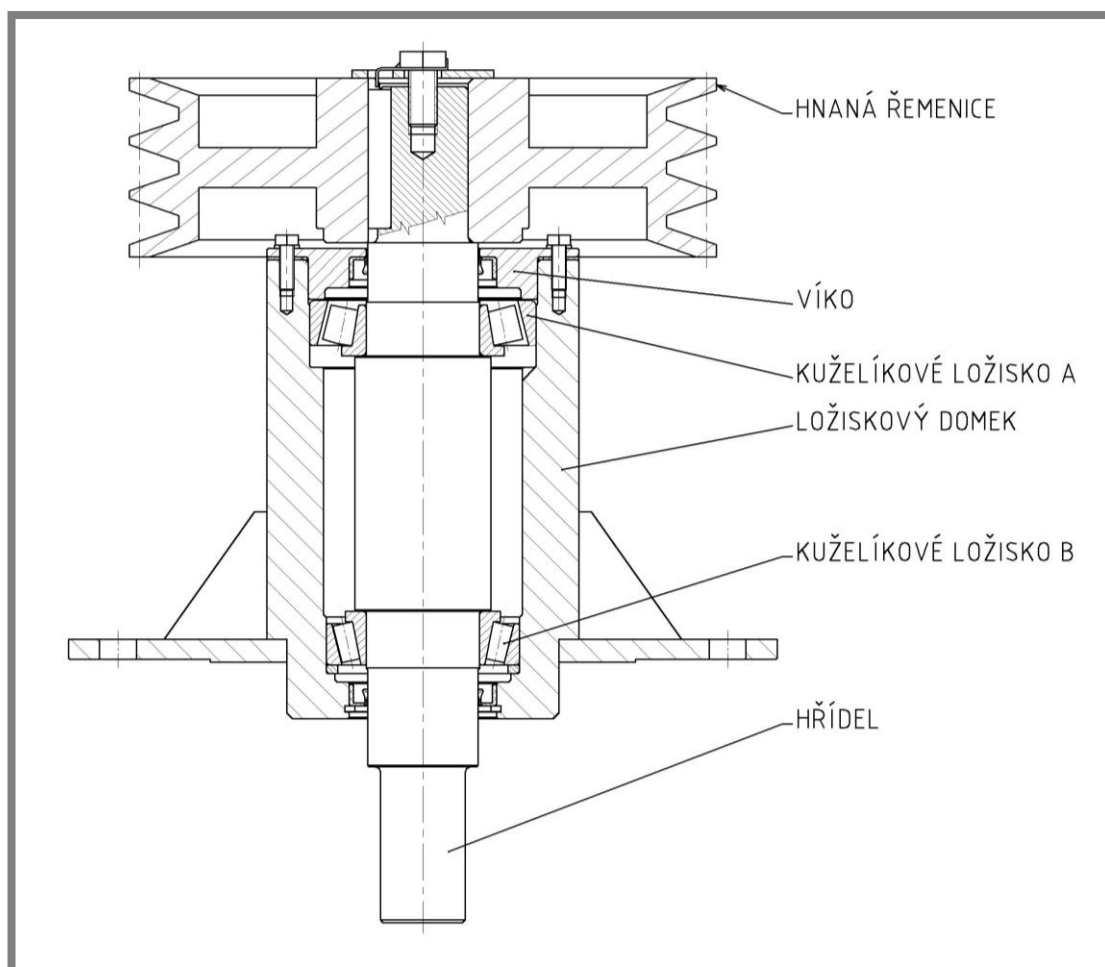
Výrazným nedostatkem této varianty řešení je obtížná vyměnitelnost řemenů při servisu. Jen nutno navrhnout uložení horního ložiska tak, aby se dalo jednoduše vyjmout se sestavy. Celý domek ložisek se musí spojovat při dodržení všech geometrických a délkových tolerancí, což může být obtížné pro výrobu. Spojení horního a spodního domku musí vést dostatečně daleko od řemenového převodu a také jen po části obvodu, kde neopouští řemenice tento uzel. Uložení řemenice mezi ložiska je vhodnější pro řetězové převody, které lze měnit bez nutnosti demontáže.



Obr. 3-5 Schématické znázornění variantního řešení II

3.4.3 Varianta III

V poslední variantě (obr. 3-6) byla použita jednořadá kuželíková ložiska výhodně řazená do X. Spodní ložisko je v provozu axiálně pevné a zachytává menší radiální sílu. Horní ložisko je naopak axiálně volné, ale zachytává větší radiální sílu. Pro zlepšení funkčnosti je nutno zajistit předpětí systému. To lze udělat např. přitlačnou maticí, pružinou nebo ložisky s kuželovou dírou. Pro naši aplikaci je výhodné použít přitlačné matice, z důvodu variabilnosti řešení. Je nutno také zabránit jejímu uvolnění. Kuželíková ložiska nejsou odolná vůči vysokému natočení hřídele, proto bude nutné ověřit bezpečnost vůči této deformaci.



Obr. 3-6 Schématické znázornění variantního řešení III

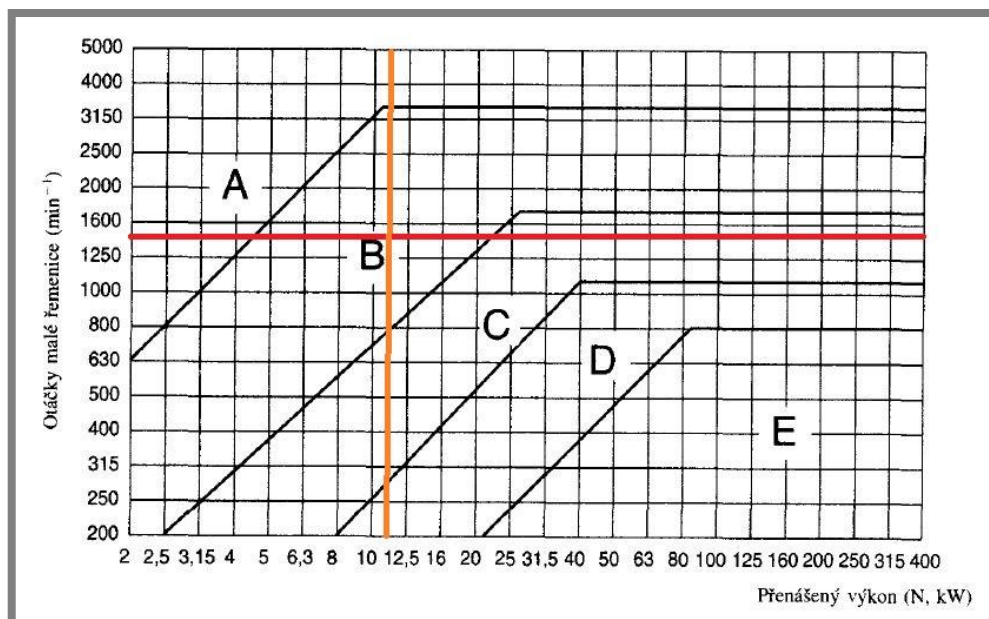
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4

4.1 Řemenový převod

4.1

Je navrhován jako soustava dvou řemenic o stejném průměru. Osovou vzdálenost řemenic je možné realizovat v rozpětí (790 až 810) mm, přičemž ideální je osová vzdálenost 800 mm. Podle [15] byl zvolen průřez řemenice B (17x11), jak je možné vidět z obr. 4-1. Při konstrukci musí být dodrženo umístění hnané větve dole.



Obr. 4-1 Graf pro výběr velikosti klasického klínového řemene [15]

Na základě realizovatelných provedení, minimálního průměru řemenice pro daný průřez řemene a vhodných obvodových rychlostí pro řemenový převod (styk litina-přýž) se zvolí návrhový průměr řemenice $D_{w,n} = 200$ mm a návrhová osová vzdálenost $a_n = 800$ mm. Díky těmto hodnotám jsme schopni určit přibližnou výpočtovou délku řemene podle [16] vztahem (4-1).

$$L_{w,0} = 2 \cdot a_n + \pi \cdot D_{w,n} = 2 \cdot 800 \text{ mm} + \pi \cdot 200 \text{ mm} = 2\,228,32 \text{ mm} \quad (4-1)$$

Na základě získané přibližné výpočtové délky řemene byl vybrán z katalogu [17] fy *Mateza spol. s r. o. - Řemen klínový 17x2200 Li - B 2240 Lw Rubena Profi*. Dále tedy platí:

$$L_{w,0} \rightarrow L_w = 2240 \text{ mm}$$

$$D_{w,n} = D_w$$

Z parametrů zvolených součástek zjistíme jmenovitou vzdálenost os (4-2).

$$a = \frac{L_w - \pi \cdot D_w}{2} = \frac{2240 \text{ mm} - \pi \cdot 200 \text{ mm}}{2} = 805,8 \text{ mm} \dots \underline{\text{lze realizovat}} \quad (4-2)$$

Mezní úchytky rozměru a jsou podle [10] ($-1,5 \% L_w$ až $+3 \% L_w$). Pak je nutné dodržet osovou vzdálenost $a = (772-873) \text{ mm}$. Nyní je možno určit potřebný počet řemenů. Konstanty k výpočtu je možné zjistit z [16]. Návrhový součinitel převodu je určen jako $k_n = 1,2$. Vypočtený minimální počet řemenů (4–5) se zaokrouhlí na nejbližší vyšší celé číslo.

$$P_D = C_1 \cdot C_3 \cdot P_R = 1 \cdot 1 \cdot 5,31 \text{ kW} = 5,3 \text{ kW} \quad (4-3)$$

$$P' = C_2 \cdot k_n \cdot P = 1,2 \cdot 1,2 \cdot 11 \text{ kW} = 15,8 \text{ kW} \quad (4-4)$$

$$z \geq \frac{P'}{P_D} = \frac{15,8 \text{ kW}}{5,3 \text{ kW}} = 2,9 \quad (4-5)$$

kde:

$L_{w,0}$	[mm]	je přibližná výpočtová délka řemene
a_n	[mm]	- návrhová osová vzdálenost řemenic
$D_{w,n}$	[mm]	- návrhový průměr řemenic
L_w	[mm]	- normovaná výpočtová délka řemene [17]
D_w	[mm]	- průměr řemenic
a	[mm]	- osová vzdálenost řemenic
P_D	[kW]	- dovozený výkon přenášený jedním řemenem
C_1	[1]	- součinitel úhlu opásání [16]
C_2	[1]	- součinitel provozního zatížení [16]
C_3	[1]	- součinitel délky řemene [16]
k_n	[1]	- návrhový součinitel
P_R	[kW]	- jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem [15]
P'	[kW]	- výpočtový výkon přenášený řemenovým převodem
P	[kW]	- přenášený výkon
z	[1]	- potřebný počet řemenů

Jsou tedy určeny všechny potřebné rozměry ke konstrukci řemenového převodu a určen počet řemenů: 3. Z katalogu [17] fy *Mateza spol. s r. o.* volím řemenici *PT 3 SPB 200*. Nyní se určí silové poměry ve větvích řemenu podle [16] rovnicemi 4–10 a 4–11.

$$v_o = D_w \cdot n \cdot \pi = 200 \text{ mm} \cdot 1450 \text{ min}^{-1} \cdot \pi = 15,18 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4-6)$$

$$f_k = \frac{f}{\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)} = \frac{0,28}{\sin\left(\frac{36^\circ}{2}\right)} = 0,906 \quad (4-7)$$

$$F_c = \rho_l \cdot v^2 = 0,166 \, 6 \, \text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot 15,18 \, \text{m} \cdot \text{s}^{-1} = 38,43 \, \text{N} \quad (4-8)$$

$$\Delta F = F_1 - F_2 = \frac{P_D}{v} = \frac{5,3 \, \text{kW}}{15,18 \, \text{m} \cdot \text{s}^{-1}} = 349,70 \, \text{N} \quad (4-9)$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F \cdot e^{f_k \cdot \phi}}{e^{f_k \cdot \phi} - 1} = 38,43 \, \text{N} + \frac{349,7 \, \text{N} \cdot e^{0,906 \cdot \pi}}{e^{0,906 \cdot \pi} - 1} = 409,68 \, \text{N} \quad (4-10)$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 409,68 \, \text{N} - 349,70 \, \text{N} = 59,98 \, \text{N} \quad (4-11)$$

Síla předpětí v napnuté větvi řemene se určí:

$$F_u = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{409,68 \, \text{N} + 59,98 \, \text{N}}{2} = 234,83 \, \text{N} \quad (4-12)$$

Bezpečnost řemenového převodu se určí:

$$k = \frac{z \cdot P_D}{P \cdot C_2} = \frac{3 \cdot 5,3 \, \text{kW}}{11 \, \text{kW} \cdot 1,2} = 1,21 \quad (4-13)$$

Životnost řemene se určí pomocí ekvivalentní síly (4-14):

$$F_{ed} = F_1 + \frac{k_1}{D_w} = 409,68 \, \text{N} + \frac{62,72 \, \text{N} \cdot \text{m}}{200 \, \text{mm}} = 723,28 \, \text{N} \quad (4-14)$$

$$N_0 = \left(2 \cdot \left(\frac{k_2}{F_{ed}} \right)^{-b} \right)^{-1} = \left(2 \cdot \left(\frac{5535 \, \text{N}}{723 \, \text{N}} \right)^{-11,1} \right)^{-1} = 3,231 \cdot 10^9 \, \text{cyklu} \quad (4-15)$$

Pro hodnoty $N_0 > 10^9$ se hodnota koriguje na $N_0 = 10^9$. Pak je časová životnost řemene určena jak je vidět ve vztahu (4-16):

$$t = \frac{N_0 \cdot L_w}{v} = \frac{10^9 \cdot 2280 \, \text{mm}}{15,81 \, \text{m} \cdot \text{s}^{-1}} = 4,76 \, \text{let} \quad (4-16)$$

kde:

