



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 ROZVODU MAZIVA V NÍZKOTLAKÉM OBĚHOVÉM MAZACÍM SYSTÉMU PŘEVODOVKY

DESIGN OF LUBRICANT DISTRIBUTION IN A LOW-PRESSURE CIRCULATING LUBRICATION SYSTEM OF
A GEARBOX

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Petr Středa

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Milan Omasta, Ph.D.

BRNO 2026

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav konstruování
Student:	Petr Středa
Studijní program:	Základy strojního inženýrství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Milan Omasta, Ph.D.
Akademický rok:	2025/26

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 rozvodu maziva v nízkotlakém oběhovém mazacím systému převodovky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Mazací systém tvoří nedílnou součást většiny průmyslových převodovek. Hlavní součásti mazacích systémů většinou vycházejí z běžných vysokotlakých hydraulických komponent. S ohledem na rozměrovou optimalizaci však tyto nejsou vhodné pro nízkotlaké mazání (do 4 bar). Práce se tedy zaměřuje na možnosti využití dostupných hydraulických komponent a systémů pro nízkotlaké mazání průmyslových převodovek.

Typ práce: rešeršně syntetická

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem práce je analyzovat konstrukční řešení komponent nízkotlakých oběhových mazacích systémů převodovek a navrhnout konstrukční řešení rozvodu maziva k mazacím místům pro vybranou převodovku společnosti Wikov MGI a. s., a to s důrazem na jednoduchost, funkčnost a technickou realizovatelnost systému.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- provést rozbor konstrukčních variant nízkotlakých mazacích systémů průmyslových převodovek s provozním tlakem přibližně do 4 bar,
- porovnat jednotlivé varianty z hlediska jejich konstrukční a provozní vhodnosti pro převodovky společnosti Wikov MGI a. s.,
- navrhnout možná koncepční řešení rozvodu maziva pro vybranou převodovku společnosti Wikov MGI a. s.,
- navrhnout konstrukční řešení rozvodů maziva k jednotlivým mazacím místům vybrané převodovky,
- provést základní návrhové výpočty související s dimenzováním rozvodů maziva.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

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

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<https://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering tribology. 3rd ed. Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 0750678364.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2025/26

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem rozvodu maziva v nízkotlakém oběhovém mazacím systému průmyslové převodovky společnosti Wikov MGI a. s. Cílem práce je navrhnout technicky realizovatelné řešení, které zajistí přívod maziva k vybraným mazaným místům převodovky a současně bude respektovat požadavky na jednoduchost, spolehlivost a provozní využitelnost systému.

Práce nejprve shrnuje základní principy mazání převodovek, konstrukční možnosti oběhových mazacích systémů a požadavky ovlivňující návrh rozvodu maziva. Na základě těchto poznatků jsou posouzeny možné varianty řešení a zvolena vhodná koncepce pro danou aplikaci.

Vybrané řešení je následně rozpracováno do podoby konstrukčního návrhu rozvodu maziva. Výsledkem práce je technicky použitelný návrh nízkotlakého oběhového rozvodu maziva, který může sloužit jako podklad pro zpracování výrobní a montážní dokumentace.

KLÍČOVÁ SLOVA

nízkotlaké oběhové mazání, rozvod maziva, průmyslová převodovka, mazací systém, konstrukční návrh, výkonové ztráty

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of lubricant distribution in a low-pressure circulating lubrication system for an industrial gearbox produced by Wikov MGI a. s. The aim of the thesis is to propose a technically feasible solution that ensures lubricant supply to selected lubrication points of the gearbox while respecting the requirements for simplicity, reliability and practical applicability of the system.

The thesis first summarizes the basic principles of gearbox lubrication, design options of circulating lubrication systems and requirements affecting the design of lubricant distribution. Based on this knowledge, possible solution variants are assessed and a suitable concept for the given application is selected.

The selected solution is then developed into a structural design of the lubricant distribution system. The result of the thesis is a technically applicable design of a low-pressure circulating lubricant distribution system, which can serve as a basis for the preparation of manufacturing and assembly documentation.

KEYWORDS

low-pressure circulating lubrication, lubricant distribution, industrial gearbox, lubrication system, structural design, power loss

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STŘEDA, Petr. *Návrh rozvodu maziva v nízkotlakém oběhovém mazacím systému převodovky*. Brno, 2026. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Milan Omasta, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce, doc. Ing. Milanu Omastovi, Ph.D., za odborné vedení, cenné rady a věcný přístup během zpracování této práce.

Mé poděkování patří také společnosti Wikov MGI a. s. za umožnění zpracování bakalářské práce na reálném technickém problému a za poskytnutí potřebných podkladů. Zvláště bych rád poděkoval panu Ing. Martinu Cvikýřovi za ochotu, konzultace a technické podklady, které byly pro zpracování práce velmi přínosné.

Dále bych rád poděkoval panu Jiřímu Hánovi za praktické rady z oblasti mazání převodovek, odborné konzultace a pomoc při práci s výpočetním softwarem.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením pana doc. Ing. Milana Omasty, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	14
2	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	15
2.1	Oběhové mazací systémy převodovek	15
2.2	Další způsoby mazání převodových mechanismů	16
2.2.1	Mazání broděním a rozstříkem oleje	17
2.2.2	Mazání olejovou mlhou	18
2.2.3	Kombinované způsoby mazání	19
2.3	Vybraná konstrukční řešení mazacích systémů průmyslových převodovek	19
2.3.1	Příklad mazacího systému převodovky společnosti Wikov MGI	19
2.3.2	Kompaktní oběhový mazací systém	21
2.3.3	Hadicový rozvod maziva	22
2.3.4	Kovový potrubní rozvod maziva	23
2.3.5	Zhodnocení vybraných konstrukčních znaků mazacích systémů	24
2.4	Konstrukční prvky oběhového mazacího systému převodovek	25
2.4.1	Zdroj a doprava maziva	25
2.4.2	Potrubní rozvody maziva	26
2.4.3	Uchycení potrubních rozvodů k převodové skříni	27
2.4.4	Šroubení, armatury a spojovací prvky	28
2.4.5	Rozdělovače a dávkovací prvky	30
2.4.6	Mazací trysky a výstupy	31
2.4.7	Olejoyé filtry	32
2.4.8	Olejoyé chladiče	33
2.4.9	Olejoyé ohříváče	34
2.4.10	Konstrukční zásady návrhu rozvodu maziva	34
2.5	Tribologické požadavky a mezní stavy převodovek	35
2.5.1	Nekonformní kontakty a elastohydrodynamické mazání	35
2.5.2	Tření a opotřebení v převodových mechanismech	37
2.5.3	Zadírání a jeho příčiny	37
2.5.4	Vliv teploty a viskozity maziva	38
2.5.5	Shrnutí tribologických požadavků	40
3	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	41
3.1	Shrnutí rešerše a východiska návrhu	41
3.2	Vymezení řešené aplikace a návrhového problému	41
3.3	Cíl práce	42

3.4	Definice parametrů zadání	43
4	KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ	46
4.1	Východiska koncepčního návrhu	46
4.2	Návrh koncepčních variant mazacího systému	47
4.2.1	Varianta A – Oběhové mazání s prvky pro řízení průtoku	47
4.2.2	Varianta B – Plně oběhové mazání	48
4.2.3	Varianta C – Kombinované mazání ozubení a ložiskových uzlů	48
4.3	Kritéria hodnocení koncepčních variant	49
4.4	Multikriteriální hodnocení variant	50
4.5	Výběr koncepčního řešení	53
5	KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	54
5.1	Vstupní podmínky a metodika návrhu mazání	54
5.2	Analytický výpočtový model převodovky	57
5.3	Analytický výpočet zatížení ložiskových uzlů	60
5.3.1	Označení a poloha ložiskových uzlů	61
5.3.2	Výpočtový model hřídelí a uvažovaná zjednodušení	62
5.3.3	Stanovení reakcí v ložiskových podporách	63
5.3.4	Výsledné zatížení ostatních ložiskových uzlů převodovky	65
5.3.5	Kontrola zatížení ložiskových uzlů v programu KISSsoft	65
5.4	Analytické stanovení ztrátového výkonu převodovky	67
5.4.1	Ztrátový výkon ložiskových uzlů	67
5.4.2	Orientační ztrátový výkon v ozubení	69
5.4.3	Ostatní ztráty převodovky	70
5.4.4	Celkové orientační ztráty převodovky	71
5.4.5	Dílčí závěr a návaznost na výpočet v KISSsoftu	72
5.5	Softwarové zpřesnění ztrátového výkonu v programu KISSsoft	73
5.5.1	Vstupní nastavení výpočtu	74
5.5.2	Normový výpočet podle DIN 3990	75
5.5.3	Kontaktní analýza ozubení	76
5.5.4	Porovnání analytického výpočtu a výpočtu v KISSsoftu	77
5.5.5	Dílčí závěr	79
5.6	Tepelná bilance převodovky a stanovení potřebného průtoku oleje	80
5.6.1	Výchozí ztrátový výkon převodovky	80
5.6.2	Odvod tepla povrchem skříně převodovky	81
5.6.3	Výkon odváděný olejovým okruhem	82

5.6.4	Výpočet potřebného průtoku oleje	82
5.6.5	Kontrola bez uvažování odvodu tepla skříní	84
5.6.6	Dílčí závěr	84
5.7	Rozdělení průtoku oleje do mazacích větví a návrh potrubního rozvodu	85
5.7.1	Metodika rozdělení průtoku	86
5.7.2	Navržené rozdělení průtoku	87
5.7.3	Návrh potrubního rozvodu	88
5.7.4	Umístění výstupních trysek	89
5.7.5	Zjednodušení návrhu z hlediska tlakových ztrát	90
5.7.6	Dílčí závěr	91
5.8	Konstrukční provedení mazacího rozvodu	92
5.8.1	Pasivní rozdělovač maziva	92
5.8.2	Volba potrubí a rozdělení větví	93
5.8.3	Volba šroubení a přípojovacích prvků	94
5.8.4	Uchycení potrubí ke skříní převodovky	95
5.8.5	Uchycení rozdělovače	96
5.8.6	Vratný vývod oleje ze skříně	96
5.8.7	CAD model navrženého rozvodu	97
5.8.8	Zhodnocení konstrukčního provedení	98
6	DISKUZE	99
7	ZÁVĚR	101
8	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	103
9	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	106
10	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	111
11	SEZNAM TABULEK	113
12	SEZNAM PŘÍLOH	114

1 ÚVOD

Převodovky představují významnou součást pohonných soustav, jejichž úkolem je přizpůsobit otáčky a točivý moment hnacího stroje požadavkům poháněného zařízení. Přenos výkonu se uskutečňuje prostřednictvím ozubených kol uložených na hřídelích a v ložiscích. Správná funkce těchto uzlů je přímo závislá na vhodném mazání, které omezuje tření, opotřebení a tepelné zatížení, a tím přispívá k provozní spolehlivosti a životnosti převodovky.

U průmyslových převodovek se často používají oběhové mazací systémy, které umožňují řízený přívod maziva k vybraným funkčním místům převodovky. Funkčnost takového systému není dána pouze volbou maziva nebo čerpadla, ale také konstrukčním řešením rozvodu. Uspořádání potrubních větví, spojovacích a rozdělovacích prvků ovlivňuje tlakové ztráty, rovnoměrnost přívodu maziva, montážní náročnost i servisní přístupnost systému.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem rozvodu maziva v nízkotlakém oběhovém mazacím systému převodovky společnosti Wikov MGI a. s. Vzhledem k průmyslovému zaměření těchto převodovek je nutné při návrhu zohlednit požadavky na provozní spolehlivost, technickou realizovatelnost, montážní jednoduchost a přístupnost systému pro údržbu. Práce se proto zaměřuje zejména na návrh vhodného konstrukčního uspořádání rozvodu maziva k vybraným mazaným místům převodovky.

V první části práce je zpracován přehled současného stavu poznání v oblasti mazání převodovek. Pozornost je věnována oběhovým mazacím systémům, vybraným alternativním způsobům mazání, konstrukčním prvkům rozvodů maziva a základním tribologickým požadavkům. Tyto poznatky tvoří podklad pro analýzu řešeného problému, formulaci cíle práce a vymezení vstupních parametrů návrhu.

Na základě provedené analýzy jsou následně navrženy a porovnány koncepční varianty řešení. Vybraná varianta je dále rozpracována v konstrukční části práce, která se zaměřuje na uspořádání rozvodu maziva, volbu potrubních větví, spojovacích a rozdělovacích prvků a na orientační návrhové výpočty. Návrh čerpadla, velikosti olejové nádrže a dalších hlavních prvků mazací jednotky není předmětem této práce.

Z hlediska obsahového pojetí má práce rešeršně-syntetický základ s navazujícími prvky konstrukčního návrhu. Vzhledem k tomu, že výstupem práce bude konkrétní návrh rozvodu maziva pro řešenou převodovku, byla pro zpracování zvolena struktura odpovídající konstrukčně-vývojové práci. Výsledkem je návrh rozvodu maziva, který bude odpovídat požadavkům řešené průmyslové převodovky a může sloužit jako podklad pro zpracování výrobní a montážní dokumentace.

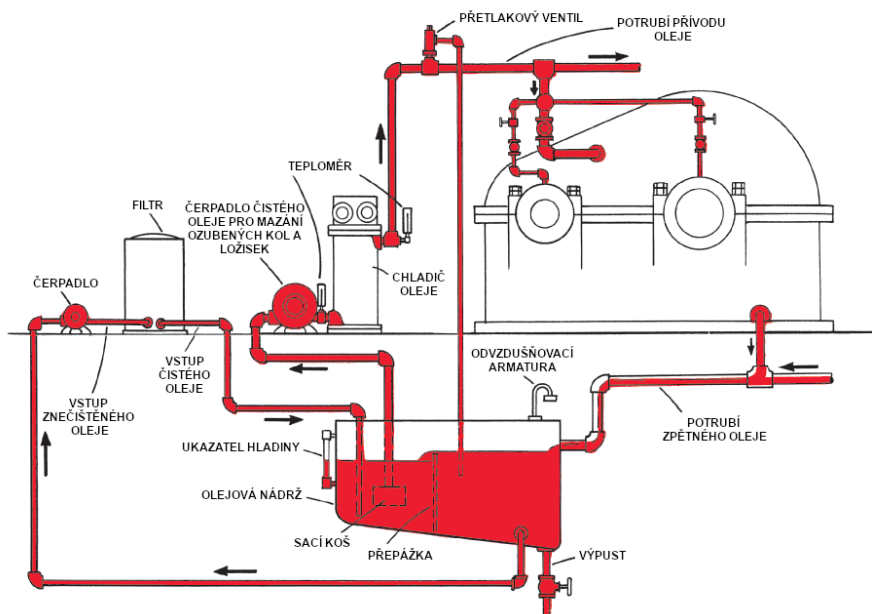
2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

2.1 Oběhové mazací systémy převodovek

Oběhové mazací systémy představují v průmyslové praxi jeden z běžně používaných způsobů mazání převodových mechanismů. Jejich hlavním úkolem je zajistit řízený a kontinuální přívod maziva k vybraným funkčním místům převodovky za různých provozních podmínek (1). Oproti jednodušším způsobům mazání umožňují lepší kontrolu množství a směru přívodu maziva, a proto se uplatňují zejména u převodovek s vyššími nároky na provozní spolehlivost, tepelnou stabilitu a dlouhodobý provoz (2).

Princip oběhového mazání spočívá v cirkulaci maziva mezi zásobníkem, zdrojem průtoku a mazanými místy. Mazivo je ze zásobníku dopravováno pomocí čerpadla do rozvodného systému a následně k jednotlivým mazacím bodům. Po splnění své funkce se vrací zpět do zásobníku, čímž je vytvořen uzavřený oběh (1). Tento princip umožňuje opakované využití maziva a zároveň vytváří podmínky pro jeho filtraci, chlazení a kontrolu základních provozních parametrů, zejména teploty a čistoty (1). Díky tomu lze zajistit stabilní mazací podmínky i při dlouhodobém provozu převodovky.

Na obrázku 2-1 je znázorněno typické konstrukční řešení tlakového oběhového mazacího systému s oddělenou olejovou nádrží, filtrací a chlazením oleje. Olej je ze zásobníku nasáván čerpadlem a veden přes filtrační a chladicí prvky do rozvodného systému, odkud je přiváděn k mazaným uzlům převodovky. Po průchodu mazanými místy se vrací zpět do nádrže, kde dochází k jeho uklidnění a částečnému oddělení nečistot. Součástí systému bývá také přetlakový ventil, který slouží k udržení požadovaného tlaku v okruhu (2).



Obr. 2-1 Tlakový oběhový mazací systém (1)

Mazivo v převodovkách plní několik funkcí důležitých pro jejich spolehlivý provoz. V kontaktech ozubení a ložisek vytváří mazací film, který omezuje tření a přímý kontakt styčných povrchů (3). Zároveň odvádí část tepla vznikajícího třecími ztrátami a přenosem výkonu, čímž přispívá ke stabilizaci provozní teploty převodovky (4). Proudící mazivo také odplavuje nečistoty a otěrové částice z funkčních oblastí, a tím omezuje abrazivní opotřebení převodového systému (5).

Ve srovnání s jednoduchými rozstřikovými systémy umožňuje oběhové mazání přesnější řízení množství a způsobu přívodu maziva k jednotlivým mazacím místům (1). Z tohoto důvodu se využívá zejména u převodovek s vyššími přenášenými výkony, vyššími otáčkami nebo zvýšenými požadavky na provozní spolehlivost, kde je nutné zajistit stabilní mazací podmínky v širším provozním rozsahu (6).

Konstrukční uspořádání oběhového mazacího systému se může lišit podle požadavků konkrétní aplikace. Jednodušší systémy mohou využívat nízkotlaké čerpání a pasivní rozvod maziva, zatímco složitější řešení mohou obsahovat regulační prvky nebo aktivní řízení průtoku. Volba konkrétní koncepce proto závisí na provozních podmínkách převodovky, požadavcích na spolehlivost a ekonomických aspektech návrhu (1).

V průmyslové praxi se lze setkat i s oběhovými mazacími systémy, jejichž konstrukční uspořádání nebo volba komponent neodpovídá skutečným požadavkům dané aplikace. Problémem tedy nemusí být samotná úroveň provozního tlaku, ale spíše nevhodné dimenzování, uspořádání prvků a jejich součinnost v rámci celého rozvodu maziva (6).

Návrh mazacího systému proto nespočívá pouze ve snížení provozního tlaku, ale především v racionálním návrhu nízkotlakého oběhového systému jako celku. Důležité je zejména vhodné uspořádání komponent, správné dimenzování rozvodu a vzájemná součinnost jednotlivých prvků systému (2). Takto pojatý návrh směřuje k technicky vhodnému řešení, které může při zachování požadované mazací funkce převodovky přispět ke zvýšení provozní efektivity a ke snížení energetické náročnosti mazacího systému (5).

Tato kapitola vytváří teoretický rámec pro následující část práce, ve které jsou rozebrány vybrané způsoby mazání převodových mechanismů a jejich význam pro návrh nízkotlakého oběhového mazacího systému.

2.2 Další způsoby mazání převodových mechanismů

Tato kapitola navazuje na obecný popis oběhových mazacích systémů a zaměřuje se na vybrané principy přívodu maziva k mazaným místům převodovky. Jednotlivé způsoby mazání se odlišují zejména mírou řízení přívodu maziva, závislostí na provozních

podmínkách a nároky na konstrukční uspořádání převodovky (2).

V praxi se kromě samostatných principů často používají také kombinovaná řešení, která umožňují přizpůsobit mazání rozdílným požadavkům jednotlivých funkčních uzlů při zachování přiměřené konstrukční složitosti (1).

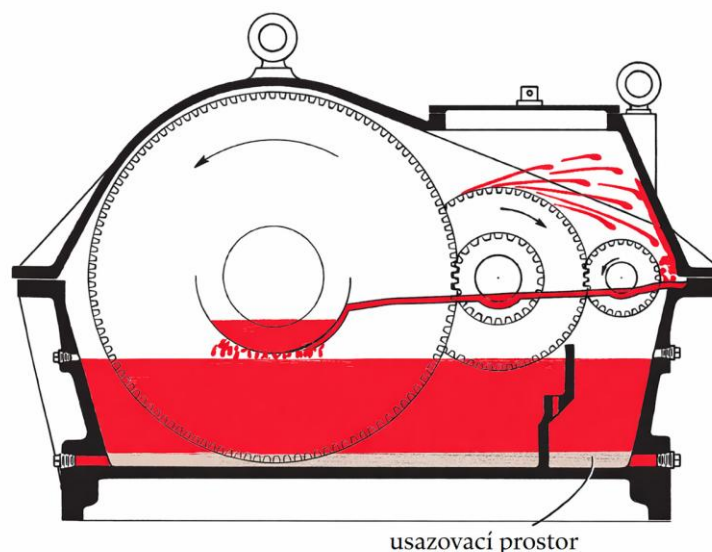
Přehled těchto způsobů slouží jako podklad pro následné posouzení vhodné koncepce mazacího systému řešené převodovky.

2.2.1 Mazání broděním a rozstříkem oleje

Brodící a rozstříkové mazání patří mezi konstrukčně nejjednodušší způsoby mazání převodovek. Princip spočívá v částečném ponoření vybraných ozubených kol do olejové lázně, přičemž rotující kola nabírají olej a rozstříkují jej na okolní funkční plochy převodovky (2). Takto může být mazivo přiváděno nejen k ozubení, ale také k dalším mazaným místům, například prostřednictvím zachytávacích žlabů nebo vnitřních kanálků.

Výhodou tohoto způsobu mazání je jednoduchá konstrukce, protože nevyžaduje samostatné čerpadlo ani složitý potrubní rozvod. Omezením je naopak menší možnost řízení množství a směru přívodu maziva k jednotlivým místům. Při vyšších otáčkách mohou narůstat hydrodynamické ztráty a aerace oleje, zatímco při nízkých otáčkách může být přívod maziva do některých oblastí nedostatečný (7).

Na obr. 2-2 je znázorněn princip mazání broděním a rozstříkem oleje. Ozubené kolo částečně ponořené v olejové lázni nabírá mazivo a vlivem rotace jej rozstříkuje do vnitřního prostoru převodovky. Olej je následně zachytáván na vnitřních plochách skříně, případně ve žlabech a kanálcích, odkud může být přiváděn k dalším mazaným uzlům. Přebytečné mazivo stéká zpět do olejové lázně (2).



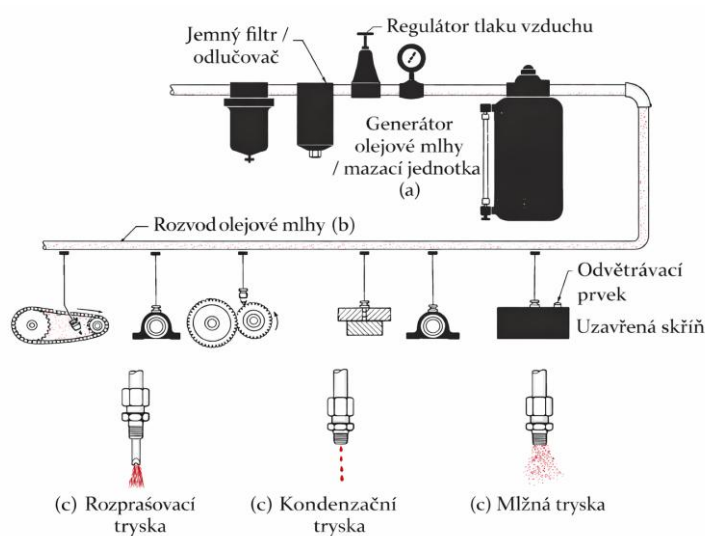
Obr. 2-2 Brodicí a rozstříkové mazání převodovky (2)

2.2.2 Mazání olejovou mlhou

Mazání olejovou mlhou je způsob přívodu maziva, při kterém je olej atomizován proudem stlačeného vzduchu na jemné kapky a následně unášen prouděním k mazaným místům. Tento princip umožňuje centrální přípravu olejové mlhy a její rozvod potrubím k jednotlivým funkčním uzlům stroje (2).

Správná funkce systému závisí zejména na velikosti olejových kapek a jejich schopnosti zůstat rozptýlené ve vzdušném proudu. V místě mazání dochází vlivem turbulence, změny rychlosti proudění nebo kontaktu s povrchem ke spojování kapek a jejich částečné kondenzaci, čímž se na mazaných plochách vytváří olejový film (8).

Princip centrálního systému mazání olejovou mlhou s generátorem mlhy, rozvodem a aplikačními tryskami je schematicky znázorněn na obr. 2-3.



Obr. 2-3 Mazání olejovou mlhou (2)

V závislosti na charakteru mazaného uzlu a jeho provozních podmínkách může být olejová mlha v místě aplikace částečně nebo zcela kondenzována. U ložisek s vyššími otáčkami bývá využívána pouze částečná kondenzace, při které vzniká velmi tenký mazací film s nízkými ztrátami. Při mazání ozubení je naopak zpravidla nutná vyšší míra kondenzace olejové mlhy, aby byl zajištěn dostatečný přívod maziva do oblasti záběru ozubených kol, kde dochází k intenzivnějšímu míchání maziva (2).

Mazání olejovou mlhou vykazuje několik specifických výhod, mezi které patří nízká spotřeba maziva, omezení hydrodynamických ztrát a možnost snížení provozních teplot mazaných uzlů. Mírný přetlak v rozvodném systému může zároveň působit proti vnikání nečistot a vlhkosti do skříní převodovek nebo ložiskových uložení. Tyto vlastnosti vedly k

využití olejové mlhy v řadě průmyslových aplikací, zejména tam, kde jsou požadovány nízké ztráty a spolehlivý přívod malého množství maziva (9).

Z hlediska řešeného návrhového problému představuje mazání olejovou mlhou technicky zajímavou, avšak konstrukčně náročnější alternativu. Jeho přínosem může být zejména nízká spotřeba maziva, omezení ztrát vznikajících mícháním oleje a možnost přívodu malého množství maziva do vybraných funkčních uzlů. Na druhé straně by použití tohoto principu vyžadovalo přesné řízení tvorby olejové mlhy, zajištění těsnosti rozvodů a spolehlivou kondenzaci maziva v místě aplikace. Pro další návrh proto není vhodné tento princip předem vyloučit, ale je nutné jej posuzovat s ohledem na vyšší konstrukční a provozní náročnost ve srovnání s klasickým nízkotlakým oběhovým mazáním.

2.2.3 Kombinované způsoby mazání

V průmyslové praxi se často využívají kombinované způsoby mazání, které spojují více principů přívodu maziva v rámci jednoho převodového zařízení. Typickým příkladem je kombinace brodicího nebo rozstříkového mazání ozubení s řízeným přívodem maziva k vybraným uzlům převodovky, zejména k ložiskovým uložením (1).

Výhodou kombinovaného řešení je možnost přizpůsobit způsob mazání rozdílným požadavkům jednotlivých funkčních částí převodovky. Ozubená kola mohou být mazána převážně olejem rozstříkovaným z olejové lázně, zatímco ložiska nebo jiná kritická místa mohou být zásobována cíleným přívodem maziva. Tento přístup umožňuje zachovat přiměřenou konstrukční jednoduchost a současně lépe reagovat na rozdílné tribologické podmínky jednotlivých uzlů (8).

Z hlediska návrhu mazacího systému je proto vhodné kombinované způsoby mazání uvažovat jako jednu z možných koncepčních variant. Jejich vhodnost však závisí na konkrétním uspořádání převodovky, poloze mazaných míst, provozních podmínkách a požadavcích na rozvod maziva.

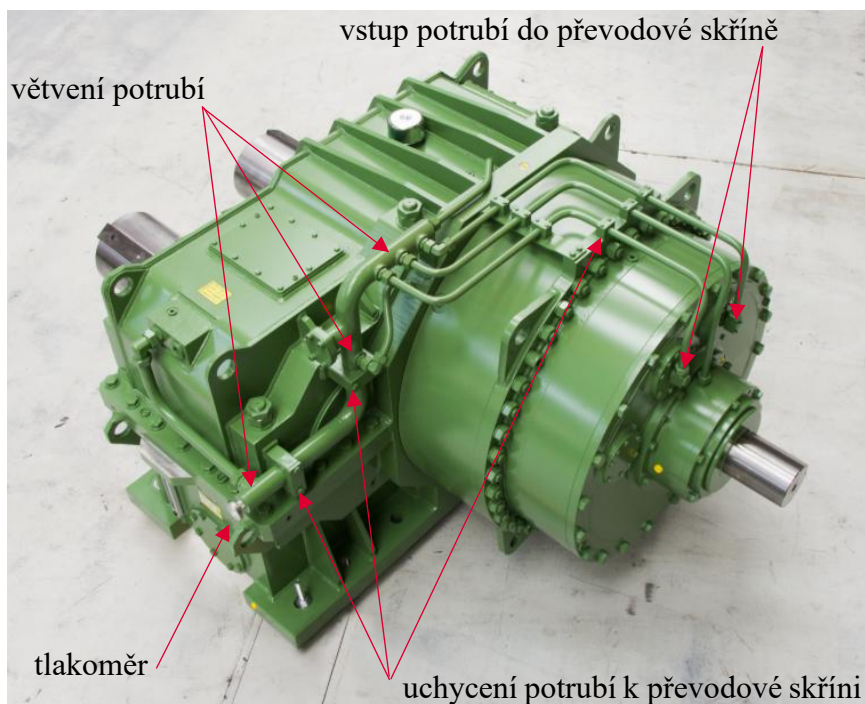
2.3 Vybraná konstrukční řešení mazacích systémů průmyslových převodovek

2.3.1 Příklad mazacího systému převodovky společnosti Wikov MGI

Jako příklad konstrukčního řešení mazacího systému převodovky společnosti Wikov MGI a. s. byla zvolena planetová převodovka řady Orbi-fleX®, jejíž popis je dostupný na oficiálních stránkách výrobce. Tento příklad je v práci využit především pro ilustraci

uspořádání vnějších prvků mazacího systému, zejména potrubních rozvodů, větvení, kontrolních prvků a způsobu uchycení potrubí ke skříni převodovky (10).

Výrobce u této převodovky zdůrazňuje význam správného mazání pro účinnost, spolehlivost a životnost převodovky. Současně je pro danou aplikaci doporučeno použití syntetického převodového oleje Mobil SHC Gear™ 320, který je určen pro průmyslové převodovky pracující při vysokém zatížení, rychlosti a teplotě (10).



Obr. 2-4 Ilustrace mazacího systému převodovky řady Orbi-fleX® (10)

Z obrázku je patrné, že mazací systém využívá ocelové potrubní rozvody vedené po vnějším povrchu převodové skříně. Potrubí slouží k dopravě maziva od zdroje tlakového oleje k jednotlivým mazacím místům a je rozděleno do několika větví podle požadavků mazaných uzlů. Důležitým konstrukčním prvkem jsou vstupy potrubí do převodové skříně, které umožňují přechod maziva z vnější části rozvodu do vnitřního prostoru převodovky.

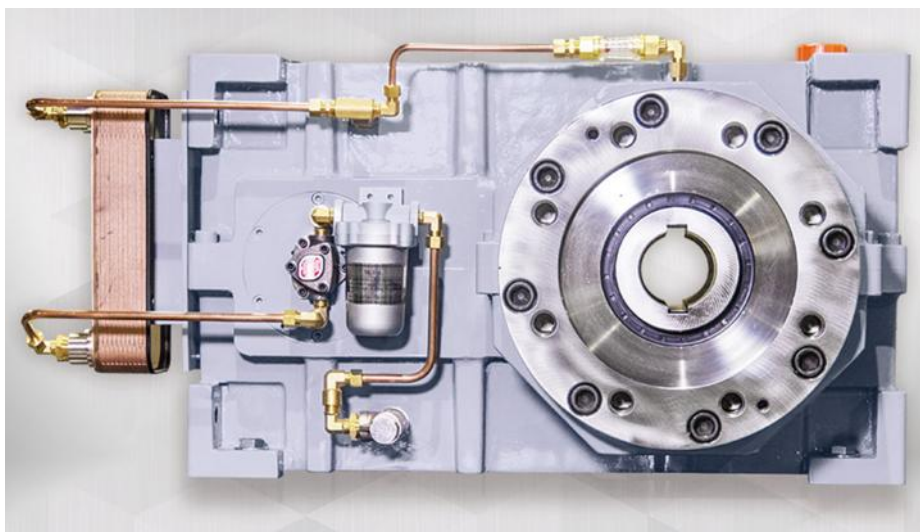
V místech změny směru proudění a rozdělení průtoku jsou použity spojovací a větvicí prvky. Tyto prvky zajišťují návaznost jednotlivých potrubních úseků a současně ovlivňují hydraulické poměry v rozvodu. Součástí systému je také tlakoměr, který umožňuje kontrolu provozního tlaku maziva a slouží jako jednoduchý diagnostický prvek pro ověření funkce mazacího okruhu.

Potrubí je ke skříni převodovky uchyceno pomocí potrubních objímek, pravděpodobně normalizovaného typu. Tyto prvky zajišťují polohovou stabilitu rozvodu, omezují přenos vibrací a snižují riziko únavového namáhání potrubí a spojů. Z hlediska návrhu rozvodu maziva je tento příklad důležitý zejména tím, že ukazuje typické použití vnějších potrubních

větví, větvicích prvků, kontrolního tlakoměru a mechanického uchycení potrubí u průmyslové převodovky.

2.3.2 Kompaktní oběhový mazací systém

Na obr. 2-5 je uveden příklad kompaktního oběhového mazacího systému průmyslové převodovky určené pro extruzní technologii. Z dostupného vyobrazení je patrné, že mazací systém je řešen jako nízkotlaký oběhový okruh, u kterého těleso převodovky současně plní funkci olejové nádrže. Toto uspořádání umožňuje zjednodušit konstrukci celého systému, protože není nutné použít samostatnou externí olejovou nádrž (11).



Obr. 2-5 Kompaktní oběhový mazací systém převodovky pro extruzní technologii (11)

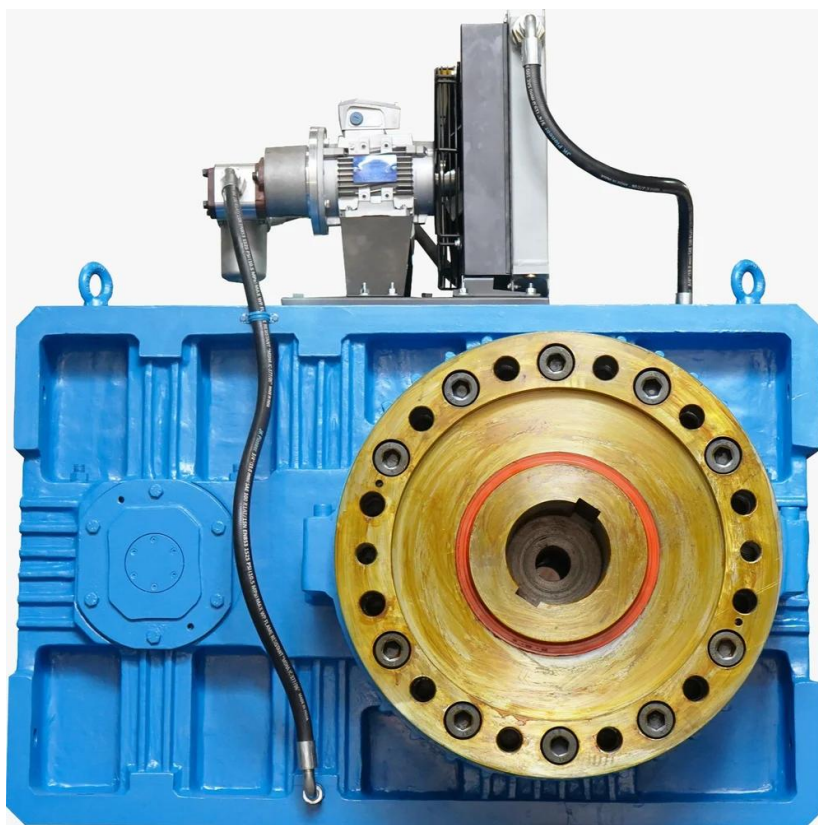
Významným konstrukčním znakem tohoto řešení je použití zubového čerpadla poháněného přímo vstupní hřídelí převodovky. Výhodou takového uspořádání je kompaktnost a menší počet samostatných konstrukčních prvků, protože čerpadlo nevyžaduje vlastní elektromotor. Mazivo je ze spodní části skříně dopravováno přes filtrační a chladič člen a následně přiváděno k mazaným místům převodovky.

Omezením tohoto řešení je závislost průtoku maziva na otáčkách vstupní hřídele. Při změně provozního režimu se tedy může měnit také množství maziva dodávaného do systému, což snižuje možnost nezávislé regulace mazání podle okamžitých provozních požadavků. Tento princip je proto vhodný zejména pro aplikace s poměrně stabilními provozními podmínkami, kde není požadováno samostatné řízení průtoku maziva.

Z hlediska návrhu rozvodu maziva je tento příklad přínosný především jednoduchostí a prostorově úsporným uspořádáním. Ukazuje možnost integrace olejové nádrže do tělesa převodovky, využití mechanicky poháněného čerpadla a zařazení filtračního a chladičového členu do oběhového okruhu. Současně však upozorňuje na omezení systémů, u kterých není průtok maziva nezávislý na provozním režimu převodovky.

2.3.3 Hadicový rozvod maziva

Na obr. 2-6 je uveden příklad oběhového mazacího systému průmyslové převodovky s hadicovým rozvodem maziva. Těleso převodovky zde současně plní funkci olejové nádrže, ze které je mazivo odebíráno mechanicky poháněným čerpadlem a dále vedeno do mazacího okruhu. Toto uspořádání představuje kompaktní řešení, u něhož není nutné použít samostatnou externí olejovou nádrž (12).



Obr. 2-6 Oběhový mazací systém převodovky s hadicovým rozvodem (12)

Mazivo je po výstupu z čerpadla vedeno přes filtrační jednotku a následně přes deskový výměník tepla typu olej–voda. Filtrace slouží k zachycení nečistot a ořetových částic, zatímco výměník tepla umožňuje odvod tepla vznikajícího při provozu převodovky. Poté je mazivo přiváděno k jednotlivým mazaným místům pomocí tlakových hydraulických hadic.

Použití hadicového rozvodu je výhodné především z hlediska prostorové přizpůsobivosti. Hadice umožňují snadnější vedení maziva v omezeném nebo členitém prostoru a mohou částečně kompenzovat montážní nepřesnosti mezi jednotlivými částmi systému. Další výhodou je schopnost omezit přenos vibrací mezi převodovou skříní, potrubními prvky a pomocnými komponentami mazacího okruhu.

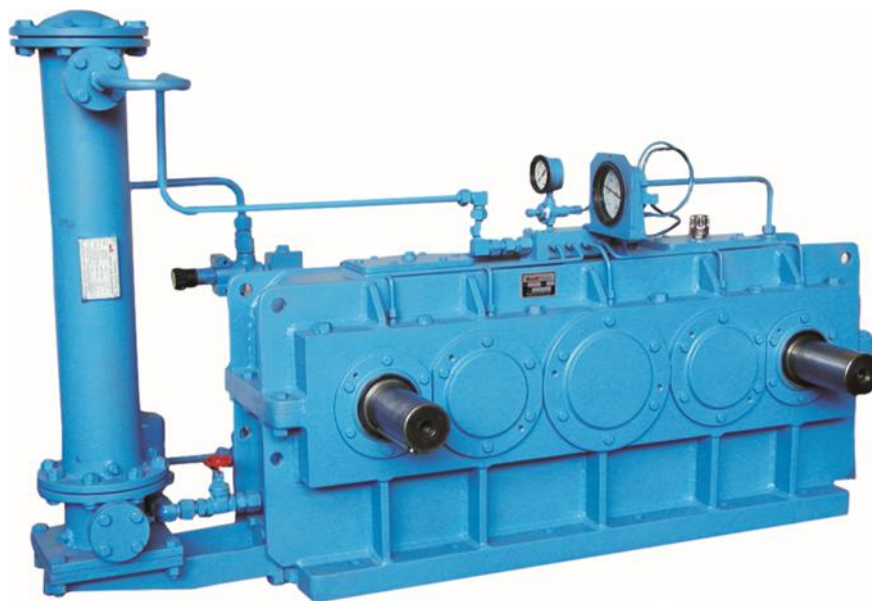
Nevýhodou hadicového rozvodu je nižší mechanická odolnost ve srovnání s kovovým potrubím. Hadice jsou citlivější na mechanické poškození, teplotní namáhání a postupné stárnutí materiálu. Z tohoto důvodu je nutné při jejich použití věnovat pozornost vhodnému

vedení, ochraně proti oděru, minimálním poloměry ohybu a pravidelné kontrole jejich technického stavu.

Z hlediska návrhu rozvodu maziva je tento příklad přínosný zejména tím, že ukazuje vhodnost pružných rozvodných prvků pro prostorově omezené nebo montážně náročnější části mazacího systému. Hadicový rozvod může být vhodný tam, kde je prioritou snadná montáž, servisní přístupnost a omezení přenosu vibrací. Pro dlouhodobě namáhané nebo mechanicky exponované části systému však může být vhodnější použití kovového potrubí.

2.3.4 Kovový potrubní rozvod maziva

Na obr. 2-7 je uveden příklad oběhového mazacího systému průmyslové převodovky s kovovým potrubním rozvodem maziva. Převodovka je určena pro mechanicky a tepelně náročnější průmyslovou aplikaci, u které je kladen důraz na provozní spolehlivost, mechanickou odolnost a stabilní přívod maziva k funkčním uzlům. Mazací systém je řešen jako nízkotlaký oběhový okruh, přičemž těleso převodovky současně plní funkci olejové nádrže (13).



Obr. 2-7 Oběhový mazací systém převodovky s kovovým potrubním rozvodem (13)

Mazivo je z olejové nádrže dopravováno mechanicky poháněným čerpadlem přes filtrační jednotku a deskový výměník tepla typu olej–voda. Filtrační jednotka slouží k zachycení nečistot a otěrových částic, zatímco výměník tepla umožňuje odvod tepla vznikajícího při provozu převodovky. Následně je mazivo rozváděno k jednotlivým mazaným místům, zejména k ložiskům a ozubeným kolům.

Rozvod maziva je v tomto případě proveden pomocí kovového potrubí. Toto řešení je vhodné především pro aplikace, u kterých se předpokládá vyšší mechanické namáhání, působení vibrací nebo zvýšené teplotní zatížení. Kovové potrubí vykazuje ve srovnání s

pružnými hadicemi vyšší tvarovou stálost, lepší mechanickou odolnost a delší životnost při správném návrhu a uchycení.

Nevýhodou kovového potrubního rozvodu je menší prostorová přizpůsobivost a vyšší náročnost montáže. Potrubní trasy musí být navrženy s ohledem na skutečné prostorové možnosti převodovky, polohu připojovacích míst a možnost uchycení ke skříni. Důležité je také vhodně řešit změny směru potrubí, počet spojovacích prvků a kompenzaci vibrací nebo teplotní dilatace, aby nedocházelo k nadměrnému namáhání spojů.

Z hlediska návrhu rozvodu maziva je tento příklad přínosný zejména tím, že ukazuje vhodnost kovového potrubí pro provozně náročné aplikace. Takové řešení může být výhodné tam, kde je požadována vysoká mechanická odolnost, dlouhodobá spolehlivost a pevně definované vedení maziva. Současně však vyžaduje pečlivější návrh potrubních tras, uchycení a spojovacích prvků než hadicový rozvod.

2.3.5 Zhodnocení vybraných konstrukčních znaků mazacích systémů

Uvedené příklady ukazují, že konstrukční řešení mazacího systému je vždy úzce svázáno s charakterem převodovky, provozními podmínkami a prostorovými možnostmi zástavby. Z hlediska návrhu rozvodu maziva jsou podstatné zejména způsob dopravy oleje, provedení potrubních nebo hadicových větví, umístění filtračních a chladicích prvků a možnost kontroly provozního stavu systému.

U kompaktních oběhových mazacích systémů se často uplatňuje integrace olejové nádrže přímo do tělesa převodovky. Toto řešení snižuje počet samostatných částí systému a přispívá k prostorově úspornému uspořádání. Výhodou může být také použití mechanicky poháněného čerpadla, které nevyžaduje samostatný elektromotor. Nevýhodou je však závislost průtoku maziva na otáčkách převodovky, což omezuje možnost nezávislého řízení mazání při změně provozních podmínek.

Z hlediska provedení rozvodu se u sledovaných řešení objevují jak pružné hadice, tak kovové potrubí. Hadicové rozvody jsou výhodné zejména v místech s omezeným prostorem, vyššími montážními nepřesnostmi nebo potřebou omezení přenosu vibrací. Umožňují jednodušší montáž a lepší přizpůsobení skutečné zástavbě, jejich nevýhodou je však nižší mechanická odolnost, omezená životnost a citlivost na stárnutí materiálu.

Kovové potrubní rozvody jsou naopak vhodné zejména pro provozně náročnější aplikace, kde je požadována vyšší mechanická odolnost, tvarová stálost a dlouhodobá spolehlivost. Jejich nevýhodou je menší prostorová přizpůsobivost a vyšší náročnost návrhu potrubních tras, uchycení a spojovacích prvků. Při správném návrhu však představují robustní a technicky vhodné řešení pro průmyslové převodovky s vyššími požadavky na provozní spolehlivost.

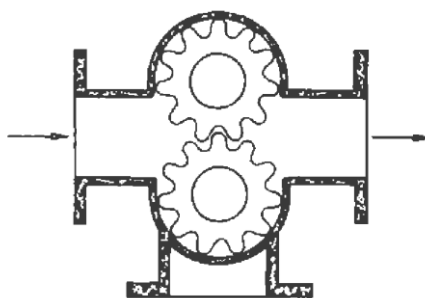
Z porovnání příkladů vyplývá, že pro návrh nízkotlakého oběhového mazacího systému není rozhodující pouze samotný princip dopravy maziva, ale především celkové uspořádání rozvodu. Důležitý je počet větví, délka potrubních tras, počet spojovacích a větvicích prvků, způsob uchycení, servisní přístupnost a možnost kontroly provozního tlaku. Tyto poznatky budou dále využity při formulaci návrhových požadavků a při hodnocení koncepčních variant mazacího systému.

2.4 Konstrukční prvky oběhového mazacího systému převodovek

Oběhový mazací systém je tvořen souborem prvků, které zajišťují dopravu, úpravu a rozvod maziva k jednotlivým mazacím místům převodovky. Z hlediska návrhu rozvodu maziva jsou důležité zejména potrubní větve, spojovací a větvicí prvky, rozdělovače, mazací výstupy a prvky ovlivňující čistotu a teplotu oleje. Tato kapitola shrnuje konstrukční prvky, které mají přímý vliv na uspořádání nízkotlakého oběhového mazacího systému a na následný návrh rozvodu maziva.

2.4.1 Zdroj a doprava maziva

Základním prvkem oběhového mazacího systému je zdroj průtoku maziva, nejčastěji čerpadlo. Jeho úkolem je zajistit dostatečný průtok a tlak oleje pro překonání hydraulických odporů v potrubním rozvodu a pro přívod maziva k jednotlivým mazacím místům. V průmyslových převodovkách se pro tyto účely běžně používají objemová čerpadla, zejména zubová nebo lamelová.



Obr. 2-8 Schématický řez zubovým čerpadlem (1)

Zubová čerpadla jsou využívána především pro svou konstrukční jednoduchost, provozní spolehlivost a schopnost pracovat s oleji vyšší viskozity. Lamelová čerpadla mohou poskytovat rovnoměrnější průtok a tišší chod, jsou však citlivější na znečištění maziva (2).

Při návrhu oběhového mazacího systému je nutné věnovat pozornost také sací větvi čerpadla. U převodových olejů s vyšší viskozitou, například ISO VG 220, mohou při nízkých teplotách výrazně narůstat tlakové ztráty v sacím potrubí. Nevhodně navržená sací větev může vést ke zhoršení plnění čerpadla, zvýšenému podtlaku a vzniku kavitace. Z tohoto důvodu má být sací potrubí co nejkratší, s dostatečným vnitřním průměrem a s minimálním počtem ohybů nebo místních odporů (10).

V rámci této práce není návrh čerpadla hlavním předmětem řešení. Uvedené poznatky však představují důležité okrajové podmínky pro návrh rozvodu maziva, protože dostupný průtok a tlak čerpadla určují možnosti dimenzování potrubních větví a rozdělení maziva k jednotlivým mazacím místům.

2.4.2 Potrubní rozvody maziva

Potrubní rozvody slouží k dopravě maziva od zdroje průtoku k jednotlivým mazacím místům převodovky a tvoří jednu z hlavních konstrukčních částí oběhového mazacího systému. Jejich návrh ovlivňuje zejména tlakové ztráty, rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve a výslednou funkci mazacího systému (14). Při návrhu je nutné zohlednit především délku potrubních tras, vnitřní průměr potrubí, počet změn směru a místní odpory způsobené spojovacími nebo větvicími prvky (15).

Zvláštní význam má návrh potrubí u nízkotlakých mazacích systémů, kde není k dispozici velká tlaková rezerva. Nevhodně zvolený průměr potrubí, nadměrná délka větví nebo velký počet tvarovek mohou vést k nerovnoměrnému zásobování jednotlivých mazacích míst. Z tohoto důvodu je vhodné navrhovat potrubní trasy co nejkratší, s plynulým vedením a s omezeným počtem změn směru proudění (15).

Důležitým požadavkem při realizaci potrubních rozvodů je jejich vnitřní čistota. Pro dosažení požadované životnosti valivých ložisek a dlouhodobé průchodnosti mazacích výstupů je nutné, aby byly vnitřní povrchy potrubí zbaveny nečistot již před montáží (16). U ocelových trubek se pro odstranění okují a korozních produktů používá například moření. Přítomnost pevných částic v mazacím systému může vést k abrazivnímu opotřebení ložiskových drah a k ucpávání malých průřezů v rozvodech nebo rozdělovačích (17). Z hlediska provozní spolehlivosti je proto vhodné usilovat o dosažení požadované třídy čistoty oleje podle ISO 4406.

Z hlediska materiálového provedení se v průmyslové praxi používají především kovové trubky, plastové trubky a pružné tlakové hadice. Bezešvé přesné ocelové trubky jsou rozšířené díky své mechanické pevnosti, tlakové odolnosti a dostupnosti v normalizovaných rozměrech podle EN 10305-4 (18). Trubky z nerezové oceli se používají zejména v prostředích se zvýšeným korozním namáháním nebo tam, kde jsou vyšší požadavky na čistotu média (19).

Měděné trubky se vyznačují dobrou tvárností a snadnou montáží v hůře přístupných místech, jejich nevýhodou však může být nižší mechanická odolnost a nepříznivý vliv mědi na oxidační stabilitu oleje při vyšších teplotách (3). Plastové trubky a hadice se používají především v nízkotlakých nebo kontrolních částech systému, kde může být výhodou jejich nízká hmotnost, jednoduchá montáž nebo průhlednost (20).

Pružné tlakové hadice se uplatňují zejména v místech vystavených vibracím, v napojení na pohyblivé nebo obtížně ustavitelné části systému a tam, kde je nutné kompenzovat montážní nepřesnosti. Jejich výhodou je prostorová přizpůsobivost a schopnost omezit přenos vibrací do potrubní sítě, nevýhodou je však vyšší hydraulický odpor, omezená životnost a citlivost na teplotní i mechanické namáhání (20).

Vnitřní průměr potrubí musí být navržen tak, aby rychlost proudění oleje nepřekračovala doporučené hodnoty pro danou část systému. Pro sací potrubí se obvykle uvažují nižší rychlosti proudění, přibližně 1 až 1,5 m/s, zatímco ve výtlačném potrubí mohou být přípustné vyšší hodnoty, přibližně 2 až 4 m/s (20). Dodržení vhodných rychlostí proudění omezuje nadměrné tlakové ztráty, aeraci oleje a riziko zhoršení sacích podmínek čerpadla (14).

Při návrhu potrubních tras je vhodné zohlednit také místa, ve kterých může docházet k nežádoucímu zavzdušnění nebo pění maziva. Zavzdušnění oleje může zhoršit sací podmínky a činnost čerpadla (14). Pění maziva zároveň může nepříznivě ovlivnit stabilitu přívodu oleje k mazaným místům a tím i výsledné mazací podmínky v převodovce (2). Z tohoto důvodu je vhodné omezovat prudké změny směru proudění, ostré dopady oleje do hladiny a místa s rizikem přisávání vzduchu.

Pro řešení nízkotlaký rozvod z toho vyplývá, že návrh potrubí nemá být posuzován pouze podle dostatečného průtočného průřezu, ale také podle celkového uspořádání jednotlivých větví. Při omezené tlakové rezervě může mít i rozdílná délka potrubí, počet tvarovek nebo změna směru proudění vliv na rozdělení průtoku mezi mazací místa. Návrh potrubních tras proto musí směřovat k co nejkratšímu a přehlednému vedení maziva, s omezením místních odporů a s ohledem na montážní i servisní přístupnost systému.

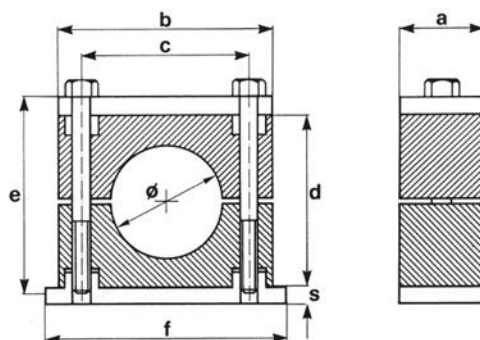
2.4.3 Uchycení potrubních rozvodů k převodové skříni

Při návrhu potrubních rozvodů maziva je nutné kromě volby materiálu, průměru a trasy potrubí zohlednit také způsob jejich uchycení k převodové skříni. Uchycení potrubí ovlivňuje polohovou stabilitu rozvodu, přenos vibrací, zatížení šroubení a možnost montáže nebo demontáže při údržbě. Nevhodně uchycené potrubí může být během provozu namáháno vibracemi nebo pohyby způsobenými teplotní dilatací, což může vést k netěsnostem nebo únavovému poškození.

Pro pevné uchycení kovových potrubních větví se v průmyslové praxi často používají potrubní objímky podle DIN 3015. Tyto objímky jsou určeny pro upevnění trubek, hadic a

kabelů a jsou dostupné v různých velikostech a materiálových provedeních (21). Jejich konstrukci obvykle tvoří dvoudílný upínací blok, upevňovací šrouby a základová nebo krycí deska. Montáž lze provést například pomocí přivařené základové desky, přišroubováním nebo uchycením do montážní lišty (22). Výhodou tohoto řešení je pevné, přehledné a standardizované vedení potrubí s možností použití pro různé průměry trubek.

Příklad konstrukčního provedení potrubní objímky podle DIN 3015 je uveden na Obr. 2-9.



Obr. 2-9 Potrubní objímka podle DIN 3015 (23)

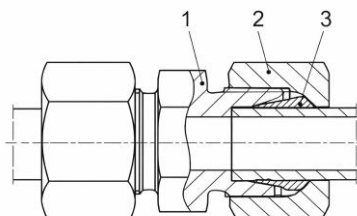
Jednodušší variantou jsou kovové příchytky podle DIN 1593, které umožňují přímé upevnění trubek nebo podobných prvků k podkladu (24). Jejich výhodou je jednoduchost a snadná montáž, omezením však může být menší tuhost uchycení a menší vhodnost pro složitější potrubní trasy. Další možnost představují P-spony podle DIN 3016, používané pro uchycení hydraulických trubek, hadic a kabelů. Při použití pryžové vložky mohou částečně omezovat otěr, hluk a vibrace (25). Jsou proto vhodné zejména pro kratší pomocná vedení nebo potrubí menších průměrů.

Z uvedených možností se pro hlavní kovové potrubní větve průmyslových mazacích systémů jeví jako vhodné zejména objímky podle DIN 3015, a to z důvodu jejich vyšší tuhosti, standardizovaného provedení a dobré montážní použitelnosti. Ostatní uvedené způsoby uchycení mohou být vhodné spíše pro méně namáhané, pomocné nebo prostorově omezené části rozvodu. Konkrétní volba způsobu uchycení však musí být provedena až s ohledem na skutečné uspořádání převodové skříně, trasu potrubí a dostupný montážní prostor.

2.4.4 Šroubení, armatury a spojovací prvky

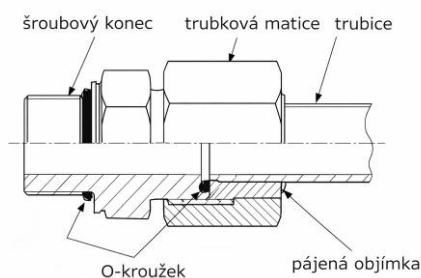
Šroubení, armatury a spojovací prvky slouží k propojení jednotlivých částí potrubního rozvodu a k napojení potrubí na další prvky mazacího systému. Jejich úkolem je zajistit těsné, mechanicky spolehlivé a montážně rozebíratelné spojení při provozních tlacích a teplotách mazacího systému. Z hlediska návrhu rozvodu maziva je nutné zohlednit nejen jejich pevnost a těsnost, ale také vliv na místní tlakové ztráty a průtočný průřez.

V nízkotlakých oběhových mazacích systémech převodovek se běžně používají normalizovaná šroubení, která umožňují spolehlivé připojení potrubí a opakovatelnou montáž. Častým řešením jsou šroubení s řezným kroužkem podle ISO 8434-1, využívající kuželový dosed 24°. Při dotažení převlečné matice se řezný kroužek zařízne do povrchu trubky a vytvoří mechanicky pevné a těsné spojení (26).



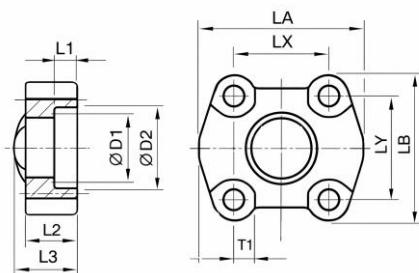
Obr. 2-10 Řez normalizovaným šroubením s kuželovým dosedem 24° a řezným kroužkem podle ISO 8434-1:
1 – těleso šroubení, 2 – převlečná matice, 3 – řezný kroužek (26)

Další možností jsou šroubení s čelním těsněním O-kroužkem podle ISO 8434-3, označovaná jako ORFS. Tato spojení využívají elastomerový těsnicí prvek umístěný na čelní ploše spoje. Jejich výhodou je dobrá těsnost, vhodnost pro vibračně namáhané aplikace a možnost opakované demontáže bez poškození kovových dosedacích ploch (27).



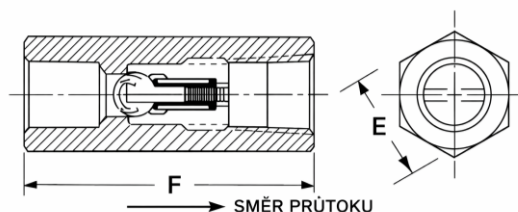
Obr. 2-11 Schéma šroubení s čelním těsněním O-kroužkem (ORFS) dle ISO 8434-3 (27)

Pro větší průměry potrubí nebo pro připojení hlavních prvků mazacího systému, například čerpadel, filtrů nebo chladičů, se používají také přírubové spoje. SAE přírubové spoje podle ISO 6162 umožňují robustní připojení potrubí při zachování dobré servisní přístupnosti a mechanické pevnosti spoje (28).



Obr. 2-12 SAE přírubová spojka s metrickými otvory dle ISO 6162-1/-2 (28)

Součástí potrubních rozvodů mohou být rovněž armatury, například uzavírací ventily, zpětné ventily, regulační prvky nebo pojistné prvky. Tyto komponenty umožňují řízení směru proudění, lokální odstavení části systému při údržbě nebo ochranu mazacího okruhu proti nežádoucím provozním stavům (29).



Obr. 2-13 Zpětný ventil používaný v potrubních rozvodech mazacích systémů – schematický řez:
E – rozměr přes šestihran, F – stavební délka ventilu (29)

U nízkotlakého oběhového systému je důležité, aby spojovací prvky a armatury nevytvářely zbytečná zúžení průtočného průřezu a nezpůsobovaly nadměrné místní tlakové ztráty. Nevhodná volba šroubení, tvarovek nebo ventilů může negativně ovlivnit rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve rozvodu, zejména pokud je tlaková rezerva systému omezená (15). Z tohoto důvodu je vhodné volit prvky s dostatečným vnitřním průřezem, jednoduchou montáží a dobrou servisní přístupností.

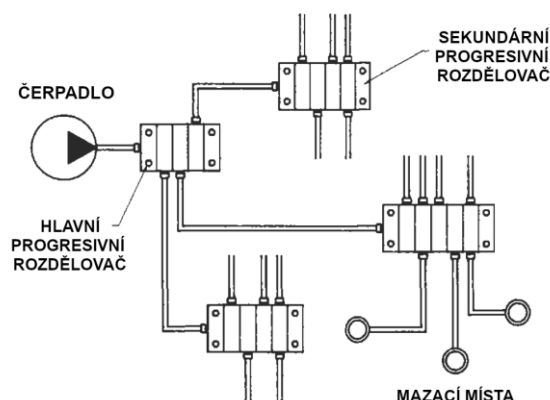
2.4.5 Rozdělovače a dávkovací prvky

Rozdělovače a dávkovací prvky slouží k rozdělení průtoku maziva mezi jednotlivá mazací místa převodovky. V nízkotlakových oběhových mazacích systémech mohou být využity pasivní rozdělovací prvky, které rozvádějí mazivo do více větví bez aktivní regulace průtoku. Rozdělení průtoku je v tomto případě ovlivněno geometrií rozdělovače a hydraulickými odpory navazujících potrubních větví (1).

Výhodou pasivních rozdělovačů je jednoduchá konstrukce, menší počet pohyblivých částí a dobrá provozní spolehlivost. Jejich nevýhodou je však závislost rozdělení průtoku na tlakových ztrátách jednotlivých větví. Pokud jsou větve rozdílně dlouhé nebo obsahují odlišný počet místních odporů, může docházet k nerovnoměrnému zásobování mazacích míst. Z tohoto důvodu je nutné při návrhu pasivního rozdělení věnovat pozornost délce větví, jejich vnitřnímu průměru a odporům spojovacích prvků.

Od pasivních rozdělovačů je vhodné odlišit dávkovací prvky, jejichž úkolem není pouze rozdělit proud maziva, ale také zajistit definovanou dávku maziva pro jednotlivá mazací místa. Jedním z používaných principů je progresivní rozdělování, při kterém je mazivo dávkováno do výstupních větví postupně v předem daném pořadí. Průtok maziva prochází přes jednotlivé dávkovací pístky rozdělovače a pohyb každého pístku je navázán na dokončení předchozího kroku (30).

Princip progresivního rozdělování maziva je schematicky znázorněn na obrázku níže. Mazivo je přiváděno do rozdělovače jedním vstupem a následně je postupně rozdělováno do jednotlivých výstupních větví, které vedou k jednotlivým mazaným uzlům, typicky ložiskům nebo ozubeným soukolím.



Obr. 2-14 Schematické znázornění progresivního rozdělovače maziva v jednopotrubním systému (1)

Významnou vlastností progresivních rozdělovačů je možnost kontroly funkce mazacího systému. Při ucpání některé větve nebo při poruše jednoho výstupu nedojde k dokončení pracovního cyklu rozdělovače, což může vést k nárůstu tlaku v přívodní větvi nebo k aktivaci signalizačního prvku. Tento princip je v průmyslové praxi využíván jako jednoduchý způsob sledování průchodnosti mazacích větví (30).

Pro návrh nízkotlakého oběhového systému je z uvedených principů podstatné zejména rozlišení mezi prostým rozdělením průtoku a přesným dávkováním maziva. Pasivní rozdělovače mohou být vhodné pro konstrukčně jednoduchý rozvod, pokud jsou jednotlivé větve navrženy s ohledem na jejich hydraulické odpory. Progresivní dávkovací prvky naopak umožňují lepší kontrolu funkce systému, ale současně zvyšují konstrukční složitost a nároky na dostupný tlak. Při volbě rozdělovacího prvku proto bude nutné posoudit, zda je pro řešenou převodovku důležitější jednoduchost a nízké tlakové ztráty, nebo vyšší míra kontroly přívodu maziva do jednotlivých větví.

2.4.6 Mazací trysky a výstupy

Mazací trysky a výstupy představují koncové prvky mazacího systému, jejichž úkolem je přivést mazivo z potrubního rozvodu do požadované oblasti převodovky. Jejich provedení ovlivňuje zejména směr, místo a způsob aplikace maziva na funkční povrchy, například na ozubená kola nebo ložisková uložení.

V nízkotlakových oběhových mazacích systémech se často používají jednoduché mazací výstupy ve formě otevřených trysek, vrtaných otvorů nebo směrových vývodů potrubí. Tyto prvky zpravidla neplní přesnou dávkovací funkci, ale slouží především k usměrnění proudu maziva do požadovaného místa. Množství maziva přiváděného jednotlivými výstupy je

potom ovlivněno celkovým průtokem systému a hydraulickými odpory příslušných větví (1).

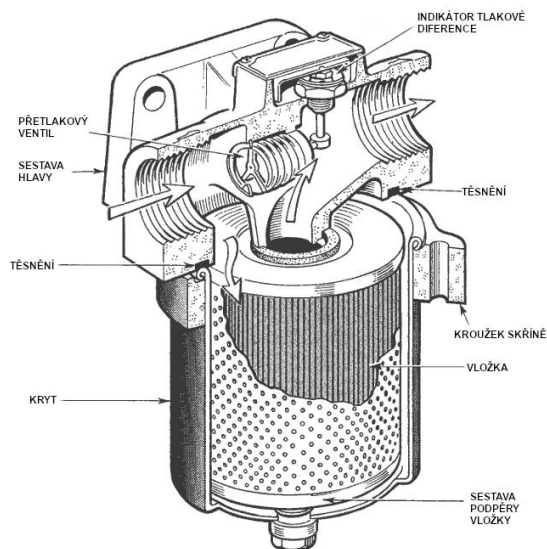
Při návrhu mazacích výstupů je nutné zohlednit jejich orientaci, vzdálenost od mazaného povrchu a provozní podmínky převodovky. Nesprávně nasměrovaný výstup může způsobit rozstřík maziva mimo mazanou oblast, zvýšené ztráty nebo nedostatečné zásobování funkčního místa. U mazání ozubených kol je důležité směřovat proud maziva do oblasti záběru, případně na vstupní stranu ozubení, kde může být mazivo účinněji zaneseno do kontaktu zubů (2).

U výstupů s malým průtočným průřezem je nutné zohlednit také riziko zanesení nečistotami. Návrh trysek proto nesouvisí pouze se směřováním proudu maziva, ale také s požadovanou čistotou oleje, vhodnou filtrací a možností kontroly nebo čištění výstupních otvorů (1).