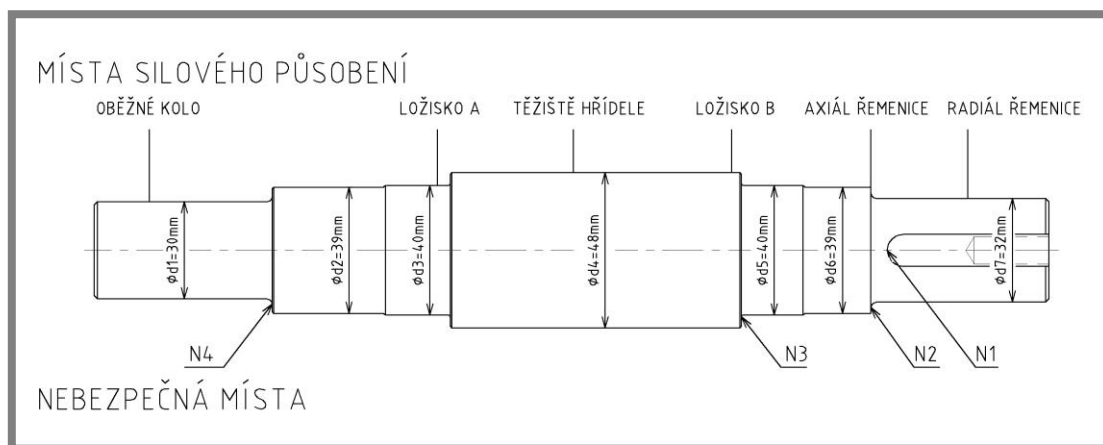
v_0	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	je obvodová rychlost řemene
n	$[\text{min}^{-1}]$	- frekvence otáčení
f_k	[1]	- součinitel tření mezi boky klínového řemene a drážky v řemenici

f	[1]	- součinitel tření mezi rovnými plochami (pryž – šedá litina) [15]
α	[°]	- úhel drážky v řemenici [15]
F_c	[N]	- tahová síla v řemenu od odstředivé síly
ρ_l	[kg·m ⁻¹]	- délková hmotnost řemenu [16]
ΔF	[N]	- rozdíl sil v napjaté a ochablé části opásání
F_1	[N]	- síla v napjaté části opásání
F_2	[N]	- síla v ochablé části opásání
ϕ	[rad]	- úhel opásání
F_u	[N]	- počáteční předpětí řemene
k	[1]	- bezpečnost řemenového převodu
F_{ed}	[N]	- celková ekvivalentní síla v řemenu na řemenici
k_1	[N·m]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
N_0	[1]	- počet cyklů do porušení řemenu
k_2	[N]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
b	[1]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
t	[roky]	- životnost řemene

4.2 Návrh hřídele a jejího uložení

4.2.1 Hřídel

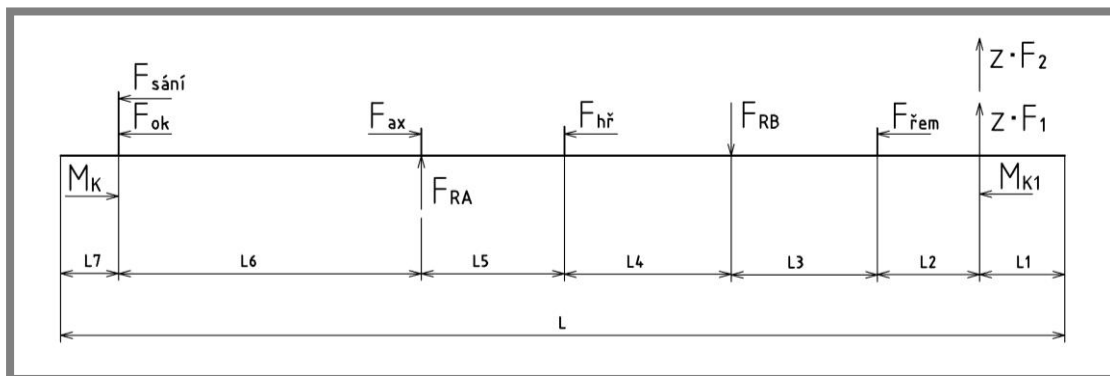
Hřídel oběžného kola (obr. 4-2) je navržena podle varianty popsané v části 3.4.3. Byla navržena tak, aby dokázala unést zatížení vyvolané oběžným kolem, řemenovým převodem i přenosem točivého momentu. Hřídel může být provozována ve dvou polohách, jako horizontální nebo vertikální, takže i její kontrola musí proběhnout pro obě polohy. Bezpečnost k meznímu stavu pružnosti bude zkoumána v nebezpečných místech označených na obr. 4-2, určená průběhy VVÚ (obr. 4-4, 4-5, 4-6)



Obr. 4-2 Znárodnění míst silového působení a nebezpečných míst na hřídeli

Určení zatížení, výsledných vnitřních účinků a bezpečností ve vertikální poloze

Hřídel lze díky výrazně větší délce oproti průměru řešit jako prutovou úlohu (obr. 4-3). Na straně řemenice působí síly F_1 a F_2 známé z rovnic (4-10 a 4-11) násobeny počtem řemenů z . Na tyto síly reagují silové reakce v ložiscích F_{RA} a F_{RB} stanovené rovnicí (4-17 a 4-18). V axiálním směru byly konzervativně stanoveny síly od tíhy oběžného kola $F_{ok} = 480$ N, řemenice $F_{rem} = 40$ N, hřídele $F_{hř} = 60$ N a od „přísávání“ oběžného kola $F_{sání} = 50$ N. Na tyto síly reaguje F_{ax} určená v rovnici (4-19). Hřídel zatěžuje také krouticí moment M_k stanovený rovnicí 4-20.



Obr. 4-3 Náčrt silového působení

$$F_{RA} = \frac{z \cdot (F_1 + F_2) \cdot (L_2 + L_3)}{L_4 + L_5} = \frac{3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm})}{53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm}} = 1023,36 \text{ N} \quad (4-17)$$

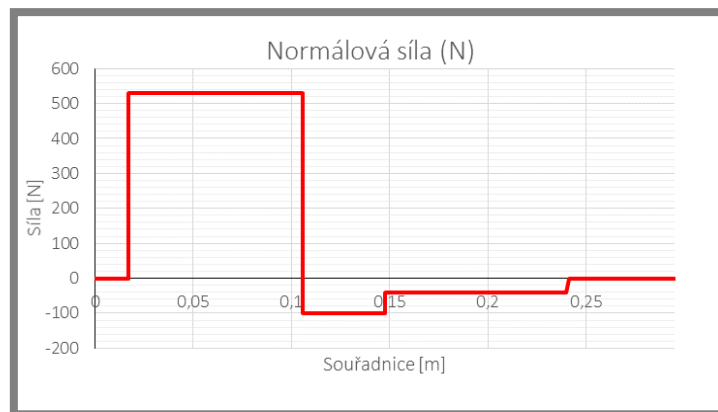
$$F_{RB} = F_{RA} + z \cdot (F_1 + F_2) = 1023,36 \text{ N} + 3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) = 2432,34 \text{ N} \quad (4-18)$$

$$F_{ax} = F_{sání} + F_{ok} + F_{hř} + F_{rem} = 50 \text{ N} + 480 \text{ N} + 60 \text{ N} + 40 \text{ N} = 630 \text{ N} \quad (4-19)$$

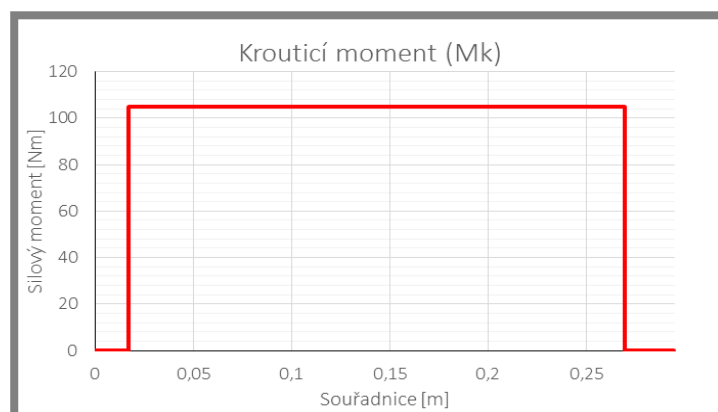
$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{11 \text{ kW}}{2 \cdot \pi \cdot 1450 \text{ min}^{-1}} = 72,44 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-20)$$

kde:

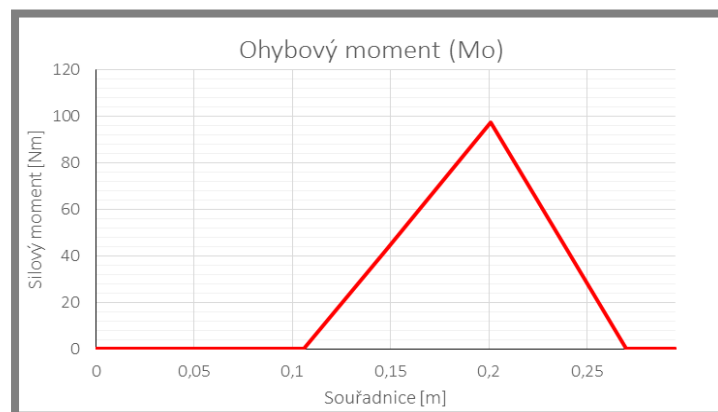
F_{RA}	[N]	je reakční radiální síla v ložisku A
F_{RB}	[N]	- reakční radiální síla v ložisku B
F_{ax}	[N]	- reakční axiální síla
$F_{sání}$	[N]	- síla od přísávání vlivem podtlaku v oběžném kole, zjištěna kvalifikovaným odhadem
F_{ok}	[N]	- síla způsobená vahou oběžného kola
$F_{hř}$	[1]	- síla způsobená vahou hřídele
F_{rem}	[N]	- síla způsobená vahou řemenice
M_k	[N·m]	- reakční krouticí moment
$L, L_1, L_2, \dots, L_7$	[mm]	- rozměry hřídele



Obr. 4-4 VVÚ – vertikální provedení – normálová síla



Obr. 4-5 VVÚ – kroucí moment



Obr. 4-6 VVÚ – vertikální provedení – ohybový moment

Kontrola v nebezpečném místě N2 dle obr. 4-2. Napětí způsobené ohybovým a kroučícím momentem znásobuje vrubový účinek určený dle [15]. Napětí od posouvající a normálové síly se zanedbává vůči ohybovému momentu.

$$\sigma_{o1,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{z \cdot x_1 \cdot (F_1 + F_2)}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{32}} = \frac{3 \cdot 30 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N})}{\frac{\pi \cdot 32^3 \text{ mm}}{32}} = 13,14 \text{ MPa} \quad (4-21)$$

$$\sigma_{o,1} = \alpha_{o,1} \cdot \sigma_{o1,nom} = 2 \cdot 13,14 \text{ MPa} = 26,28 \text{ MPa} \quad (4-22)$$

$$\tau_{k1,nom} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{16}} = \frac{72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{\pi \cdot 32^3 \text{ mm}}{16}} = 11,26 \text{ MPa} \quad (4-23)$$

$$\tau_{k,1} = \alpha_{k,1} \cdot \tau_{k1,nom} = 1,7 \cdot 11,26 \text{ MPa} = 19,14 \text{ MPa} \quad (4-24)$$

$$\sigma_{RED,1} = \sqrt{\sigma_{o,1}^2 + 3 \cdot \tau_{k,1}^2} = \sqrt{26,28^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 19,14^2 \text{ MPa}} = 42,31 \text{ MPa} \quad (4-25)$$

$$k_1 = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,1}} = \frac{195 \text{ MPa}}{42,31 \text{ MPa}} = 4,61 \quad (4-26)$$

Kontrola v nebezpečném místě N1. Konec drážky pro pero zde způsobuje vrubový účinek. Dle [16] se místa N1 a N2 neovlivňují, protože jejich vzdálenost je větší než $d/10$, a tak nedochází k dalšímu nárůstu napětí. Vliv posouvající a normálové síly se opět zanedbává vůči ohybovému momentu.

$$\sigma_{o2,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{z \cdot x_2 \cdot (F_1 + F_2)}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{32}} = \frac{3 \cdot 25 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N})}{\frac{\pi \cdot 32^3 \text{ mm}}{32}} = 10,95 \text{ MPa} \quad (4-27)$$

$$\sigma_{o,2} = \alpha_{o,2} \cdot \sigma_{o2,nom} = 1,5 \cdot 10,95 \text{ MPa} = 16,42 \text{ MPa} \quad (4-28)$$

$$\tau_{k2,nom} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{16}} = \frac{72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{\pi \cdot 32^3 \text{ mm}}{16}} = 11,26 \text{ MPa} \quad (4-29)$$

$$\tau_{k,2} = \alpha_{k,2} \cdot \tau_{k2,nom} = 2 \cdot 11,26 \text{ MPa} = 22,52 \text{ MPa} \quad (4-30)$$

$$\sigma_{RED,2} = \sqrt{\sigma_{o,2}^2 + 3 \cdot \tau_{k,2}^2} = \sqrt{16,42^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 22,52^2 \text{ MPa}} = 42,32 \text{ MPa} \quad (4-31)$$

$$k_2 = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,2}} = \frac{195 \text{ MPa}}{42,32 \text{ MPa}} = 4,61 \quad (4-32)$$

Kontrola v místě maximálního ohybového momentu (N3).

$$\sigma_{o3,nom} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{z \cdot (L_2 + L_3) \cdot (F_1 + F_2)}{\frac{\pi \cdot d_5^3}{32}} = \frac{3 \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm}) \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N})}{\frac{\pi \cdot 39^3 \text{ mm}}{32}} = 16,69 \text{ MPa} \quad (4-33)$$

$$\sigma_{o,3} = \alpha_{o,3} \cdot \sigma_{o3,nom} = 1,4 \cdot 16,69 \text{ MPa} = 23,37 \text{ MPa} \quad (4-34)$$

$$\tau_{k3,nom} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_5^3}{16}} = \frac{72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{\pi \cdot 39^3 \text{ mm}}{16}} = 5,77 \text{ MPa} \quad (4-35)$$

$$\tau_{k,3} = \alpha_{k,3} \cdot \tau_{k3,nom} = 1,5 \cdot 5,77 \text{ MPa} = 8,65 \text{ MPa} \quad (4-36)$$

$$\sigma_{RED,3} = \sqrt{\sigma_{o,3}^2 + 3 \cdot \tau_{k,3}^2} = \sqrt{23,37^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 8,65^2 \text{ MPa}} = 26,34 \text{ MPa} \quad (4-37)$$

$$k_3 = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,3}} = \frac{195 \text{ MPa}}{26,34 \text{ MPa}} = 7,40 \quad (4-38)$$

Kontrola v místě konce hřídele – nebezpečné místo N4. Namáhání hřídele zde způsobuje normálová síla a velký vrubový účinek osazení.

$$\sigma_{t,nom} = \frac{N}{S} = \frac{F_{ok} + F_{sání}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{480 \text{ N} + 50 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot 30^2 \text{ mm}}{4}} = 0,75 \text{ MPa} \quad (4-39)$$

$$\sigma_t = \alpha_t \cdot \sigma_{t,nom} = 2,1 \cdot 0,75 \text{ MPa} = 1,58 \text{ MPa} \quad (4-40)$$

$$\tau_{k4,nom} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{\frac{\pi \cdot 30^3 \text{ mm}}{16}} = 13,67 \text{ MPa} \quad (4-41)$$

$$\tau_{k,4} = \alpha_{k,4} \cdot \tau_{k4,nom} = 1,6 \cdot 13,67 \text{ MPa} = 21,86 \text{ MPa} \quad (4-42)$$

$$\sigma_{RED,4} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_{k,4}^2} = \sqrt{1,58^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 21,86^2 \text{ MPa}} = 37,90 \text{ MPa} \quad (4-43)$$

$$k_4 = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,4}} = \frac{195 \text{ MPa}}{37,90 \text{ MPa}} = 5,15 \quad (4-44)$$

kde:

$\sigma_{o1,nom}, \sigma_{o2,nom}, \sigma_{o3,nom}$	[MPa]	je nominální ohybová napětí v nebezpečných místech
M_o	[N·m]	- ohybový moment
W_o	[mm ³]	- průřezový modul v ohybu
x_1, x_2, x_3	[mm]	- vzdálenosti k nebezpečným místům
$d_1, d_2 \dots d_7$	[mm]	- průměry hřídele
$\sigma_{o,1}, \sigma_{o,2}, \sigma_{o,3}$	[MPa]	- ohybové napětí v nebezpečných místech
$\alpha_{o,1}, \alpha_{o,2}, \alpha_{o,3}$	[1]	- vrubový součinitel v ohybu v nebezpečných místech
$\tau_{k1,nom}, \tau_{k2,nom}, \tau_{k3,nom}, \tau_{k4,nom}$	[MPa]	- nominální krutové napětí v nebezpečných místech
M_k	[N·m]	- krouticí moment
W_k	[mm ³]	- průřezový modul v krutu
$\tau_{k1}, \tau_{k2}, \tau_{k3}, \tau_{k4}$	[MPa]	- krutová napětí v nebezpečných místech
$\alpha_{k,1}, \alpha_{k,2}, \alpha_{k,3}, \alpha_{k,4}$	[1]	- vrubový součinitel v krutu v nebezpečných místech
$\sigma_{RED,1}, \sigma_{RED,2}, \sigma_{RED,3}, \sigma_{RED,4}$	[MPa]	- redukované napětí v nebezpečných místech stanovené podle teorie měrné energie napjatosti (HMH)
k_1, k_2, k_3, k_4	[1]	- koeficient bezpečnosti v nebezpečných místech
σ_K	[MPa]	- kritické napětí

Protože se jedná o zařízení provozované neustále a dimenzování probíhá na 20 let je nutné ověřit bezpečnost vůči meznímu stavu únavy. To provedeme v nebezpečném místě N1, jelikož je ze statického výpočtu známo, že se zde nachází nejkritičtější místo při daném zatížení. Nejprve je určena korigovaná mez únavy Marinovou rovnicí (4-46).

$$\sigma_{Co} = 0,504 \cdot R_m = 0,504 \cdot 520 \text{ MPa} = 262,1 \text{ MPa} \quad (4-45)$$

$$\sigma'_{Co} = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot \sigma_{Co} = 0,860 \cdot 0,856 \cdot 1 \cdot 1,010 \cdot 0,897 \cdot 262,1 \text{ MPa} = 174,8 \text{ MPa} \quad (4-46)$$

Následně určíme zátěžná napětí s ohledem na vrubové koncentrátoři.

$$\beta_o = \frac{\alpha_{o,2}}{1 + \frac{2(\alpha_{o,2} - 1) \cdot \sqrt{a}}{\alpha_{o,2} \cdot \sqrt{r}}} = \frac{1,5}{1 + \frac{2(1,5 - 1) \cdot 0,2}{1,5 \cdot \sqrt{0,6}}} = 1,28 \quad (4-47)$$

$$\sigma_a = \beta_o \cdot \frac{M_o}{W_o} = 1,28 \cdot \frac{35,23 \text{ N} \cdot \text{m}}{3216,99 \text{ mm}^3} = 14,01 \text{ MPa} \quad (4-48)$$

$$\beta_k = \frac{\alpha_{k,2}}{1 + \frac{2(\alpha_{k,2} - 1)}{\alpha_{k,2}} \cdot \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{2}{1 + \frac{2(2-1)}{2} \cdot \frac{0,2}{\sqrt{0,6}}} = 1,59 \quad (4-49)$$

$$\sigma_m = \beta_k \cdot \frac{M_k}{W_k} = 1,59 \cdot \frac{72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{6433,98 \text{ mm}^4} = 17,90 \text{ MPa} \quad (4-50)$$

A konečně je určena bezpečnost vůči meznímu stavu únavy Goodmanovým kritériem ve spojení s teorií HMM.

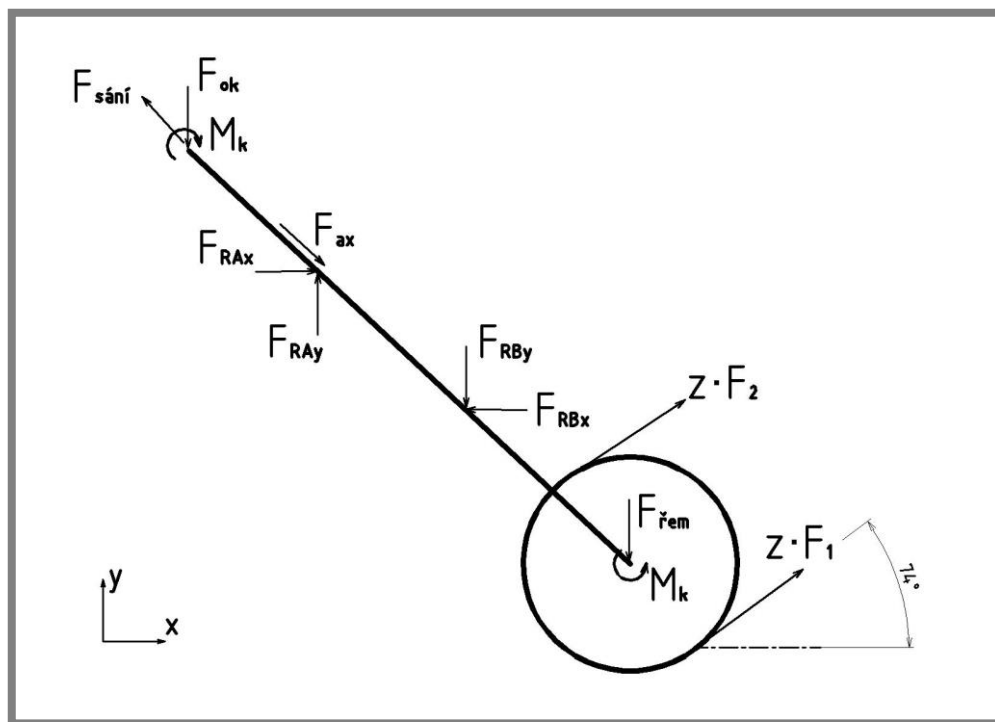
$$k_u = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{\sigma'_{Co}} + \sqrt{3} \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{14,01 \text{ MPa}}{174,8 \text{ MPa}} + \sqrt{3} \frac{17,90 \text{ MPa}}{520 \text{ MPa}}} = 7,12 \quad (4-51)$$

kde:

σ_{Co}	[MPa]	je mez únavy zkušební tyče
σ'_{Co}	[MPa]	- korigovaná mez únavy v kritickém místě
k_a	[1]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[1]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[1]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[1]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[1]	- součinitel spolehlivosti
β_o	[1]	- vrubový součinitel pro ohyb
β_k	[1]	- vrubový součinitel pro krut
$\sqrt{a}$	[1]	- Neuberova konstanta
r	[mm]	- poloměr zaoblení vrubu
σ_a	[MPa]	- amplituda napětí
σ_m	[MPa]	- střední napětí
k_u	[1]	- koeficient bezpečnosti vůči únavě materiálu

Určení zatížení, výsledných vnitřních účinků a bezpečností v horizontální poloze

V této poloze nám do radiálního zatížení výrazně vstupuje tíha oběžného kola, tedy do reakčních sil v ložiscích $F_{RA,h}$ a $F_{RB,h}$ (4-56 a 4-57) zahrneme kromě sil od řemenů a řemenice i sílu F_{ok} dle obr. 4-7. Sílu od tíhy hřídele lze zanedbat, protože působí přibližně uprostřed mezi ložisky. Výpočet statické rovnováhy je nutno rozdělit do dvou os podle zvoleného souřadného systému. V axiálním směru se působení výrazně zjednoduší (4-58). Zbývá počítat jen se silou od sání ventilátoru $F_{sání} = 50 \text{ N}$. Krouticí moment M_k (4-20) a rozměry zůstávají stejné podle obr. 4-2 a 4-3.



Obr. 4-7 Náčrt silového působení (horizontální provedení)

$$F_{RBx} = \frac{z \cdot (F_1 + F_2) \cdot \cos 74^\circ \cdot (L_2 + L_3 + L_4 + L_5)}{L_4 + L_5} = \quad (4-52)$$

$$= \frac{3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \cos 74^\circ \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm} + 53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm})}{53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm}} = 670,44$$

$$F_{RAx} = F_{RBx} + z \cdot (F_1 + F_2) \cdot \cos 74^\circ = 670,44 \text{ N} + 3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \cos 74^\circ = 282,08 \text{ N} \quad (4-53)$$

$$F_{RBy} = \frac{F_{ok} \cdot L_6 + z \cdot (F_1 + F_2) \cdot \sin 74^\circ \cdot (L_2 + L_3 + L_4 + L_5) - F_{řem} \cdot (L_2 + L_3 + L_4 + L_5)}{L_4 + L_5} =$$

$$= \frac{480 \text{ N} \cdot 89 \text{ mm} + 3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \sin 74^\circ \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm} + 53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm})}{53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm}}$$

$$\frac{40 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm} + 53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm})}{53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm}} = 2718,75 \text{ N} \quad (4-54)$$

$$F_{RAy} = F_{řem} - z \cdot (F_1 + F_2) \cdot \sin 74^\circ + F_{RBy} + F_{ok} =$$

$$= 40 \text{ N} + 3 \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \sin 74^\circ + 2718,75 \text{ N} + 480 \text{ N} = 1884,35 \text{ N} \quad (4-55)$$

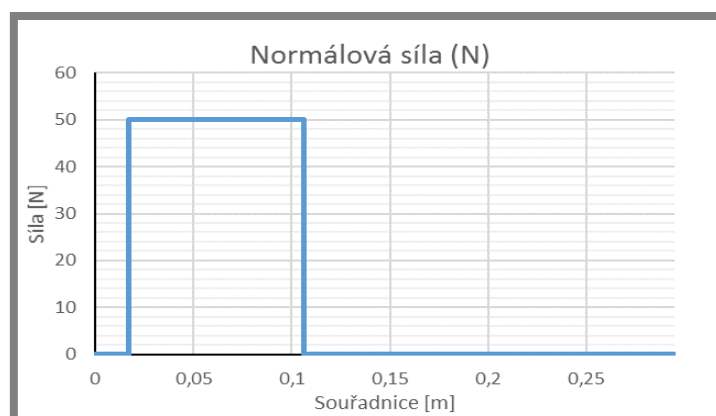
$$F_{RB,h} = \sqrt{F_{RBx}^2 + F_{RBy}^2} = \sqrt{670,44^2 \text{ N} + 2718,75^2 \text{ N}} = 2800,20 \text{ N} \quad (4-56)$$

$$F_{RA,h} = \sqrt{F_{RAx}^2 + F_{RAy}^2} = \sqrt{282,08^2 \text{ N} + 1884,35^2 \text{ N}} = 1905,35 \text{ N} \quad (4-57)$$

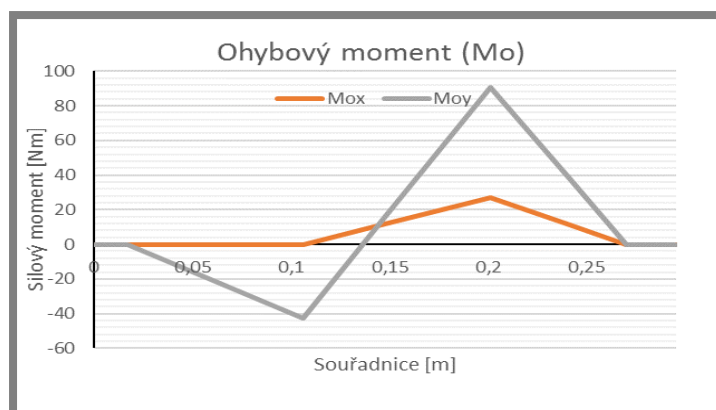
$$F_{ax,h} = F_{sání} = 50 \text{ N} \quad (4-58)$$

kde:

F_{RAx}, F_{RAy}	[N]	je dílčí reakční radiální síla v ložisku A v ose x, y při horizontálním provedení
F_{RBx}, F_{RBy}	[N]	- dílčí reakční radiální síla v ložisku B v ose x, y při horizontálním provedení
$F_{RA,h}$	[N]	- reakční radiální síla v ložisku A při horizontálním provedení
$F_{RB,h}$	[N]	- reakční radiální síla v ložisku B při horizontálním provedení
$F_{ax,h}$	[N]	- reakční axiální síla při horizontálním provedení