Z konstrukčního hlediska mohou být mazací výstupy řešeny jako závitové trysky, vrtané otvory nebo tvarované konce potrubí. Důležitá je jejich montážní přístupnost, možnost kontroly průchodnosti a případné výměny při údržbě. Pro návrh nízkotlakého oběhového systému je proto vhodné volit takové provedení výstupů, které zajistí správné nasměrování proudu maziva při zachování jednoduché a provozně spolehlivé konstrukce.

2.4.7 Olejové filtry

V oběhových mazacích systémech převodovek je nutné průběžně omezovat množství pevných nečistot v oleji. K tomu slouží filtrace maziva, která zachytává částice vznikající opotřebením funkčních ploch nebo vnášené do systému z okolního prostředí. Přítomnost pevných částic v mazivu může vést ke zvýšenému abrazivnímu opotřebením ozubení, ložisek a dalších součástí převodovky (1).



Obr. 2-15 Řez olejovým tlakovým filtrem s filtrační vložkou, obtokovým ventilem a indikátorem diferenčního tlaku (1)

V průmyslových převodovkách se často používají tlakové olejové filtry s vyměnitelnou filtrační vložkou, které jsou zařazeny přímo do oběhového okruhu maziva. Tyto filtry mohou být vybaveny obtokovým ventilem, který umožní průtok maziva i při částečném nebo úplném zanesení filtrační vložky. Tím se omezuje riziko přerušení mazání kritických uzlů převodovky při poruše nebo zanesení filtru (1).

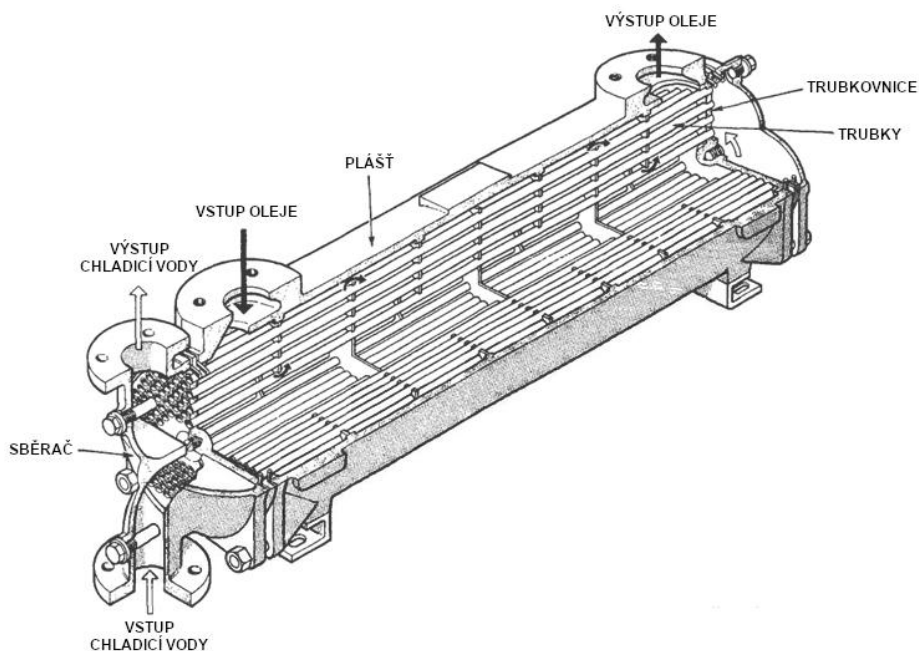
Součástí filtračních jednotek bývá také indikátor diferenčního tlaku, který umožňuje sledovat zanesení filtrační vložky a plánovat její výměnu v rámci údržby. Z hlediska návrhu nízkotlakého mazacího systému je důležité, aby filtr nevytvářel nadměrné tlakové ztráty a byl umístěn tak, aby byl snadno přístupný pro kontrolu a servisní zásah.

2.4.8 Olejové chladiče

U oběhových mazacích systémů převodovek je často nutné odvádět část tepla vznikajícího v ozubení, ložiscích a dalších funkčních uzlech. K tomuto účelu se do mazacího okruhu zařazuje chladič oleje, jehož úkolem je udržovat teplotu maziva v rozsahu vhodném pro zachování požadovaných viskozitních vlastností (1).

V průmyslových aplikacích se používají zejména trubkové nebo deskové výměníky tepla, přičemž chladicím médiem může být voda nebo vzduch. Konstrukce chladiče musí umožnit dostatečný odvod tepla, snadnou údržbu a současně nesmí způsobovat nadměrné tlakové ztráty v mazacím okruhu (1).

Typická konstrukce trubkového chladiče maziva s odděleným prouděním oleje a chladicího média je znázorněna na obr. 2-16.



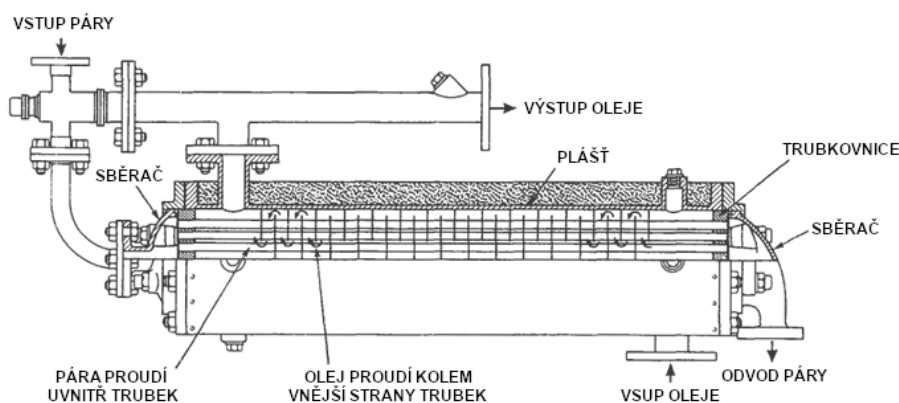
Obr. 2-16 Řez trubkovým chladičem maziva s vodním chladicím médiem (1)

Při použití vodního chlazení je nutné zabránit vniknutí vody do olejového okruhu při případné poruše těsnosti výměníku. Z tohoto důvodu má být provozní tlak oleje v mazacím okruhu vyšší než tlak chladicího média. Vniknutí vody do oleje by mohlo způsobit degradaci maziva a následné zhoršení funkce mazacího systému (1).

2.4.9 Olejové ohříváče

Při nízkých provozních teplotách výrazně roste viskozita převodového oleje, což může zhoršit sací podmínky čerpadla, zvýšit tlakové ztráty v potrubním rozvodu a omezit přívod maziva k některým mazacím místům. Z tohoto důvodu se u oběhových mazacích systémů používá ohřev oleje, zejména před spuštěním převodovky nebo během provozu v chladném prostředí (8).

Ohřev maziva může být řešen elektrickými topnými prvky nebo nepřímým ohřevem pomocí výměníku tepla. Při návrhu ohříváče je nutné zabránit lokálnímu přehřívání oleje, protože nadměrná teplota na povrchu topného prvku může vést k degradaci maziva, oxidaci a rozkladu aditiv (1).



Obr. 2-17 Princip ohřevu maziva pomocí trubkového výměníku tepla s parním médiem (1)

Z konstrukčního hlediska je vhodné zajistit rovnoměrné rozložení teploty v olejové nádrži a dostatečné proudění maziva v okolí topných prvků. Tím se omezuje riziko lokální degradace oleje a současně se zlepšují podmínky pro jeho dopravu do rozvodného systému.

2.4.10 Konstrukční zásady návrhu rozvodu maziva

Při návrhu rozvodu maziva je nutné vycházet z co nejpřehlednějšího uspořádání potrubních větví, vhodné volby spojovacích a rozdělovacích prvků a dobré přístupnosti systému pro montáž i údržbu. Rozvod má být navržen tak, aby neobsahoval zbytečně dlouhé potrubní trasy, nadměrný počet změn směru proudění ani obtížně kontrolovatelná spojení (1).

Při návrhu rozvodu je současně vhodné zohlednit nejen přívod maziva k mazaným místům, ale také jeho následný odtok z prostoru ozubení a ložisek zpět do olejové lázně nebo nádrže.

Nedostatečný odtok může vést k lokálnímu hromadění oleje, zvýšeným ztrátám při jeho promíchávání a zhoršení provozních podmínek mazacího systému (2).

U nízkotlakého oběhového systému je zvlášť důležité omezit tlakové ztráty a zajistit rovnoměrné zásobování jednotlivých mazacích míst. Toho lze dosáhnout vhodným dimenzováním potrubí, omezením místních odporů a promyšleným uspořádáním větvení rozvodu. Konstrukční řešení musí současně zohlednit provozní změny, výrobní tolerance a možné vibrace působící na potrubní větve.

Racionální návrh rozvodu maziva proto nespočívá pouze ve volbě jednotlivých komponent, ale především v jejich vzájemném uspořádání a návaznosti na konkrétní konstrukci převodovky. Tyto zásady tvoří podklad pro následnou formulaci návrhových požadavků a pro posouzení vhodné koncepce mazacího systému.

2.5 Tribologické požadavky a mezní stavy převodovek

Při přenosu výkonu v převodovce dochází v ozubení a ložiskách ke styku zatížených povrchů, jejichž chování je výrazně ovlivněno režimem mazání (3). Pro návrh rozvodu maziva je proto důležité znát základní tribologické podmínky, které rozhodují o vytvoření a udržení mazacího filmu v kontaktech převodového mechanismu.

Z hlediska funkce mazacího systému jsou podstatné zejména přechody mezi kapalinovým, smíšeným a mezním režimem mazání. Při zhoršení mazacích podmínek může dojít ke zvýšení tření, intenzivnějšímu opotřebení nebo až k poškození ozubení vlivem selhání mazacího filmu (5). Tyto mezní stavy je nutné zohlednit při návrhu přívodu maziva k jednotlivým mazaným místům, zejména s ohledem na dostatečné množství oleje, jeho teplotu, viskozitu a stabilitu zásobování.

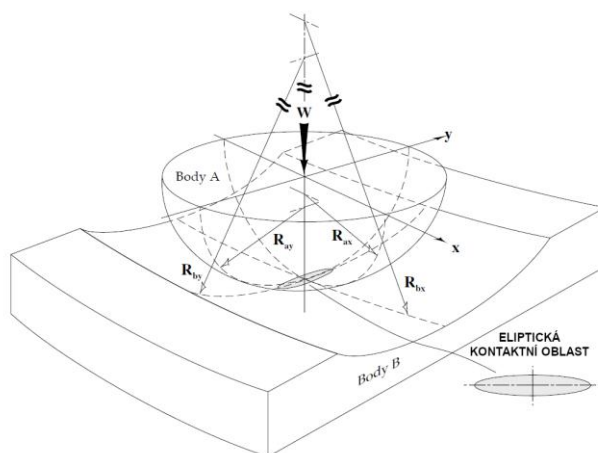
Tato kapitola proto shrnuje základní tribologické jevy relevantní pro návrh nízkotlakého oběhového mazacího systému. Pozornost je věnována zejména elastohydrodynamickému mazání, tření a opotřebení, zadírání a vlivu teploty a viskozity maziva.

2.5.1 Nekonformní kontakty a elastohydrodynamické mazání

Z tribologického hlediska jsou ozubení a valivá ložiska charakteristická nekonformními styky, tedy kontakty s bodovou nebo čárovou oblastí dotyku. Zatížení je zde přenášeno na poměrně malé ploše, což vede ke vzniku vysokých lokálních kontaktních tlaků (3). Velikost těchto tlaků lze popsat pomocí Hertzovy teorie kontaktního napětí (31).

V důsledku vysokých kontaktních tlaků se v ozubení a valivých ložiskách uplatňuje elastohydrodynamický režim mazání. Při tomto režimu dochází k pružné deformaci styčných povrchů a současně k lokálnímu zvýšení viskozity maziva vlivem tlaku. Díky tomu může vzniknout velmi tenký, ale únosný mazací film oddělující zatížené povrchy (3).

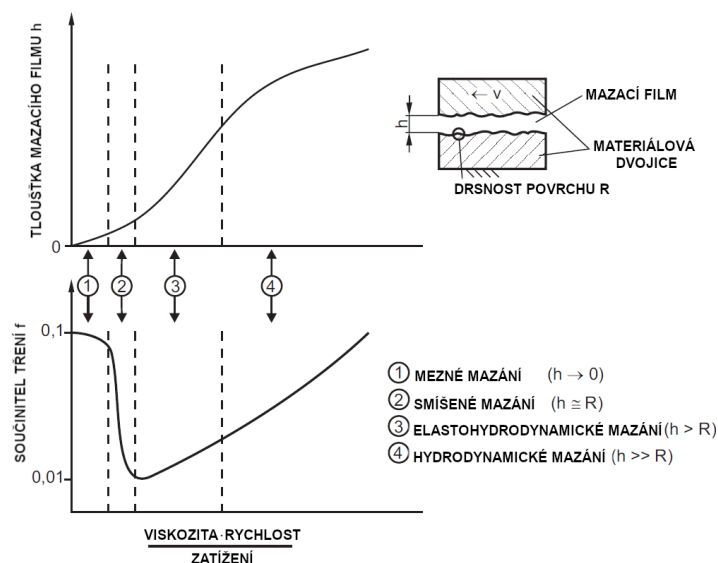
U valivých ložisek vzniká například při styku valivého tělesa s oběžnou dráhou malá kontaktní oblast, ve které se soustředí vysoké zatížení. Tento typ kontaktu je typickým příkladem podmínek, při nichž je pro správnou funkci rozhodující vytvoření stabilního elastohydrodynamického mazacího filmu (3).



Obr. 2-18 Geometrie nekonformního kontaktu konvexního a konkávního povrchu – model kontaktu kuličkového ložiska (3)

Stabilita mazacího filmu závisí na provozních podmínkách, zejména na rychlosti relativního pohybu, zatížení a viskozitě maziva. Při rozběhu, nízkých otáčkách, zvýšeném zatížení nebo poklesu viskozity může dojít k oslabení mazacího filmu a k přechodu do smíšeného nebo mezního režimu mazání (8).

Tyto přechody lze kvalitativně popsat pomocí Stribeckovy křivky, která vyjadřuje vztah mezi součinitelem tření, tloušťkou mazacího filmu a parametry mazání. Z hlediska návrhu mazacího systému je podstatné, že při nepříznivých provozních podmínkách roste význam dostatečného a stabilního přívodu maziva do oblasti kontaktu (8).



Obr. 2-19 Stribeckova křivka – závislost součinitele tření a tloušťky mazacího filmu na Herseyově čísle, které zahrnuje vliv viskozity maziva, relativní rychlosti styčných povrchů a zatížení kontaktu (8)

Pro návrh rozvodu maziva z uvedených poznatků vyplývá, že mazací systém musí vytvářet podmínky pro udržení mazacího filmu v kontaktech ozubení a ložisek. Důležitý je proto nejen celkový průtok maziva, ale také místo jeho přívodu, stabilita zásobování a schopnost systému reagovat na změny provozních podmínek.

2.5.2 Tření a opotřebení v převodových mechanismech

Tření v převodových mechanismech vzniká při relativním pohybu styčných povrchů ozubených kol a ložisek. Jeho velikost závisí na charakteru kontaktu, vlastnostech maziva a schopnosti vytvořit mezi povrchy dostatečně únosný mazací film (3).

Za ustálených provozních podmínek je u ozubení a valivých ložisek žádoucí elastohydrodynamický režim mazání, při kterém je zatížení přenášeno převážně mazacím filmem bez přímého kontaktu kovových povrchů (31). Pokud však dojde ke zhoršení mazacích podmínek, například vlivem poklesu viskozity, nízkých otáček nebo zvýšeného zatížení, může se kontakt přesunout do smíšeného nebo mezního režimu mazání (8).

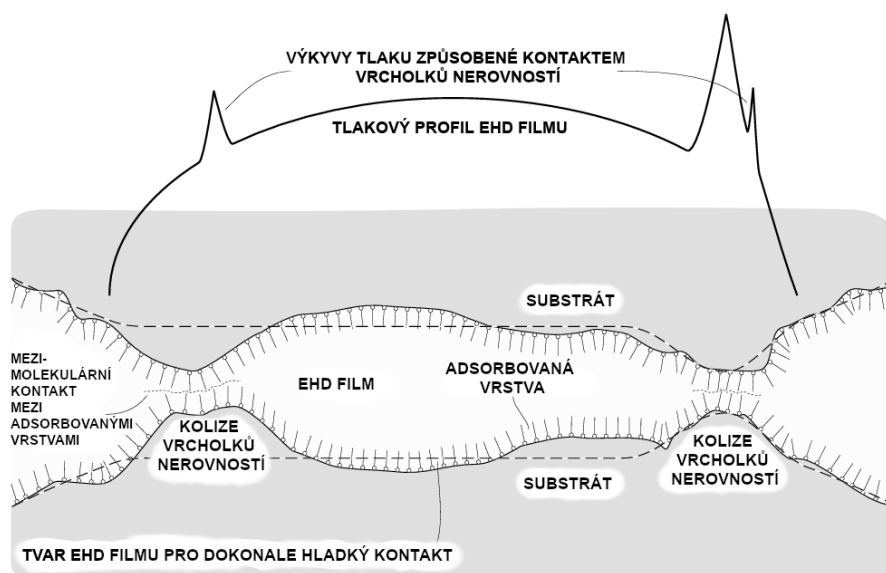
Ve smíšeném a mezním režimu se zvyšuje podíl přímého kontaktu povrchových nerovností. To vede ke zvýšenému tření, lokálnímu ohřevu a intenzivnějšímu opotřebení funkčních ploch (3). Významnou roli zde hraje také chemické složení maziva, zejména přísady proti opotřebení a vysokému tlaku, které mohou vytvářet ochranné vrstvy na zatížených površích (3).

Experimentální studie ukazují, že po dosažení mezních stavů, zejména po vzniku zadírání, se mechanismy opotřebení pracovních ploch ozubení mění a mohou zahrnovat kombinaci adhezního a abrazivního opotřebení (32). Pro návrh rozvodu maziva z toho vyplývá požadavek na stabilní a dostatečný přívod oleje do míst, kde může při nepříznivých provozních podmínkách dojít k narušení mazacího filmu.

2.5.3 Zadírání a jeho příčiny

Zadírání, označované také jako scuffing, patří mezi závažné mezní stavy převodových mechanismů. Podle normy ISO 10825-1 je scuffing klasifikován jako poškození ozubení související se selháním mazacího filmu (33). K tomuto jevu dochází při porušení oddělení styčných povrchů, kdy se zvyšuje podíl přímého kovového kontaktu, tření a lokálního tepelného namáhání (3).

Vznik zadírání je obvykle spojen s přechodem z elastohydrodynamického režimu mazání do smíšeného nebo mezního režimu. V těchto podmínkách již mazací film nedokáže plně oddělit povrchové nerovnosti, což může vést k lokálnímu nárůstu teploty, vzniku adhezních vazeb a následnému poškození boků zubů (4).



Obr. 2-20 Model smíšeného mazání (3)

Mezi hlavní příčiny zadírání patří nedostatečný nebo přerušovaný přívod maziva, nevhodná viskozita oleje, zvýšené zatížení, nízká relativní rychlost a degradace maziva vlivem teploty. Tyto faktory snižují únosnost mazacího filmu a mohou vést k jeho náhlému kolapsu. Experimentální studie potvrzují, že při dosažení kritické kombinace zatížení, rychlosti a teploty může dojít k rychlé iniciaci zadírání (34).

Po porušení mazacího filmu dochází k prudkému zvýšení tření a lokálnímu přehřátí kontaktních oblastí. Následné adhezní spojování a strhávání povrchových vrstev materiálu může vést k rychlé degradaci pracovních ploch ozubení. Studie zabývající se mechanismy opotřebení po scuffingových zkouškách uvádějí, že po vzniku zadírání se může uplatňovat kombinace adhezního a abrazivního opotřebení (32).

Z hlediska návrhu rozvodu maziva je zadírání důležité zejména proto, že může vzniknout při lokálním nedostatku oleje nebo při nestabilním zásobování kontaktních oblastí. Návrh mazacího systému proto musí směřovat k dostatečnému a rovnoměrnému přívodu maziva do kritických míst převodovky, a to i při změnách zatížení, otáček a provozní teploty.

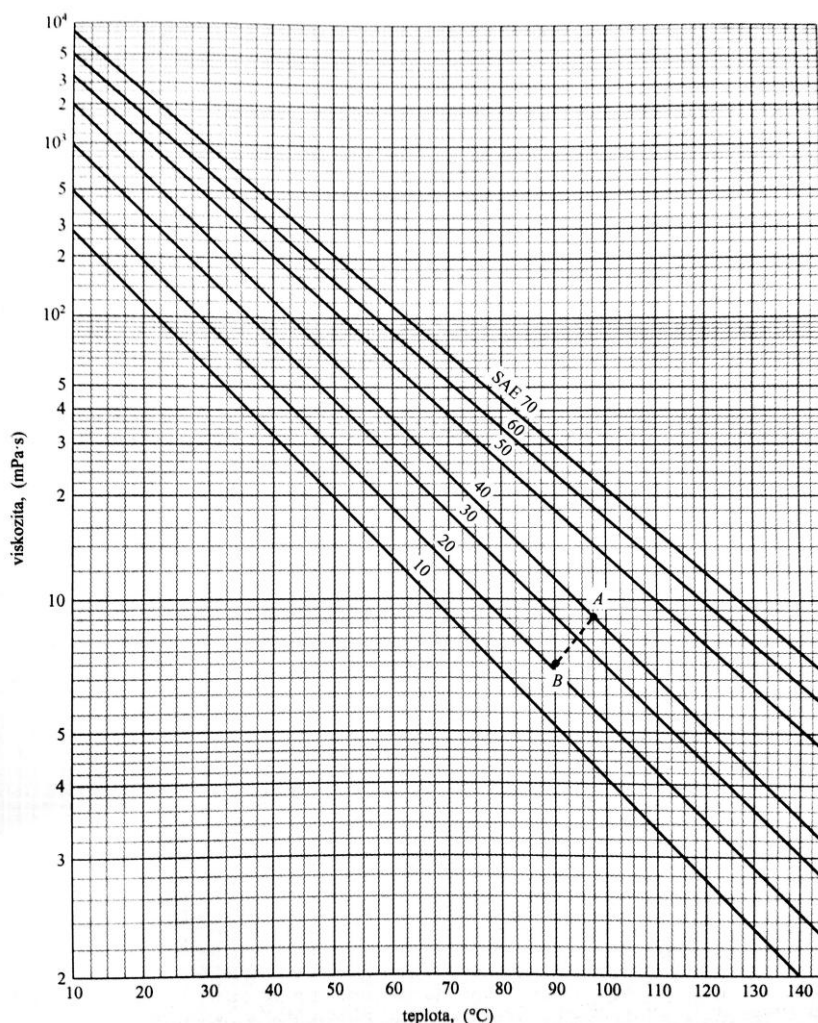
2.5.4 Vliv teploty a viskozity maziva

Teplota maziva významně ovlivňuje jeho viskozitu, a tím i schopnost vytvářet únosný mazací film v kontaktech ozubení a ložisek. Se zvyšující se teplotou viskozita oleje klesá, což může při nepříznivých provozních podmínkách vést ke zmenšení tloušťky mazacího filmu a k přechodu směrem ke smíšenému nebo meznímu režimu mazání (3).

Z hlediska návrhu nízkotlakého oběhového systému není podstatná pouze samotná hodnota viskozity při určité teplotě, ale také její změna v závislosti na teplotě. Tuto vlastnost

vyjadřuje viskozitní index, přičemž oleje s vyšším viskozitním indexem vykazují menší změnu viskozity při kolísání teploty (3).

U systémů s pasivním rozdělováním průtoku může změna viskozity ovlivnit hydraulické odpory jednotlivých větví. Při zahřátí oleje a poklesu jeho viskozity se mohou změnit průtokové poměry v rozvodu, zejména pokud mají jednotlivé větve rozdílnou délku, průměr nebo počet místních odporů. To může přispět k nerovnoměrnému zásobování mazacích míst, a proto je nutné vliv teploty a viskozity zohlednit při návrhu potrubních větví a rozdělovacích prvků (2).



Obr. 2-21 Závislost viskozity maziva na teplotě pro vybrané třídy SAE (31)

Z grafu závislosti viskozity na teplotě je patrné, že s rostoucí teplotou dochází k výraznému poklesu viskozity maziva. Pro nízkotlaký oběhový systém to znamená, že návrh rozvodu musí být posuzován nejen při běžné provozní teplotě, ale také s ohledem na možné teplotní změny během provozu.

Opačný stav nastává při nízkých teplotách, například při studeném startu převodovky. Viskozita oleje je v těchto podmínkách výrazně vyšší, což zvyšuje tlakové ztráty v potrubí,

zhoršuje sací podmínky čerpadla a může omezit průtok maziva do některých větví rozvodu. Pro návrh mazacího systému z toho vyplývá požadavek na takové dimenzování potrubí a prvků rozvodu, aby systém zůstal funkční i při změnách teploty maziva.

2.5.5 Shrnutí tribologických požadavků

Z provedené rešerše vyplývá, že návrh mazacího systému převodovky musí vytvářet podmínky pro vznik a udržení mazacího filmu v kontaktech ozubení a ložisek. U těchto uzlů se uplatňují vysoké kontaktní tlaky a při nepříznivých provozních podmínkách může docházet k přechodu z elastohydrodynamického režimu do smíšeného nebo mezního mazání (3).

Pro návrh rozvodu maziva je proto rozhodující zajistit dostatečný a stabilní přívod oleje do míst, kde vznikají nejvyšší zatížení a kde může být mazací film nejvíce ohrožen. Nedostatečné nebo nerovnoměrné zásobování těchto oblastí může vést ke zvýšenému tření, lokálnímu ohřevu, opotřebení a v krajním případě k zadírání ozubení (34).

Významnou roli má také viskozita maziva a její změna s teplotou. Při vyšších teplotách může pokles viskozity snížit únosnost mazacího filmu, zatímco při nízkých teplotách může vyšší viskozita zvyšovat tlakové ztráty v rozvodu a zhoršovat dopravu oleje k mazaným místům (2).

Z tribologického hlediska tedy pro další návrh vyplývá požadavek na rovnoměrný přívod maziva, vhodné směřování mazacích výstupů, omezení tlakových ztrát v rozvodu a zohlednění změn viskozity oleje v provozním rozsahu teplot. Tyto požadavky tvoří podklad pro následnou analýzu řešené převodovky a pro volbu koncepce mazacího systému.

Závěry rešeršní části ukazují, že návrh rozvodu maziva nelze chápat pouze jako rozmístění potrubí mezi zdrojem průtoku a mazanými místy. Rozvod musí současně respektovat tribologické požadavky ozubení a ložisek, hydraulické poměry v jednotlivých větvích a konstrukční omezení daná konkrétní převodovkou. V navazující analýze proto bude nutné tyto poznatky převést do konkrétních návrhových požadavků, které budou sloužit jako základ pro porovnání koncepčních variant mazacího systému.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Shrnutí řešerše a východiska návrhu

Z řešeršní části vyplývá, že pro mazání průmyslových převodovek připadají v úvahu zejména brodicí a rozstříkové mazání, tlakové oběhové mazání, mazání olejovou mlhou a jejich kombinace. Tyto principy se liší mírou řízení přívodu maziva, konstrukční náročností, hydraulickými poměry v rozvodu a vhodností pro konkrétní provozní podmínky.

Nízkotlaké oběhové mazací systémy představují vhodné řešení zejména pro zatížené průmyslové převodovky s požadavkem na cílený přívod maziva, filtraci a podporu odvodu tepla. Jejich výhodou je možnost dopravovat olej k vybraným funkčním uzlům potrubním rozvodem a současně vytvářet podmínky pro kontrolu provozních parametrů maziva. Řešerše však ukázala, že funkčnost systému není dána pouze volbou čerpadla nebo maziva, ale především uspořádáním potrubních větví, volbou spojovacích a rozdělovacích prvků, velikostí tlakových ztrát a celkovou hydraulickou přiměřeností systému.

Brodicí a rozstříkové mazání se vyznačuje konstrukční jednoduchostí a malým počtem samostatných prvků, avšak omezenou možností řídit množství a směr přívodu oleje k jednotlivým mazaným místům. Mazání olejovou mlhou je z tribologického hlediska zajímavé, avšak pro řešenou aplikaci představuje provozně i konstrukčně náročnější princip vyžadující specifické technické vybavení a přesnější řízení provozních podmínek.

Z řešerše dále vyplývá, že o volbě vhodné koncepce nerozhoduje pouze obecný princip mazání, ale především charakter mazaných uzlů a jejich provozní požadavky. U ložisek je rozhodující jistota a stabilita přívodu maziva, zatímco u ozubení je nutné posoudit vhodnost brození, rozstříku nebo cíleného oběhového přívodu s ohledem na konstrukční uspořádání převodovky, teplotní bilanci a provozní spolehlivost.

Pro další návrh z toho vyplývá, že rozhodujícími hledisky jsou funkčnost přívodu maziva k jednotlivým uzlům, hydraulické poměry v rozvodu, podpora odvodu tepla, konstrukční jednoduchost, technická realizovatelnost a provozní spolehlivost. Tyto skutečnosti tvoří východisko pro vymezení řešeného problému a stanovení parametrů zadání.

3.2 Vymezení řešené aplikace a návrhového problému

Řešená bakalářská práce je zpracována ve spolupráci se společností Wikov MGI a. s., která se zabývá vývojem, výrobou a servisem mechanických převodovek, pohonů a ozubených kol pro průmyslové aplikace. Produkce společnosti je zaměřena na provozně náročná odvětví, ve kterých jsou na převodovky kladeny vysoké požadavky na provozní spolehlivost,

životnost a technickou bezpečnost. Vedle průmyslových převodovek se společnost zabývá také převodovkami pro kolejová vozidla. Z hlediska návrhu mazacího systému je podstatné, že správná distribuce maziva zde neovlivňuje pouze tribologické podmínky v ozubení a ložiscích, ale také tepelný režim a celkovou provozní stabilitu převodovky.

Řešenou aplikací je třístupňová čelní horizontální převodovka řady WinGear® s lomenou hřídelí, určená pro pohon gumárenského extruderu. Jedná se o výkonově zatíženou průmyslovou převodovku určenou pro dlouhodobý provoz, u níž je nutné zajistit spolehlivou funkci ozubení i ložiskových uzlů při současném omezení tlakových ztrát, zachování provozní spolehlivosti a zajištění vhodného odvodu tepla. Dalším významným aspektem je provoz v prostředí typickém pro gumárenskou technologii, tedy v podmínkách zvýšené prašnosti a vyšších nároků na dlouhodobou provozní spolehlivost zařízení.

Návrhový problém řešený v této práci spočívá v návrhu vhodného konstrukčního uspořádání mazacího systému se zaměřením na rozvod maziva k jednotlivým mazaným místům převodovky. Nejedná se tedy o návrh kompletní mazací jednotky, ale především o řešení přívodu maziva k funkčním uzlům, návrh potrubních větví, jejich větvení a volbu vhodných spojovacích a rozdělovacích prvků. Součástí návrhu musí být také respektování skutečných konstrukčních možností převodovky, požadavků na montážní přístupnost a omezení počtu prvků, které by mohly zvyšovat tlakové ztráty nebo riziko netěsností.

Z uvedeného vyplývá, že řešený problém má současně tribologický, hydraulický i konstrukční charakter. Návrh musí zajistit dostatečný přívod maziva k rozhodujícím uzlům, podpořit odvod tepla z převodovky a současně vést k technicky realizovatelnému, konstrukčně přehlednému a provozně spolehlivému řešení.

3.3 Cíl práce

Hlavním cílem této bakalářské práce je navrhnout konstrukční řešení mazacího systému vybrané průmyslové převodovky společnosti Wikov MGI a. s. se zaměřením na rozvod maziva k jednotlivým mazaným místům. Návrh je orientován na dosažení funkčního, technicky realizovatelného a konstrukčně přiměřeného řešení vhodného pro danou aplikaci.

Dílčími cíli práce je zhodnotit východiska návrhu na základě provedené rešerše a charakteru řešené aplikace, formulovat technické požadavky na mazací systém, navrhnout a porovnat koncepční varianty řešení a zvolit nejvhodnější koncepci pro další konstrukční rozpracování. Na základě vybrané varianty bude dále provedeno konstrukční rozpracování rozvodu maziva, návrh potrubních větví a výběr vhodných spojovacích a rozdělovacích prvků.