Obr. 4-8 VVÚ – horizontální provedení – normálová síla



Obr. 4-9 VVÚ – horizontální provedení – normálová síla

Kontrola v místě prvního osazení (N2):

$$\sigma_{o1,nom,h} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\sqrt{(z \cdot x_1 \cdot (F_1 + F_2) \cdot \cos 74^\circ)^2 + (z \cdot x_1 \cdot (F_1 + F_2) \cdot \sin 74^\circ - F_{rem} \cdot x_1)^2}}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{32}} =$$

$$\frac{\sqrt{(3 \cdot 30 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \cos 74^\circ)^2 + \frac{\pi \cdot 32^2 \text{ mm}}{32}}}{(3 \cdot 30 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \sin 74^\circ - 40 \text{ N} \cdot 30 \text{ mm})^2} = 12,78 \text{ MPa} \quad (4-59)$$

$$\sigma_{o,1,h} = \alpha_{o,1} \cdot \sigma_{o1,nom,h} = 2 \cdot 12,78 \text{ MPa} = 25,56 \text{ MPa} \quad (4-60)$$

$$\sigma_{RED,1,h} = \sqrt{\sigma_{o,1,h}^2 + 3 \cdot \tau_{k,1}^2} = \sqrt{25,56^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 19,14^2 \text{ MPa}} = 41,86 \text{ MPa} \quad (4-61)$$

$$k_{1,h} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,1,h}} = \frac{195 \text{ MPa}}{41,86 \text{ MPa}} = 4,66 \quad (4-62)$$

Kontrola v místě konce drážky pro pero (N1):

$$\sigma_{o2,nom,h} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\sqrt{(z \cdot x_2 \cdot (F_1 + F_2) \cdot \cos 74^\circ)^2 + (z \cdot x_2 \cdot (F_1 + F_2) \cdot \sin 74^\circ - F_{rem} \cdot x_2)^2}}{\frac{\pi \cdot d_7^3}{32}} =$$

$$\frac{\sqrt{(3 \cdot 25 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \cos 74^\circ)^2 + \frac{\pi \cdot 32^2 \text{ mm}}{32}}}{(3 \cdot 25 \text{ mm} \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \sin 74^\circ - 40 \text{ N} \cdot 25 \text{ mm})^2} = 10,65 \text{ MPa} \quad (4-63)$$

$$\sigma_{o,2,h} = \alpha_{o,2} \cdot \sigma_{o2,nom,h} = 1,5 \cdot 10,65 \text{ MPa} = 15,98 \text{ MPa} \quad (4-64)$$

$$\sigma_{RED,2,h} = \sqrt{\sigma_{o,2,h}^2 + 3 \cdot \tau_{k,2}^2} = \sqrt{15,98^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 22,52^2 \text{ MPa}} = 42,15 \text{ MPa} \quad (4-65)$$

$$k_{2,h} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,2,h}} = \frac{195 \text{ MPa}}{42,15 \text{ MPa}} = 4,63 \quad (4-66)$$

Kontrola v místě N3, kde je maximální ohybový moment se započítáním vrubového účinku:

$$\sigma_{o3,nom,h} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\sqrt{(z \cdot (L_2 + L_3) \cdot (F_1 + F_2) \cdot \cos 74^\circ)^2 + (z \cdot (L_2 + L_3) \cdot (F_1 + F_2) \cdot \sin 74^\circ - F_{rem} \cdot (L_2 + L_3))^2}}{\frac{\pi \cdot d_5^3}{32}} =$$

$$\frac{\sqrt{(3 \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm}) \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \cos 74^\circ)^2 + \frac{\pi \cdot 39^2 \text{ mm}}{32}}}{(3 \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm}) \cdot (409,68 \text{ N} + 59,98 \text{ N}) \cdot \sin 74^\circ - 40 \text{ N} \cdot (30 \text{ mm} + 39 \text{ mm}))^2} = 15,05 \text{ MPa} \quad (4-67)$$

$$\sigma_{o,3,h} = \alpha_{o,3} \cdot \sigma_{o3,nom,h} = 1,4 \cdot 15,05 \text{ MPa} = 21,08 \text{ MPa} \quad (4-68)$$

$$\sigma_{RED,3,h} = \sqrt{\sigma_{o,3,h}^2 + 3 \cdot \tau_{k,3}^2} = \sqrt{21,08^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 8,65^2 \text{ MPa}} = 25,86 \text{ MPa} \quad (4-69)$$

$$k_{3,h} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,3,h}} = \frac{195 \text{ MPa}}{25,86 \text{ MPa}} = 7,54 \quad (4-70)$$

Kontrola v nebezpečném místě N4:

$$\sigma_{o4,nom,h} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{x_3 \cdot F_{ok}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{25 \text{ mm} \cdot 480 \text{ N}}{\frac{\pi \cdot 30^2 \text{ mm}}{32}} = 4,53 \text{ MPa} \quad (4-71)$$

$$\sigma_{o,4,h} = \alpha_{o,4} \cdot \sigma_{o4,nom,h} = 1,7 \cdot 4,53 \text{ MPa} = 7,70 \text{ MPa} \quad (4-72)$$

$$\sigma_{RED,4,h} = \sqrt{\sigma_{o,4,h}^2 + 3 \cdot \tau_{k,4}^2} = \sqrt{7,70^2 \text{ MPa} + 3 \cdot 21,86^2 \text{ MPa}} = 24,86 \text{ MPa} \quad (4-73)$$

$$k_{4,h} = \frac{\sigma_K}{\sigma_{RED,4,h}} = \frac{195 \text{ MPa}}{24,86 \text{ MPa}} = 5,05 \quad (4-74)$$

kde:

$\sigma_{o1,nom,h}, \sigma_{o2,nom,h}, \sigma_{o3,nom,h}, \sigma_{o4,nom,h}$	[MPa]	je nominální ohybové napětí v nebezpečných místech při horizontálním provedení
$\sigma_{o,1,h}, \sigma_{o,2,h}, \sigma_{o,3,h}, \sigma_{o,4,h}$	[MPa]	- ohybové napětí v nebezpečných místech při horizontálním provedení
$\sigma_{RED,1,h}, \sigma_{RED,2,h}, \sigma_{RED,3,h}, \sigma_{RED,4,h}$	[MPa]	- redukované napětí v nebezpečných místech stanovené podle teorie měrné energie napjatosti (HMH) při horizontálním provedení

$k_{1,h}, k_{2,h}, k_{3,h}, k_{4,h}$ [1] - koeficient bezpečnosti v nebezpečných místech při horizontálním provedení

Ověření bezpečnosti vůči meznímu stavu únavy se provede opět v místě N1.

$$\sigma_{a,h} = \beta_o \cdot \frac{M_o}{W_o} = 1,28 \cdot \frac{34,26 \text{ N} \cdot \text{m}}{3216,99 \text{ mm}^4} = 13,63 \text{ MPa} \quad (4-75)$$

$$k_{u,h} = \frac{1}{\frac{\sigma_{a,h}}{\sigma'_{Co}} + \sqrt{3} \frac{\sigma_m}{R_m}} = \frac{1}{\frac{13,63 \text{ MPa}}{174,8 \text{ MPa}} + \sqrt{3} \frac{17,90 \text{ MPa}}{520 \text{ MPa}}} = 7,24 \quad (4-76)$$

kde:

$\sigma_{a,h}$ [MPa] je amplituda napětí při horizontálním provedení

$k_{u,h}$ [1] - koeficient bezpečnosti vůči únavě materiálu při horizontálním provedení

Dle [10] je nutno hřídel, na které je ustaveno rotující oběžné kolo ventilátoru, zkontrolovat vůči kritickým otáčkám. Vlivem otáčení vzniká průhyb, který by v případě vzniku krouživého kmitání mohl mít neblahý vliv na proudění i životnost celého zařízení. Pro letmo uložené kolo na hřídeli se po úpravě podle [10] spočítá maximální průhyb konzervativně:

$$\begin{aligned} w_{\max} &= \frac{F_{ok} \cdot (L_6^3 + L_6^2 \cdot (L_4 + L_5))}{3 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}} = \\ &= \frac{480 \text{ N} \cdot (89^3 \text{ mm} + 89^2 \text{ mm} \cdot (53,5 \text{ mm} + 41,5 \text{ mm}))}{3 \cdot 200 \text{ GPa} \cdot \frac{\pi \cdot 30^4 \text{ mm}}{64}} = 0,0293 \text{ mm} \end{aligned} \quad (4-77)$$

První kritické otáčky se spočítají dle [10] vztahem:

$$n_k = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{w_{\max}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}}{0,0293 \text{ mm}}} = 5523,2 \text{ min}^{-1} \quad (4-78)$$

Otáčky oběžného kola $n = 1450 \text{ min}^{-1}$ se ani zdaleka neblíží konzervativně nízké hodnotě prvních kritických otáček $n_k = 5523,2 \text{ min}^{-1}$, při kterých vzniká rezonance.

kde:

$w_{\max}$ [mm] je maximální průhyb hřídele

E [GPa] - Youngův modul pružnosti v ohybu

g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] - tíhové zrychlení

n_k [min^{-1}] - první kritické otáčky hřídele

4.2.2 Ložiska

Požadavkem je zajistit trvalý rotační pohyb po dobu 20 let. Vzhledem k časovému požadavku a druhu zatížení byla zvolena dvě jednořadá kuželíková ložiska metrických rozměrů od fy ZKL. Řazená jsou tak, aby ložisko, na které působí menší radiální síla (A), zachytávalo i sílu axiální. Tudíž na druhé ložisko (B) o větší zátěžné radiální síle nezachytává sílu axiální. Vnitřní vůle se bude vymezovat dotahováním předepínací matice. Nežádoucím povolení matice se zabrání druhou maticí.

Tab. 4-1 Parametry zvolených kuželíkových ložisek [18]

Ložisko	Označení	d	D	B	Cr	hm.	e	Y
		[mm]			[kN]	[kg]	[-]	
A	32008AX	40	68	19	48,2	0,29	0,38	1,6
B	30208A	40	80	18	55,2	0,45	0,37	1,6

Trvanlivost ložisek – svislá pozice hřídele

Kuželíková ložiska v řazení zády nebo čelem k sobě fungují na principu plovoucího uložení. Jedno ložisko je tedy vždy sevřené a přenáší axiální sílu. Kroužky druhého ložiska se v takovém případě uvolní a ložisko axiální sílu nepřenáší. Ložisku v tomto módu se říká uvolněné. Při změně zatížení se úloha ložisek může vyměnit. Na ložisko sevřené v takovém případě působí externí axiální síla a vlivem jeho konstrukce ještě axiální síla vzniklá působením sil radiálních. Velikost přídavné axiální síly závisí především na geometrii stykových ploch kuželíku a kroužku ložiska a vzniká jak v sevřeném, tak v uvolněném. Nejprve je třeba zjistit, jak je které ložisko zatížené axiálními silami. Podle [19] se zjistí platnost nerovností 4–79 a 4–80.

$$\frac{F_{RA}}{Y_A} = \frac{1023,36 \text{ N}}{1,6} = 639,60 \text{ N} < \frac{F_{RB}}{Y_B} = \frac{2432,34 \text{ N}}{1,6} = 1520,21 \text{ N} \quad (4-79)$$

$$F_{ax} = 680 \text{ N} \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{RB}}{Y_B} - \frac{F_{RA}}{Y_A} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{2432,34 \text{ N}}{1,6} - \frac{1023,36 \text{ N}}{1,6} \right) = 440,31 \text{ N} \quad (4-80)$$

Pokud je nerovnice 4–79 splněna a zároveň 4–80 nesplněna, podle [19] se pro tento případ celkové axiální síly působící na jednotlivá ložiska určí jako:

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot F_{RB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 2432,34 \text{ N}}{1,6} = 760,11 \text{ N} \quad (4-80)$$

$$F_{aA} = F_{aB} + F_{ax} = 760,11 \text{ N} + 630 \text{ N} = 1390,11 \text{ N} \quad (4-81)$$

Nyní můžeme zjistit ekvivalentní dynamické zatížení na ložisko A.

$$\frac{F_{aA}}{F_{RA}} = \frac{1390,11 \text{ N}}{1023,36 \text{ N}} = 1,36 > e_A = 0,38 \Rightarrow X = 0,4; Y_A = 1,6 \quad (4-82)$$

$$P_A = X \cdot F_{RA} + Y_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 1023,36 \text{ N} + 1,6 \cdot 1390,11 = 2604,25 \text{ N} \quad (4-84)$$

A konečně základní trvanlivost ložiska A:

$$L_{10A} = \left(\frac{C_A}{P_A} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{48,2 \text{ kN}}{2604,25 \text{ N}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{1450 \text{ min}^{-1}} = 192\,765,54 \text{ hodin} = 21,99 \text{ let} \quad (4-85)$$

Pro ložisko B je dynamické ekvivalentní zatížení:

$$\frac{F_{aB}}{F_{RB}} = \frac{760,11 \text{ N}}{2432,34 \text{ N}} = 0,31 < e_B = 0,37 \Rightarrow X = 1; Y_B = 0 \quad (4-86)$$

$$P_B = X \cdot F_{RB} + Y_B \cdot F_{aB} = 1 \cdot 2432,34 \text{ N} + 0 \cdot 760,11 = 2432,34 \text{ N} \quad (4-87)$$

A základní trvanlivost ložiska B:

$$L_{10B} = \left(\frac{C_B}{P_B} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{55,2 \text{ kN}}{2432,34 \text{ N}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{1450 \text{ min}^{-1}} = 380\,361,66 \text{ hodin} = 43,39 \text{ let} \quad (4-88)$$

Trvanlivost ložisek – vodorovná pozice hřídele

Nyní opět ověříme nerovnice vedoucí k určení módů ložisek pro zatížení v horizontální poloze osy hřídele.

$$\frac{F_{RA,h}}{Y_A} = \frac{1905,35}{1,6} = 1190,84 \text{ N} < \frac{F_{RB,h}}{Y_B} = \frac{2800,20 \text{ N}}{1,6} = 1750,13 \text{ N} \quad (4-89)$$

$$F_{ax,h} = 50 \text{ N} \leq 0,5 \cdot \left(\frac{F_{RB,h}}{Y_B} - \frac{F_{RA,h}}{Y_A} \right) = 0,5 \cdot \left(\frac{2800,20 \text{ N}}{1,6} - \frac{1905,35 \text{ N}}{1,6} \right) = 279,64 \text{ N} \quad (4-90)$$

Vzhledem k pravdivosti obou rovnic (4-89 a 4-90) se podle [19] celkové axiální síly zatěžující ložiska určí jako:

$$F_{aB,h} = \frac{0,5 \cdot F_{RB,h}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 2800,20 \text{ N}}{1,6} = 875,06 \text{ N} \quad (4-91)$$

$$F_{aA,h} = F_{aB,h} - F_{ax,h} = 875,06 \text{ N} - 50 \text{ N} = 825,06 \text{ N} \quad (4-92)$$

Stejným postupem dosáhneme hodnoty základních trvanlivostí ložisek.