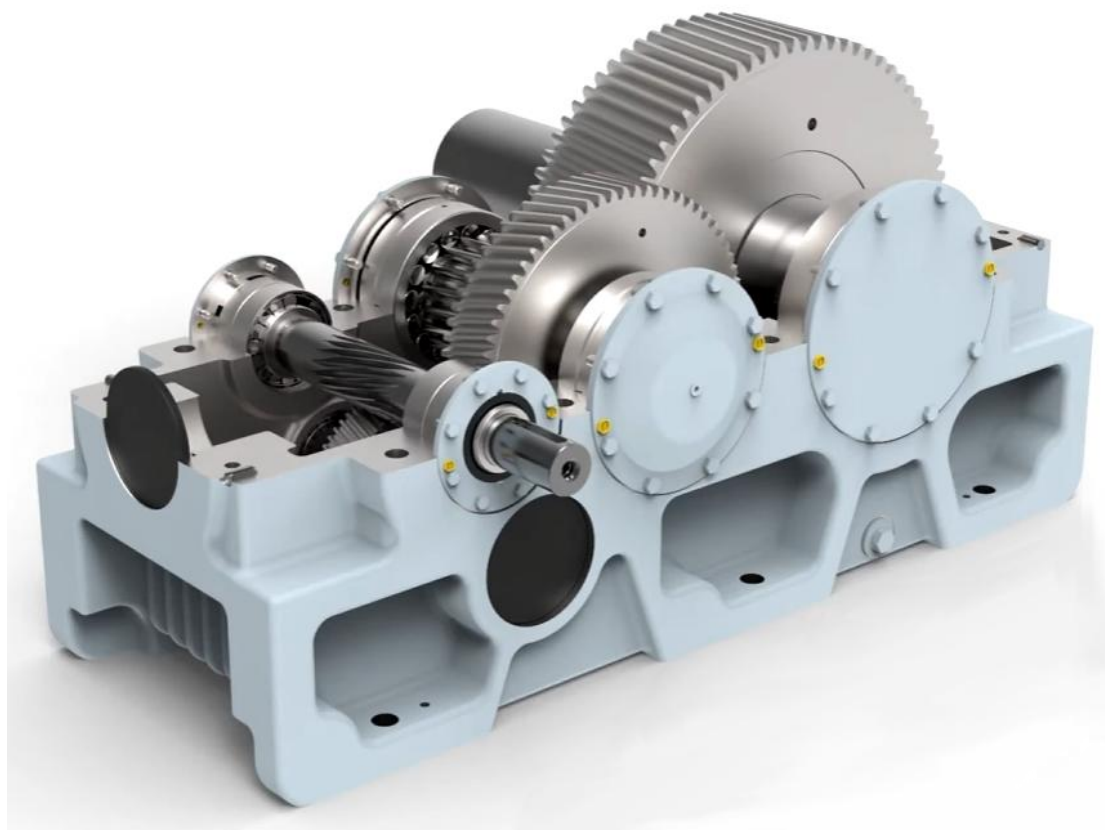
Součástí práce je rovněž výpočtové stanovení zatížení ložiskových uzlů, odhad ztrátového výkonu převodovky a určení potřebného průtoku maziva jako podkladu pro návrh oběhové

části mazacího systému. Návrh kompletní mazací jednotky, zejména čerpadla, filtrace, chlazení a objemu olejové náplně, není předmětem této práce.

3.4 Definice parametrů zadání

Pro návrh mazacího systému byly shromážděny vstupní údaje vycházející z charakteru řešené převodovky, provozních podmínek a technických podkladů poskytnutých společností Wikov MGI a. s. Tyto údaje tvoří základ pro koncepční posouzení variant i pro následné konstrukční rozpracování navrženého řešení.

Řešenou aplikací je třístupňová čelní horizontální převodovka řady WinGear® s lomenou hřídelí, určená pro pohon gumárenského extruderu. Základní konstrukční uspořádání převodovky je znázorněno na obr. 3-1, který dokumentuje rozmístění hlavních funkčních uzlů a představuje výchozí podklad pro návrh rozvodu maziva.



Obr. 3-1 3D vizualizace konstrukčního uspořádání převodovky řady WinGear® (35)

Z hlediska návrhu mazacího systému je podstatné zejména výkonové zatížení převodovky, provozní podmínky aplikace a požadavek na dlouhodobě spolehlivý provoz. Návrh je uvažován pro základní horizontální uspořádání převodovky.

Základní technické parametry řešené převodovky, které charakterizují její výkonové a provozní zatížení, jsou uvedeny v tab. 3-1.

Tab. 3-1 Číselné parametry vybrané převodovky

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý vstupní výkon	P_1	450	kW
Jmenovité vstupní otáčky	n_1	650	min^{-1}
Maximální vstupní otáčky	$n_{1,max}$	1178	min^{-1}
Celkový převodový poměr	i	34,17	[–]
Maximální výstupní krouticí moment	$M_{2,max}$	213000	$N \cdot m$
Axiální síla na nejvíce zatížené ložisko	F_a	1230	kN

Pro vlastní návrh mazacího systému jsou dále významné provozní údaje a okrajové podmínky uvedené v tab. 3-2. Tyto údaje slouží jako výchozí podklad pro návrh koncepčních variant a pro následné konstrukční řešení mazacího systému.

Tab. 3-2 Provozní podmínky a vstupní údaje pro návrh mazacího systému

Parametr	Symbol	Hodnota	Jednotka
Viskózní třída oleje	–	ISO VG 220	[–]
Objem vnitřní olejové nádrže	V	325	l
Teplota okolního prostředí	t_a	15 až 45	$^{\circ}C$
Jmenovitý přípojovací rozměr	DN	18	mm

Z konstrukčního hlediska musí být při návrhu zachován zejména přípojovací rozměr DN 18, který představuje závaznou vstupní podmínku návrhu. Tento rozměr musí být respektován při volbě uspořádání rozvodu, použitých prvků i při posuzování hydraulických poměrů v systému. Jako výchozí provozní údaj je dále uvažována viskozitní třída oleje ISO VG 220, která ovlivňuje tlakové ztráty, hydraulické odpory i provozní chování systému při změnách teploty. Významným údajem je rovněž objem vnitřní olejové nádrže ve skříni převodovky, který určuje množství olejové náplně dostupné pro brodicí a rozstříkové mazání ozubení a současně ovlivňuje provozní a teplotní poměry v převodovce.

Významným návrhovým hlediskem jsou rovněž teplotní podmínky provozu a požadavek na odvod tepla vznikajícího při provozu převodovky. Potřebný průtok maziva a případné požadavky na chlazení však nejsou v této fázi považovány za vstupní parametry, ale budou

stanoveny až na základě výpočtu ztrátového výkonu a tepelné bilance v konstrukční části práce.

Na základě uvedených údajů lze formulovat základní okrajové podmínky návrhu. Mazací systém musí zajistit přívod oleje k rozhodujícím mazaným místům, vykazovat přiměřené tlakové ztráty, respektovat zachování připojovacího rozměru DN 18 a být konstrukčně realizovatelný v prostoru převodovky. Současně musí umožnit přehledné, montážně dostupné a provozně spolehlivé uspořádání. Uvedené parametry a provozní podmínky tvoří základ pro návrh koncepčních variant a pro následné konstrukční řešení.

4 KONCEPČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Východiska koncepčního návrhu

Na základě rešeršní části a požadavků formulovaných v kapitole 3 bylo stanoveno, že pro řešenou převodovku je vhodné uvažovat koncepce mazacího systému vycházející z nízkotlakého oběhového přívodu maziva, případně z jeho kombinace s jednoduššími principy mazání. Rešerše ukázala, že oběhové mazání umožňuje cílený přívod oleje k vybraným funkčním uzlům převodovky a současně vytváří podmínky pro filtraci, odvod tepla a kontrolu provozních parametrů maziva. Současně však bylo prokázáno, že funkčnost takového systému není dána pouze volbou čerpadla nebo maziva, ale především uspořádáním rozvodu, počtem větví, volbou spojovacích a rozdělovacích prvků a celkovou hydraulickou přiměřeností navrženého řešení.

Na základě rešerše nebylo pro další konstrukční rozpracování dále uvažováno mazání olejovou mlhou. Důvodem je zejména odlišný princip systému, vyšší nároky na technické vybavení pro tvorbu a dopravu olejové mlhy a potřeba přesnějšího řízení provozních podmínek. Další návrh se proto zaměřuje na koncepce využívající tlakový přívod maziva, a to buď jako plně oběhové řešení, nebo jako součást kombinovaného mazacího systému.

Předmětem této kapitoly proto již není obecná volba mezi jednotlivými způsoby mazání převodovek, ale návrh koncepčních variant rozvodu maziva pro řešenou aplikaci. Návrh vychází z charakteru výkonově zatížené průmyslové převodovky určené pro dlouhodobý provoz, u níž je nutné zajistit spolehlivý přívod maziva k rozhodujícím funkčním místům při zachování konstrukční jednoduchosti, technické realizovatelnosti a montážní přístupnosti systému.

Konstrukční řešení musí respektovat zejména uspořádání řešené převodovky, omezení vyplývající z připojení mazacího systému o jmenovitém vnitřním průměru 18 mm a také požadavky na provozní spolehlivost, přehlednost rozvodu a montážní dostupnost jednotlivých prvků. Současně je nutné zohlednit prostorové možnosti vedení potrubních větví, vhodné začlenění rozvodu do konstrukce převodovky a omezení počtu spojovacích míst, která mohou představovat potenciální riziko netěsnosti.

Významným východiskem koncepčního návrhu je rovněž skutečnost, že řešená převodovka pracuje při vysokém zatížení. Mazací systém proto nelze posuzovat pouze z hlediska vlastní mazací funkce, ale také z hlediska podpory odvodu tepla z vnitřního prostoru převodovky. Z rešeršně zpracovaných příkladů průmyslových převodovek současně vyplývá, že vhodné konstrukční řešení rozvodu maziva zpravidla využívá vnější potrubní větev, standardizované spojovací prvky, přehledné větvení a mechanicky stabilní uchycení potrubí ke skříni převodovky.

Na základě těchto poznatků byly navrženy tři koncepční varianty rozvodu maziva, které představují rozdílné způsoby konstrukčního uspořádání mazacího systému.

4.2 Návrh koncepčních variant mazacího systému

Na základě východisek uvedených v předchozí podkapitole byly navrženy tři koncepční varianty mazacího systému pro řešenou převodovku. Varianty se liší zejména způsobem mazání ozubení, způsobem přívodu maziva k ložiskovým uzlům, konstrukčním uspořádáním rozvodu a mírou řízení průtoku v jednotlivých větvích. Návrh variant vychází z poznatků rešeršní části, zejména z požadavků na spolehlivý přívod maziva, omezení tlakových ztrát, možnost kontroly provozního stavu systému, technickou realizovatelnost a přiměřenou konstrukční složitost.

Varianta A a varianta B uvažují plně oběhové mazání ozubení i ložiskových uzlů, přičemž se liší způsobem řešení a rozdělení průtoku maziva v rozvodu. Varianta A je založena na použití prvků pro řízení průtoku v jednotlivých větvích, zatímco varianta B vychází z jednoduššího konstrukčního uspořádání, v němž je rozdělení maziva určeno především návrhem potrubních větví a výstupních prvků. Varianta C představuje kombinované mazání, kdy je ozubení mazáno broděním a rozstříkem oleje z olejové náplně ve skříni převodovky, zatímco vybrané ložiskové uzly jsou mazány oběhovým přívodem. Ve všech variantách jsou současně uvažovány manometry jako základní kontrolní prvek umožňující sledování tlaku v mazacím systému a jednodušší diagnostiku jeho provozního stavu.

4.2.1 Varianta A – Oběhové mazání s prvky pro řízení průtoku

Varianta A je založena na plně oběhovém mazání ozubení i ložiskových uzlů. Mazivo je přiváděno z externí olejové nádrže pomocí čerpadla do hlavní tlakové větve a následně rozdělováno k jednotlivým mazacím místům. Pro rozdělení maziva jsou v této variantě uvažovány pasivní rozdělovače, na které navazují jednotlivé potrubní větve k ozubení a ložiskům. Rozdělení průtoku není ponecháno pouze na hydraulických odporech potrubních tras, ale je ovlivněno také vloženými prvky pro řízení průtoku, zejména škrticími prvky. Součástí varianty je rovněž zpětný ventil a manometry umístěné u jednotlivých rozdělovačů.

Ozubení je v této variantě mazáno cíleným přívodem oleje do oblasti záběru nebo na vstupní stranu ozubení, zatímco ložiskové uzly jsou zásobovány samostatnými větvemi z rozvodu. Výhodou této varianty je možnost lépe ovlivnit rozdělení průtoku mezi jednotlivá mazací místa a dosáhnout řízenějšího přívodu maziva než u čistě pasivního rozvodu. Použití škrticích prvků umožňuje upravit hydraulické poměry v jednotlivých větvích a zpětný ventil přispívá ke stabilizaci proudění a k omezení nežádoucího zpětného toku maziva. Manometry u rozdělovačů zlepšují kontrolu provozního stavu systému a usnadňují diagnostiku.

Nevýhodou této varianty je vyšší konstrukční složitost. Použití pasivních rozdělovačů, škrticích prvků, zpětného ventilu a manometrů zvyšuje počet funkčních i spojovacích prvků, což vede k vyšším nárokům na montáž, prostorové uspořádání a kontrolu těsnosti systému. Současně lze očekávat i vyšší místní tlakové ztráty. Varianta A tak představuje technicky propracovanější, ale zároveň konstrukčně náročnější řešení.

4.2.2 Varianta B – Plně oběhové mazání

Varianta B uvažuje plně oběhové mazání ozubení i ložiskových uzlů. Mazivo je přiváděno z externí olejové nádrže pomocí čerpadla do hlavního rozvodu a odtud dále vedeno k jednotlivým mazacím místům. Konstrukční uspořádání této varianty je jednodušší než u varianty A, protože nejsou uvažovány doplňkové prvky pro cílené řízení průtoku v jednotlivých větvích. Rozdělení maziva je zde dáno především návrhem potrubních větví a výstupních prvků, zejména jejich délkou, průměrem a provedením výstupních trysek.

Ozubení i ložiska jsou v této variantě mazána oběhovým přívodem oleje, přičemž množství maziva dodávaného do jednotlivých mazacích míst je výsledkem celkového konstrukčního návrhu rozvodu. Významnou roli zde hraje zejména návrh výstupních trysek, jejichž průměr a umístění ovlivňují výsledné rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve a mazací místa. Výhodou této varianty je menší počet použitých prvků, jednodušší konstrukce rozvodu, nižší montážní náročnost a menší počet potenciálních míst netěsnosti ve srovnání s variantou A. Součástí varianty jsou také manometry umístěné v kontrolních místech rozvodu, které umožňují sledování tlaku a základní kontrolu funkce systému.

Nevýhodou této varianty je menší možnost dodatečně ovlivňovat rozdělení průtoku mezi jednotlivými větvemi. Správná funkce systému je zde ve větší míře závislá na správném návrhu potrubních tras, výstupních prvků a jejich vzájemného uspořádání. Varianta B tak představuje konstrukčně jednodušší a přehlednější řešení než varianta A, avšak s menší mírou aktivního ovlivnění průtokových poměrů v systému.

4.2.3 Varianta C – Kombinované mazání ozubení a ložiskových uzlů

Varianta C je založena na kombinovaném způsobu mazání, při kterém jsou ozubená kola mazána broděním a rozstříkem oleje z olejové náplně ve skříni převodovky, zatímco vybrané ložiskové uzly jsou mazány oběhovým přívodem maziva. Oběhové mazání je zde uvažováno pouze pro ložiskové uzly, u nichž bude na základě následného výpočtového posouzení shledán požadavek na cílený přívod oleje z hlediska zatížení, tepelných poměrů nebo provozní spolehlivosti. Olej je ze skříně převodovky odebírán čerpadlem a přiváděn k určeným ložiskovým místům, odkud po splnění své funkce stéká zpět do vnitřního prostoru převodovky. Skříň převodovky tak současně plní funkci zásobníku maziva.

Oběhová část této varianty může využívat obdobné konstrukční prvky jako varianta B, zejména potrubní větve, spojovací prvky a kontrolní prvky systému. Protože je oběhový přívod maziva určen pouze pro vybrané ložiskové uzly, je rozvod konstrukčně jednodušší než u plně oběhových variant a nevyžaduje samostatný přívod oleje do oblastí záběru ozubených kol. Ve variantě je současně uvažován manometr jako základní kontrolní prvek pro sledování provozního tlaku a diagnostiku funkce systému.

Výhodou této varianty je menší konstrukční složitost a menší rozsah tlakové rozvodné sítě, protože cílený přívod maziva je zajišťován pouze k vybraným ložiskovým uzlům. Současně není nutné uvažovat samostatnou externí olejovou nádrž, což přispívá ke konstrukční jednoduchosti celého řešení. Varianta tak představuje technicky dobře realizovatelné řešení s menším počtem tlakových větví, spojovacích prvků a mazacích výstupů než plně oběhové varianty.

Nevýhodou této varianty je omezená možnost řídit mazání ozubení, které zůstává závislé na brodění a rozstříku oleje uvnitř převodovky. Funkce mazání ozubení je proto více ovlivněna provozními podmínkami uvnitř skříně převodovky a polohou olejové hladiny než u variant s cíleným oběhovým přívodem maziva i k ozubení. Varianta C je tedy konstrukčně jednodušší a méně náročná, avšak z hlediska řízení přívodu maziva ke všem funkčním místům méně komplexní.

4.3 Kritéria hodnocení koncepčních variant

Pro výběr vhodné koncepční varianty byla stanovena hodnoticí kritéria vycházející z požadavků formulovaných v předchozí kapitole a z poznatků rešersní části práce. Kritéria byla zvolena tak, aby umožnila posoudit nejen vlastní funkčnost mazání, ale také konstrukční náročnost, technickou realizovatelnost a vhodnost jednotlivých variant pro další konstrukční rozpracování.

Hodnocení variant je provedeno podle následujících kritérií:

- **Funkčnost mazání ložiskových uzlů a ozubení** – posuzuje, zda varianta zajišťuje dostatečný a vhodný přívod maziva k rozhodujícím funkčním místům převodovky. U ložiskových uzlů je hodnocena zejména jistota a cílenost přívodu maziva, u ozubení pak vhodnost zvoleného způsobu mazání vzhledem k charakteru řešené převodovky.
- **Konstrukční jednoduchost a přehlednost systému** – hodnotí celkovou složitost mazacího systému z hlediska uspořádání rozvodu, počtu použitých prvků, přehlednosti vedení potrubních větví a návaznosti jednotlivých částí systému.
- **Technická realizovatelnost** – posuzuje, zda je možné danou variantu provést pomocí běžně dostupných konstrukčních prvků a standardních technologických postupů bez nepřiměřených zásahů do konstrukce převodovky.

- **Podpora odvodu tepla z převodovky** – hodnotí, do jaké míry varianta umožňuje cirkulaci oleje a tím i odvod tepla z vnitřního prostoru převodovky. Toto kritérium je důležité zejména s ohledem na vysoké zatížení řešené převodovky a požadavek na tepelně stabilní provoz.
- **Tlakové ztráty a vhodnost pro nízkotlaký systém** – posuzuje, zda varianta odpovídá požadavku na nízkotlaký oběhový systém a zda její konstrukční uspořádání nepovede k nadměrným tlakovým ztrátám v rozvodu.
- **Možnost řízení a kontroly průtoku maziva** – hodnotí, nakolik daná varianta umožňuje ovlivnit rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve a současně kontrolovat provozní stav mazacího systému. Zohledněna je přítomnost prvků pro řízení průtoku i možnost sledování tlaku pomocí manometrů.
- **Montážní a servisní přístupnost** – posuzuje přístup ke spojům a jednotlivým prvkům rozvodu, možnost montáže, demontáže, kontroly a údržby systému v provozních podmínkách.
- **Riziko netěsností a provozní spolehlivost** – zohledňuje počet spojovacích míst, použitých prvků a celkovou složitost rozvodu z hlediska možného vzniku netěsností nebo poruch při dlouhodobém provozu.
- **Přiměřenost konstrukčního řešení** – hodnotí, zda je daná varianta přiměřená cíli práce a charakteru řešené převodovky, tedy zda nepředstavuje zbytečně složité nebo naopak nedostatečně funkční řešení.

Na základě uvedených kritérií budou jednotlivé varianty porovnány pomocí multikriteriálního hodnocení. Výsledkem bude výběr koncepce vhodné pro další konstrukční rozpracování.

4.4 Multikriteriální hodnocení variant

Pro porovnání navržených koncepčních variant bylo použito multikriteriální hodnocení metodou váženého součtu. Tato metoda umožňuje porovnat více variant na základě několika odlišných kritérií a zohlednit jejich relativní význam pro řešenou aplikaci. Každému hodnoticímu kritériu byla přiřazena váha podle jeho významu pro splnění cíle práce a pro provozní podmínky řešené převodovky. Součet vah všech kritérií je roven hodnotě 1, takže jednotlivé váhy vyjadřují podíl daného kritéria na celkovém hodnocení varianty.

Nejvyšší váha byla přiřazena funkčnosti mazání ložiskových uzlů a ozubení, protože zajištění spolehlivého přívodu maziva k rozhodujícím funkčním místům je základním požadavkem návrhu. Zvýšená váha byla dále přiřazena konstrukční jednoduchosti a přehlednosti systému, technické realizovatelnosti a podpoře odvodu tepla z převodovky, protože navržený systém musí být nejen funkční, ale také konstrukčně přiměřený a provozně vhodný. Samostatně byly zohledněny také tlakové ztráty a vhodnost pro nízkotlaký systém,

riziko netěsností a provozní spolehlivost a možnost řízení a kontroly průtoku maziva, protože jednotlivé varianty se liší konstrukční složitostí i způsobem rozdělení maziva mezi jednotlivá mazací místa. Nižší váhy byly přiřazeny montážní a servisní přístupnosti a přiměřenosti konstrukčního řešení, která jsou pro návrh rovněž důležitá, ale sama o sobě nerozhodují o použitelnosti celé koncepce.

Tab. 4-1 Váhy hodnoticích kritérií

Kritérium	Váha
Funkčnost mazání ložiskových uzlů a ozubení	0,20
Konstrukční jednoduchost a přehlednost systému	0,16
Technická realizovatelnost	0,14
Podpora odvodu tepla z převodovky	0,12
Tlakové ztráty a vhodnost pro nízkotlaký systém	0,10
Riziko netěsností a provozní spolehlivost	0,09
Možnost řízení a kontroly průtoku maziva	0,08
Montážní a servisní přístupnost	0,06
Přiměřenost konstrukčního řešení	0,05
Součet	1,00

Bodové hodnocení variant bylo stanoveno na základě technického porovnání jednotlivých koncepcí vzhledem k požadavkům řešené převodovky. Při hodnocení byla zohledněna zejména schopnost varianty zajistit přívod maziva k rozhodujícím funkčním místům, složitost potrubního rozvodu, počet použitých prvků, předpokládané tlakové ztráty, schopnost podpořit odvod tepla z převodovky, možnost ovlivnit rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve, montážní přístupnost, riziko vzniku netěsností a celková přiměřenost konstrukčního řešení. Hodnocení tedy vychází z poznatků uvedených v rešeršní části práce, z požadavků formulovaných v kapitole 3 a z technického posouzení jednotlivých variant popsaných v kapitole 4.2.

Každé variantě bylo pro každé kritérium přiřazeno bodové hodnocení na stupnici 1 až 5. Hodnota 1 označuje nejméně vhodné splnění daného kritéria, hodnota 3 představuje

průměrné nebo částečně vyhovující splnění kritéria a hodnota 5 označuje nejvhodnější splnění kritéria. Hodnocení má orientační charakter a slouží k systematickému porovnání koncepčních variant. Nejedná se o přesné výpočtové ověření funkce mazacího systému, které je předmětem až následného konstrukčního rozpracování.

Výsledné skóre každé varianty bylo určeno metodou váženého součtu podle vztahu

$$S_j = \sum_{i=1}^n w_i \cdot h_{ij}$$

kde S_j je výsledné skóre j-té varianty, w_i je váha i-tého kritéria, h_{ij} je bodové hodnocení j-té varianty podle i-tého kritéria a n je počet hodnoticích kritérií. Varianta s nejvyšší hodnotou výsledného skóre je považována za nejvhodnější pro další konstrukční rozpracování.

Tab. 4-2 Multikriteriální hodnocení koncepčních variant

Kritérium	Váha	Var. A	Var. B	Var. C
Funkčnost mazání ložiskových uzlů a ozubení	0,20	5	5	4
Konstrukční jednoduchost a přehlednost systému	0,16	2	4	5
Technická realizovatelnost	0,14	3	4	5
Podpora odvodu tepla z převodovky	0,12	5	5	4
Tlakové ztráty a vhodnost pro nízkotlaký systém	0,10	3	4	5
Riziko netěsností a provozní spolehlivost	0,09	2	4	5
Možnost řízení a kontroly průtoku maziva	0,08	5	4	3
Montážní a servisní přístupnost	0,06	3	4	5
Přiměřenost konstrukčního řešení	0,05	2	3	5
Výsledné skóre	1,00	3,50	4,27	4,52

Z výsledků multikriteriálního hodnocení je patrné, že nejvyššího výsledného skóre dosáhla varianta C, následovaná variantou B a variantou A. Na základě tohoto výsledku byla jako nejvhodnější varianta pro další posouzení zvolena varianta C. Podrobnější zdůvodnění výběru je uvedeno v následující podkapitole.

4.5 Výběr koncepčního řešení

Na základě provedeného multikriteriálního hodnocení byla pro další konstrukční rozpracování zvolena varianta C – kombinované mazání ozubení a ložiskových uzlů. Tato varianta dosáhla nejvyššího výsledného skóre především proto, že představuje konstrukčně jednoduché, technicky dobře realizovatelné a současně provozně přiměřené řešení pro danou převodovku. V jejím prospěchu rozhodla zejména menší složitost rozvodu, menší počet použitých prvků, nižší počet spojovacích míst a s tím související nižší riziko netěsností. Významnou výhodou této varianty je také skutečnost, že kombinuje dva způsoby mazání podle charakteru jednotlivých funkčních uzlů převodovky a umožňuje tak přizpůsobit návrh rozdílným požadavkům ozubení a ložisek.

Ve srovnání s variantou A nabízí varianta C jednodušší a přehlednější uspořádání rozvodu, protože nevyužívá doplňkové prvky pro aktivnější řízení průtoku, jako jsou škrticí prvky nebo zpětný ventil. Tím se snižuje konstrukční náročnost i počet potenciálních poruchových míst. Současně tato varianta umožňuje zachovat jednoduchý způsob mazání ozubení broděním a rozstříkem oleje a oběhový přívod oleje využít pouze tam, kde to bude z hlediska provozu a zatížení ložiskových uzlů skutečně potřebné. Z hlediska celkového návrhu tak představuje přiměřenější řešení, které lépe odpovídá cíli práce zaměřenému na jednoduchý, funkční a technicky realizovatelný mazací systém.

Varianta A byla hodnocena velmi příznivě zejména v oblasti funkčnosti mazání a možnosti řízení a kontroly průtoku maziva. Její nevýhodou je však vyšší konstrukční složitost, vyplývající z použití pasivních rozdělovačů, škrticích prvků, zpětného ventilu a většího počtu manometrů. Tyto prvky sice umožňují lépe ovlivnit rozdělení průtoku mezi jednotlivá mazací místa, současně však zvyšují počet spojů, nároky na montáž, místní tlakové ztráty i riziko netěsností. V kontextu řešené práce se proto tato varianta ukázala jako technicky propracovanější, ale konstrukčně méně hospodárná a méně přiměřená než varianta C.

Varianta B dosáhla druhého nejlepšího výsledku a představuje konstrukčně jednodušší plně oběhové řešení než varianta A. Její výhodou je menší počet použitých prvků, menší tlakové ztráty a nižší riziko netěsností při zachování oběhového mazání ozubení i ložiskových uzlů. Oproti variantě C však stále vyžaduje cílený oběhový přívod maziva také k ozubení, a tedy rozsáhlejší tlakový rozvod. Právě tato skutečnost vedla k tomu, že ačkoliv varianta B dosáhla velmi dobrého hodnocení, nedosáhla takové míry konstrukční jednoduchosti, přiměřenosti a provozní úspornosti jako varianta C.

Varianta C tedy zvítězila nikoli proto, že by byla nejlepší ve všech jednotlivých kritériích, ale proto, že představuje nejlépe vyvážené řešení z hlediska funkčnosti, jednoduchosti, technické realizovatelnosti a provozní spolehlivosti. Pro další konstrukční rozpracování byla proto zvolena jako nejvhodnější koncepce.

5 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

5.1 Vstupní podmínky a metodika návrhu mazání

Konstrukční část práce navazuje na zvolenou koncepční variantu C, tedy kombinované mazání ozubení a vybraných ložiskových uzlů. Ozubení je u této varianty mazáno olejovou náplní ve skříni převodovky, a to broděním a rozstříkem oleje. Oběhový přívod oleje je uvažován pouze pro ložiskové uzly, u kterých bude na základě výpočtového posouzení prokázána potřeba cíleného přívodu maziva z hlediska zatížení, třecích ztrát nebo odvodu tepla.

Mazací systém je v této práci navrhován jako nový konstrukční celek. Návrh proto vychází z výpočtového stanovení zatížení jednotlivých uzlů, následného určení ztrátového výkonu a potřebného průtoku oleje. Na základě těchto hodnot bude určeno, které části převodovky budou mazány pouze broděním a rozstříkem a které ložiskové uzly budou vyžadovat samostatný oběhový přívod oleje. Základním konstrukčním požadavkem návrhu je dodržení přípojovacího rozměru

$$DN\ 18.$$

Vstupní provozní a geometrické údaje řešené převodovky byly převzaty z technické dokumentace společnosti Wikov MGI a. s. (36). Převodovka je uvažována při jmenovitém vstupním výkonu

$$P = 450\ kW$$

jmenovitých vstupních otáčkách

$$n = 650\ min^{-1}$$

a celkovým převodovým poměrem

$$i = 34,17$$

Maximální výstupní krouticí moment je

$$T_{out,max} = 213\ 000\ Nm.$$

Pro výpočtovou část je uvažován převodový olej ISO VG 220. Při provozní teplotě oleje

$$t = 50\ ^\circ C ,$$

je uvažována kinematická viskozita

$$\nu = 125\ mm^2 \cdot s^{-1}$$

Hodnota viskozity je použita jako výpočtový předpoklad pro danou provozní teplotu. Pro orientační výpočty je dále uvažována hustota oleje

$$\rho = 860 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

Dynamická viskozita se určí ze vztahu

$$\mu = \rho \cdot \nu.$$

Po dosazení

$$\mu = 860 \cdot 125 \cdot 10^{-6}$$

Dostaneme

$$\mu = 0,108 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

Tyto hodnoty budou dále použity při stanovení třecích momentů ložisek, ztrátového výkonu a při návrhu průtoků v jednotlivých mazacích větvích.

Výpočtový postup je rozdělen do několika navazujících kroků. Nejprve bude vytvořen analytický výpočtový model převodovky. Z provozních parametrů budou určeny otáčky a krouticí momenty jednotlivých hřídelí. Následně budou ze základních vztahů pro čelní soukolí se šikmými zuby stanoveny tečné, radiální a axiální síly v jednotlivých ozubených záběrech (37). Tyto síly budou použity pro výpočet reakcí v ložiskových uzlech.

Pro síly v šikmém ozubení jsou použity vztahy

$$F_t = \frac{2T}{d},$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta},$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta,$$

kde F_t je tečná síla, F_r radiální síla, T krouticí moment, d roztečný průměr ozubeného kola, α_n normálový úhel záběru a β úhel sklonu zubů. Pro výpočet je uvažován normálový úhel záběru

$$\alpha_n = 20^\circ.$$

Reakce v ložiskových podporách jsou určeny ze statické rovnováhy hřídele. Hřídele jsou v analytickém výpočtu uvažovány jako nosníky na dvou podporách, přičemž síly od ozubení působí v místech jednotlivých ozubených kol nebo pastorků. Pro sílu F , která působí mezi dvěma podporami ve vzdálenostech a a b , platí

$$R_A = F \cdot \frac{b}{L},$$

$$R_B = F \cdot \frac{a}{L},$$

kde

$$L = a + b.$$

Výsledné radiální zatížení ložiska je určeno složením reakcí ve dvou kolmých rovinách

$$F_r = \sqrt{R_H^2 + R_V^2}.$$

Axiální zatížení je přiřazeno do axiálně vodícího ložiskového uzlu podle konstrukčního uspořádání dané hřídele.

U uložení tvořených dvojicí ložisek je pro výpočet reakcí hřídele uvažován jeden ložiskový uzel. Toto zjednodušení je vhodné pro stanovení zatížení mazacího místa jako celku, protože pro statickou rovnováhu hřídele je rozhodující výsledná reakce celé podpory. Zároveň tento přístup odpovídá návrhu mazání, protože jeden ložiskový uzel může být zásobován jednou mazací větví. Při výpočtu ztrátového výkonu však nebude takový uzel nahrazen jedním fiktivním ložiskem. Třecí moment uzlu bude určen jako součet třecích momentů jednotlivých ložisek v daném uzlu.

Pro jeden ložiskový uzel tedy platí

$$M_{uzel} = \sum M_i,$$

kde M_i jsou třecí momenty jednotlivých ložisek. Ztrátový výkon ložiskového uzlu je potom

$$P_{z,uzel} = M_{uzel} \cdot \omega,$$

kde ω je úhlová rychlost příslušné hřídele.

Analytický výpočet představuje první úroveň návrhu. Jeho úkolem je určit silové poměry v převodovce, zatížení ložiskových uzlů, orientační třecí momenty a ztrátové výkony. Ve druhé úrovni bude výpočet zpřesněn pomocí programu KISSsoft. Nejprve bude provedeno normové posouzení ozubení podle DIN 3990 a následně kontaktní analýza ozubení. Tím bude možné porovnat výsledky analytického výpočtu se softwarovým výpočtem a zpřesnit návrhové hodnoty potřebné pro návrh mazacího systému (39), (40).

Ztrátový výkon jednotlivých ložiskových uzlů bude použit jako vstup pro výpočet potřebného průtoku oleje v příslušných mazacích větvích. Základní tepelná bilance pro jednu mazací větev je

$$P_{z,větev} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T,$$

kde $P_{z,větev}$ je ztrátový výkon odváděný danou větví, $\dot{m}$ hmotnostní průtok oleje, c_p měrná tepelná kapacita oleje a ΔT přípustné ohřátí oleje v dané větví. Po dosazení

$$\dot{m} = \rho \cdot Q$$

lze objemový průtok jedné větve určit ze vztahu

$$Q_{větev} = \frac{P_{z,větev}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T}.$$

Celkový průtok mazacího systému bude stanoven až po určení ztrátových výkonů všech posuzovaných ložiskových uzlů jako součet průtoků jednotlivých větví. Tento postup umožní určit nejen celkovou potřebu oleje, ale také vhodné rozdělení průtoku mezi jednotlivá kritická místa převodovky.

Cílem následujících kapitol je tedy nejprve analyticky stanovit zatížení jednotlivých ložiskových uzlů, následně provést zpřesnění výpočtu v programu KISSsoft podle DIN 3990 a pomocí kontaktní analýzy. Na základě těchto výsledků budou určeny ztrátové výkony a potřebné průtoky oleje. Výstupem bude návrh kombinovaného mazacího systému, ve kterém je ozubení mazáno broděním a rozstříkem oleje, zatímco vybrané ložiskové uzly jsou zásobovány řízeným oběhovým přívodem oleje. Teprve po stanovení průtoků jednotlivých větví bude možné posoudit celkový požadovaný průtok a konstrukční proveditelnost navrženého systému při dodržení přípojovacího rozměru DN 18.

5.2 Analytický výpočtový model převodovky

Prvním krokem výpočtové části je stanovení převodových poměrů, otáček jednotlivých hřídelí, krouticích momentů a sil působících v ozubených záběrech. Tyto hodnoty tvoří základní vstup pro následný výpočet reakcí v ložiskových uzlech, třecích momentů a ztrátového výkonu.

Výpočet je proveden pro jmenovitý vstupní výkon

$$P = 450 \text{ kW}$$

a jmenovité vstupní otáčky

$$n_1 = 650 \text{ min}^{-1}.$$

Geometrické údaje ozubení a základní provozní parametry převodovky byly převzaty z technické dokumentace společnosti Wikov MGI a. s. (36). Výpočet sil v ozubení je proveden podle základních vztahů pro čelní soukolí se šikmými zuby (37).

Převodovka je tvořena třemi převodovými stupni. Převodový poměr jednotlivého stupně je určen vztahem

$$i = \frac{z_k}{z_p}.$$

kde z_k je počet zubů kola a z_p počet zubů pastorku.

Přehled převodových poměrů a otáček jednotlivých hřídelí je uveden v tabulce 5-1.

Tab. 5-1 Převodové poměry a otáčky hřídelí

Hřídel	Prvky na hřídeli	Převodový poměr	Převod	Otáčky
Vstupní hřídel	pastorek 1	-	-	$650,0 \text{ min}^{-1}$
Prolomená hřídel	kolo 1, pastorek 2	$i_1 = 47/27$	1,741	$373,4 \text{ min}^{-1}$
Předlohová hřídel	kolo 2, pastorek 3	$i_2 = 78/17$	4,588	$81,4 \text{ min}^{-1}$
Výstupní člen	kolo 3	$i_{13} = 77/18$	4,278	$19,0 \text{ min}^{-1}$

Celkový převodový poměr je

$$i_c = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 .$$

Vypočtená hodnota odpovídá zadanému celkovému převodovému poměru

$$i = 34,17 .$$

Krouticí moment na vstupní hřídeli je určen ze vztahu

$$T = \frac{9550 \cdot P}{650} ,$$

kde T je krouticí moment v Nm , P výkon v kW a n otáčky v min^{-1} .

Pro vstupní hřídel tedy platí

$$T_1 = \frac{9550 \cdot 450}{650} = 6612 \text{ Nm} .$$

Momenty na dalších hřídelích jsou určeny pomocí převodových poměrů. V této části výpočtu nejsou uvažovány dílčí ztráty jednotlivých převodových stupňů, protože jejich stanovení je předmětem dalších kapitol. Takto určené momenty slouží jako vstupní hodnoty pro analytický výpočet sil v ozubení.

Tab. 5-2 Krouticí momenty jednotlivých hřídelí

Hřídel	Výpočet	Krouticí moment
Vstupní hřídel	T_1	$6,61 \text{ kN} \cdot \text{m}$
Prolomená hřídel	$T_2 = T_1 \cdot i_1$	$11,51 \text{ kN} \cdot \text{m}$
Předlohová hřídel	$T_3 = T_2 \cdot i_2$	$52,8 \text{ kN} \cdot \text{m}$
Výstupní člen	$T_4 = T_3 \cdot i_3$	$226,0 \text{ kN} \cdot \text{m}$

Ideální výstupní moment bez uvažování ztrát vychází

$$T_4 = 226,0 \text{ kN} \cdot \text{m} .$$

Zadaný maximální výstupní krouticí moment je

$$T_{out,max} = 213 \text{ kN} \cdot \text{m} .$$

Rozdíl mezi ideálním a skutečně uvažovaným výstupním momentem odpovídá mechanickým ztrátám v převodovce. Tento rozdíl bude dále využit jako kontrolní údaj při posuzování ztrátového výkonu.

Pro výpočet sil v ozubení je nejprve určen roztečný průměr ozubeného kola

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} ,$$

kde m_n je normálový modul, z počet zubů a β úhel sklonu zubů.

Tečná síla v ozubení je určena ze vztahu

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} .$$

Radiální a axiální složka síly jsou pro šikmé ozubení určeny vztahy

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} ,$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta .$$

Ve výpočtu je uvažován normálový úhel záběru

$$\alpha_n = 20^\circ .$$

Ukázkový výpočet je proveden pro první převodový stupeň. Pastorek 1 má normálový modul

$$m_n = 7,5 \text{ mm} ,$$

počet zubů

$$z = 27$$

a úhel sklonu zubů

$$\beta = 16^\circ .$$

Roztečný průměr pastorku 1 je

$$d_1 = \frac{7,5 \cdot 27}{\cos 16^\circ} = 210,9 \text{ mm} .$$

Tečná síla v prvním záběru je

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 6612}{0,2109} = 62,7 \text{ kN} .$$

Radiální síla je

$$F_{r1} = 62,7 \cdot \frac{\tan 20^\circ}{\cos 16^\circ} = 23,8 \text{ kN} .$$

Axiální síla je

$$F_{a1} = 62,7 \cdot \tan 16^\circ = 18,0 \text{ kN} .$$

Stejným postupem byly vypočteny síly ve druhém a třetím převodovém stupni. Výsledky jsou uvedeny v tabulce 5-3.

Tab. 5-3 Geometrie a síly v ozubených záběrech

Záběr	Prvek výpočtu	m_n	z	β	d	F_t	F_r	F_a
1. stupeň	pastorek 1	7,5 mm	27	16°	210,9 mm	62,7 kN	23,8 kN	18,0 kN
2. stupeň	pastorek 2	9 mm	17	14°	157,7 mm	146,0 kN	54,8 kN	36,4 kN
3. stupeň	pastorek 3	13 mm	18	6,1°	235,3 mm	448,9 kN	164,3 kN	48,0 kN

Z výsledků je patrné, že velikost sil v ozubení roste směrem k výstupnímu členu. Nejvyšší zatížení vzniká ve třetím převodovém stupni, kde tečná síla dosahuje hodnoty

$$F_{t3} = 448,9 \text{ kN} .$$

Tento výsledek odpovídá postupnému nárůstu krouticího momentu na pomaloběžných hřídelích převodovky. Síly uvedené v tabulce 5-3 tvoří vstupní hodnoty pro následující výpočet reakcí v ložiskových uzlech. V navazující kapitole budou rozděleny do jednotlivých ložisek podle polohy ozubených kol na hřídelích a podle prostorového uspořádání převodovky.

5.3 Analytický výpočet zatížení ložiskových uzlů

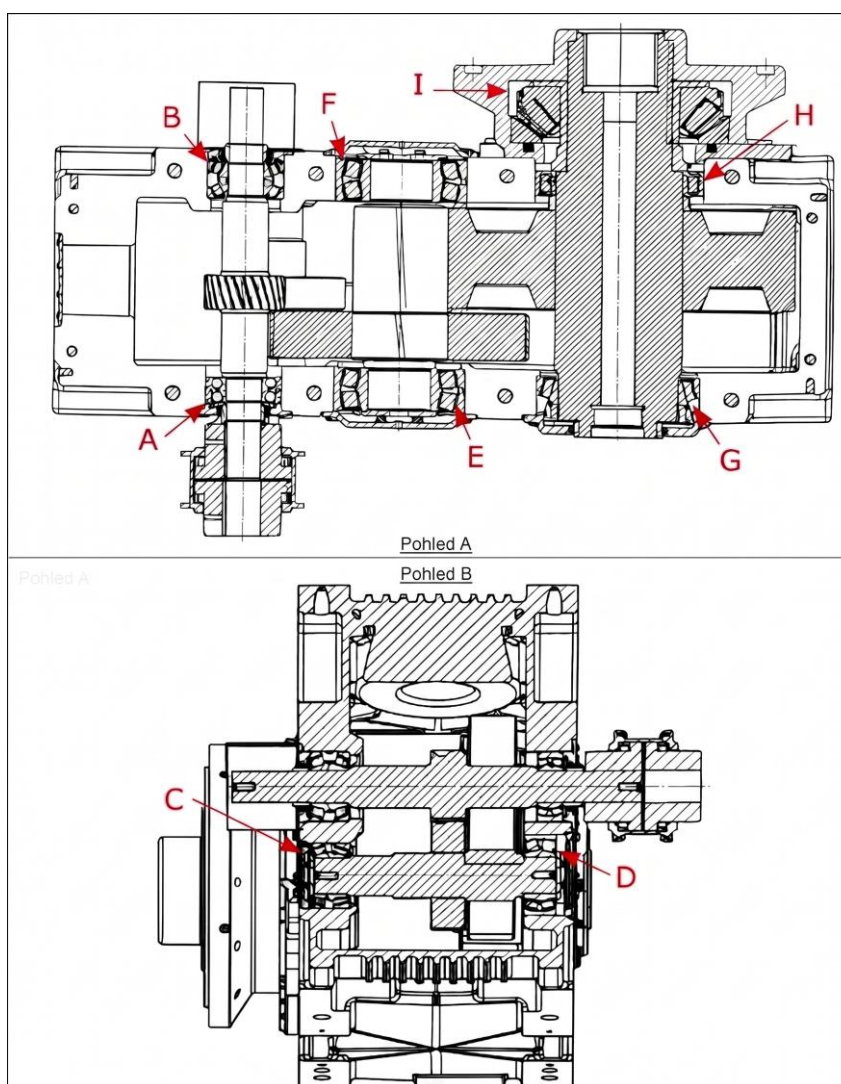
Po stanovení sil v ozubených záběrech byl proveden analytický výpočet zatížení ložiskových uzlů. Cílem tohoto výpočtu není detailní trvanlivostní kontrola ložisek, ale určení reakcí v podporách jednotlivých hřídelí. Tyto hodnoty slouží jako vstup pro navazující výpočet třecích momentů, ztrátového výkonu ložiskových uzlů a následný návrh průtoků v jednotlivých mazacích větvích.

Výpočet byl proveden na základě zjednodušeného statického modelu převodovky. Jednotlivé hřídele byly uvažovány jako nosníky uložené ve dvou ložiskových podporách. Síly od ozubení byly rozděleny do příslušných směrů a jejich účinek byl vyhodnocen ve dvou vzájemně kolmých rovinách. Výsledné radiální zatížení ložiskových uzlů bylo následně stanoveno složením příslušných složek reakcí.

Axiální zatížení bylo přiřazeno do axiálně vodících ložiskových uzlů podle konstrukčního uspořádání jednotlivých hřídelí. U ložiskových uložení tvořených dvojicí ložisek byl pro účely výpočtu reakcí uvažován jeden ložiskový uzel. Toto zjednodušení je vhodné pro stanovení zatížení mazacího místa jako celku, protože návrh mazání je vztažen k ložiskovému uzlu, nikoliv ke každému ložisku samostatně. Při následném výpočtu ztrátového výkonu jsou však třecí momenty jednotlivých ložisek uvažovány samostatně.

5.3.1 Označení a poloha ložiskových uzlů

Označení jednotlivých ložiskových uzlů řešené převodovky je uvedeno na obr. 5-1. Toto označení je dále použito při analytickém výpočtu zatížení, při porovnání s výsledky z programu KISSsoft i při návrhu rozdělení průtoku oleje do jednotlivých mazacích větví.



Obr. 5-1 Označení ložiskových uzlů řešené převodovky, Zdroj: vlastní zpracování podle (36)

Ložiskové uzly A a B přísluší vstupní hřídeli. Ložiskové uzly C a D jsou součástí prolomené hřídele, uzly E a F přísluší předloňové hřídeli a uzly G, H a I výstupní hřídeli. Z hlediska

návrhu mazacího systému je důležité nejen samotné zatížení ložisek, ale také jejich poloha vůči hladině oleje a dostupnost pro přívod maziva.

Ložiskové uzly C a D nejsou v navržené koncepci zásobovány samostatnou oběhovou větví, protože jsou vzhledem ke své poloze mazány olejovou náplní ve skříní převodovky. Oběhovým přívodem maziva jsou zásobovány ložiskové uzly A, B, E, F, G a společná větev pro uzly H a I.

5.3.2 Výpočtový model hřídelí a uvažovaná zjednodušení

Analytický výpočet zatížení byl proveden samostatně pro jednotlivé hřídele převodovky. Každá hřídel byla nahrazena nosníkem uloženým ve dvou podporách. Poloha ozubených kol a pastorků byla ve výpočtu nahrazena působištem výsledných sil od ozubeného záběru. U každého převodového stupně byly uvažovány zejména tečné, radiální a axiální složky sil.

Tečná síla vyvolává přenos krouticího momentu mezi ozubenými koly. Radiální složka zatěžuje hřídel kolmo na její osu a podílí se na radiálním zatížení ložiskových podpor. Axiální složka vzniká vlivem šikmého ozubení a je zachycena axiálně vodícím ložiskovým uzlem příslušné hřídele.

Reakce v ložiskových podporách byly určeny ze statických rovnovážných podmínek. Pro jednotlivé směry zatížení byly sestaveny rovnovážné rovnice sil a momentů. Obecně platí

$$\sum F = 0$$

$$\sum M = 0$$

kde $\sum F$ je součet sil v daném směru a $\sum M$ je součet momentů k uvažovanému bodu.

Výpočet byl proveden odděleně ve dvou kolmých rovinách. Získané složky reakcí byly následně složeny do výsledného radiálního zatížení ložiskového uzlu podle vztahu

$$F_r = \sqrt{R_t^2 + R_r^2}$$

kde F_r je výsledné radiální zatížení ložiskového uzlu, R_t je reakce od tečné složky síly a R_r je reakce od radiální složky síly.

Pro stanovení ekvivalentního dynamického zatížení ložisek byl následně použit obecný vztah

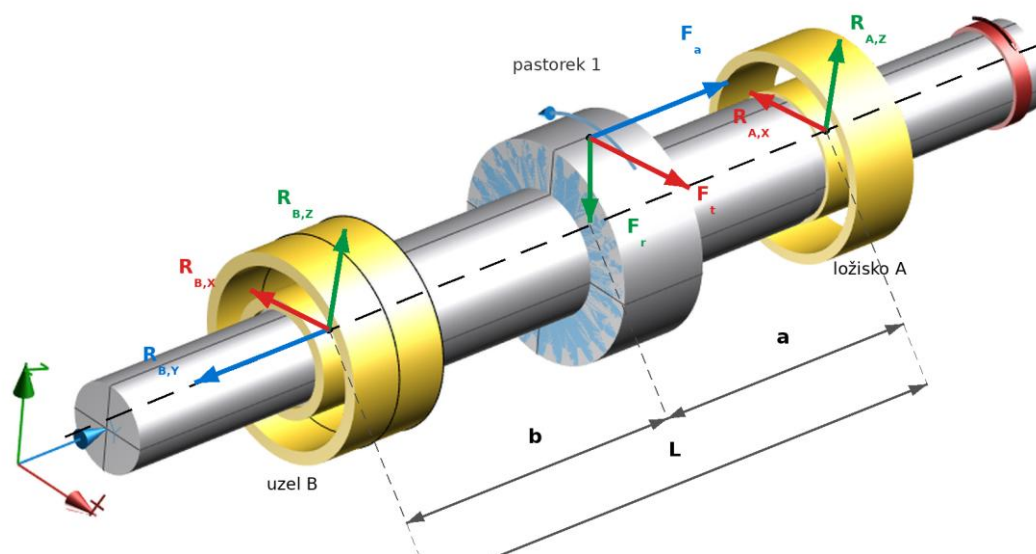
$$P = XF_r + YF_a$$

kde F_r je radiální zatížení ložiska, F_a axiální zatížení ložiska a X, Y jsou součinitele závislé na typu ložiska a poměru axiálního a radiálního zatížení.

Hodnoty součinitelů X a Y byly uvažovány podle katalogových údajů výrobce ložisek pro příslušný typ ložiska. U ložisek, kde axiální zatížení nebylo rozhodující, bylo ekvivalentní zatížení stanoveno především z radiální složky zatížení.

5.3.3 Stanovení reakcí v ložiskových podporách

Postup výpočtu reakcí je ukázán na vstupní hřídeli, jejíž zjednodušené zatěžovací schéma je uvedeno na obr. 5-2. Stejný princip byl následně použit také pro ostatní hřídele převodovky.



Obr. 5-2 Zjednodušené schéma zatížení vstupní hřídele a reakcí v ložiskových podporách, Zdroj: vlastní zpracování podle (36)

U vstupní hřídele jsou uvažovány ložiskové podpory A a B. Síla od prvního ozubeného záběru působí mezi těmito podporami. Vzdálenost působíště síly od ložiskového uzlu A je označena a , vzdálenost od ložiskového uzlu B je označena b . Celková vzdálenost mezi ložiskovými podporami je potom

$$L = a + b$$

Po dosazení

$$L = 290 + 338,5 = 628,5 \text{ mm}$$

Tečná síla v prvním ozubeném záběru byla stanovena z přenášeného krouticího momentu. Pro výpočet reakcí vstupní hřídele byla uvažována hodnota

$$F_{t1} = 62,7 \text{ kN}$$

Reakce od tečné síly v ložiskovém uzlu A byla určena z momentové rovnováhy k ložiskovému uzlu B

$$R_{A,t} = F_{t1} \cdot \frac{b}{L}$$

Po dosazení

$$R_{A,t} = 62,7 \cdot \frac{338,5}{628,5} = 33,8 \text{ kN}$$

Reakce od tečné síly v ložiskovém uzlu B byla určena z momentové rovnováhy k ložiskovému uzlu A

$$R_{B,t} = F_{t1} \cdot \frac{a}{L}$$

Po dosazení

$$R_{B,t} = 62,7 \cdot \frac{290}{628,5} = 28,9 \text{ kN}$$

Stejným způsobem byly určeny reakce od radiální složky síly. Výsledné radiální zatížení ložiskového uzlu bylo následně stanoveno složením reakcí od tečné a radiální složky zatížení

$$F_r = \sqrt{R_t^2 + R_r^2}$$

Axiální síla vznikající v prvním převodovém stupni byla přiřazena do axiálně vodícího ložiskového uzlu. Protože je na vstupní hřídeli jako axiálně vodící uvažován ložiskový uzel B, platí

$$F_{a,B} = F_{a1}$$

U ložiskového uzlu A bylo axiální zatížení pro tento výpočet zanedbáno, protože axiální síla je zachycena uzlem B. Pro ložiskový uzel B byl následně určen poměr axiálního a radiálního zatížení

$$\frac{F_a}{F_r}$$

Na základě tohoto poměru byly podle katalogových údajů výrobce určeny součinitele X a Y. Ekvivalentní dynamické zatížení ložiskového uzlu B bylo stanoveno vztahem

$$P_B = XF_{r,B} + YF_{a,B}$$

Po dosazení příslušných hodnot

$$P_B = 45,5 \text{ kN} .$$

Stejným postupem byla stanovena zatížení ostatních ložisek a ložiskových uzlů převodovky.

5.3.4 Výsledné zatížení ostatních ložiskových uzlů převodovky

Souhrn výsledků analytického výpočtu zatížení ložiskových uzlů je uveden v tab. 5-4. Tabulka obsahuje označení ložiskového uzlu, příslušnou hřídel, typ použitého ložiska, výsledné radiální zatížení, axiální zatížení a ekvivalentní dynamické zatížení.

Tab. 5-4 Souhrn zatížení ložiskových uzlů

Ložisko / uzel	Hřídel	Typ ložiska	F_r	F_a	P
A	Vstupní	SKF 22320 E	36,1 kN	0 kN	36,1 kN
B	Vstupní	2× SKF 31320	30,9 kN	18,0 kN	45,5 kN
C	Prolomená	SKF 30224 + SKF 32224	25,7 kN	18,4 kN	36,0 kN
D	Prolomená	SKF 22326 CC/W33	97,6 kN	0 kN	97,6 kN
E	Předloková	SKF 22336 CC/W33	216,8 kN	11,6 kN	238,8 kN
F	Předloková	SKF 22336 CC/W33	301,4 kN	0 kN	301,4 kN
G	Výstupní	SKF 32968	135,3 kN	0 kN	135,3 kN
H	Výstupní	SKF NCF 2972 CV	342,7 kN	0 kN	342,7 kN
I	Výstupní	SKF 29468 E	0 kN	1278 kN	1278 kN

Z výsledků je patrné, že největší radiální zatížení působí na ložiskové uzly H a F, což odpovídá konstrukčnímu uspořádání převodovky. Uzel H se nachází na výstupní hřídeli, kde jsou přenášeny největší krouticí momenty, zatímco uzel F přísluší uložení pastorku posledního převodového stupně. Vyšší zatížení těchto uzlů se tedy z hlediska silového toku převodovkou dalo očekávat.

Největší axiální zatížení působí na ložiskový uzel I, kde se kromě účinků ozubeného záběru projevuje také zatížení od navazujícího pracovního stroje. Výsledné hodnoty zatížení dále slouží jako vstup pro výpočet třecích momentů a ztrátového výkonu ložiskových uzlů. Detailní trvanlivostní kontrola ložisek není předmětem této práce.

5.3.5 Kontrola zatížení ložiskových uzlů v programu KISSsoft

Pro ověření analyticky stanovených reakcí v ložiskových uzlech byl proveden kontrolní výpočet v programu KISSsoft. Softwarový model umožňuje určit reakční síly v jednotlivých ložiscích na základě prostorového modelu hřídelí, ozubených kol a ložiskových uložení.

Cílem této kontroly nebylo nahradit analytický výpočet, ale ověřit jeho řádovou správnost a rozložení zatížení mezi jednotlivé ložiskové uzly. Analytický výpočet je založen na zjednodušeném modelu hřídeli a statických rovnovážných podmínkách, zatímco výpočet v programu KISSsoft umožňuje přesnější zohlednění geometrie převodového ústrojí, vzájemné polohy jednotlivých součástí a skutečného uspořádání ložisek.

Výsledky získané v programu KISSsoft byly porovnány s analyticky stanovenými hodnotami. Porovnání je uvedeno v tab. 5-5.

Tab. 5-5 Porovnání analytického výpočtu a výpočtu v KISSsoftu

Uzel	Analyticky F_r	KISSsoft F_r	Analyticky F_a	KISSsoft F_a	Zhodnocení
A	36,1 kN	31,8 kN	0,0 kN	0,0 kN	dobrá shoda
B	30,9 kN	31,7 kN	18,0 kN	17,0 kN	velmi dobrá shoda
C	25,7 kN	19,4 kN	18,4 kN	17,3 kN	stejný řád
D	97,6 kN	76,6 kN	0,0 kN	0,0 kN	stejný řád
E	216,8 kN	210,1 kN	11,6 kN	10,9 kN	velmi dobrá shoda
F	301,4 kN	313,6 kN	0,0 kN	0,0 kN	velmi dobrá shoda
G	135,3 kN	168,1 kN	0,0 kN	50,2 kN	rozdíl vlivem prostorového modelu
H	342,7 kN	257,6 kN	0,0 kN	0,0 kN	stejný řád
I	0,0 kN	16,2 kN	1278 kN	1322,4 kN	dobrá shoda axiální síly

Z porovnání je patrné, že analyticky stanovené hodnoty zatížení ložiskových uzlů jsou ve většině případů v dobré shodě s výsledky získanými v programu KISSsoft. Nejlepší shoda byla dosažena u uzlů B, E a F, kde se hodnoty radiálního i axiálního zatížení liší pouze mírně. U uzlů C, D a H jsou rozdíly vyšší, hodnoty však zůstávají ve stejném řádu.

Výraznější rozdíl je patrný u ložiskového uzlu G, kde program KISSsoft vykazuje axiální složku zatížení, zatímco ve zjednodušeném analytickém modelu byla axiální síla přiřazena do jiného ložiskového uzlu. Tento rozdíl je způsoben zejména prostorovým modelem převodovky a přesnějším rozdělením zatížení mezi jednotlivá ložiska. U ložiskového uzlu I je rozhodující axiální zatížení, které je v analytickém výpočtu i v programu KISSsoft ve velmi dobré shodě.

Pro účely této práce je dosažená shoda považována za dostatečnou. Analytický výpočet tedy poskytuje vhodný podklad pro navazující stanovení třecích momentů, ztrátového výkonu a návrh rozdělení průtoku oleje do jednotlivých mazacích větví.

5.4 Analytické stanovení ztrátového výkonu převodovky

Při provozu převodovky dochází k přeměně části přiváděného mechanického výkonu na teplo. Ztrátový výkon vzniká především třením v ozubení, třením v ložiscích, ztrátami v těsněních a odporem při brodění nebo víření oleje. Z hlediska návrhu mazacího systému je důležité tyto ztráty alespoň orientačně stanovit, protože určují množství tepla, které musí být z převodovky odvedeno.

Celkový ztrátový výkon převodovky lze obecně vyjádřit jako součet dílčích složek

$$P_z = P_{z,oz} + P_{z,l} + P_{z,t} + P_{z,ost}$$

kde $P_{z,oz}$ představuje ztráty v ozubení, $P_{z,l}$ ztráty v ložiskách, $P_{z,t}$ ztráty v těsněních a $P_{z,ost}$ ostatní ztráty, například ztráty vznikající broděním a vířením oleje. V rámci této práce jsou ztráty v ložiskách důležité zejména pro návrh průtoků jednotlivých mazacích větví. Ztráty v ozubení a ostatní ztráty jsou naopak využity především pro orientační posouzení celkové tepelné bilance převodovky jako celku.

5.4.1 Ztrátový výkon ložiskových uzlů

Ztrátový výkon ložisek byl stanoven z orientačně vypočteného třecího momentu. Pro návrhový výpočet byl použit zjednodušený vztah

$$M_f = f \cdot P \cdot \frac{d_m}{2}$$

kde M_f je třecí moment ložiska, f je orientační součinitel tření, P je ekvivalentní zatížení ložiska a d_m je střední průměr ložiska. Střední průměr ložiska je určen ze vztahu

$$d_m = \frac{d + D}{2}$$

kde d je vnitřní průměr ložiska a D je vnější průměr ložiska.

Ztrátový výkon ložiska se následně určí ze vztahu

$$P_{z,l} = M_f \cdot \omega$$

kde ω je úhlová rychlost příslušné hřídele. Úhlová rychlost je dána vztahem

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

kde n jsou otáčky hřídele v min^{-1} .

pro soudečková a kuželíková ložiska byl uvažován orientační součinitel tření

$$f = 0,0018$$

pro plnoválečkové válečkové ložisko a axiální soudečkové ložisko byla uvažována hodnota

$$f = 0,0020$$

Tyto hodnoty slouží pouze pro orientační návrhový výpočet. Skutečný třecí moment ložiska závisí také na konstrukčním provedení ložiska, zatížení, otáčkách, viskozitě oleje, způsobu mazání a množství oleje v ložiskovém prostoru.

U ložiskových uzlů tvořených dvojicí ložisek nebyl třecí moment stanoven pouze pro jedno ložisko, ale jako součet třecích momentů obou ložisek. Pro ložiskový uzel tedy platí

$$M_{uzel} = \sum M_i$$

V případě uzlů B a C je proto výsledný třecí moment uvažován jako dvojnásobek třecího momentu jednoho ložiska

$$M_{uzel} = 2M_f$$

Tento postup lépe odpovídá skutečnosti, že v jednom ložiskovém uzlu jsou dvě valivá ložiska, která se podílejí na celkových ztrátách daného uzlu.

Jako ukázka výpočtu je uvedeno ložisko A. Pro ložisko SKF 22320 E je uvažováno ekvivalentní zatížení

$$P = 36,1 \text{ kN}$$

Střední průměr ložiska je

$$d_m = 157,5 \text{ mm}$$

tedy

$$\frac{d_m}{2} = 0,07875 \text{ m}$$

Třecí moment ložiska je

$$M_f = 0,0018 \cdot 36100 \cdot 0,07875$$

$$M_f = 5,12 \text{ Nm}$$

Při otáčkách vstupní hřídele

$$n = 650 \text{ min}^{-1}$$

je úhlová rychlost

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 650}{60} = 68,1 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ztrátový výkon ložiska A je tedy

$$P_{z,A} = 5,12 \cdot 68,1 = 348 \text{ W}$$

$$P_{z,A} = 0,348 \text{ kW}$$

Stejným postupem byly určeny ztrátové výkony ostatních ložisek a ložiskových uzlů. Souhrn výsledků je uveden v tabulce 5-6.

Tab. 5-6 Orientační ztrátové výkony ložiskových uzlů

Ložisko / uzel	Otáčky	P	f	$d_m/2$	M_f	$P_{z,l}$
A	$650,0 \text{ min}^{-1}$	$36,1 \text{ kN}$	0,0018	$0,07875 \text{ m}$	$5,12 \text{ Nm}$	$0,348 \text{ kW}$
B	$650,0 \text{ min}^{-1}$	$45,5 \text{ kN}$	0,0018	$0,07875 \text{ m}$	$12,90 \text{ Nm}$	$0,878 \text{ kW}$
C	$373,4 \text{ min}^{-1}$	$36,0 \text{ kN}$	0,0018	$0,08378 \text{ m}$	$10,86 \text{ Nm}$	$0,424 \text{ kW}$
D	$373,4 \text{ min}^{-1}$	$97,6 \text{ kN}$	0,0018	$0,10250 \text{ m}$	$18,01 \text{ Nm}$	$0,704 \text{ kW}$
E	$81,4 \text{ min}^{-1}$	$238,8 \text{ kN}$	0,0018	$0,14000 \text{ m}$	$60,81 \text{ Nm}$	$0,513 \text{ kW}$
F	$81,4 \text{ min}^{-1}$	$301,4 \text{ kN}$	0,0018	$0,14000 \text{ m}$	$75,95 \text{ Nm}$	$0,647 \text{ kW}$
G	$19,0 \text{ min}^{-1}$	$135,3 \text{ kN}$	0,0018	$0,20000 \text{ m}$	$48,71 \text{ Nm}$	$0,097 \text{ kW}$
H	$19,0 \text{ min}^{-1}$	$342,7 \text{ kN}$	0,0020	$0,21000 \text{ m}$	$143,93 \text{ Nm}$	$0,286 \text{ kW}$
I	$19,0 \text{ min}^{-1}$	1278 kN	0,0020	$0,24000 \text{ m}$	$613,44 \text{ Nm}$	$1,221 \text{ kW}$

Celkový orientační ztrátový výkon všech posuzovaných ložisek je

$$P_{z,l} = 0,348 + 0,878 + 0,424 + 0,704 + 0,513 + 0,647 + 0,097 + 0,286 + 1,221$$

$$P_{z,l} = 5,12 \text{ kW}$$

Z výsledků je patrné, že největší ztrátový výkon vzniká v axiálním ložisku I. To je způsobeno zejména vysokým axiálním zatížením od extruderu. Z radiálních ložisek vykazují vyšší ztrátový výkon především ložiska D, E a F, což souvisí s jejich zatížením a otáčkami příslušných hřídelí. U uzlů B a C je výsledný ztrátový výkon ovlivněn tím, že každý z těchto uzlů obsahuje dvojici ložisek.

5.4.2 Orientační ztrátový výkon v ozubení

Ztráty v ozubení byly v této části stanoveny orientačně pomocí předpokládané účinnosti jednotlivých převodových stupňů. Pro každý převodový stupeň byla uvažována účinnost

$$\eta_{oz} = 0,99$$

Tomuto předpokladu odpovídá ztráta přibližně 1 % přenášeného výkonu na každém převodovém stupni. Výpočet je proveden postupně podle výkonu vstupujícího do daného stupně. Takto získaná hodnota slouží pouze jako kontrolní analytický odhad, protože přesnější výpočet ztrát v ozubení bude proveden v programu KISSsoft.

Pro první převodový stupeň je vstupní výkon

$$P_0 = 450 \text{ kW}$$

Ztráta v prvním stupni je

$$P_{z,oz1} = P_0 \cdot (1 - \eta_{oz})$$

$$P_{z,oz1} = 450 \cdot (1 - 0,99) = 4,50 \text{ kW}$$

Výkon za prvním stupněm je

$$P_1 = 450 \cdot 0,99 = 445,5 \text{ kW}$$

Souhrn ztrát v ozubení je uveden v tabulce 5-7.

Tab. 5-7 Orientační ztráty v ozubení při účinnosti jednoho stupně 99%

Převodový stupeň	Vstupní výkon do stupně	Ztrátový výkon
1. stupeň	450,0 kW	4,5 kW
2. stupeň	445,5 kW	4,46 kW
3. stupeň	441,0 kW	4,41 kW
Celkem	-	13,37 kW

Celkový orientační ztrátový výkon v ozubení je tedy

$$P_{z,oz} = 4,50 + 4,46 + 4,41$$

$$P_{z,oz} = 13,37 \text{ kW}$$

Tato hodnota představuje pouze odhad ztrát v ozubených záběrech. Přesnější stanovení ztrát ozubení bude provedeno pomocí programu KISSsoft v navazujících kapitolách. Nejprve bude provedeno normové posouzení podle DIN 3990 a následně kontaktní analýza, která bude použita jako hlavní podklad pro konečné stanovení tepelných ztrát ozubení.