$$\frac{F_{aA,h}}{F_{RA,h}} = \frac{825,06 \text{ N}}{1905,35 \text{ N}} = 0,43 > e_A = 0,38 \Rightarrow X = 0,4; Y_A = 1,6 \quad (4-93)$$

$$P_{A,h} = X \cdot F_{RA,h} + Y_A \cdot F_{aA,h} = 0,4 \cdot 1905,35 \text{ N} + 1,6 \cdot 825,06 = 2064,87 \text{ N} \quad (4-94)$$

$$L_{10A,h} = \left(\frac{C_A}{P_{A,h}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{48,2 \text{ kN}}{2064,87 \text{ N}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{1450 \text{ min}^{-1}} = 417\,825,53 \text{ hodin} = 47,67 \text{ let} \quad (4-95)$$

$$\frac{F_{aB,h}}{F_{RB,h}} = \frac{875,06 \text{ N}}{2800,20 \text{ N}} = 0,31 < e_B = 0,37 \Rightarrow X = 1; Y_B = 0 \quad (4-96)$$

$$P_{B,h} = X \cdot F_{RB} + Y_B \cdot F_{aB} = 1 \cdot 2800,20 \text{ N} + 0 \cdot 875,06 = 2800,20 \text{ N} \quad (4-97)$$

$$L_{10B,h} = \left(\frac{C_B}{P_{B,h}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{n} = \left(\frac{55,2 \text{ kN}}{2800,20 \text{ N}} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{1450 \text{ min}^{-1}} = 237\,856,03 \text{ hodin} = 27,14 \text{ let} \quad (4-98)$$

kde:

F_{aA}, F_{aB}	[N]	je celková axiální síla působící na příslušné ložisko
e_A, e_B	[1]	- mezní hodnota poměru axiální a radiální síly [18]
X	[1]	- součinitel dynamického radiálního zatížení
Y_A, Y_B	[1]	- součinitel dynamického axiálního zatížení [18]
P_A, P_B	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení
C_A, C_B	[N]	- dynamická únosnost ložiska
L_{10A}, L_{10B}	[hod]	- základní trvanlivost ložiska
$F_{aA,h}, F_{aB,h}$	[N]	- celková axiální síla působící na příslušné ložisko při horizontálním provedení
$P_{A,h}, P_{B,h}$	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení při horizontálním provedení
$L_{10A,h}, L_{10B,h}$	[hod]	- základní trvanlivost ložiska při horizontálním provedení

Kontrola natočení střednice hřídele

Kvůli použití kuželíkových ložisek musíme také zkontrolovat hřídel z hlediska natočení střednice v místě ložisek. Pro aplikaci, kde není vyžadováno vysoké tuhosti uložení a pro uspořádání do X, je dovolená hodnota natočení podle doporučení fy SKF $\varphi_D = 0,0012 \text{ rad}$. Výpočet natočení provedeme Castiglianovou větou (4-103), neboť není nutno využít metodu MKP. Výsledek je pouze přibližný a neodpovídá přesné hodnotě deformace.

$$J_3 = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64} = \frac{\pi \cdot 40^4 \text{ mm}}{64} = 1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (4-99)$$

$$J_4 = \frac{\pi \cdot d_4^4}{64} = \frac{\pi \cdot 48^4 \text{ mm}}{64} = 2,606 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (4-100)$$

$$J_5 = J_3$$

$$J_6 = \frac{\pi \cdot d_6^4}{64} = \frac{\pi \cdot 39^4 \text{ mm}}{64} = 1,136 \cdot 10^5 \text{ mm}^4 \quad (4-101)$$

$$J_7 = \frac{\pi \cdot d_7^4}{64} = \frac{\pi \cdot 32^4 \text{ mm}}{64} = 5,147 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (4-102)$$

$$\varphi_A = \frac{\partial W(x)}{\partial M_D} = \int_{\gamma} \frac{M_{oi}}{E \cdot J_i} \cdot \frac{dM_{oi}}{dM_D} \cdot dx = \quad (4-103)$$

$$\begin{aligned} &= \frac{1}{E} \left(\frac{F_{RA} \cdot a^2}{2 \cdot J_3} + \frac{F_{RA}}{J_4} \left(\frac{b^2}{2} + ab \right) + \frac{F_{RA}}{J_4} \left(\frac{c^2}{2} + c(a+b) \right) + \frac{F_{RA}}{J_4} \left(\frac{c^2}{2} + c(a+b) \right) \right) \\ &+ \frac{F_{RA}}{J_5} \left(\frac{d^2}{2} + d(a+b+c) \right) - \frac{F_{RB} \cdot d^2}{2 \cdot J_5} + \frac{F_{RA}}{J_6} \left(\frac{e^2}{2} + e(a+b+c+d) \right) - \frac{F_{RB}}{J_6} \left(\frac{e^2}{2} + de \right) \\ &+ \frac{F_{RA}}{J_7} \left(\frac{g^2}{2} + g(a+b+c+d+e) \right) - \frac{F_{RB}}{J_7} \left(\frac{g^2}{2} + g(d+e) \right) \Bigg) = \\ &= \frac{1}{200 \text{ GPa}} \left(\frac{1023 \text{ N} \cdot 4^2 \text{ mm}}{2 \cdot 1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} + \frac{1023 \text{ N}}{2,606 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{88,25^2 \text{ mm}}{2} + 4 \text{ mm} \cdot 88,25 \text{ mm} \right) \right. \\ &+ \frac{1023 \text{ N}}{2,606 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{2,75^2 \text{ mm}}{2} + 2,75 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm} + 88,25 \text{ mm}) \right) \\ &+ \frac{1023 \text{ N}}{2,606 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{2,75^2 \text{ mm}}{2} + 2,75 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm} + 88,25 \text{ mm}) \right) \\ &+ \frac{1023 \text{ N}}{1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{19^2 \text{ mm}}{2} + 19 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm} + 88,25 \text{ mm} + 2,75 \text{ mm}) \right) \\ &- \frac{2432 \text{ N} \cdot 19^2 \text{ mm}}{2 \cdot 1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \\ &+ \frac{1023 \text{ N}}{1,136 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{21^2 \text{ mm}}{2} + 21 \text{ mm} \cdot (4 \text{ mm} + 88,25 \text{ mm} + 2,75 \text{ mm} + 19 \text{ mm}) \right) \\ &- \frac{2432 \text{ N}}{1,136 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{21^2 \text{ mm}}{2} + 19 \text{ mm} \cdot 21 \text{ mm} \right) \\ &+ \frac{1023 \text{ N}}{5,147 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \left(\frac{30^2 \text{ mm}}{2} + 30 \text{ mm} (4 \text{ mm} + 88,25 \text{ mm} + 2,75 \text{ mm} + 19 \text{ mm} + 21 \text{ mm}) \right) \\ &- \frac{2432 \text{ N}}{5,147 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \left(\frac{30^2 \text{ mm}}{2} + 30 \text{ mm} (19 \text{ mm} + 21 \text{ mm}) \right) \Bigg) = 0,000261 \text{ rad} \end{aligned}$$

Bezpečnost vůči meznímu stavu deformace hřídele, která by měla účinek na správný chod ložiska A je:

$$k_{A.def} = \frac{\varphi_D}{\varphi_A} = \frac{0,001200 \text{ rad}}{0,000261 \text{ rad}} = 4,60 \quad (4-104)$$

Nyní určíme bezpečnost v místě ložiska B.

$$\begin{aligned} \varphi_B &= \frac{\partial W(x)}{\partial M_D} = \int_{\gamma} \frac{M_{oi}}{E \cdot J_i} \cdot \frac{dM_{oi}}{dM_D} \cdot dx = \\ &= \frac{1}{E} \left(\frac{F_{RB} \cdot d^2}{2 \cdot J_4} + \frac{F_{RB}}{J_5} \left(\frac{e^2}{2} + ed \right) + \frac{F_{RB}}{J_6} \left(\frac{g^2}{2} + g(d+e) \right) \right) = \\ &= \frac{1}{200 \text{ GPa}} \left(\frac{2432 \text{ N} \cdot 19^2 \text{ mm}}{2 \cdot 1,257 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} + \frac{2432 \text{ N}}{1,136 \cdot 10^5 \text{ mm}^4} \left(\frac{21^2 \text{ mm}}{2} + 19 \text{ mm} \cdot 21 \text{ mm} \right) \right. \\ &\quad \left. + \frac{2432 \text{ N}}{5,147 \cdot 10^4 \text{ mm}^4} \left(\frac{30^2 \text{ mm}}{2} + 30 \text{ mm} \cdot (19 \text{ mm} + 21 \text{ mm}) \right) \right) = 0,000474 \text{ rad} \end{aligned} \quad (4-105)$$

$$k_{B.def} = \frac{\varphi_D}{\varphi_B} = \frac{0,001200 \text{ rad}}{0,000474 \text{ rad}} = 2,53 \quad (4-106)$$

Pro určení natočení při horizontální poloze hřídele byla použita stejná sada rovnic jako ve výpočtu ve svislé poloze. Velikosti natočení v jednotlivých osách a ložiscích byly určeny:

$$\varphi_{Ax,h} = 0,000072 \text{ rad}$$

$$\varphi_{Ay,h} = 0,000824 \text{ rad}$$

$$\varphi_{Bx,h} = 0,000131 \text{ rad}$$

$$\varphi_{By,h} = 0,000529 \text{ rad}$$

Pythagorovou větou určíme celková natočení.

$$\varphi_{A,h} = \sqrt{\varphi_{Ax,h}^2 + \varphi_{Ay,h}^2} = \sqrt{0,000072^2 \text{ rad} + 0,000824^2 \text{ rad}} = 0,000827 \text{ rad} \quad (4-107)$$

$$\varphi_{B,h} = \sqrt{\varphi_{Bx,h}^2 + \varphi_{By,h}^2} = \sqrt{0,000131^2 \text{ rad} + 0,000529^2 \text{ rad}} = 0,000545 \text{ rad} \quad (4-108)$$

Zbývá jen určit bezpečnosti v horizontální poloze:

$$k_{A,h.def} = \frac{\varphi_D}{\varphi_{A,h}} = \frac{0,001200 \text{ rad}}{0,000827 \text{ rad}} = 1,45 \quad (4-109)$$

$$k_{B,h.def} = \frac{\varphi_D}{\varphi_{B,h}} = \frac{0,001200 \text{ rad}}{0,000545 \text{ rad}} = 2,20 \quad (4-110)$$

kde:

φ_D	[rad]	je největší dovolené natočení
φ_A, φ_B	[rad]	- natočení v místě ložisek
$J_1, \dots, J_7$	[mm ⁴]	- kvadratický osový moment
W	[J]	- celková energie napjatosti
M_D	[N·m]	- doplňkový ohybový moment
$a, b, \dots, g$	[mm]	- velikosti úseků hřídele
$k_{A.def}, k_{B.def}$	[1]	- bezpečnost vůči meznímu stavu deformace
$\varphi_{Ax,h}, \varphi_{Bx,h}$	[rad]	- natočení v ose x při horizontální poloze
$\varphi_{Ay,h}, \varphi_{By,h}$	[rad]	- natočení v ose y při horizontální poloze
$\varphi_{A,h}, \varphi_{B,h}$	[rad]	- natočení v místě ložisek při horizontální poloze
$k_{A,h.def}, k_{B,h.def}$	[1]	- bezpečnost vůči meznímu stavu deformace při horizontální poloze

Předpětí ložisek

V závislosti na způsobu použití ložisek je výhodné upravovat velikost jejich vnitřních vůlí, a tím ovlivňovat tuhost uložení, přesnost chodu a délku provozní trvanlivosti. To je zajištěno vyvozením axiální předepínací síly při montáži, která zajistí usazení valivých elementů do správné oběžné dráhy u uvolněného ložiska. Dle doporučení fy SKF lze vypočítat její velikost při přibližně stejných tuhostech uložení ložiska A i B jako polovinu vnějšího axiálního zatížení ložiska. V našem konkrétním případě při svislém uložení hřídele bude snížena o 20% z důvodu tepelných dilatací hřídele a provozu nevyžadujícím přesné uložení.

$$F_0 = 0,5 \cdot F_{ax} \cdot 80\% = 0,5 \cdot 680 \text{ N} \cdot 0,8 = 272 \text{ N} \quad (4-111)$$

Z toho se utahovací moment předepínací matice vypočítá podle [16]:

$$M = K \cdot F_0 \cdot d_m = 0,3 \cdot 272 \text{ N} \cdot 85 \text{ mm} = 6,9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-112)$$

Naopak při horizontální poloze hřídele bude předepínací síla ponechána ve své nominální hodnotě, kvůli zajištění sevření ložisek.

$$F_{0,h} = 0,5 \cdot F_{ax,h} = 0,5 \cdot 50 \text{ N} = 25 \text{ N} \quad (4-113)$$

Z toho se utahovací moment předepínací matice vypočítá jako:

$$M_h = K \cdot F_{0,h} \cdot d_m = 0,3 \cdot 25 \text{ N} \cdot 85 \text{ mm} = 0,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4-114)$$

kde:

F_0	[N]	je předepínací síla
M	[N·m]	- utahovací moment
d_m	[mm]	- průměr matice

K	[1]	- součinitel utahovacího momentu
$F_{0,h}$	[N]	- předepínací síla při horizontální poloze
M_h	[N·m]	- utahovací moment při horizontální poloze

4.2.3 Mazání

Ke snížení tření a opotřebení v ložiscích slouží mazání. V běžných případech se používá olej nebo plastické mazivo. Naše aplikace nevyžaduje speciální přístup. Vzhledem k dosažení jednoduchosti konstrukce je neoptimálnějším řešením mazání plastickými mazivy. Výhody tohoto způsobu jsou lepší udržení maziva v uložení, v utěsnění uložení proti vniknutí nečistot, vlhkosti a vody a hlavně v jednoduché údržbě ložiska. [17]

4.2.4 Pero

Přenos krouticího momentu mezi hřídelí a řemenicí je realizován pomocí těsného pera. Drážka na hřídeli je obráběna bez koncového zaoblení s výběhem ven. Tak je dosaženo maximální využitelné plochy pro materiální styk spoje. Kontrola na otlačení [16] se provede na řemenici, protože je vyrobena ze šedé litiny, která má horší mechanické vlastnosti z tohoto hlediska.

$$F_{ot} = \frac{2 \cdot M_k}{d_7} = \frac{2 \cdot 72,44 \text{ N} \cdot \text{m}}{32 \text{ mm}} = 4527,68 \text{ N} \quad (4-115)$$

$$p_D = 0,7 \cdot p_0 = 0,7 \cdot 90 \text{ MPa} = 63 \text{ MPa} \quad (4-116)$$

$$p_D = 63 \text{ MPa} \geq \frac{F_{ot}}{t_1 \cdot \left(l - \frac{b_p}{2}\right)} = \frac{4527,68 \text{ N}}{3,3 \text{ mm} \cdot \left(50 \text{ mm} - \frac{10 \text{ mm}}{2}\right)} = 30,49 \text{ MPa} \quad (4-117)$$

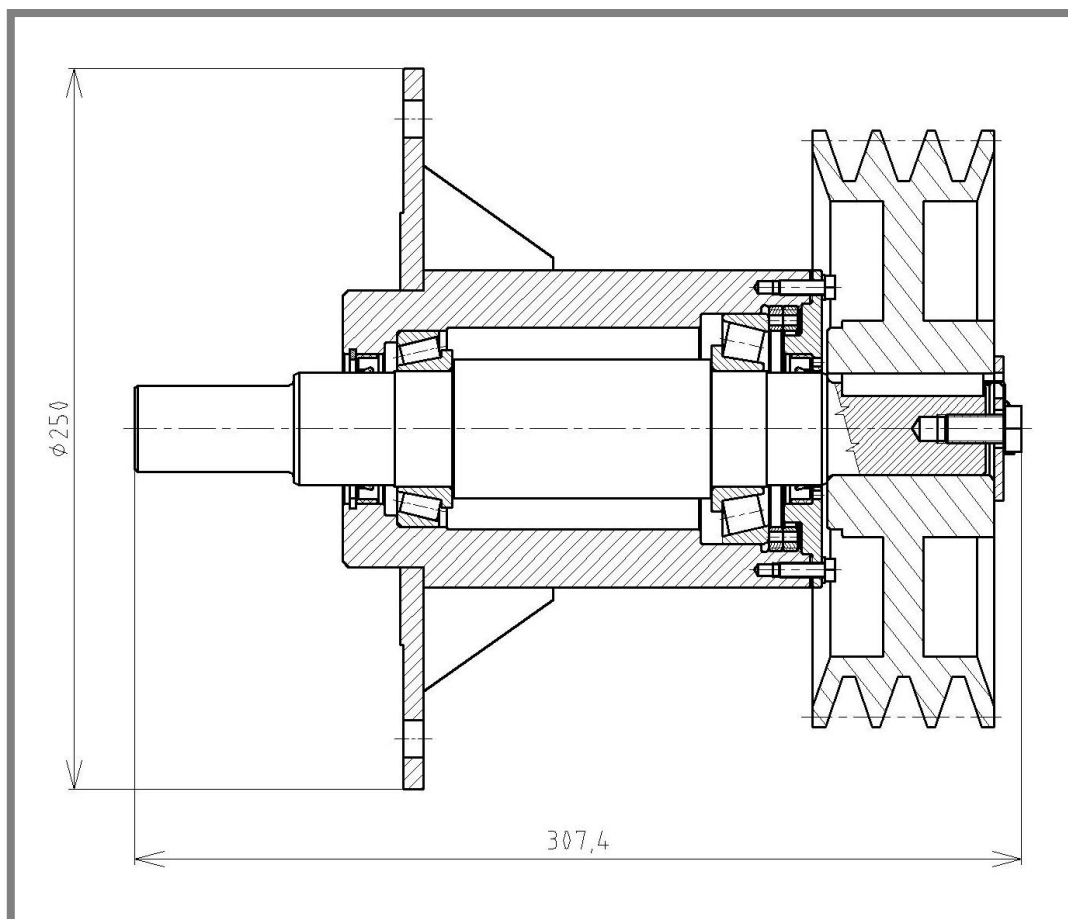
Nedojde k otlačení.

kde:

F_{ot}	[N]	je síla způsobující otlačení
p_D	[MPa]	- dovolený tlak na bocích drážek v náboji
p_0	[MPa]	- základní hodnota tlaku pro náboj [16]
t_1	[mm]	- hloubka drážky pro pero v náboji
l	[mm]	- délka pera
b_p	[mm]	- šířka pera

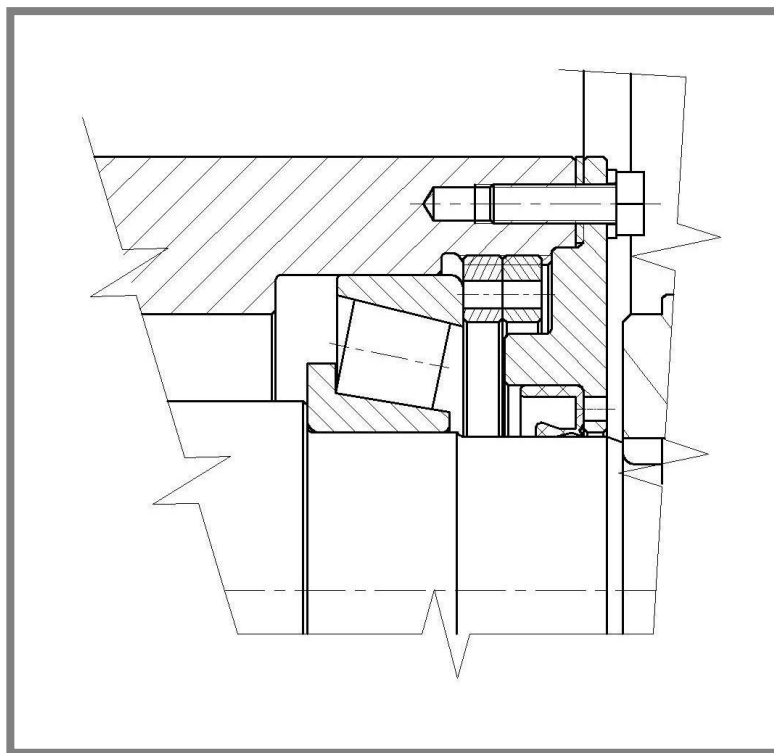
4.2.5 Ložiskový domek

Ložiskový domek (obr. 4-10) a s ním spojené ocelové součásti jsou vyrobeny z oceli 17 241, kvůli použití v potravinářském prostředí. Je modifikací variantního řešení uvedeného v kapitole 3.4.3. Skládá se ze dvou částí svařených dohromady – příruby a tělesa. Příruba je montována šrouby na desku pohonu. Soustřednost je zajišťována osazením na přírubě. Tuhost domku je zajištěna tlustostěnnou konstrukcí a navařenými výztuhami. Ložiskový domek je obráběná součást, což je technologicky vhodný způsob ke kusové výrobě.



Obr. 4-10 Ložiskový domek

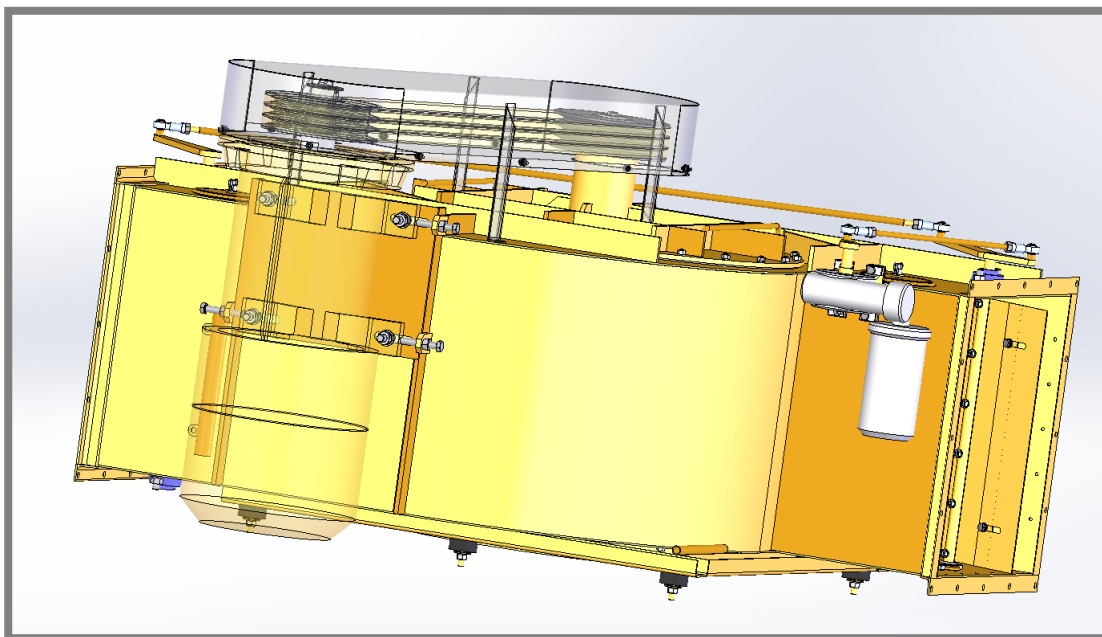
Na obr. 4-11 je zobrazeno řešení konstrukčního uzlu ložiska B a jeho dopínání. Ložiskové těleso je v tomto místě opatřeno jemným vnitřním závitem M85x1,5. Do něj se šroubují dvě soustružené matice se zarovnaným čelem pro optimální rozložení předepínací síly po ploše, kterou je přitlačován vnější ložiskový kroužek. Celý konstrukční prvek je uzavřen víčkem, které je středěno kvůli hřídelovému těsnění GUFERO. Mezi ložiskovým domkem a víčkem je pryžové těsnění. Víčko je zajištěno čtyřmi šrouby s pružnými podložkami, aby nedošlo k povolení.



Obr. 4-11 Ložiskový domek – okolí ložiska B

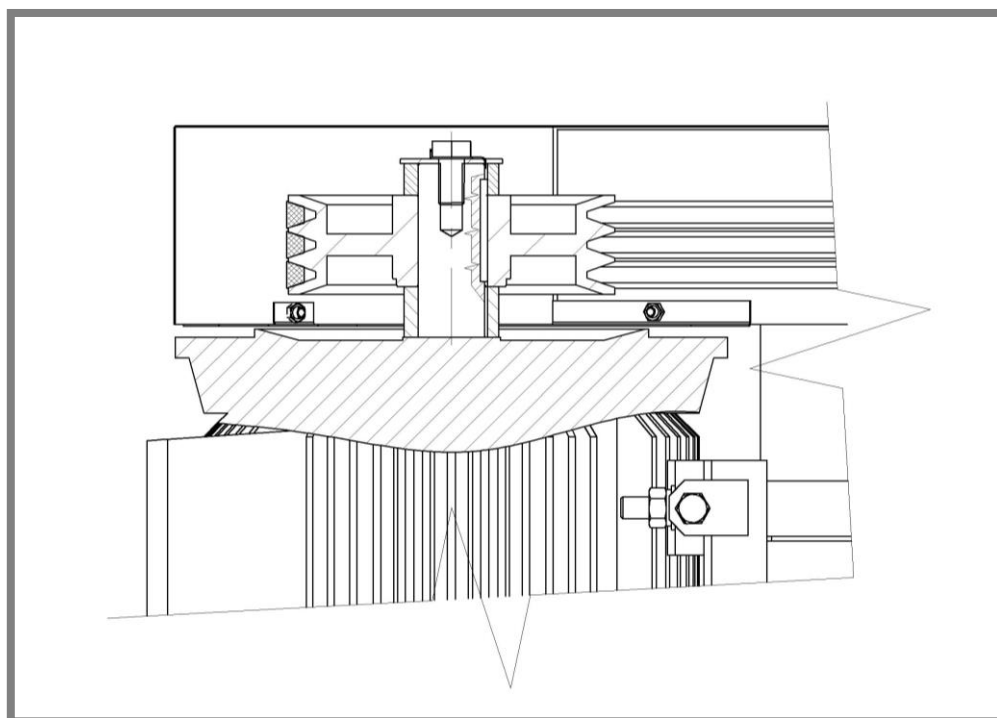
4.3 Uložení motoru

Na obr. 4-12 je zobrazeno uložení motoru na tělo ventilátoru. Držák motoru je přivařen k tělu ventilátoru a zároveň plní funkci výztuhy. Na boční stranu držáku je navařena plechová deska s drážkami. Do nich je šroubovým spojem přichycen motor. Ten se při povolených maticích může v drážkách pohybovat. Tímto pohybem se



Obr. 4-12 Uložení motoru na tělo ventilátoru

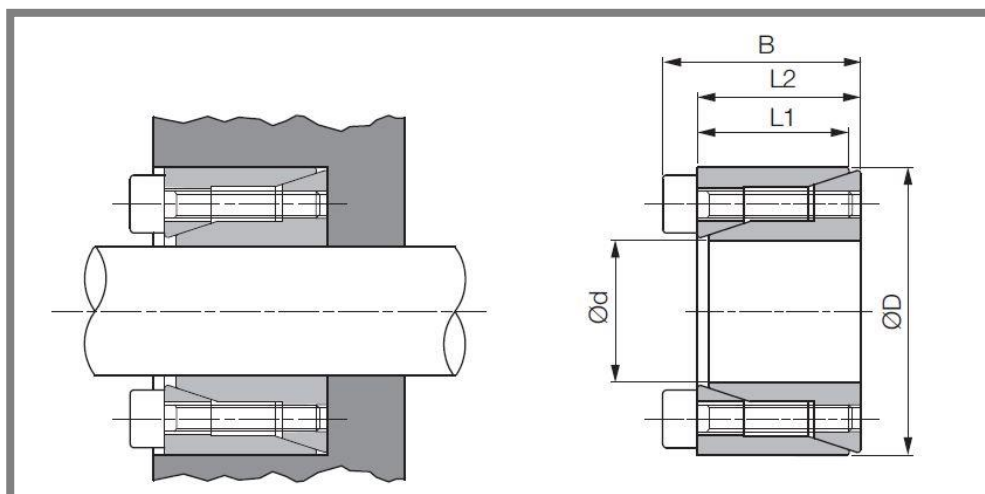
vyvozuje síla předpětí v řemenech nebo naopak se povoluje řemen pro výměnu. Ustavení probíhá vždy při servisu pomocí dvou pohybových šroubů, umístěných rovnoběžně s drážkami, kterými se pohybuje s motorem. K zamezení „křížení“ motoru, vznikající silami předpětí v řemenech, slouží třetí pohybový šroub řazený proti prvním dvěma. Všechny tři pohybové šrouby se pohybují v závitech spojených s držákem motoru a vůči povolení jsou jištěny kontra maticí. Po ustavení motoru (tím i hnací řemenice) do správné polohy je nutné dotáhnout šrouby kotvící motor k držáku motoru. Tím je zabráněno odlišnému kmitání těchto dvou celků. Hnací řemenice je na hřídeli motoru (obr. 4-13) ustavena do správné výšky pomocí pouzdra. Shora zajištěna druhým pouzdrem, šroubem a podložkou s jazýčkem.