5.4.3 Ostatní ztráty převodovky

Kromě ztrát v ozubení a ložiscích vznikají v převodovce také další ztráty. Patří mezi ně zejména ztráty způsobené broděním ozubených kol v oleji, rozstříkem a vířením olejové náplně. Tyto ztráty jsou závislé na geometrii převodovky, hladině oleje, otáčkách ozubených kol, viskozitě oleje a vnitřním uspořádání skříně.

Pro orientační analytické posouzení byla tato složka ztrát uvažována jako 0,5 % vstupního výkonu převodovky

$$P_{z,ost} = 0,005 \cdot P_{in}$$

$$P_{z,ost} = 0,005 \cdot 450$$

$$P_{z,ost} = 2,25 \text{ kW}$$

Ztráty v těsněních nejsou v této fázi samostatně vyčíslovány, protože nejsou k dispozici podrobné údaje o konkrétním provedení všech těsnicích míst. V celkové kontrole ztrátového výkonu jsou proto zahrnuty v rozdílu mezi analyticky stanovenými dílčími ztrátami a kontrolní hodnotou získanou z celkové účinnosti převodovky.

5.4.4 Celkové orientační ztráty převodovky

Celkový orientační ztrátový výkon stanovený součtem uvažovaných dílčích složek je

$$P_z = P_{z,oz} + P_{z,l} + P_{z,ost}$$

Po dosazení

$$P_z = 13,37 + 5,12 + 2,25$$

$$P_z = 20,74 \text{ kW}$$

Souhrn dílčích ztrát je uveden v tabulce 5-8.

Tab. 5-8 Souhrn orientačně stanovených ztrát převodovky

Zdroj ztrát	Ztrátový výkon
Ozubení	13,37 kW
Ložiska	5,12 kW
Brodění a víření oleje	2,25 kW
Celkem	20,74 kW

Pro kontrolu byla dále použita orientační účinnost převodovky určená z porovnání ideálního a zadaného výstupního momentu. Ideální výstupní moment bez uvažování ztrát je

$$T_{out,id} = 226,0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Zadaný výstupní moment je

$$T_{out} = 213,0 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Orientační celková účinnost převodovky je tedy

$$\eta = \frac{T_{out}}{T_{out,id}}$$

$$\eta = \frac{213}{226} = 0,943$$

Tomu odpovídá celkový ztrátový výkon

$$P_z = P_{in} \cdot (1 - \eta)$$

$$P_z = 450 \cdot (1 - 0,943)$$

$$P_z = 25,7 \text{ kW}$$

Kontrolní hodnota celkových ztrát převodovky tedy vychází přibližně

$$P_z \approx 25,7 \text{ kW}$$

Tato hodnota je vyšší než součet orientačně stanovených dílčích ztrát. Rozdíl může být způsoben zjednodušením analytického modelu, skutečnou účinností ozubení nižší než 99 %, ztrátami v těsněních, dalšími hydrodynamickými ztrátami nebo provozními podmínkami, které nejsou v jednoduchém výpočtu zahrnuty. Z tohoto důvodu bude hodnota 25,7 kW dále používána jako kontrolní orientační hodnota celkových ztrát převodovky.

5.4.5 Dílčí závěr a návaznost na výpočet v KISSsoftu

Výsledky analytického výpočtu uvedené v této kapitole představují první orientační odhad ztrátového výkonu převodovky. Jejich účelem není nahradit podrobný výpočet ozubení, ale vytvořit kontrolní základ pro navazující softwarové posouzení. Analyticky stanovené ztráty ložisek budou využity jako předběžný podklad pro určení tepelně zatížených ložiskových uzlů a pro první návrh průtoků v jednotlivých větvích mazacího systému.

Ztráty v ozubení byly v této fázi určeny pouze orientačně pomocí předpokládané účinnosti jednotlivých převodových stupňů. Proto budou v dalších kapitolách zpřesněny pomocí programu KISSsoft. Nejprve bude provedeno normové posouzení podle DIN 3990, které umožní ověřit zatížení a bezpečnost ozubení. Následně bude provedena kontaktní analýza, která poskytne přesnější informace o rozložení zatížení v ozubení a o ztrátách vznikajících v jednotlivých záběrech.

Pro konečné stanovení průtoku oleje bude jako rozhodující podklad použita kontaktní analýza v programu KISSsoft. Analytický výpočet bude sloužit zejména jako kontrolní a porovnávací výpočet, pomocí kterého bude možné posoudit řádovou správnost softwarových výsledků. Teprve po porovnání analytického výpočtu, normového výpočtu podle DIN 3990 a kontaktní analýzy bude stanovena návrhová hodnota ztrátového výkonu použitá pro určení potřebného průtoku oleje.

Pro další postup jsou proto z analytického výpočtu důležité zejména tyto hodnoty:

$$P_{z,l} = 5,12 \text{ kW}$$

jako orientační ztrátový výkon ložisek,

$$P_{z,oz} = 13,37 \text{ kW}$$

jako orientační ztrátový výkon ozubení,

$$P_z = 20,74 \text{ kW}$$

jako součet analyticky stanovených dílčích ztrát,

$$P_z \approx 25,7 \text{ kW}$$

jako kontrolní hodnota celkových ztrát získaná z porovnání ideálního a zadaného výstupního momentu.

Z uvedeného vyplývá, že analytický výpočet poskytuje vhodný kontrolní rámec pro další posouzení. V navazujících kapitolách budou výsledky zpřesněny pomocí programu KISSsoft a následně využity pro určení potřebného průtoku oleje a konstrukční návrh oběhového mazání vybraných ložiskových uzlů.

5.5 Softwarové zpřesnění ztrátového výkonu v programu KISSsoft

Po provedení analytického odhadu ztrátového výkonu byl výpočet ozubení zpřesněn pomocí programu KISSsoft. Cílem softwarového výpočtu bylo ověřit řádovou správnost analytického výpočtu a získat přesnější hodnoty ztrátového výkonu v ozubení pro navazující tepelnou bilanci převodovky.

Výpočet byl proveden ve dvou úrovních. První část tvoří normový výpočet podle DIN 3990, který slouží zejména ke standardnímu ověření ozubení a ke stanovení ztrátového výkonu jednotlivých převodových stupňů. Druhou část tvoří kontaktní analýza ozubení, která umožňuje podrobněji posoudit průběh zatížení v záběru, účinnost, kontaktní teplotu a okamžitý ztrátový výkon.

Protože hlavním tématem této práce není pevnostní návrh ozubení, nejsou bezpečnosti ozubení dále podrobně rozebírány. Byly však v rámci výpočtu kontrolovány a u všech tří převodových stupňů vyšly nad požadovanými mezemi. Nejnižší zjištěná bezpečnost v patě zubu byla

$$S_F = 2,434$$

a nejnižší bezpečnost na bocích zubů byla

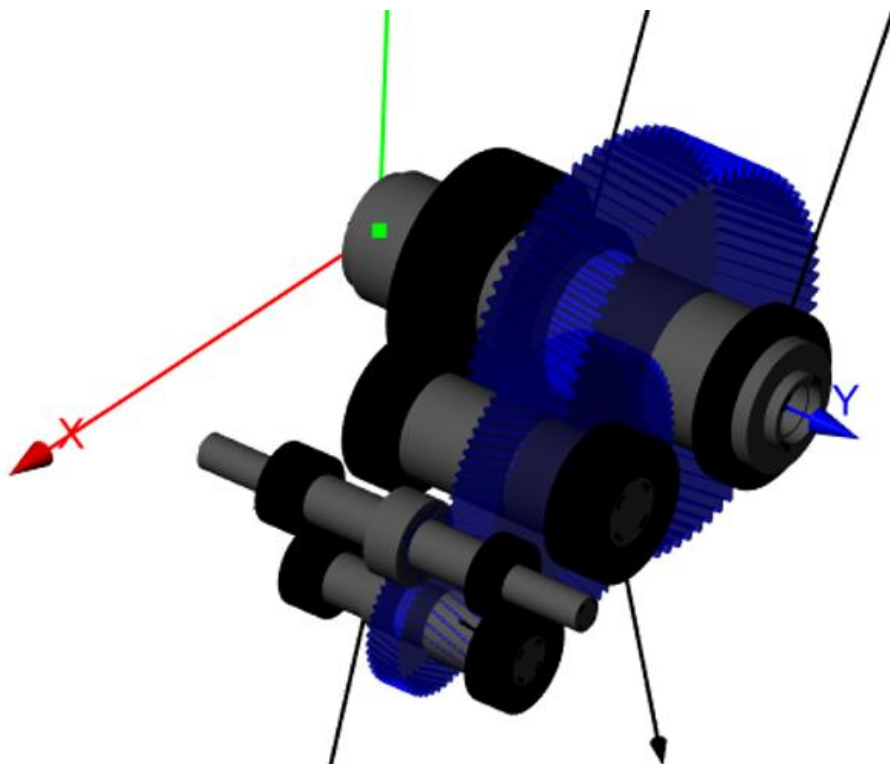
$$S_H = 1,289$$

Hlavním výstupem této kapitoly je tedy ztrátový výkon ozubení, který bude dále použit při posouzení odvodu tepla z převodovky.

5.5.1 Vstupní nastavení výpočtu

V programu KISSsoft byly jednotlivé převodové stupně modelovány samostatně jako dvojice čelních ozubených kol se šikmými zuby. Výpočet byl proveden podle normy DIN 3990. Model vycházel z geometrických parametrů ozubení a provozních hodnot uvedených v předchozích kapitolách.

Ukázka sestaveného modelu převodového ústrojí v prostředí KISSsys/KISSsoft je uvedena na obr. 5-3.



Obr. 5-3 Ukázka sestaveného modelu převodového ústrojí v prostředí KISSsys/KISSsoft podle (36), (38)

V technických podkladech je uveden jmenovitý vstupní výkon převodovky

$$P_{in} = 450 \text{ kW}$$

a maximální výstupní moment

$$T_{out} = 213 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Při výstupních otáčkách přibližně

$$n_{out} = 19 \text{ min}^{-1}$$

odpovídá tomuto momentu výstupní výkon

$$P_{out} = \frac{T_{out} \cdot n_{out}}{9550}$$

$$P_{out} = \frac{213000 \cdot 19}{9550}$$

$$P_{out} \approx 424,3 \text{ kW}$$

V programu KISSsoft byl proto použit přenášený výkon

$$P = 424,349 \text{ kW}$$

Tato hodnota odpovídá výkonu na výstupu převodovky při zadaném výstupním momentu. Není tedy totožná se jmenovitým vstupním výkonem 450 kW. Rozdíl mezi vstupním výkonem a výkonem odpovídajícím výstupnímu momentu představuje orientační celkové ztráty převodovky.

Souhrn základních vstupních hodnot použitých ve výpočtu je uveden v tabulce 5-9.

Tab. 5-9 Vstupní parametry výpočtu v KISSsoftu

Parametr	1. stupeň	2. stupeň	3. stupeň
Přenášený výkon	424,349 kW	424,349 kW	424,349 kW
Otáčky pastorku	650,0 min ⁻¹	373,4 min ⁻¹	81,4 min ⁻¹
Otáčky kola	373,4 min ⁻¹	81,4 min ⁻¹	19,0 min ⁻¹
Převodový poměr	1,741	4,588	4,278
Normálový modul	7,5 mm	9 mm	13 mm
Počet zubů pastorku	27	17	18
Počet zubů kola	47	78	77
Úhel sklonu zubů	16°	14°	6,1°
Použitá norma	DIN 3990	DIN 3990	DIN 3990
Mazání	olejová lázeň	olejová lázeň	olejová lázeň
Olej	ISO VG 220	ISO VG 220	ISO VG 220

U prvního a druhého převodového stupně byla ve výpočtu uvažována teplota oleje 80 °C. U třetího stupně byla uvažována teplota oleje 70 °C. Tyto hodnoty odpovídají nastavení výpočtu v programu KISSsoft.

5.5.2 Normový výpočet podle DIN 3990

Normový výpočet podle DIN 3990 byl použit jako softwarové zpřesnění analytického odhadu. Z hlediska této práce je rozhodující především ztrátový výkon ozubení, protože ten se přímo projevuje jako teplo vznikající v převodovce.

Výsledky ztrátového výkonu jednotlivých převodových stupňů podle normového výpočtu jsou uvedeny v tabulce 5-10.

Tab. 5-10 Ztrátový výkon ozubení podle DIN 3990

Převodový stupeň	Přenášený výkon	Ztrátový výkon ozubení	Účinnost ozubení
1. stupeň	424,349 kW	2,446 kW	99,424 %
2. stupeň	424,349 kW	4,266 kW	98,995 %
3. stupeň	424,349 kW	4,693 kW	98,894 %
Celkem	-	11,405 kW	-

Celkový ztrátový výkon ozubení stanovený normovým výpočtem podle DIN 3990 je

$$P_{z,oz,DIN} = 2,446 + 4,266 + 4,693$$

$$P_{z,oz,DIN} = 11,405 \text{ kW}$$

Nejvyšší ztrátový výkon podle normového výpočtu vychází u třetího převodového stupně

$$P_{z,oz3} = 4,693 \text{ kW}$$

To je dáno zejména vysokým přenášeným momentem na pomaloběžné části převodovky. Normový výpočet zároveň poskytuje konzervativní hodnotu, která je vhodná pro další posouzení celkové tepelné bilance převodovky.

5.5.3 Kontaktní analýza ozubení

Po normovém výpočtu byla provedena kontaktní analýza ozubení. Kontaktní analýza umožňuje podrobněji vyhodnotit průběh zatížení v záběru, účinnost, kontaktní teplotu a okamžitý ztrátový výkon. Na rozdíl od normového výpočtu neudává pouze jednu výslednou hodnotu, ale poskytuje minimální, maximální a střední hodnoty sledovaných veličin.

Pro porovnání byla použita především střední hodnota ztrátového výkonu, protože lépe vystihuje průměrné chování ozubení v záběru než okamžité maximum.

Výsledky kontaktní analýzy jsou uvedeny v tabulce 5-10.

Tab. 5-11 Výsledky kontaktní analýzy ozubení

Převodový stupeň	Ztrátový výkon min.	Ztrátový výkon max.	Střední ztrátový výkon	Střední účinnost	Max. kontaktní teplota
1. stupeň	0,180 kW	1,364 kW	0,835 kW	99,803 %	113,8 °C

2. stupeň	0,428 kW	2,891 kW	1,641 kW	99,613 %	134,6 °C
3. stupeň	0,000 kW	2,718 kW	1,187 kW	99,650 %	101,8 °C
Celkem	-	6,973 kW	-	-	-

Pro další vyhodnocení kontaktní analýzy byl uvažován maximální ztrátový výkon jednotlivých převodových stupňů. Tento postup byl zvolen z konzervativních důvodů, protože při návrhu odvodu tepla je vhodné vycházet z nepříznivějšího provozního stavu. Maximální hodnoty ztrátového výkonu představují horní mez ztrát v průběhu záběru ozubení a poskytují bezpečnější podklad než střední hodnoty.

Celkový ztrátový výkon ozubení podle maximálních hodnot kontaktní analýzy je

$$P_{z.oz,KA,max} = 1,364 + 2,891 + 2,718$$

$$P_{z.oz,KA,max} = 6,973 \text{ kW}$$

Nejvyšší maximální ztrátový výkon byl zjištěn u druhého převodového stupně

$$P_{z.oz2,KA,max} = 2,891 \text{ kW}$$

U stejného převodového stupně byla zároveň vypočtena nejvyšší kontaktní teplota

$$t_{max} = 134,6 \text{ °C}$$

Z výsledků je patrné, že kontaktní analýza poskytuje nižší hodnoty ztrátového výkonu než normový výpočet podle DIN 3990. To je dáno rozdílným charakterem obou výpočtů. Normový výpočet poskytuje konzervativní hodnoty vhodné pro technické posouzení ozubení a celkovou tepelnou bilanci. Kontaktní analýza naopak podrobněji popisuje průběh záběru, rozložení zatížení a lokální kontaktní podmínky.

Je nutné uvést, že maximální hodnoty ztrátového výkonu jednotlivých stupňů nemusí nastávat současně. Jejich součet proto představuje konzervativní odhad, který je vhodný pro návrhovou kontrolu tepelné bilance převodovky. Pro porovnání s normovým výpočtem podle DIN 3990 a analytickým odhadem bude tato hodnota použita jako bezpečnější varianta výsledku kontaktní analýzy.

5.5.4 Porovnání analytického výpočtu a výpočtu v KISSsoftu

Pro přehledné vyhodnocení byly výsledky analytického odhadu, normového výpočtu podle DIN 3990 a kontaktní analýzy porovnány v jedné tabulce. Analytický výpočet vycházel ze zjednodušeného předpokladu účinnosti jednoho převodového stupně 99 %. Normový výpočet podle DIN 3990 představuje konzervativní softwarově stanovenou hodnotu ztrátového výkonu ozubení. U kontaktní analýzy byly pro porovnání použity maximální

hodnoty ztrátového výkonu jednotlivých stupňů, aby bylo porovnání provedeno na konzervativní straně.

Tab. 5-12 Porovnání ztrátového výkonu ozubení

Převodový stupeň	Analytický odhad	KISSsoft DIN 3990	Kontaktní analýza max.
1. stupeň	4,50 kW	2,446 kW	1,364 kW
2. stupeň	4,46 kW	4,266 kW	2,891 kW
3. stupeň	4,41 kW	4,693 kW	2,718 kW
Celkem ozubení	13,37 kW	11,405 kW	6,973 kW

Z porovnání je patrné, že analytický odhad poskytuje nejvyšší hodnotu ztrátového výkonu ozubení. Je to dáno tím, že výpočet vychází ze zjednodušeného předpokladu stejné účinnosti všech převodových stupňů

$$\eta_{oz} = 0,99$$

Tento přístup nezohledňuje detailní geometrii ozubení, skutečné provozní podmínky ani rozdíly mezi jednotlivými převodovými stupni. Analytický výpočet je proto vhodný především jako orientační kontrolní výpočet.

Normový výpočet podle DIN 3990 poskytuje nižší celkovou hodnotu ztrátového výkonu než analytický odhad

$$P_{z,oz,DIN} = 11,405 \text{ kW}$$

Tato hodnota je však stále řádově blízká analytickému výpočtu

$$P_{z,oz,an} = 13,37 \text{ kW}$$

Rozdíl mezi těmito hodnotami je přijatelný vzhledem ke zjednodušenému charakteru analytického výpočtu. Normový výpočet zároveň slouží jako standardizovaná kontrola výsledků získaných v programu KISSsoft.

Kontaktní analýza poskytuje nižší hodnotu ztrátového výkonu

$$P_{z,oz,KA,max} = 6,973 \text{ kW}$$

I přesto, že byly použity maximální hodnoty ztrátového výkonu jednotlivých stupňů, je výsledná hodnota nižší než u normového výpočtu podle DIN 3990. Důvodem je rozdílný charakter obou metod. Normový výpočet představuje výpočet podle normového postupu, zatímco kontaktní analýza podrobněji sleduje průběh záběru, lokální kontaktní podmínky a okamžité změny ztrátového výkonu.

Pro účely této práce je důležité rozlišit použití jednotlivých výsledků. Analytický výpočet slouží jako kontrolní odhad a ověření řádové správnosti. Normový výpočet podle DIN 3990 slouží jako standardizované softwarové posouzení ozubení a jako porovnání s analytickým výpočtem. Kontaktní analýza však lépe vystihuje průběh zatížení a ztrát přímo v ozubeném záběru.

Pro celkovou tepelnou bilanci převodovky bude proto dále použit výsledek z kontaktní analýzy. Z konzervativních důvodů nejsou uvažovány střední hodnoty ztrátového výkonu, ale maximální hodnoty jednotlivých převodových stupňů. Návrhový ztrátový výkon ozubení pro další výpočet je tedy

$$P_{z,oz} = P_{z,oz,KA,max}$$

$$P_{z,oz} = 6,973 \text{ kW}$$

Je nutné uvést, že maximální hodnoty ztrátového výkonu jednotlivých převodových stupňů nemusí nastávat současně. Jejich součet proto představuje konzervativní návrhový odhad ztrát v ozubení. Tento přístup je vhodný pro navazující tepelnou bilanci, protože poskytuje bezpečnější hodnotu než použití středních hodnot z kontaktní analýzy.

V navazující kapitole bude ztrátový výkon ozubení doplněn o ztrátový výkon ložisek a ostatní uvažované ztráty převodovky. Při stanovení potřebného průtoku oleje bude zároveň zohledněno, že část vzniklého tepla nemusí být odváděna pouze olejovým okruhem, ale může být odvedena také povrchem převodové skříně do okolí.

5.5.5 Dílčí závěr

Výpočet v programu KISSsoft zpřesnil analytický odhad ztrátového výkonu ozubení. Normový výpočet podle DIN 3990 byl použit jako kontrolní softwarové posouzení, zatímco kontaktní analýza poskytla podrobnější vyhodnocení ztrátového výkonu v průběhu záběru ozubení.

Pro navazující tepelnou bilanci převodovky bude použita maximální hodnota ztrátového výkonu z kontaktní analýzy. Tento přístup byl zvolen z důvodu, že kontaktní analýza lépe vystihuje lokální podmínky v ozubeném záběru a použití maximálních hodnot zároveň ponechává výpočet na konzervativní straně.

Výsledný ztrátový výkon ozubení uvažovaný pro další výpočet je tedy

$$P_{z,oz} = 6,973 \text{ kW}$$

Tato hodnota bude v následující kapitole doplněna o ztrátový výkon ložisek a ostatní uvažované ztráty převodovky. Takto stanovený celkový ztrátový výkon bude následně použit pro tepelnou bilanci převodovky a určení potřebného průtoku oleje.

5.6 Tepelná bilance převodovky a stanovení potřebného průtoku oleje

Po stanovení ztrátového výkonu ložisek a ozubení je možné provést orientační tepelnou bilanci převodovky. Cílem této kapitoly je určit, jaká část vzniklého tepla musí být odvedena olejovým okruhem a jaký celkový průtok oleje je pro tento odvod tepla potřebný.

Při provozu převodovky nevzniká teplo pouze v ložiskách, ale také v ozubení a v olejové náplni vlivem brodění, rozstříku a víření oleje. Celý ztrátový výkon však nemusí být odváděn pouze olejovým okruhem. Část tepla se přirozeně odvádí také povrchem převodové skříně do okolního prostředí. Tento odvod zahrnuje vedení tepla materiálem skříně, proudění okolního vzduchu a sálání povrchu skříně. Stejný přístup je použit také ve vzorové práci, kde je uvedeno, že součinitel přestupu tepla zahrnuje vedení, proudění i sálání

Celkovou tepelnou bilanci převodovky lze zjednodušeně zapsat ve tvaru

$$P_z = P_{olej} + P_{skříň}$$

kde P_z je celkový ztrátový výkon převodovky, P_{olej} je výkon odváděný olejovým okruhem a $P_{skříň}$ je výkon odváděný povrchem převodové skříně do okolí.

5.6.1 Výchozí ztrátový výkon převodovky

Pro další výpočet je uvažován ztrátový výkon ozubení stanovený z kontaktní analýzy v programu KISSsoft. Z konzervativních důvodů byla použita maximální hodnota ztrátového výkonu jednotlivých převodových stupňů

$$P_{z,oz} = 6,973 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon ložisek byl analyticky stanoven v kapitole 5.4

$$P_{z,l} = 5,12 \text{ kW}$$

Ostatní ztráty způsobené zejména broděním, rozstříkem a vířením oleje byly orientačně uvažovány hodnotou

$$P_{z,ost} = 2,25 \text{ kW}$$

Celkový uvažovaný ztrátový výkon převodovky je tedy

$$P_z = P_{z,oz} + P_{z,l} + P_{z,ost}$$

$$P_z = 6,973 + 5,12 + 2,25$$

$$P_z \approx 14,343 \text{ kW}$$

Tento ztrátový výkon bude uvažován pro další výpočet.

5.6.2 Odvod tepla povrchem skříně převodovky

Část vzniklého tepla je odváděna přes povrch převodové skříně do okolí. Pro orientační výpočet lze tento odvod vyjádřit vztahem

$$P_{skříň} = K \cdot A_{sk} \cdot \Delta T_{sk}$$

kde K je součinitel přestupu tepla, A_{sk} je účinná plocha povrchu skříně a ΔT_{sk} je rozdíl mezi teplotou skříně převodovky a teplotou okolí.

Pro orientační výpočet odvodu tepla povrchem skříně byl použit součinitel přestupu tepla

$$K = 0,020 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Tato hodnota byla zvolena podle doporučených hodnot uváděných pro odvod tepla z převodových skříní. Podle Henriota (39) se součinitel přestupu tepla pro skříně bez nuceného chlazení pohybuje v závislosti na prostoru a rychlosti proudění okolního vzduchu přibližně v rozsahu

$$0,0016 \text{ až } 0,020 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Pro převodovou skříň umístěnou ve volném prostoru při nízké rychlosti proudění vzduchu jsou uváděny hodnoty přibližně

$$0,020 \text{ až } 0,025 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

Zvolená hodnota tedy odpovídá horní hranici přirozeného odvodu tepla ve volném prostoru a zároveň dolní hranici příznivějšího odvodu tepla při vyšším proudění vzduchu. Pro orientační tepelnou bilanci převodovky je proto tato hodnota použitelná. Součinitel K je v tomto výpočtu chápán jako celkový součinitel odvodu tepla z povrchu skříně do okolí, který zahrnuje vliv proudění vzduchu a sálání povrchu.

Pro další výpočet je uvažováno

$$K = 20 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$$

a rozdíl mezi teplotou skříně a okolím

$$\Delta T_{sk} = 40 \text{ K}$$

Účinná plocha skříně byla stanovena z vnějších obrysových rozměrů převodové skříně. Pro zjednodušený výpočet byla skříň nahrazena kvádrem o rozměrech

$$784 \times 1205 \times 2229 \text{ mm}$$

Tedy

$$a = 0,784 \text{ m}$$

$$b = 1,205 \text{ m}$$

$$a = 2,229 \text{ m}$$

Plocha skříně je určena ze vztahu pro povrch kváдру

$$A_{sk} = 2 \cdot (ab + ac + bc)$$

Po dosazení

$$A_{sk} = 2 \cdot (0,784 \cdot 1,205 + 0,784 \cdot 2,229 + 1,205 \cdot 2,229)$$

$$A_{sk} = 10,76 \text{ m}^2$$

Povrchem převodové skříně je tedy za uvedených předpokladů odvedeno přibližně

$$P_{skříň} = 0,020 \cdot 10,76 \cdot 40$$

$$P_{skříň} = 8,61 \text{ kW}$$

Je nutné uvést, že se jedná o orientační výpočet. Skutečný odvod tepla skříní závisí na členitosti povrchu, žebrování, proudění okolního vzduchu, způsobu ustavení převodovky a skutečné provozní teplotě. Pro návrhový výpočet je však tento postup vhodný, protože umožňuje zohlednit skutečnost, že část tepla se z převodovky odvádí přirozeně přes její skříň.

5.6.3 Výkon odváděný olejovým okruhem

Výkon, který musí být odveden olejovým okruhem, je určen jako rozdíl mezi celkovým ztrátovým výkonem a výkonem odvedeným povrchem skříně

$$P_{olej} = P_z - P_{skříň}$$

Po dosazení

$$P_{olej} = 14,343 - 8,61$$

$$P_{olej} = 5,73 \text{ kW}$$

Olejovým okruhem je tedy nutné odvést přibližně

$$P_{olej} = 5,73 \text{ kW}$$

Tato hodnota představuje tepelný výkon, který musí být při uvažovaných podmínkách odveden cirkulujícím olejem. Z hlediska návrhu mazacího systému je tato hodnota rozhodující pro stanovení celkového potřebného průtoku oleje.

5.6.4 Výpočet potřebného průtoku oleje

Potřebný průtok oleje je stanoven z tepelné bilance olejového okruhu. Pro odvod tepla olejem platí

$$P_{olej} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T_{olej}$$

kde $\dot{m}$ je hmotnostní průtok oleje, c_p je měrná tepelná kapacita oleje a ΔT_{olej} je dovolené ohřátí oleje mezi vstupem a výstupem z mazaného prostoru.

Hmotnostní průtok lze vyjádřit pomocí objemového průtoku

$$\dot{m} = \rho \cdot Q$$

Po dosazení je objemový průtok

$$Q = \frac{P_{olej}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T_{olej}}$$

Pro použitý olej jsou uvažovány hodnoty

$$\rho = 860 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_p = 2000 \frac{J}{kgK}$$

Po převodu jednotek pro P_{olej} v kW a Q v l/min lze vztah zapsat ve tvaru

$$Q_{l/min} = \frac{34,9 \cdot P_{olej}}{\Delta T_{olej}}$$

kde P_{olej} je výkon odváděný olejem v kW a ΔT_{olej} je dovolené ohřátí oleje v K.

Pro návrhový výpočet je uvažováno dovolené ohřátí oleje

$$\Delta T_{olej} = 10K$$

Po dosazení

$$Q_{l/min} = \frac{34,9 \cdot 5,73}{10}$$

Celkový průtok oleje tedy vychází

$$Q_{l/min} = 20,0 \text{ l/min}$$

Tato hodnota odpovídá stavu, kdy část ztrátového výkonu převodovky je odvedena povrchem skříně do okolí a zbývající část je odváděna olejovým okruhem.

Tab. 5-13 Souhrn tepelné bilance a potřebného průtoku oleje

Veličina	Hodnota
Celkový ztrátový výkon převodovky P_z	14,343 kW
Účinná plocha skříně A_{sk}	10,76 m ²
Součinitel přestupu tepla K	0,020 kW/(m ² K)

Teplotní rozdíl skříní-okolí ΔT_{sk}	40 K
Výkon odvedený skříní $P_{skřín}$	8,61 kW
Výkon odváděný olejem P_{olej}	5,73 kW
Dovolené ohřátí oleje ΔT_{olej}	10K
Potřebný průtok oleje Q	20 l/min

5.6.5 Kontrola bez uvažování odvodu tepla skříní

Pro porovnání lze stanovit také průtok, který by byl potřebný v případě, že by veškerý ztrátový výkon převodovky musel být odveden pouze olejem. V tomto případě by platilo

$$P_{olej} = P_z = 14,343 \text{ kW}$$

Při dovoleném ohřátí oleje

$$\Delta T_{olej} = 10 \text{ K}$$

by potřebný průtok byl

$$Q_{l/min} = \frac{34,9 \cdot 14,343}{10}$$

$$Q_{l/min} = 50,1 \text{ l/min}$$

Z tohoto porovnání je patrné, že odvod tepla povrchem skříně má významný vliv na potřebný průtok oleje. Bez jeho uvažování by požadovaný průtok vycházel více než dvojnásobný. Vzhledem k tomu, že převodová skříní má poměrně velký vnější povrch, je zahrnutí odvodu tepla skříní do orientační tepelné bilance opodstatněné.

Tab. 5-14 Porovnání potřebného průtoku oleje

Varianta výpočtu	Výkon odváděný olejem	Potřebný průtok při $\Delta T_{olej} = 10 \text{ K}$
Bez uvažování odvodu tepla skříní	14,343 kW	50,1 l/min
S uvažováním odvodu tepla skříní	5,73 kW	20,0 l/min

5.6.6 Dílčí závěr

Na základě tepelné bilance byl celkový ztrátový výkon převodovky stanoven na

$$P_z = 14,343 \text{ kW}$$

Po započtení odvodu tepla povrchem převodové skříně musí olejový okruh odvést přibližně

$$P_{olej} = 5,73 \text{ kW}$$

Při dovoleném ohřátí oleje

$$\Delta T_{olej} = 10 \text{ K}$$

tomu odpovídá celkový průtok

$$Q = 20 \text{ l/min}$$

Tato hodnota bude dále použita pro návrh rozdělení průtoku do jednotlivých mazacích větví. Výpočet zároveň ukazuje, že započtení odvodu tepla povrchem skříně má významný vliv na výsledný požadovaný průtok oleje. Bez tohoto odvodu by musel olejový okruh odvádět celý ztrátový výkon převodovky a požadovaný průtok by byl podstatně vyšší.

5.7 Rozdělení průtoku oleje do mazacích větví a návrh potrubního rozvodu

Na základě tepelné bilance uvedené v předchozí kapitole byl pro další návrh oběhového mazacího systému uvažován celkový průtok oleje

$$Q = 20 \text{ l/min}$$

Tento průtok je nutné rozdělit mezi jednotlivé mazací větve tak, aby byl zajištěn dostatečný přívod oleje k vybraným ložiskovým uzlům. Oběhovým přívodem oleje budou mazána ložiska A, B, E, F, G a společná větev pro ložiska H a I. Ložiska prolomené hřídele C a D nejsou do samostatného oběhového přívodu zahrnuta, protože jejich mazání je vzhledem k poloze v převodové skříně zajištěno broděním a rozstříkem oleje.

Při návrhu je nutné zohlednit, že ložiska jsou v určité míře ovlivněna olejovou náplní ve skříně převodovky. Oběhový přívod proto neslouží jako jediný zdroj maziva, ale jako řízené doplnění přívodu oleje do vybraných ložiskových uzlů a současně jako prostředek pro podporu odvodu tepla. U ložisek, která nejsou zahrnuta do samostatného přívodu, se předpokládá dostatečné mazání olejem přivedeným broděním, rozstříkem a návratem oleje v prostoru převodovky.

Ztrátový výkon ložisek C a D byl zahrnut v celkové tepelné bilanci převodovky, protože i tato ložiska se podílejí na tvorbě tepla. Pro návrh rozdělení průtoku oběhového mazacího systému však nejsou uvažována jako samostatné větve.

5.7.1 Metodika rozdělení průtoku

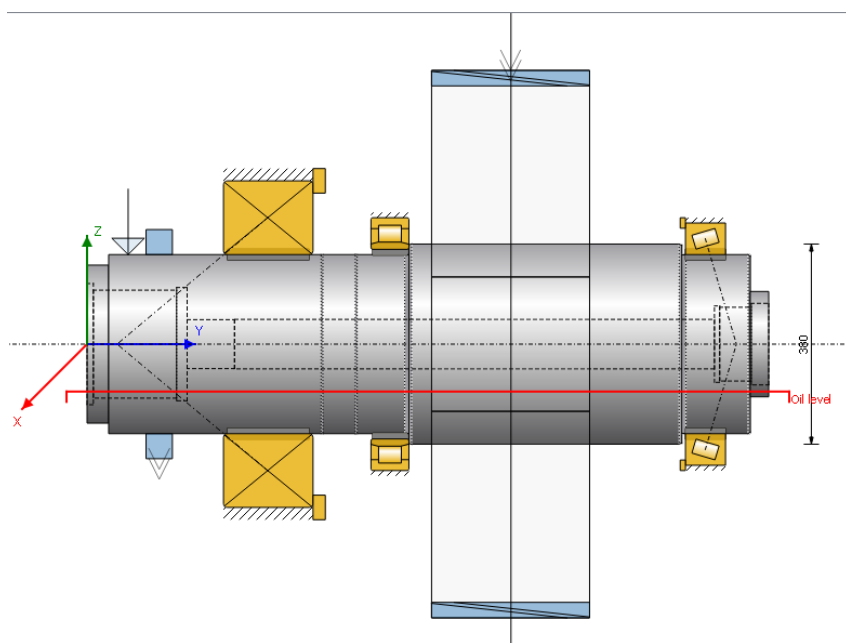
Výchozím kritériem pro rozdělení průtoku byl ztrátový výkon jednotlivých ložiskových uzlů, jejich zatížení a konstrukční poloha v převodovce. Vyšší ztrátový výkon znamená vyšší množství tepla vznikajícího třením v ložisku, a tedy vyšší požadavek na přívod oleje. Orientačně lze poměrný průtok danou větví vyjádřit vztahem

$$Q_i = Q \cdot \frac{P_{z,l,i}}{\sum P_{z,l}}$$

kde Q_i je průtok danou větví, Q je celkový průtok oleje, $P_{z,l,i}$ je ztrátový výkon daného ložiskového uzlu a $\sum P_{z,l}$ je součet ztrátových výkonů ložisek zahrnutých do oběhového mazání.

Tento vztah byl použit pouze jako orientační podklad. Výsledné rozdělení průtoku bylo dále upraveno podle konstrukční polohy ložisek, předpokládaného brodění a firemního návrhového pravidla pro minimální průtok jednou mazací tryskou.

Poloha ložiskových uzlů vůči hladině oleje byla kontrolována v modelu hřídele v programu KISSsoft. Ukázka zadání hladiny oleje pro výstupní uzel je uvedena na obr. 5-4.



Obr. 5-4 Ukázka zadání hladiny oleje v modelu výstupního ložiskového uzlu v programu KISSsoft, Zdroj: vlastní zpracování v programu KISSsoft podle (36), (38)

Minimální průtok jednou mazací tryskou byl uvažován

$$Q_{min} = 2,4 \text{ l/min}$$

Tato hodnota vychází z firemního pravidla společnosti Wikov MGI a. s. a zajišťuje, aby byl ložiskový prostor dostatečně zaplaven olejem. U větví, u kterých by orientační rozdělení

podle ztrátového výkonu vedlo k nižšímu průtoku, byl proto použit minimální průtok 2,4 l/min.

5.7.2 Navržené rozdělení průtoku

Do oběhového mazacího systému byla zahrnuta ložiska A, B, E, F, G a společná větev H + I. Ložiska H a I jsou mazána jedním přívodem, protože se nacházejí ve výstupní části převodovky a tvoří z hlediska návrhu mazacího systému společný funkční uzel. Tento uzel je zároveň nejvíce zatížený, zejména kvůli axiálnímu ložisku I, které přenáší vysokou axiální sílu od extruderu. Proto je pro větev H + I navržen největší průtok.

Navržené rozdělení průtoku je uvedeno v tabulce 5-14.

Tab. 5-15 Rozdělení průtoku oleje do mazacích větví

Mazací větev	Ložiskový uzel	Ztrátový výkon uzlu	Navržený průtok	Podíl z celkového průtoku	Prvek na výstupu
1	A	0,348 kW	2,4 l/min	12,0 %	1 × Ø2,0 mm
2	B	0,878 kW	2,4 l/min	12,0 %	1 × Ø2,0 mm
3	E	0,513 kW	2,5 l/min	12,5 %	1 × Ø2,0 mm
4	F	0,647 kW	3,1 l/min	15,5 %	1 × Ø2,2 mm
5	G	0,097 kW	2,4 l/min	12,0 %	1 × Ø2,0 mm
6	H+I	1,507 kW	7,2 l/min	36,0 %	1 × Ø3,4 mm
Celkem	-	-	20 l/min	100,0 %	-

Součet navržených průtoků jednotlivými větvemi je

$$Q = 2,4 + 2,4 + 2,5 + 3,1 + 2,4 + 7,2$$

$$Q = 20,0 \text{ l/min}$$

Navržené rozdělení tedy odpovídá celkovému průtoku stanovenému v tepelné bilanci převodovky a zároveň splňuje požadavek na minimální průtok jednotlivými tryskami.

U ložisek A, B a G byl použit minimální průtok 2,4 l/min. Tento průtok je považován za dostatečný pro zaplavení ložiskového prostoru a zajištění přívodu oleje k valivým elementům. U ložisek E a F byl průtok mírně navýšen s ohledem na vyšší zatížení a ztrátový výkon. Nejvyšší průtok byl přiřazen větví H + I, protože tento výstupní uzel obsahuje radiální ložisko H a axiální ložisko I, které je z hlediska zatížení nejvýznamnější.

5.7.3 Návrh potrubního rozvodu

Potrubní rozvod byl navržen jako nízkotlaký oběhový systém s jedním hlavním přívodem a několika samostatnými větvemi k jednotlivým ložiskovým uzlům. Cílem návrhu bylo dodržet celkový průtok 20 l/min, zajistit požadované průtoky v jednotlivých větvích a současně zachovat jednoduché, přehledné a montážně realizovatelné uspořádání potrubí.

Návrh byl ověřen v pomocném softwaru Oil Pipes Helper. V programu byl nastaven olej

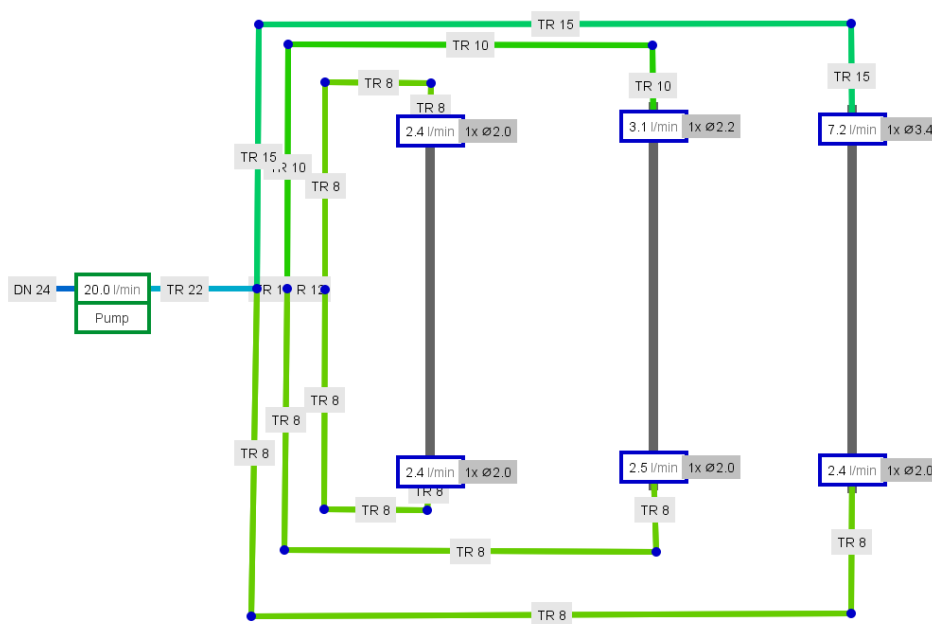
ISO VG 220

a celkový průtok

$$Q = 20 \text{ l/min}$$

Výstupem kontroly je návrh průměrů potrubí, průtoky v jednotlivých větvích a rychlosti proudění oleje. Při návrhu potrubí je vhodné omezit rychlost proudění oleje, protože příliš vysoká rychlost zvyšuje tlakové ztráty, citlivost systému na změny viskozity a nároky na čerpadlo.

Výsledné schéma navrženého potrubního rozvodu je uvedeno na obr. 5-5. Schéma znázorňuje hlavní přívod od agregátu, rozdělení průtoku do jednotlivých větví a navržené průměry potrubních úseků.



Obr. 5-5 Návrh potrubního rozvodu mazacího systému v prostředí Oil Pipes Helper, Zdroj: vlastní zpracování v programu Oil Pipes Helper (40)

Základním konstrukčním požadavkem bylo zachování připojovacího rozměru

DN18

Tento požadavek byl splněn použitím vstupního potrubí

$$22 \times 2 \text{ mm}$$

Vnitřní průměr tohoto potrubí je

$$d_i = 18 \text{ mm}$$

Při celkovém průtoku 20 l/min byla v tomto úseku stanovena rychlost proudění oleje

$$v = 131,0 \text{ cm/s}$$

Maximální doporučená rychlost proudění v požitém softwaru je

$$v_{max} = 160 \text{ cm/s}$$

Vstupní úsek tedy vyhovuje z hlediska požadovaného připojení DN18 i z hlediska rychlosti proudění oleje.

Pro nejvíce zatíženou větev H + I s průtokem 7,2 l/min bylo použito potrubí

$$15 \times 1,5 \text{ mm}$$

s vnitřním průměrem

$$d_i = 12 \text{ mm}$$

Při tomto průtoku byla vypočtena rychlost proudění

$$v = 106,1 \text{ cm/s}$$

Tato hodnota je nižší než maximální doporučená rychlost 160 cm/s, a proto je potrubí pro tuto větev z hlediska rychlosti proudění vyhovující.

Větvě s menšími průtoky jsou navrženy z menších potrubí, zejména TR 8 a TR 10, protože jejich průtokové zatížení je nižší. Rozměry potrubí byly voleny tak, aby byly rychlosti proudění přiměřené a zároveň aby byl systém konstrukčně jednoduchý a snadno umístitelný do prostoru převodové skříně.

5.7.4 Umístění výstupních trysek

Výstupní trysky jsou navrženy tak, aby přiváděly olej přímo do prostoru ložiskového uzlu. Cílem není pouze bodové smáčení ložiska, ale vytvoření dostatečného množství oleje v ložiskovém prostoru. Z tohoto důvodu byl uvažován minimální průtok 2,4 l/min na jednu trysku.

Pro ložiska a ložiskové uzly A, B, E a G je použita tryska o průměru

$$d_t = 2,0 \text{ mm}$$

Pro ložisko F, které má vyšší průtok je navržena tryska

$$d_t = 2,2 \text{ mm}$$

Pro společnou větev H + I je vzhledem k nejvyššímu průtoku navržena tryska

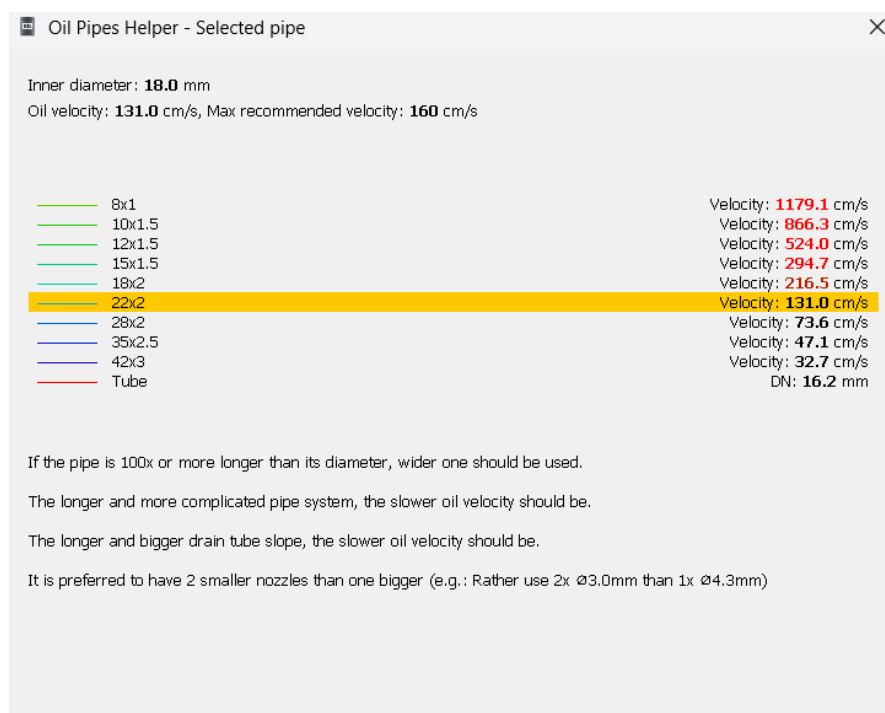
$$d_t = 3,4 \text{ mm}$$

Trysky jsou tedy zvoleny tak, aby odpovídaly požadovanému průtoku jednotlivých větví. Poloha trysek je v návrhu uvažována tak, aby byl olej přiváděn do oblasti ložiskového prostoru a současně byl umožněn jeho odtok zpět do olejové náplně převodovky. Přesné provedení a montážní poloha trysek by byly upřesněny při zpracování výrobní a montážní dokumentace podle konkrétního provedení ložiskového prostoru.

5.7.5 Zjednodušení návrhu z hlediska tlakových ztrát

Při návrhu rozdělení průtoku do jednotlivých mazacích větví nebyly samostatně uvažovány tlakové ztráty v potrubním rozvodu. Toto zjednodušení je možné přijmout vzhledem k nízkotlakovému charakteru mazacího systému, relativně krátkým délkám potrubních větví a nízkým rychlostem proudění oleje v navržených úsecích.

Pro kontrolu vhodnosti zvoleného vstupního potrubí byla ověřena rychlost proudění oleje při celkovém průtoku 20 l/min. Výsledek kontroly je uveden na obr. 5-6.



Obr. 5-6 Kontrola rychlosti proudění oleje ve vstupním potrubí v prostředí Oil Pipes Helper, Zdroj: vlastní zpracování v programu Oil Pipes Helper (40)

Návrh potrubí byl proveden tak, aby rychlosti proudění nepřekračovaly doporučenou mez použitou v pomocném softwaru Oil Pipes Helper

$$v_{max} = 160 \text{ cm/s}$$

Hlavní vstupní potrubí bylo navrženo jako

$$22 \times 2 \text{ mm}$$

s vnitřním průměrem

$$d_i = 18 \text{ mm}$$

Při celkovém průtoku vychází rychlost proudění ve vstupním potrubí

$$v = 131 \text{ cm/s}$$

Tato hodnota je nižší než maximální doporučená rychlost

$$v_{max} = 160 \text{ cm/s}$$

a zároveň byl splněn požadavek na vstupní připojení

$$DN 18$$

Pro nejvíce zatíženou větev H + I s průtokem

$$Q_{H+I} = 7,2 \text{ l/min}$$

protože se jedná o nejvýznamnější výstupní ložiskový uzel z hlediska zatížení.

Návrh potrubního rozvodu byl ověřen pomocí kontroly rychlosti proudění v jednotlivých úsecích potrubí. Bylo potvrzeno, že požadovaný vstupní rozměr

$$DN18$$

je dodržen použitím potrubí 22×2 mm s vnitřním průměrem 18 mm. Při průtoku 20 l/min je rychlost proudění ve vstupním potrubí 131 cm/s, což je méně než maximální doporučená rychlost 160 cm/s.

Vzhledem k nízkým rychlostem proudění a krátkým délkám potrubních větví jsou tlakové ztráty při návrhu rozdělení průtoku považovány za zanedbatelné. Navržený rozvod je proto použitelný jako výchozí konstrukční řešení pro další zpracování mazacího systému.

5.7.6 Dílčí závěr

Celkový průtok byl rozdělen do šesti mazacích větví pro ložiska A, B, E, F, G a společný uzel H + I. Ložiska prolomené hřídele C a D nejsou samostatně zásobována oběhovým přívodem, protože jejich mazání je zajištěno broděním a rozstříkem oleje ve skříní převodovky.

Navržené průtoky splňují minimální požadavek na jednu trysku

$$Q_{min} = 2,4 \text{ l/min}$$

Nejvyšší průtok byl přiřazen nejvíce zatíženému výstupnímu uzlu H + I. Návrh potrubního rozvodu zároveň zachovává požadované vstupní připojení DN18.

Vzhledem k nízkým rychlostem proudění a krátkým délkám potrubních větví jsou tlakové ztráty pro návrh rozdělení průtoku považovány za zanedbatelné. Navržený rozvod je proto použitelný jako výchozí konstrukční řešení mazacího systému.

5.8 Konstrukční provedení mazacího rozvodu

Konstrukční provedení mazacího rozvodu vychází z navrženého celkového průtoku oleje 20 l/min a jeho rozdělení do šesti samostatných mazacích větví. Cílem této části návrhu je převést hydraulické schéma rozvodu do konstrukčně realizovatelného uspořádání na převodové skříni. Návrh je řešen jako nízkotlaký oběhový systém s jedním hlavním přívodem oleje, pasivním rozdělovačem a samostatnými potrubními větvemi k vybraným ložiskovým uzlům.

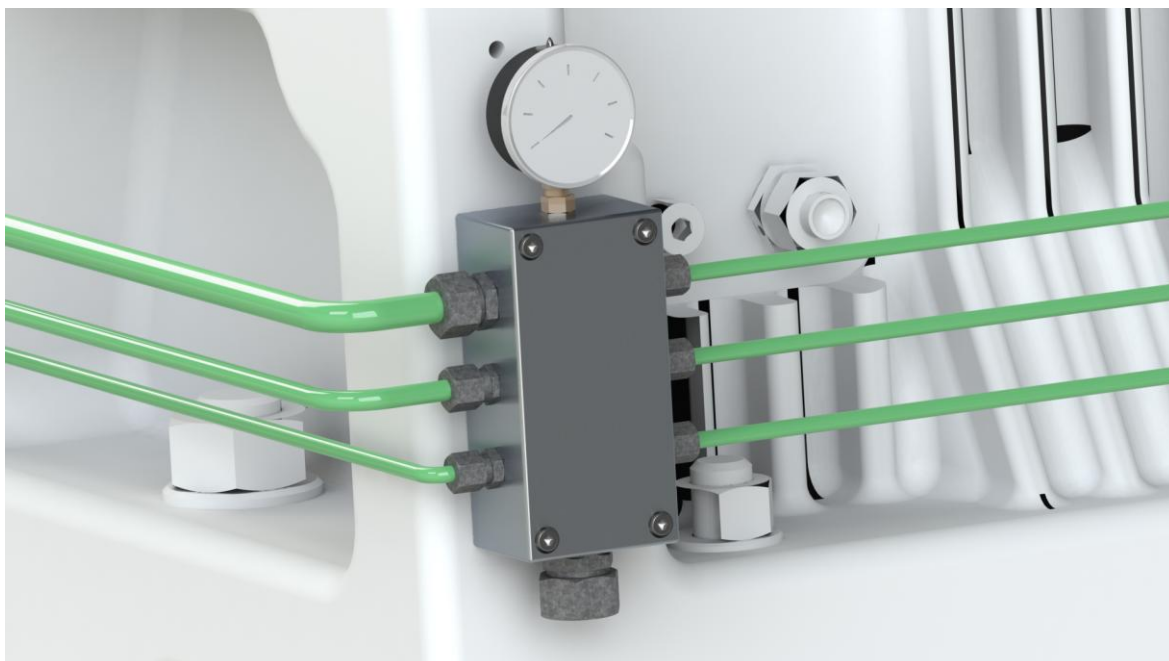
Navržený rozvod je určen pro mazání ložiskových uzlů A, B, E, F, G a společného uzlu H + I. Ložiskové uzly C a D nejsou samostatně zásobovány oběhovou větví, protože jejich mazání je zajištěno olejovou náplní ve skříni převodovky prostřednictvím brodění a rozstřiku oleje. Oběhový přívod oleje proto slouží zejména jako cílené doplnění mazání vybraných ložiskových uzlů a současně jako prostředek pro podporu odvodu tepla.

5.8.1 Pasivní rozdělovač maziva

Hlavním konstrukčním prvkem navrženého rozvodu je pasivní rozdělovač maziva. Rozdělovač je umístěn na vnější straně převodové skříně tak, aby byly potrubní větve vedeny co nejkratšími a přehlednými trasami k jednotlivým mazaným místům. Je navržen jako jednoduchý vrtaný blokový prvek s jedním vstupem a šesti výstupy. Tři výstupy jsou orientovány na jednu stranu převodové skříně a tři výstupy na stranu opačnou.

Rozdělovač neobsahuje aktivní dávkovací ani regulační prvky. Rozdělení průtoku je dáno především geometrií navazujících potrubních větví, jejich průměry a výstupními tryskami. Toto řešení bylo zvoleno z důvodu konstrukční jednoduchosti, nízkých tlakových ztrát a menší citlivosti na zanesení nečistotami. Pasivní rozdělovač zároveň umožňuje soustředit napojení všech větví do jednoho místa, což zlepšuje přehlednost systému, montážní přístupnost a kontrolu těsnosti.

Orientační rozměry tělesa rozdělovače jsou navrženy jako 160 × 80 × 60 mm. Uvnitř rozdělovače je uvažován podélný vrtaný kanál o průměru přibližně 16 mm, ze kterého jsou vyvedeny jednotlivé výstupy. Hlavní vstup do rozdělovače je určen pro potrubí TR 22×2, které odpovídá požadovanému připojovacímu rozměru DN18. Na výstupech jsou použity průměry potrubí podle požadovaného průtoku jednotlivých větví.



Obr. 5-7 Konstrukční provedení pasivního rozdělovače maziva s jedním vstupem a šesti výstupy

Na horní ploše rozdělovače je navržen kontrolní vývod pro manometr. Manometr slouží ke kontrole tlaku ve společném přívodním kanálu rozdělovače a umožňuje ověřit funkci mazacího okruhu při provozu nebo při zkoušce systému. Pro tuto aplikaci je uvažován manometr s rozsahem 0–10 bar, jmenovitým průměrem 63 mm a spodním připojením G1/4. Zvolený rozsah poskytuje dostatečnou rezervu vzhledem k nízkotlakému charakteru systému.

Jako konkrétní typ lze uvažovat například Parker PGB0631010, případně ekvivalentní manometr jiného výrobce se stejnými parametry. V modelu je manometr použit jako kontrolní prvek, který nezasahuje do rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve.

5.8.2 Volba potrubí a rozdělení větví

Potrubní rozvod je navržen z ocelových přesných trubek. Použití kovového potrubí je vhodné z hlediska mechanické odolnosti, tvarové stálosti a dlouhodobé provozní spolehlivosti. Jednotlivé větve jsou vedeny po vnějším povrchu převodové skříně, což umožňuje snadnou vizuální kontrolu, montáž a případný servisní zásah.

Hlavní přívod od mazacího agregátu je navržen jako potrubí TR 22×2 s vnitřním průměrem 18 mm. Tento rozměr odpovídá požadavku na zachování připojovacího rozměru DN18. Z rozdělovače jsou dále vedeny samostatné větve k jednotlivým ložiskovým uzlům. Pro větev s nižším průtokem je použito potrubí TR 8×1, pro větev s průtokem 3,1 l/min potrubí TR 10×1 a pro nejvíce zatížený výstupní uzel H + I potrubí TR 15×1,5.

Přehled navržených potrubních větví je uveden v tabulce.

Tab. 5-16 Přehled navržených potrubních větví mazacího systému

Větev	Ložiskový uzel	Navržený průtok	Potrubí	Vnitřní průměr	Výstupní tryska
1	A	2,4 l/min	TR 8×1	6 mm	Ø2,0 mm
2	B	2,4 l/min	TR 8×1	6 mm	Ø2,0 mm
3	C	2,5 l/min	TR 8×1	6 mm	Ø2,0 mm
4	F	3,1 l/min	TR 10×1	8 mm	Ø2,2 mm
5	G	2,4 l/min	TR 8×1	6 mm	Ø2,0 mm
6	H+I	7,2 l/min	TR 15×1,5	12 mm	Ø3,4 mm
Hlavní přívod	rozdělovač	20 l/min	TR 22×2	18 mm	-

Z tabulky je patrné, že největší průtok je přiřazen větví H + I. Tato větev zásobuje výstupní ložiskový uzel, který je z hlediska zatížení nejvýznamnější. Použití potrubí TR 15×1,5 zajišťuje dostatečný průtočný průřez a přiměřenou rychlost proudění oleje. Menší větve jsou navrženy z potrubí TR 8×1, protože jejich průtokové zatížení je nižší a tento rozměr je současně prostorově vhodný pro vedení po skříní převodovky.

5.8.3 Volba šroubení a připojovacích prvků

Pro spojení potrubí s rozdělovačem a se vstupy do převodové skříně jsou uvažována normalizovaná šroubení s řezným kroužkem podle DIN 2353 / ISO 8434-1. Pro navržený nízkotlaký rozvod je vhodná lehká řada L, která poskytuje dostatečnou tlakovou rezervu a současně není zbytečně předimenzovaná.

Jako konkrétní typová řada jsou uvažována šroubení Parker Ermeto EO-L. Pro připojení potrubí k rozdělovači jsou vhodná přímá závitová šroubení typu GE. V místech vstupu potrubních větví do převodové skříně jsou použita úhlová šroubení, případně zjednodušené úhlové adaptéry 90° nebo 45° podle prostorových možností konkrétní větve. U větve H + I je vzhledem k většímu průměru potrubí a směru vedení uvažováno úhlové připojení 45°.

Přehled uvažovaných šroubení je uveden v tabulce.

Tab. 5-17 Přehled uvažovaných spojovacích prvků

Místo použití	Potrubí	Uvažovaný typ prvku	Velikost
vstup do rozdělovače	TR 22×2	Parker Ermeto EO-L, přímé šroubení typu GE	22L
výstupy z rozdělovače pro větve A, B, E, G	TR 8×1	Parker Ermeto EO-L, přímé šroubení typu GE	8L

výstup z rozdělovače pro větve F	TR 10×1	Parker Ermeto EO-L, přímé šroubení typu GE	10L
výstup z rozdělovače pro větve H + I	TR 15×1,5	Parker Ermeto EO-L, přímé šroubení typu GE	15L
vstupy potrubí do skříně	TR 8×1	úhlové šroubení / adaptér 90°	8L
vstup potrubí do skříně	TR 10×1	úhlové šroubení / adaptér 90°	10L
vstup větve H + I do skříně	TR 15×1,5	úhlové šroubení / adaptér 45°	15L
vratný vývod oleje ze skříně	TR 22 nebo větší	přímý závitový vývod / nátrubek	min. DN18

Konkrétní závitová část šroubení bude určena podle závitů navržených v tělese rozdělovače a ve skříní převodovky. V evropském konstrukčním provedení je vhodné uvažovat závity typu G, například G1/4, G1/2 nebo G3/4 podle velikosti připojení.

Toto zjednodušení je přijatelné, protože cílem této práce není vytvořit kompletní výrobní kusovník hydraulického okruhu, ale konstrukčně ověřit realizovatelnost navrženého rozvodu maziva a jeho prostorové umístění na převodové skříní. V CAD modelu jsou některé prvky znázorněny pomocí dostupných komerčních modelů Parker, které odpovídají prostorovému a montážnímu řešení. Přesné závitové provedení by bylo určeno při zpracování výrobní dokumentace rozdělovače a připojovacích míst převodové skříně.

5.8.4 Uchycení potrubí ke skříní převodovky

Potrubní větve jsou k převodové skříní uchyceny pomocí potrubních objímek podle DIN 3015-1. Objímky zajišťují pevné vedení potrubí, omezují vibrace a snižují namáhání šroubení. Jejich použití je důležité zejména u delších vnějších úseků potrubí vedených po povrchu převodové skříně.

Pro navržené potrubí jsou uvažovány jednoduché objímky ve standardní, případně lehké řadě. V modelu byly použity objímky Parker Ermeto Tube Clamps řady A, odpovídající normě DIN 3015-1. Pro potrubí TR 8 je vhodná například objímka RAA5-008, pro potrubí TR 10 obdobně RAA5-010, pro potrubí TR 15 objímka pro průměr 15 mm a pro hlavní přívod TR 22 objímka pro průměr 22 mm.

Přehled uvažovaných objímek je uveden v tabulce.

Tab. 5-18 Přehled uvažovaných potrubních objímek

Potrubí	Vnější průměr trubky	Typ objímky	Norma
TR 8×1	8 mm	Parker, jednoduchá objímka pro Ø8 mm	DIN 3015-1

TR 10×1	10 mm	Parker, jednoduchá objímka pro Ø10 mm	DIN 3015-1
TR 15×1,5	15 mm	Parker, jednoduchá objímka pro Ø15 mm	DIN 3015-1
TR 22×2	22 mm	Parker, jednoduchá objímka pro Ø22 mm	DIN 3015-1

V místech s rozdílnou výškou potrubní trasy vůči povrchu skříně jsou pod potrubní objímky uvažovány distanční podložky. Ty umožňují výškové vyrovnání potrubí, omezení kolizí s žebrováním nebo nálitky skříně a zajištění vhodné montážní polohy objímek. Tloušťka podložek je volena podle konkrétní polohy potrubní větve tak, aby bylo zachováno plynulé vedení potrubí a nebylo nadměrně zatěžováno šroubení.

5.8.5 Uchycení rozdělovače

Pasivní rozdělovač je ke skříní převodovky uchycen pomocí šroubů M6. V tělese rozdělovače jsou navrženy průchozí otvory o průměru 6,6 mm, které odpovídají běžnému otvoru pro šroub M6. Vzhledem k použití kruhového zahloubení jsou uvažovány šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem podle ČSN EN ISO 4762, dříve označované jako DIN 912.

Pro spoj jsou uvažovány šrouby pevnostní třídy 8.8. Vzhledem k rozměrům hlavy šroubu M6 podle ISO 4762 je kruhové zahloubení v rozdělovači navrženo s průměrem přibližně 11 mm a hloubkou přibližně 6,5 mm. Toto provedení umožňuje zapuštění hlavy šroubu do tělesa rozdělovače a zároveň zachovává kompaktní uspořádání sestavy.

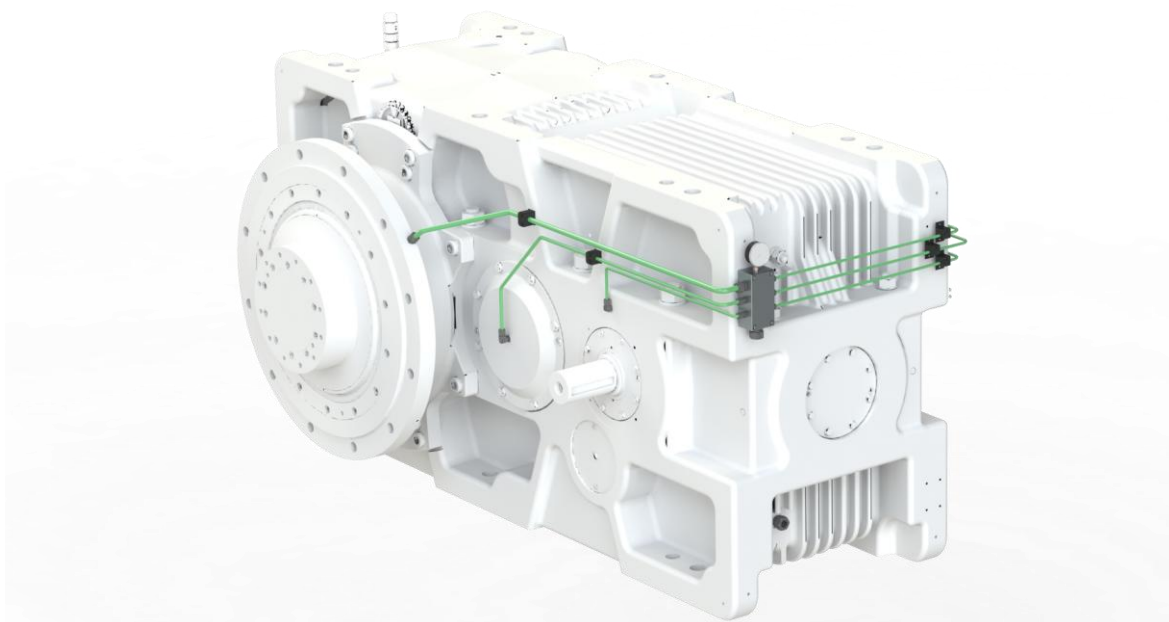
5.8.6 Vratný vývod oleje ze skříně

Součástí konstrukčního řešení je také vratný vývod oleje ze skříně převodovky. Vývod neslouží k regulaci průtoku, ale pouze k volnému odtoku oleje zpět do mazací jednotky nebo do oběhové části systému. Je proto vhodné, aby jeho světlost nebyla menší než světlost hlavního přívodního potrubí. V návrhu je uvažován vratný vývod minimálně odpovídající připojení DN18, tedy obdobný jako hlavní přívod.