Obr. 4-13 Detail uložení hnací řemenice

4.4 Spojení hřídele a oběžného kola

Bylo zvoleno rozpěrné pouzdro od fy *HABEKORN*, určené k přenášení středních a vysokých krouticích momentů, značené *BK 61 30x55*, které je samostředící, z materiálu ocel a protikorozi povrchovou úpravou. Dle katalogu výrobce doporučuje uložení na plochu hřídele s tolerancí h8 a náboje H8, vše se strukturou povrchu: Rt max. 16 µm. Výrobce také upozorňuje na možnost vzniku mírného axiálního posunutí mezi hřídelí a nábojem při montáži, což v dané aplikaci nevadí. [20]

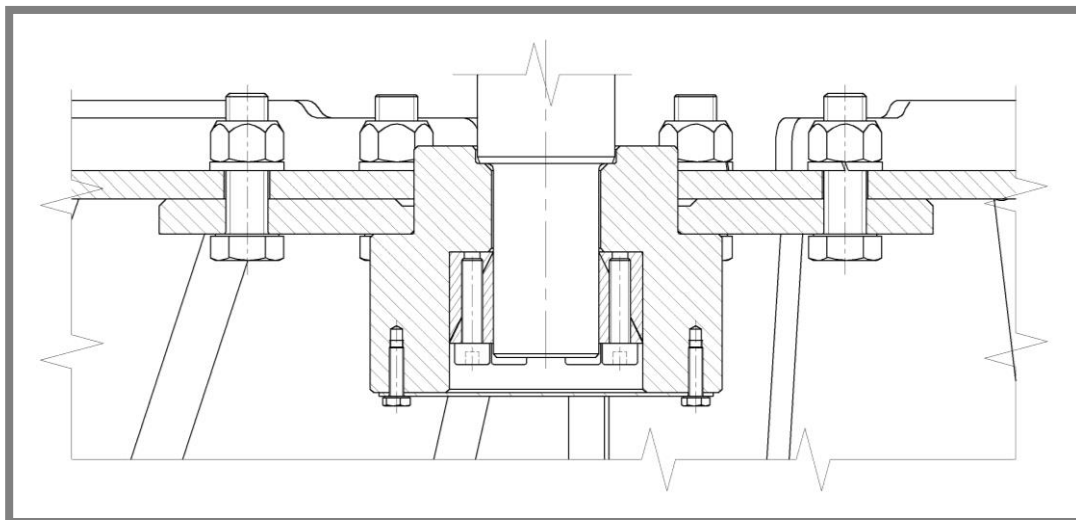


Obr. 4-14 Schéma použití spojky (vlevo); rozměrový výkres spojky (vpravo) [20]

Tab. 4-2 Parametry zvolené rozpěrné spojky [18]

Označení	Rozměry				Dosažitelné při utah. momentu		Měrný tlak		Upínací šrouby		Utahovací moment
	d x D	L1	L2	B	Krouticí moment	Axiální síla	Hřídel	Náboj	Počet	DIN 912-12.9	
	[mm]				[Nm]	[kN]	[N/mm ²]		[1]		[Nm]
BK 61	30 x 55	25	26	32	502	33,5	132	72	6	M6 x 24	17,0

Náboj oběžného kola se podobně jako ložiskový domek dělí na dvě části – přírubu a těleso. Po svaření k sobě se náboj obrábí a následně šroubuje k oběžnému kolu. V tomto stavu je nutno celou sestavu vyvážit dle ČSN ISO 1940-1. Osazení při vkládání kola na hřídel brání přílišnému přiblížení rotující části k nepohyblivé (obr. 4-15). Utahovacím momentem uvedeným v tab. 4-2 je vyvoláno silové působení spojky na stykové plochy, čímž jsou součásti spojeny a navzájem vystředěny. Spojka má dostatečnou sílu udržet oběžné kolo a zajistit přenos točivého momentu pro danou aplikaci. Nakonec je dutina spojky zakrytována.



Obr. 4-15 Detail spojení hřídele a oběžného kola

Vzhledem k velkému tahu na hřídel a náboj je nutno tyto součásti zkontrolovat vůči otlacení. Ověření se provede pouze pro hřídel, protože je zatížena větším měrným tlakem (dle tab. 4-2) a obě součásti jsou vyrobeny ze stejného materiálu (17 241). Dovolенý tlak se podle [16] určí jako:

$$\sigma_D = 0,9 \cdot R_e = 0,9 \cdot 195 \text{ MPa} = 175,5 \text{ MPa} \quad (4-118)$$

$$p_m = 132 \text{ N} \cdot \text{mm}^2 < \sigma_D = 175,5 \text{ MPa} \quad (4-119)$$

K otlacení nedojde.

kde:

σ_D	[MPa]	je dovolený tlak
p_m	[N·mm ²]	- měrný tlak na hřídel

Ventilátor je opatřen měničem frekvence a rozběh se provádí s jeho použitím. Není třeba kontrolovat bezpečnost vůči prokluzu spojky při záběrném momentu.

5 DISKUZE

Cílem práce byl konstrukční návrh pohonu ventilátoru, který je používán v dozrávacích komorách. Řešení vychází z již používaného ventilátoru a zaměřuje se na vybrané části, které byly v praxi v minulosti poruchové nebo problémové. Zařízení pracuje v potravinářském prostředí, kde je nezbytné dodržovat hygienické předpisy pro styk materiálů s potravinami specifikované ve vyhlášce Ministerstva zdravotnictví č. 38/2001Sb. Dle ní byla zvolena základním materiálem nerezová chromniklová ocel 1.4301 (respektive český ekvivalent 17 241), která svým složením danou normu splňuje.

Dalším cílem práce bylo zvýšit životnost zařízení na 20 let. Zařízení pracuje téměř nepřetržitě, nejčastěji na 70 % maximálního výkonu. Bylo upraveno uložení hřídele oběžného kola a v závislosti na pohonné jednotce navržen řemenový převod s napínáním. Z důvodu požadované životnosti a trvalému provozu byla hřídel zkontrolována nejen na statické namáhání (nejmenší koeficient bezpečnosti je 4,61), ale také vůči únavovému porušení (nejmenší koeficient bezpečnosti 7,12). Pro uložení hřídele byla zvolena dvě kuželíková ložiska uspořádaná do X. Předpětí v systému je zajišťováno maticí. Nejmenší základní trvanlivost ložiska A byla určena na 21,99 let a ložiska B na 27,14 let. Výpočtem bylo tedy ověřeno, že ložiska požadovanou životnost splňují. Kuželíková ložiska jsou náchylnější na natočení hřídele v místě jejich umístění. Proto byla ověřena i bezpečnost vůči tomuto meznímu stavu deformace (nejmenší koeficient bezpečnosti je 1,45). Ložiska jsou tedy schopna plnit svoji funkci.

Řešeno bylo také spojení hřídele a oběžného kola. V minulosti byla při servisních zákrocích na provozovaných zařízeních několikrát zjištěna v tomto uzlu vůle v uložení, která zapříčiňovala nárůst krouživého kmitání hřídele. Uvedený problém byl v rámci bakalářské práce vyřešen spojením pomocí rozpěrné spojky, která je samostředící a měla by zamezit iniciování tohoto jevu.

Mezi původní a novou variantou není výrazný rozdíl v množství použitého materiálu. Z ekonomického hlediska došlo k navýšení nákladů pouze o cenu spojky (cca 500 Kč). Částka za ložiska naopak mírně klesla. Tyto částky jsou vzhledem k ceně celého zařízení zanedbatelné. Výše popsanými změnami se tedy povedlo výrazně prodloužit životnost stroje za přibližně stejné finanční náročnosti na výrobu.

6 ZÁVĚR

V bakalářské práci jsou shrnuty poznatky o klimakomorách používaných v masném průmyslu. Nejprve jsou rozebrány funkce a základní rozdělení těchto zařízení. Následně popsány možné typy proudění uvnitř komor. Další kapitola se zabývá částmi a technologickými úseky vzorové dozrávací komory, pro kterou je určen řešený ventilátor. Poslední část rešerše je věnována ventilátorům samotným. Konstrukční návrh je zaměřen na části související s pohonem jednoúčelového radiálního ventilátoru, s důrazem kladeným na funkčnost, spolehlivost a dlouhou životnost stroje. Po stanovení požadavků na zařízení bylo vypracováno několik variantních řešení, z kterých bylo vybráno nejoptimálnější a ověřeno výpočty. Bakalářská práce obsahuje základní výpočet a kompletní výkresovou dokumentaci navržených dílů a sestav. Konstrukční úprava splňuje cíle zadání, je v praxi použitelná a vyrobitelná v kusovém množství. Přináší zjednodušení montáže hlavně při ukládání oběžného kola na hřídel a při sestavování ložiskového domku. Výsledná varianta je také výhodná z důvodu výrazného prodloužení životnosti ventilátoru, což umožní trvalý rozvod vzduchu a dlouhodobě správnou funkci dozrávací klimakomory.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] HOUŠKA, Milan. *Meat, meat products and semiproductions: thermophysical and rheological properties of foods*. 2. ed., 1. Engl. ed. Prague: Institute of Agricultural and Food Information, 1997, 284 s. ISBN 80-85120-58-5.
- [2] MAUTING. *Návod k použití*: Dozrávací komora s klimatizací KMD. Valtice, 2015, 22s.
- [3] MAUTING. *Konstrukční list*: Dozrávací komora MAUTING KMD. 1.rev. Valtice, 2012, 29s.
- [4] MAUTING. *Konstrukční list*: Dozrávací komora MAUTING KMD CrossFlow. 1.rev. Valtice, 2014, 27s.
- [5] BARBOSA-CÁNOVAS, Gustavo V. *Water activity in foods: fundamentals and applications*. 1st ed. Ames, Iowa: Blackwell Pub., 2007, xviii, 435 p. IFT Press series. ISBN 978-0-8138-2408-6.
- [6] ČSN ISO 21807. *Mikrobiologie potravin a krmiv - stanovení vodní aktivity*: česká technická norma. 1. vyd. Praha: Český normalizační institut, 8/2006, 12 s.
- [7] MAUTING. *Produktový list*: Dozrávací komory KMD [[online]]. 3 s. [cit. 2015-11-18]. Dostupné z: <http://d1.webseller-app.com/100179/www/www.mauting.com/products/1069/1068548/files/38-07-cz-kmd-1395070216.pdf>
- [8] MAUTING. *Technické podmínky*: Dozrávací klimatizační komora MAUTING. Valtice, 2010, 11s.
- [9] MAUTING. *MAUTING Air-conditioned chambers: air flow systems*. Valtice, 2015.
- [10] ČERMÁK, Jan. *Ventilátory*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1974.
- [11] Radiální ventilátor [online]. K T VZDUCHOTECHNIKA, SPOL. S R.O. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: files.ktvzduchotechnika.webnode.cz/200000034-cd8b2ce850/v_vorticent_C_01.jpg
- [12] Axiální ventilátor [online]. ELEKTRODESIGN VENTILÁTORŮ S. R. O. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: <http://www.elektrodesign.cz/web/data-1/hlavni-obrazky/THGT2hlavni.jpg>
- [13] Tangenciální ventilátor [online]. CONRAD ELECTRONIC SE. [cit. 2016-03-30]. Dostupné z: http://www.conrad.de/medias/global/ce/5000_5999/5700/5700/5701/570184_LB_01_FB.EPS_250.jpg
- [14] SIEMENS. *Katalog D81-0710 CZ*: Nízkonapěťové motory ILE1. 7/2014 [cit. 2015-11-13].
- [15] LEINVEBER, Jan, Jaroslav ŘASA a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 3., dopl. vyd., dot. Praha: Scientia, 1999, xiv, 985 s. ISBN 80-718-3164-6.
- [16] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. V Brně: VUTUM, 2010, 1159 s. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [17] MATEZA SPOL. S R. O. *Mateza: Velkoobchod i maloobchod s ložisky a ostatními strojními součástmi* [online]. [cit. 2016-04-09]. Dostupné z: <http://www.mateza.cz/e-shop/>
- [18] Katalog valivých ložisek. ZKL Group [online]. 2015 [cit. 2016-02-15]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs>

- [19] BOLEK, Alfred a Josef KOCHMAN. Části strojů. 1. svazek. Vyd. 5., přeprac. (v SNTL 1. vyd.). Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989, 775 s. : il. ISBN 80-03-00046-7.
- [20] Katalog spojení hřídel - náboj: Svěrná upínací pouzdra. *HABERKORN* [online]. [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: www.haberkorn.cz/data/files/file/pohonne-systemy/prislusenstvi-pohonu/08_Spojzeni-hridel-naboj_sverna-pouzdra-BK.pdf
- [21] *REICH Thermoprozesstechnik GmbH: Airmaster KNRI Climastar* [online]. Urbach, Germany [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://reich-germany.de/en/details.html?prid=24>
- [22] AUTOTHERM: climatisation, ripening and drying. *AUTOTHERM* [online]. Waxweiler, Germany [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://autotherm.de/produkte/klimatisieren-reifen-und-trocknen/?lang=en>
- [23] CORY, W. T. W. *Fans: a practical guide*. Boston: Elsevier in association with Roles, 2005. ISBN 00-804-4626-4.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

fa, fy	- firma, firmy
stol. př. n. l.	- století před naším letopočtem
cca	- circa, přibližně
GDL	- Glukono-Delta-Lakton
pH	- potential of hydrogen
Aw	- Available Water Index
ČSN	- Česká technická norma
ISO	- International Organization for Standardization
poz.	- pozice
obr.	- obrázek
tab.	- tabulka
DAF	- Dual Air Flow
CF	- Cross Flow
např.	- například
popř.	- popřípadě
3D	- 3-dimensional
CAD	- Computer Aided Design
HMH	- Teorie měrné energie napjatoti (von Misesova teorie)
UVC	- ultrafialové záření ve spektrální oblasti C
MKP	- Metoda konečných prvků

$L_{w,0}$	[mm]	- přibližná výpočtová délka řemene
a_n	[mm]	- návrhová osová vzdálenost řemenic
$D_{w,n}$	[mm]	- návrhový průměr řemenic
L_w	[mm]	- normovaná výpočtová délka řemene [17]
D_w	[mm]	- průměr řemenic
a	[mm]	- osová vzdálenost řemenic
P_D	[kW]	- dovolený výkon přenášený jedním řemenem
C_1	[1]	- součinitel úhlu opásání [16]
C_2	[1]	- součinitel provozního zatížení [16]
C_3	[1]	- součinitel délky řemene [16]
k_n	[1]	- návrhový součinitel
P_R	[kW]	- jmenovitý výkon přenášený jedním řemenem [15]
P'	[kW]	- výpočtový výkon přenášený řemenovým převodem
P	[kW]	- přenášený výkon
z	[1]	- potřebný počet řemenů
v_0	[m·s ⁻¹]	- obvodová rychlost řemene
n	[min ⁻¹]	- frekvence otáčení

f_k	[1]	- součinitel tření mezi boky klínového řemene a drážky v řemenici
f	[1]	- součinitel tření mezi rovnými plochami (pryž – šedá litina) [15]
α	[°]	- úhel drážky v řemenici [15]
F_c	[N]	- tahová síla v řemenu od odstředivé síly
ρ_l	[kg·m ⁻¹]	- délková hmotnost řemenu [16]
ΔF	[N]	- rozdíl sil v napjaté a ochablé části opásání
F_1	[N]	- síla v napjaté části opásání
F_2	[N]	- síla v ochablé části opásání
ϕ	[rad]	- úhel opásání
F_u	[N]	- počáteční předpětí řemene
k	[1]	- bezpečnost řemenového převodu
F_{ed}	[N]	- celková ekvivalentní síla v řemenu na řemenici
k_1	[N·m]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
N_0	[1]	- počet cyklů do porušení řemenu
k_2	[N]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
b	[1]	- experimentálně zjištěná konstanta pro klínové řemeny [16]
t	[roky]	- životnost řemene
F_{RA}	[N]	- reakční radiální síla v ložisku A
F_{RB}	[N]	- reakční radiální síla v ložisku B
F_{ax}	[N]	- reakční axiální síla
$F_{sání}$	[N]	- síla od přisávání vlivem podtlaku v oběžném kole, zjištěna kvalifikovaným odhadem
F_{ok}	[N]	- síla způsobená vahou oběžného kola
$F_{hř}$	[1]	- síla způsobená vahou hřídele
$F_{řem}$	[N]	- síla způsobená vahou řemenice
M_k	[N·m]	- reakční krouticí moment
$L, L_1, \dots, L_7$	[mm]	- rozměry hřídele
$\sigma_{o1,nom}, \dots, \sigma_{o3,nom}$	[MPa]	- nominální ohybová napětí v nebezpečných místech
M_o	[N·m]	- ohybový moment
W_o	[mm ³]	- průřezový modul v ohybu
x_1, x_2, x_3	[mm]	- vzdálenosti k nebezpečným místům
$d_1, d_2 \dots d_7$	[mm]	- průměry hřídele
$\sigma_{o,1}, \sigma_{o,2}, \sigma_{o,3}$	[MPa]	- ohybové napětí v nebezpečných místech

$\alpha_{o,1}, \alpha_{o,2}, \alpha_{o,3}$	[1]	- vrubový součinitel v ohybu v nebezpečných místech
$\tau_{k1,nom}, \dots, \tau_{k4,nom}$	[MPa]	- nominální krutové napětí v nebezpečných místech
M_k	[N·m]	- krouticí moment
W_k	[mm ³]	- průřezový modul v krutu
$\tau_{k1}, \dots, \tau_{k4}$	[MPa]	- krutová napětí v nebezpečných místech
$\alpha_{k,1}, \dots, \alpha_{k,4}$	[1]	- vrubový součinitel v krutu v nebezpečných místech
$\sigma_{RED,1}, \dots, \sigma_{RED,4}$	[MPa]	- redukované napětí v nebezpečných místech stanovené podle teorie měrné energie napjatosti (HMH)
k_1, k_2, k_3, k_4	[1]	- koeficient bezpečnosti v nebezpečných místech
σ_K	[MPa]	- kritické napětí
σ_{Co}	[MPa]	- mez únavy zkušební tyče
σ'_{Co}	[MPa]	- korigovaná mez únavy v kritickém místě
k_a	[1]	- součinitel vlivu jakosti povrchu
k_b	[1]	- součinitel vlivu velikosti tělesa
k_c	[1]	- součinitel vlivu způsobu zatěžování
k_d	[1]	- součinitel vlivu teploty
k_e	[1]	- součinitel spolehlivosti
β_o	[1]	- vrubový součinitel pro ohyb
β_k	[1]	- vrubový součinitel pro krut
$\sqrt{a}$	[1]	- Neuberova konstanta
r	[mm]	- poloměr zaoblení vrubu
σ_a	[MPa]	- amplituda napětí
σ_m	[MPa]	- střední napětí
k_u	[1]	- koeficient bezpečnosti vůči únavě materiálu
F_{RAx}, F_{RAy}	[N]	- dílčí reakční radiální síla v ložisku A v ose x, y při horizontálním provedení
F_{RBx}, F_{RBy}	[N]	- dílčí reakční radiální síla v ložisku B v ose x, y při horizontálním provedení
$F_{RA,h}$	[N]	- reakční radiální síla v ložisku A při horizontálním provedení
$F_{RB,h}$	[N]	- reakční radiální síla v ložisku B při horizontálním provedení
$F_{ax,h}$	[N]	- reakční axiální síla při horizontálním provedení
$\sigma_{o1,nom,h}, \dots, \sigma_{o4,nom,h}$	[MPa]	- nominální ohybové napětí v nebezpečných místech při horizontálním provedení
$\sigma_{o,1,h}, \dots, \sigma_{o,4,h}$	[MPa]	- ohybové napětí v nebezpečných místech při horizontálním provedení

$\sigma_{RED,1,h}, \dots, \sigma_{RED,4,h}$	[MPa]	- redukované napětí v nebezpečných místech stanovené podle teorie měrné energie napjatosti (HMH) při horizontálním provedení
$k_{1,h}, k_{2,h}, k_{3,h}, k_{4,h}$	[1]	- koeficient bezpečnosti v nebezpečných místech při horizontálním provedení
$\sigma_{a,h}$	[MPa]	- amplituda napětí při horizontálním provedení
$k_{u,h}$	[1]	- koeficient bezpečnosti vůči únavě materiálu při horizontálním provedení
w_{max}	[mm]	- maximální průhyb hřídele
E	[GPa]	- Youngův modul pružnosti v ohybu
g	[m·s ⁻²]	- tíhové zrychlení
n_k	[min ⁻¹]	- první kritické otáčky hřídele
F_{aA}, F_{aB}	[N]	- celková axiální síla působící na příslušné ložisko
e_A, e_B	[1]	- mezní hodnota poměru axiální a radiální síly [18]
X	[1]	- součinitel dynamického radiálního zatížení
Y_A, Y_B	[1]	- součinitel dynamického axiálního zatížení [18]
P_A, P_B	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení
C_A, C_B	[N]	- dynamická únosnost ložiska
L_{10A}, L_{10B}	[hod]	- základní trvanlivost ložiska
$F_{aA,h}, F_{aB,h}$	[N]	- celková axiální síla působící na příslušné ložisko při horizontálním provedení
$P_{A,h}, P_{B,h}$	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení při horizontálním provedení
$L_{10A,h}, L_{10B,h}$	[hod]	- základní trvanlivost ložiska při horizontálním provedení
φ_D	[rad]	- největší dovolené natočení
φ_A, φ_B	[rad]	- natočení v místě ložisek
$J_1, \dots, J_7$	[mm ⁴]	- kvadratický osový moment
W	[J]	- celková energie napjatosti
M_D	[N·m]	- doplňkový ohybový moment
$a, b, \dots, g$	[mm]	- velikosti úseků hřídele
$k_{A,def}, k_{B,def}$	[1]	- bezpečnost vůči meznímu stavu deformace
$\varphi_{Ax,h}, \varphi_{Bx,h}$	[rad]	- natočení v ose x při horizontální poloze
$\varphi_{Ay,h}, \varphi_{By,h}$	[rad]	- natočení v ose y při horizontální poloze
$\varphi_{A,h}, \varphi_{B,h}$	[rad]	- natočení v místě ložisek při horizontální poloze
$k_{A,h,def}, k_{B,h,def}$	[1]	- bezpečnost vůči meznímu stavu deformace při horizontální poloze
F_0	[N]	- předepínací síla

M	[N·m]	- utahovací moment
d_m	[mm]	- průměr matice
K	[1]	- součinitel utahovacího momentu
$F_{0,h}$	[N]	- předepínací síla při horizontální poloze
M_h	[N·m]	- utahovací moment při horizontální poloze
F_{ot}	[N]	- síla způsobující otlacení
p_D	[MPa]	- dovolený tlak na bocích drážek v náboji
p_0	[MPa]	- základní hodnota tlaku pro náboj [16]
t_1	[mm]	- hloubka drážky pro pero v náboji
l	[mm]	- délka pera
b_p	[mm]	- šířka pera
σ_D	[MPa]	- dovolený tlak
p_m	[N·mm ²]	- měrný tlak na hřidel

9 SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A GRAFŮ**9**

Obr. 1-1 Výrobky v dozrávací komoře	14
Obr. 1-2 Dozrávací komora <i>KMD Maunting CF 120</i>	15
Obr. 1-3 Průběh fermentace [8]	16
Obr. 1-4 Dozrávací komora [3]	19
Obr. 1-5 Směšovací komora [3]	19
Obr. 1-6 Technologie k úpravě a rozvodu vzduchu v dozrávací komoře [21]	20
Obr. 1-7 Technologie fy <i>AUTOTHERM</i> [22]	20
Obr. 1-8 Schéma standardního proudění [9]	21
Obr. 1-9 Schéma proudění sdruženým kanálem [9]	21
Obr. 1-10 Schéma duálního proudění (DAF) [9]	22
Obr. 1-11 Schéma proudění Cross Flow (CF) [9]	22
Obr. 1-12 Schéma průtoku oběžným kolem ventilátorů: a) axiální ventilátor; b) diagonální ventilátor; c) radiální ventilátor; d) diametrální ventilátor [10]	23
Obr. 1-13 Radiální ventilátor [11]	24
Obr. 1-14 Schéma radiálního ventilátoru [10]	24
Obr. 1-15 Axiální ventilátor [12]	25
Obr. 1-16 Diametrální ventilátor [13]	25
Obr. 1-17 Společná ložisková skříň ventilátorů s valivými ložisky [13]	26
Obr. 1-18 Dělená ložisková skříň ventilátorů s valivým ložiskem [10]	27
Obr. 1-19 Uložení hřídele oběžného kola pomocí dvou kuličkových ložisek [23]	27
Obr. 1-20 Uložení hřídele oběžného kola pomocí dvou spárovaných kuličkových ložisek řazených do O a válečkového ložiska [23]	28
Obr. 1-21 Uložení hřídele oběžného kola pomocí kuličkového, válečkového a axiálního soudečkového ložiska [23]	28
Obr. 2-1 Původní verze ventilátoru 665	30
Obr. 2-2 Původní verze ventilátoru 665 v řezu	30
Obr. 2-3 Původní verze uložení hřídele oběžného kola	32
Obr. 2-4 Vyjmutá ložiska	33
Obr. 2-5 Vyjmuté ložisko 51110	33
Obr. 2-6 Vyjmuté ložisko 6009	34
Obr. 2-7 Hřídel bezprostředně po vyjmutí	34
Obr. 3-1 Příčné průřezy klínových řemenů: a) klasický; b) úzký; c) variátorový; d) víceklínový [16]	36
Obr. 3-2 Schéma zajištění pomocí šroubu	37
Obr. 3-3 Rozpěrná spojka <i>HABERKORN</i>	37
Obr. 3-4 Schématické znázornění variantního řešení I	38
Obr. 3-5 Schématické znázornění variantního řešení II	39
Obr. 3-6 Schématické znázornění variantního řešení III	40
Obr. 4-1 Graf pro výběr velikosti klasického klínového řemene [15]	41
Obr. 4-2 Znázornění míst silového působení a nebezpečných míst na hřídeli	44
Obr. 4-3 Náčrt silového působení	45
Obr. 4-6 VVÚ – vertikální provedení – ohybový moment	46
Obr. 4-5 VVÚ – krouticí moment	46
Obr. 4-4 VVÚ – vertikální provedení – normálová síla	46
Obr. 4-7 Náčrt silového působení (horizontální provedení)	51
Obr. 4-8 VVÚ – horizontální provedení – normálová síla	52

Obr. 4-9 VVÚ – horizontální provedení – normálová síla	52
Obr. 4-10 Ložiskový domek	63
Obr. 4-11 Ložiskový domek – okolí ložiska B	64
Obr. 4-12 Uložení motoru na tělo ventilátoru	64
Obr. 4-13 Detail uložení hnací řemenice	65
Obr. 4-14 Schéma použití spojky (vlevo); rozměrový výkres spojky (vpravo) [20]	66
Obr. 4-15 Detail spojení hřídele a oběžného kola	67

10 SEZNAM TABULEK**10**

Tab. 2-1 Části ventilátoru	30
Tab. 2-2 Specifikace ventilátoru	31
Tab. 2-3 Materiálové charakteristiky oceli 17 241	31
Tab. 2-4 Specifikace elektromotoru SIEMENS [14]	32
Tab. 4-1 Parametry zvolených kuželíkových ložisek [18]	56
Tab. 4-2 Parametry zvolené rozpěrné spojky [18]	66

11 SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

č. v. A1073363

č. v. A1073603

č. v. A1073642

č. v. A1073640

č. v. A1073067

č. v. A1073079

č. v. A1074909

č. v. A1073235

č. v. A1073603

č. v. A1073604

č. v. A1073638

č. v. A1073637

č. v. A1073672

č. v. A1073235

č. v. A1073636

č. v. A1073639

č. v. A1075004

č. v. A1075005

č. v. A1075006

č. v. A1075007

č. v. A1075008

č. v. A1076875-1/2

č. v. A1076875-2/2