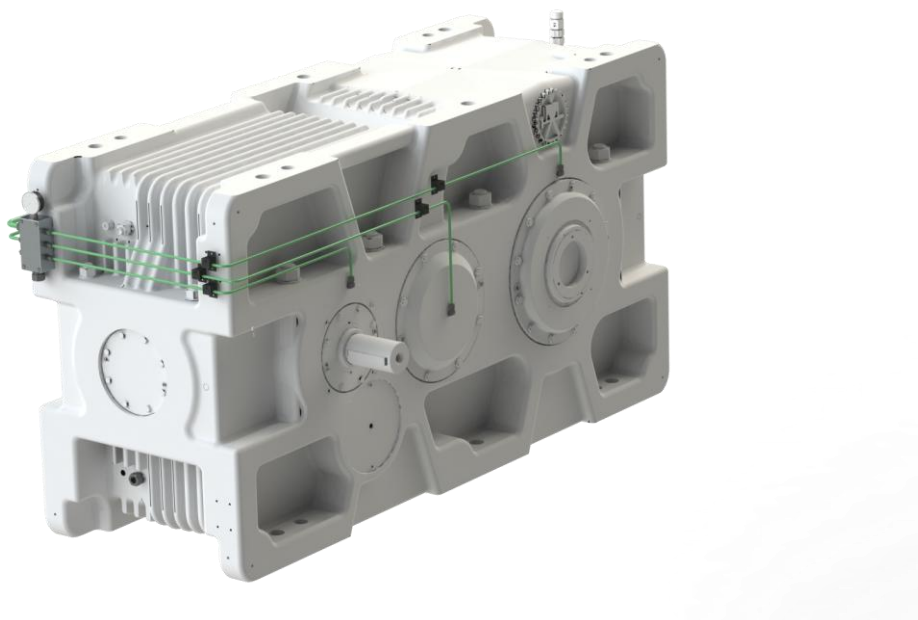
V CAD modelu je vratný vývod znázorněn jako přímý závitový nátrubek nebo připojovací prvek pro potrubí TR 22. Menší pomocné vývody na skříní nejsou v rámci návrhu využity jako hlavní vratka oleje. Mohou sloužit například jako vypouštěcí, kontrolní nebo technologické otvory. Jejich přesná funkce by byla určena podle výrobní dokumentace převodové skříně.

5.8.7 CAD model navrženého rozvodu

Na základě výše uvedeného konstrukčního řešení byl vytvořen CAD model potrubního rozvodu maziva. Model znázorňuje umístění pasivního rozdělovače, vedení jednotlivých potrubních větví, připojení větví do převodové skříně, uchycení potrubí pomocí objímek a umístění kontrolního manometru.



Obr. 5-8 CAD model navrženého rozvodu maziva – pohled ze strany pasivního rozdělovače



Obr. 5-9 CAD model navrženého rozvodu maziva – pohled z opačné strany převodové skříně

Z CAD modelu je patrné, že potrubní větve jsou vedeny po vnějším povrchu převodové skříně a jsou uchyceny pomocí normalizovaných objímek. Rozdělovač je umístěn tak, aby z něj bylo možné vést tři větve na jednu stranu převodovky a tři větve na stranu opačnou. Potrubní větve jsou vedeny s ohledem na přehlednost, montážní přístupnost a omezení zbytečných spojů.

V modelu jsou potrubní trasy řešeny jako ohýbané trubky. Směrové změny jsou přednostně provedeny plynulými ohyby, zatímco v místech vstupu do skříně jsou použita úhlová šroubení. Toto řešení snižuje počet rozebíratelných spojů a tím i počet potenciálních míst netěsnosti. Šroubení jsou použita především v místech napojení na rozdělovač, při vstupu potrubí do převodové skříně a u vratného vývodu.

5.8.8 Zhodnocení konstrukčního provedení

Navržené konstrukční řešení rozvodu maziva využívá běžně dostupné průmyslové komponenty. Hlavními použitými prvky jsou ocelové potrubí TR 8×1, TR 10×1, TR 15×1,5 a TR 22×2, pasivní blokový rozdělovač, šroubení Parker Ermeto EO-L, potrubní objímky podle DIN 3015-1 a kontrolní manometr s rozsahem 0–10 bar.

Výhodou navrženého řešení je především jednoduchost, přehlednost a dobrá konstrukční realizovatelnost. Rozvod neobsahuje aktivní dávkovací prvky ani škrticí ventily, čímž se omezuje počet prvků citlivých na zanesení, poruchu nebo nutnost seřizování. Použití jednoho centrálního rozdělovače zjednodušuje montáž, umožňuje kontrolovat tlak v systému v jednom přehledném místě a současně omezuje počet samostatných spojovacích míst. Vedení potrubí po vnějším povrchu skříně usnadňuje kontrolu těsnosti a případné servisní zásahy.

Z hlediska hydraulického posouzení byly v této práci uvažovány základní návrhové podmínky, zejména celkový průtok, rozdělení průtoku do jednotlivých větví, vnitřní průměry potrubí a kontrola rychlosti proudění. Detailní výpočet tlakových ztrát jednotlivých větví nebyl prováděn, protože při navrženém nízkotlakém oběhovém systému, malých průtocích a krátkých vnějších potrubních trasách nejsou tyto ztráty pro dané podmínky rozhodujícím návrhovým kritériem. Rozměry potrubí byly zvoleny s dostatečným průtočným průřezem a odpovídají požadovanému celkovému průtoku 20 l/min.

Navržené řešení je z konstrukčního hlediska použitelné pro řešenou převodovku. Rozvod maziva lze realizovat pomocí běžně dostupných normalizovaných prvků a navržené potrubní větve lze vhodně umístit na převodovou skříň při zachování požadovaného průtoku a připojovacího rozměru. Dalším krokem by v případě realizace bylo zpracování kompletní výrobní dokumentace, kusovníku a montážních podkladů.

6 DISKUZE

Navržené řešení vychází z požadavku na jednoduchý, provozně spolehlivý a konstrukčně realizovatelný rozvod maziva pro nízkotlaký oběhový mazací systém průmyslové převodovky. Zvolená koncepce kombinuje brodicí a rozstříkové mazání ozubení s cíleným oběhovým přívodem oleje k vybraným ložiskovým uzlům. Toto řešení odpovídá charakteru řešené převodovky, protože umožňuje zachovat jednoduché mazání ozubení olejovou náplní ve skříni a současně zajistit přívod oleje k ložiskovým uzlům, u kterých je cílené mazání vhodné z hlediska zatížení, třecích ztrát a odvodu tepla.

Výhodou zvolené koncepce je především konstrukční jednoduchost a omezení počtu použitých prvků. Oproti plně oběhovému mazání všech funkčních míst není nutné navrhovat samostatné tlakové větve pro ozubení, čímž se snižuje počet potrubních tras, spojovacích míst a potenciálních míst netěsnosti. Použití pasivního rozdělovače s jedním vstupem a šesti výstupy umožňuje soustředit napojení jednotlivých větví do jednoho místa a zlepšuje přehlednost celého systému. Kontrolní manometr umístěný na rozdělovači zároveň umožňuje jednoduchou kontrolu funkce mazacího okruhu.

V práci byl proveden analytický výpočet zatížení ložiskových uzlů, orientační stanovení ztrátového výkonu a následné zpřesnění výpočtu v programu KISSsoft. Výsledky analytického výpočtu a softwarového posouzení se ve většině případů pohybují ve stejné řádové úrovni, což potvrzuje použitelnost zvoleného výpočtového postupu pro návrhové účely. Určité rozdíly mezi analytickým výpočtem a výpočtem v programu KISSsoft jsou dány zejména zjednodušením analytického modelu, ve kterém jsou hřídele uvažovány jako nosníky na dvou podporách a ložiskové uzly jsou posuzovány jako celky. Pro účely návrhu průtoku a konstrukčního rozvodu maziva je však dosažená přesnost dostatečná.

Z hlediska tepelné bilance byl stanoven celkový návrhový průtok oleje 20 l/min. Tento průtok byl následně rozdělen do šesti mazacích větví podle zatížení a významu jednotlivých ložiskových uzlů. Potrubní větve byly navrženy z ocelových trubek TR 8×1, TR 10×1, TR 15×1,5 a TR 22×2. Zvolené průměry potrubí poskytují dostatečný průtočný průřez a umožňují udržet rychlosti proudění v přijatelném rozsahu pro nízkotlaký oběhový mazací systém. Návrh zároveň respektuje požadovaný připojovací rozměr DN 18.

Detailní výpočet tlakových ztrát jednotlivých větví nebyl v práci prováděn, protože pro dané podmínky návrhu nebyly tlakové ztráty považovány za rozhodující návrhové kritérium. Rozvod je řešen jako nízkotlaký systém s poměrně krátkými vnějšími potrubními trasami, malými průtoky v jednotlivých větvích a dostatečně dimenzovanými průřezy potrubí. Z tohoto důvodu bylo hydraulické posouzení zaměřeno především na celkový průtok, rozdělení průtoku mezi větve, volbu vnitřních průměrů potrubí a kontrolu rychlosti proudění. Tento přístup odpovídá charakteru práce, která je zaměřena na konstrukční návrh rozvodu maziva a jeho technickou realizovatelnost.

Navržené konstrukční řešení je z hlediska použitých komponent i prostorového uspořádání použitelné pro řešenou převodovku. Rozvod využívá běžně dostupné normalizované prvky, zejména šroubení Parker Ermeto EO-L, potrubní objímky podle DIN 3015-1, ocelové potrubí a kontrolní manometr. CAD model ověřuje možnost vedení potrubních větví po vnějším povrchu převodové skříně, umístění pasivního rozdělovače a uchycení potrubí pomocí objímek. Z konstrukčního hlediska tedy návrh prokazuje, že zvolený způsob rozvodu maziva je realizovatelný a vhodný pro danou aplikaci.

Případné navazující zpracování by nespočívalo ve změně základní koncepce návrhu, ale především ve vytvoření kompletní výrobní a montážní dokumentace. Ta by zahrnovala přesné výrobní výkresy rozdělovače, konečné délky a tvary potrubních větví, kusovník použitých komponent, montážní postup a případné doplnění detailů podle konkrétních výrobních možností. Tyto kroky již přesahují rozsah bakalářské práce a patří do fáze praktické realizace návrhu.

Celkově lze navržené řešení hodnotit jako technicky přiměřené, konstrukčně použitelné a provozně vhodné pro řešenou převodovku. Hlavním přínosem práce je převedení obecných požadavků na mazání převodovky do konkrétního návrhu potrubního rozvodu s určením průtoků, průměrů potrubí, rozdělovacího prvku, spojovacích prvků a způsobu uchycení na převodové skříně. Návrh tak představuje použitelný konstrukční podklad pro realizaci nízkotlakého oběhového mazacího systému.

7 ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout rozvod maziva v nízkotlakém oběhovém mazacím systému průmyslové převodovky společnosti Wikov MGI a. s. se zaměřením na jednoduchost, provozní spolehlivost a konstrukční realizovatelnost. Práce byla zaměřena především na návrh přívodu maziva k vybraným mazaným místům převodovky, volbu vhodné koncepce, stanovení potřebných průtoků a konstrukční provedení potrubního rozvodu.

V rešeršní části byly popsány základní principy mazání převodovek, zejména oběhové mazací systémy, brodicí a rozstříkové mazání, mazání olejovou mlhou a kombinované způsoby mazání. Dále byly rozebrány hlavní konstrukční prvky mazacích systémů, mezi které patří potrubní rozvody, šroubení, rozdělovače, mazací výstupy, filtry, chladiče, ohřívače a prvky pro uchycení potrubí. Součástí rešerše bylo také zhodnocení tribologických požadavků ozubení a ložisek, zejména z hlediska tvorby mazacího filmu, vlivu teploty, viskozity a rizika mezních stavů mazání.

Na základě provedené analýzy byly navrženy tři koncepční varianty mazacího systému. Tyto varianty byly porovnány pomocí multikriteriálního hodnocení s ohledem na funkčnost mazání, konstrukční jednoduchost, technickou realizovatelnost, podporu odvodu tepla, tlakové ztráty, provozní spolehlivost a montážní přístupnost. Jako nejvhodnější byla zvolena varianta kombinovaného mazání, u které je ozubení mazáno olejovou náplní ve skříní převodovky broděním a rozstříkem, zatímco vybrané ložiskové uzly jsou zásobovány cíleným oběhovým přívodem oleje.

V konstrukční části byl nejprve sestaven analytický výpočtový model převodovky. Byly určeny převodové poměry, otáčky hřídelí, krouticí momenty a síly působící v jednotlivých ozubených záběrech. Na základě těchto hodnot bylo stanoveno zatížení ložiskových uzlů. Výsledky analytického výpočtu byly následně porovnány s výpočtem v programu KISSsoft. Porovnání potvrdilo řádovou správnost analytického výpočtu a poskytlo vhodný podklad pro další návrhové výpočty.

Dále byl stanoven orientační ztrátový výkon převodovky. Analyticky byly posouzeny ztráty v ložiskách, ztráty v ozubení a ostatní ztráty spojené s broděním a vířením oleje. Ztrátový výkon ozubení byl následně zpřesněn pomocí programu KISSsoft, a to normovým výpočtem podle DIN 3990 a kontaktní analýzou ozubení. Výsledky byly použity jako podklad pro tepelnou bilanci převodovky a pro stanovení potřebného průtoku oleje.

Na základě tepelné bilance byl navržen celkový průtok mazacího systému 20 l/min. Tento průtok byl rozdělen do šesti samostatných mazacích větví určených pro vybrané ložiskové uzly. Ložiskové uzly C a D nejsou v navržené koncepci zásobovány samostatnou oběhovou

větví, protože jejich mazání je zajištěno olejovou náplní ve skříní převodovky. Oběhový přívod oleje je navržen pro ložiskové uzly A, B, E, F, G a společnou větev H + I.

Výsledné konstrukční řešení využívá jeden hlavní přívod oleje, pasivní blokový rozdělovač, šest samostatných mazacích větví, kontrolní manometr, normalizované potrubní objímky a šroubení Parker Ermeto EO-L. Potrubní větve byly navrženy z ocelových trubek TR 8×1, TR 10×1, TR 15×1,5 a TR 22×2 podle požadovaných průtoků jednotlivých větví. Navržené řešení respektuje požadovaný celkový průtok 20 l/min a přípojovací rozměr DN 18.

Z hlediska hydraulického posouzení byly uvažovány základní návrhové podmínky, zejména celkový průtok, rozdělení průtoku mezi jednotlivé větve, průměry potrubí a kontrola rychlosti proudění. Detailní výpočet tlakových ztrát jednotlivých větví nebyl prováděn, protože při daných podmínkách nízkotlakého oběhového systému, krátkých vnějších potrubních trasách a malých průtocích nejsou tyto ztráty rozhodujícím návrhovým kritériem. Rozměry potrubí byly zvoleny s dostatečným průtočným průřezem a odpovídají požadovanému provoznímu průtoku.

Součástí práce je také CAD model navrženého rozvodu maziva. Model ověřuje prostorové vedení potrubních větví, umístění pasivního rozdělovače, kontrolního manometru a uchycení potrubí na převodové skříní. Z konstrukčního hlediska je navržené řešení použitelné pro řešenou převodovku a prokazuje, že rozvod maziva lze realizovat pomocí běžně dostupných normalizovaných prvků.

Na základě provedené rešerše, koncepčního porovnání, výpočtového posouzení a konstrukčního návrhu lze konstatovat, že cíl práce byl splněn. Byl navržen technicky realizovatelný rozvod maziva pro nízkotlaký oběhový mazací systém, který zajišťuje cílený přívod oleje k vybraným ložiskovým uzlům a současně respektuje požadavky na jednoduchost, provozní spolehlivost a konstrukční přiměřenost řešení.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

1. **Neale, Michael J.** *The Tribology Handbook*. 2nd ed. Oxford : Butterworth-Heinemann, 1995. 0750611987.
2. **Pirro, Don M., Webster, Martin a Daschner, Ekkehard.** *Lubrication Fundamentals*. 3rd ed. Boca Raton : CRC Press, 2016. 9781498752909.
3. **STACHOWIAK, Gwidon W. a BATCHELOR, Andrew W.** *Engineering Tribology*. 4th ed. Oxford : Elsevier, 2014. 9780123970473.
4. **Hamrock, Bernard J., Schmid, Steven R. a Jacobson, Bo O.** *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. 2nd ed. Boca Raton : CRC Press, 2004. 9780824753719.
5. **Errichello, Robert.** Gearbox Failure Analysis and Troubleshooting. *Gear Technology*. 2017, Sv. 34, 2, stránky 52–59.
6. **Maláková, Silvia a Puškár, Michal.** Influence of Operating Conditions on the Performance and Reliability of Gear Mechanisms. *Applied Sciences*. 2021, Sv. 11, 3.
7. **Qian, Y., a další.** Optimization of Splash Lubrication in the Gearbox Considering Heat Transfer Performance. *Tribology International*. 2024, Sv. 189, str. 109592.
8. **Mang, Theo, Dresel, Wilfried a Bartels, Dietmar.** *Lubricants and Lubrication*. 3rd ed. Weinheim : Wiley-VCH, 2017. 9783527344974.
9. **Myshkin, Nikolai K. a Markova, Larisa V.** Tribology in Industry: State of the Art and Future Challenges. *Friction*. 2018, Sv. 6, stránky 1–15.
10. **WIKOV MGI a.s.** *WIKOV*. [Online] [Citace: 15. 3 2026.] <https://www.wikov.com/cs/mechanicke-prevodovky>.
11. **SUN LUNG GEAR WORKS CO., LTD.** *Gearbox for Single Screw Extruders*. [Online] [Citace: 13. 3 2026.] <https://www.slgear.com.tw/en/products/gearbox-for/single-screw-extruders/gearbox-for-single-screw-extruders>.
12. **CHUGH BROTHERS P. LTD.** SBE Series Single Screw Extruder Gear Box. *Aajjo*. [Online] [Citace: 20. 3 2026.] <https://www.aajjo.com/product/sbe-series-single-screw-extruder-gear-box-in-delhi-chugh-brothers-p-ltd>.
13. **SHANTHI GEARS LIMITED.** Two Output Helical Gearbox With Oil Cooling System For Hydraulic Hammer In Forging Shop. [Online] [Citace: 10. 4 2026.] <https://www.shanthigears.com/product/two-output-helical-gear-box-with-oil-cooling-system-for-hydraulic-hammer-in-forging-shop/>.
14. **Fox, Robert W., McDonald, Alan T. a Pritchard, Philip J.** *Fundamentals of Fluid Mechanics*. 7th ed. Hoboken : John Wiley & Sons, 2011. 9780470547557.

15. **Çengel, Yunus A. a Cimbala, John M.** *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications*. 3rd ed. New York : McGraw-Hill Education, 2014. 9780073380322.
16. **SKF.** *Bearing Damage and Failure Analysis*. Gothenburg : SKF Group, 2017.
17. **ASM International.** *ASM Handbook, Volume 5: Surface Engineering*. Materials Park : ASM International, 1994. 9780871703843.
18. **European Committee for Standardization.** EN 10305-4:2016 Steel tubes for precision applications – Technical delivery conditions – Part 4: Seamless cold drawn tubes for hydraulic and pneumatic power systems. Brussels : CEN, 2016.
19. **Davis, Joseph R.** *Stainless Steels*. Materials Park : ASM International, 1994. 9780871705038.
20. **Karassik, Igor J., a další.** *Pump Handbook*. 4th ed. New York : McGraw-Hill, 2008. 9780071460446.
21. **Deutsches Institut für Normung (DIN).** *DIN 3015-1:2011 – Pipe clamps – Part 1: Clamp bodies*. Berlin : DIN, 2011.
22. **STAUFF.** Standard Series according to DIN 3015. *STAUFF*. [Online] [Citace: 5. 3 2026.] <https://stauff.com>.
23. **Tubes International.** e-shop. *Tubes International*. [Online] [Citace: 12. 3 2026.] <https://eshop.tubes-international.cz>.
24. —. Pipe clamps DIN 3015. *Tubes International*. [Online] [Citace: 10. 3 2026.] <https://www.tubes-international.com>.
25. **ARMA Fixing.** DIN 3016-1 Retaining Clamps. *ARMA Fixing*. [Online] [Citace: 15. 3 2026.] <https://armafixing.com>.
26. **International Organization for Standardization.** ISO 8434-1:2018 Metallic tube connections for fluid power and general use – Part 1: 24° cone connectors. Geneva : ISO, 2018.
27. —. ISO 8434-3:2018 Metallic tube connections for fluid power and general use – Part 3: O-ring face seal connectors. Geneva : ISO, 2018.
28. —. ISO 6162-1:2019 Hydraulic fluid power — Flange connections with split or one-piece flange clamps and metric or inch screws — Part 1: Flange connections for use at pressures of 3,5 MPa to 35 MPa (DN 13 to DN 127). Geneva : ISO, 2019.
29. **Hydraulic Supply Company.** Hydraulic Supply. *Product catalogue – Check Valve*. [Online] [Citace: 16. 2 2026.] <https://www.hydraulic-supply.com>.
30. **SKF.** Progressive lubrication systems. *SKF – Lubrication management*. [Online] [Citace: 3. 1. 2026.] <https://www.skf.com/cz/products/lubrication-management/automatic-lubrication-systems/progressive>.

31. **Budynas, Richard G. a Nisbett, J. Keith.** *Shigley – Konstruování strojních součástí*. Brno : VUTUM, 2023. 978-80-214-5471-2.
32. **Osuch-Slomka, Edyta, a další.** Wear Mechanisms of the Working Surface of Gears after Scuffing Tests. *Materials*. 2024, Sv. 17, 14.
33. **International Organization for Standardization.** ISO 10825-1:2022 Gears — Wear and damage to gear teeth — Part 1: Nomenclature and characteristics. Geneva : ISO, 2022.
34. **Höhn, Oliver a Michaelis, Klaus.** Investigations on the Scuffing Behavior of Gear Teeth under Simulated Operating Conditions. *Tribology International*. 2004, Sv. 37, 12, stránky 1041–1047.
35. **WIKOV Industry a.s.** WinGear® - Highly modular parallel shaft gearboxes by Wikov. *YouTube*. [Online] [Citace: 15. 4 2026.] <https://youtu.be/qJAGNpnisK8>.
36. **WIKOV MGI a. s.** Technická dokumentace převodovky WinGear® pro pohon gumárenského extruderu. Hronov : Wikov MGI a. s. Interní technická dokumentace.
37. **DIN.** *DIN 3990-1: Calculation of load capacity of cylindrical gears; introduction and general influence factors*. Berlin : Deutsches Institut für Normung, 1987.
38. **KISSsoft AG.** KISSsoft/KISSsys; Release 2024. Bubikon : KISSsoft AG, 2024.
39. **Henriot, Georges.** 7e édition. *Engrenages*. Paris : Dunod, 1999. ISBN: 2-10-004799-4.
40. **Oil Pipes Helper.** Oil Pipes Helper.

9 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

DIN	[-]	Německý institut pro normalizaci
DN	[mm]	jmenovitý průměr potrubí
EHD	[-]	elastohydrodynamické mazání
EN	[-]	evropská norma
ISO	[-]	Mezinárodní organizace pro normalizaci
ISO VG	[-]	viskozitní třída průmyslového oleje podle ISO
KISSsoft	[-]	výpočtový software pro návrh a kontrolu strojních prvků
ORFS	[-]	šroubení s čelním těsněním O-kroužkem
PN	[-]	jmenovitý tlak
SAE	[-]	Society of Automotive Engineers
SKF	[-]	výrobce valivých ložisek
TR	[-]	označení trubky
A	[m ²]	plocha
A _{sk}	[m ²]	účinná plocha povrchu převodové skříně
a	[mm]	vzdálenost působíště síly od levé podpory
b	[mm]	vzdálenost působíště síly od pravé podpory
c _p	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita oleje
d	[mm]	průměr
D	[mm]	vnější průměr ložiska
d _i	[mm]	vnitřní průměr potrubí

d_m	[mm]	střední průměr ložiska
d_t	[mm]	průměr výstupní trysky
F	[N]	síla
F_a	[N]	axiální síla
$F_{a,extruder}$	[N], [kN]	axiální síla od extruderu
F_r	[N]	radiální síla
F_t	[N]	tečná síla v ozubení
F_x	[N]	složka reakční síly ve směru osy x
F_y	[N]	axiální složka síly podle souřadného systému programu KISSsoft
F_z	[N]	složka reakční síly ve směru osy z
f	[-]	součinitel tření ložiska
i	[-]	převodový poměr
i_c	[-]	celkový převodový poměr
K	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	součinitel přestupu tepla z povrchu skříně
L	[mm]	vzdálenost mezi ložiskovými podporami
L_{max}	[m]	maximální uvažovaná délka ohýbaného potrubního úseku
m_n	[mm]	normálový modul ozubení
M	$[N \cdot m]$	třecí moment ložiska
M_i	$[N \cdot m]$	třecí moment jednotlivého ložiska
M_{uzel}	$[N \cdot m]$	celkový třecí moment ložiskového uzlu
$\dot{m}$	$[N \cdot s^{-1}]$	hmotnostní průtok oleje
n	$[min^{-1}]$	otáčky

n_{in}	$[\text{min}^{-1}]$	vstupní otáčky převodovky
n_{out}	$[\text{min}^{-1}]$	výstupní otáčky převodovky
P	$[\text{kW}], [\text{kN}]$	výkon nebo ekvivalentní zatížení ložiska podle kontextu
P_{in}	$[\text{kW}]$	vstupní výkon převodovky
P_{out}	$[\text{kW}]$	výstupní výkon převodovky
P_{olej}	$[\text{kW}]$	výkon odváděný olejovým okruhem
P_{sk}	$[\text{kW}]$	výkon odváděný povrchem skříně
P_z	$[\text{kW}]$	celkový ztrátový výkon převodovky
$P_{z,l}$	$[\text{kW}]$	ztrátový výkon ložisek
$P_{z,l,i}$	$[\text{kW}]$	ztrátový výkon i-tého ložiskového uzlu
$P_{z,o}$	$[\text{kW}]$	ostatní ztrátový výkon převodovky
$P_{z,oz}$	$[\text{kW}]$	ztrátový výkon ozubení
$P_{z,t}$	$[\text{kW}]$	ztrátový výkon těsnění
p	$[\text{Pa}], [\text{bar}]$	tlak
p_{in}	$[\text{bar}]$	vstupní tlak do rozdělovače
Q	$[\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$	objemový průtok oleje
Q_i	$[\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$	průtok i-tou mazací větví
Q_{min}	$[\text{l} \cdot \text{min}^{-1}]$	minimální průtok jednou mazací tryskou
R	$[\text{N}]$	reakční síla v ložiskové podpoře
R_A	$[\text{N}]$	reakční síla v ložiskovém uzlu A
R_B	$[\text{N}]$	reakční síla v ložiskovém uzlu B
R_{zx}	$[\text{N}]$	výslednice radiálních složek reakce v programu KISSsoft

S_j	[-]	výsledné skóre j-té varianty
T	[N · m]	kroucí moment
T_{in}	[N · m]	vstupní kroucí moment
T_{out}	[N · m]	výstupní kroucí moment
$T_{out,id}$	[N · m]	ideální výstupní kroucí moment bez uvažování ztrát
t	[°C]	teplota
v	[m · s ⁻¹]	rychlost proudění oleje
v_{max}	[m · s ⁻¹]	maximální doporučená rychlost proudění oleje
w_i	[-]	váha i-tého hodnoticího kritéria
x_{ij}	[-]	bodové hodnocení j-té varianty podle i-tého kritéria
X	[-]	součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[-]	součinitel axiálního zatížení ložiska
z	[-]	počet zubů ozubeného kola nebo pastorku
α_n	[°]	normálový úhel záběru
β	[°]	úhel sklonu zubů
ΔT	[K]	teplotní rozdíl
ΔT_{olej}	[K]	dovolené ohřátí oleje
η	[-]	účinnost
η_{st}	[-]	účinnost převodového stupně
μ	[Pa · s]	dynamická viskozita oleje
ν	[mm ² · s ⁻¹]	kinematická viskozita oleje
ρ	[kg · m ⁻³]	hustota oleje
ω	[rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost

A, B, C, ..., I	[-]	označení ložiskových uzlů
i	[-]	označení i-tého prvku nebo větve
j	[-]	označení j-té varianty
in	[-]	vstupní hodnota
out	[-]	výstupní hodnota
id	[-]	ideální hodnota bez uvažování ztrát
l	[-]	ložisko
o	[-]	ostatní ztráty
olej	[-]	vztah k olejovému okruhu
oz	[-]	ozubení
sk	[-]	skříň převodovky
st	[-]	převodový stupeň
t	[-]	těsnění nebo tečná složka podle kontextu
z	[-]	ztrátový výkon nebo směr osy z podle kontextu

10 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 2-1	Tlakový oběhový mazací systém	15
Obr. 2-2	Brodící a rozstříkové mazání převodovky	17
Obr. 2-3	Mazání olejovou mlhou	18
Obr. 2-4	Ilustrace mazacího systému převodovky řady Orbi-fleX®	20
Obr. 2-5	Kompaktní oběhový mazací systém převodovky pro extruzní technologii	21
Obr. 2-6	Oběhový mazací systém převodovky s hadicovým rozvodem	22
Obr. 2-7	Oběhový mazací systém převodovky s kovovým potrubním rozvodem	23
Obr. 2-8	Schématický řez zubovým čerpadlem	25
Obr. 2-9	Potrubní objímka podle DIN 3015	28
Obr. 2-10	Řez normalizovaným šroubením s kuželovým dosedem 24° a řezným kroužkem podle ISO 8434-1	29
Obr. 2-11	Schéma šroubení s čelním těsněním O-kroužkem ORFS dle ISO 8434-3	29
Obr. 2-12	SAE přírubová spojka s metrickými otvory dle ISO 6162-1/-2	29
Obr. 2-13	Zpětný ventil používaný v potrubních rozvodech mazacích systémů – schématický řez	30
Obr. 2-14	Schématické znázornění progresivního rozdělovače maziva v jednopotrubním systému	31
Obr. 2-15	Řez olejovým tlakovým filtrem s filtrační vložkou, obtokovým ventilem a indikátorem diferenčního tlaku	32
Obr. 2-16	Řez trubkovým chladičem maziva s vodním chladicím médiem	33
Obr. 2-17	Princip ohřevu maziva pomocí trubkového výměníku tepla s parním médiem	34

Obr. 2-18	Geometrie nekonformního kontaktu konvexního a konkávního povrchu – model kontaktu kuličkového ložiska	36
Obr. 2-19	Stribeckova křivka – závislost součinitele tření a tloušťky mazacího filmu na Herseyově čísle	36
Obr. 2-20	Model smíšeného mazání	28
Obr. 2-21	Závislost viskozity maziva na teplotě pro vybrané třídy SAE	39
Obr. 3-1	3D vizualizace konstrukčního uspořádání převodovky řady WinGear®	43
Obr. 5-1	Označení ložiskových uzlů řešené převodovky	61
Obr. 5-2	Zjednodušené schéma zatížení vstupní hřídele a reakcí v ložiskových podporách	63
Obr. 5-3	Ukázka sestaveného modelu převodového ústrojí v prostředí KISSsys/KISSsoft	74
Obr. 5-4	Ukázka zadání hladiny oleje v modelu výstupního ložiskového uzlu v programu KISSsoft	86
Obr. 5-5	Návrh potrubního rozvodu mazacího systému v prostředí Oil Pipes Helper	88
Obr. 5-6	Kontrola rychlosti proudění oleje ve vstupním potrubí v prostředí Oil Pipes Helper	90
Obr. 5-7	Konstrukční provedení pasivního rozdělovače maziva s jedním vstupem a šesti výstupy	93
Obr. 5-8	CAD model navrženého rozvodu maziva – pohled ze strany pasivního rozdělovače	97
Obr. 5-9	CAD model navrženého rozvodu maziva – pohled z opačné strany převodové skříně	97

11 SEZNAM TABULEK

Tab. 3-1	Číselné parametry vybrané převodovky	44
Tab. 3-2	Provozní podmínky a vstupní údaje pro návrh mazacího systému	44
Tab. 4-1	Váhy hodnoticích kritérií	51
Tab. 4-2	Multikriteriální hodnocení koncepčních variant	52
Tab. 5-1	Převodové poměry a otáčky hřídelí	58
Tab. 5-2	Krouticí momenty jednotlivých hřídelí	58
Tab. 5-3	Geometrie a síly v ozubených záběrech	60
Tab. 5-4	Souhrn zatížení ložiskových uzlů	65
Tab. 5-5	Porovnání analytického výpočtu a výpočtu v KISSsoftu	66
Tab. 5-6	Orientační ztrátové výkony ložiskových uzlů	69
Tab. 5-7	Orientační ztráty v ozubení při účinnosti jednoho stupně 99 %	70
Tab. 5-8	Souhrn orientačně stanovených ztrát převodovky	71
Tab. 5-9	Vstupní parametry výpočtu v KISSsoftu	75
Tab. 5-10	Ztrátový výkon ozubení podle DIN 3990	76
Tab. 5-11	Výsledky kontaktní analýzy ozubení	76
Tab. 5-12	Porovnání ztrátového výkonu ozubení	78
Tab. 5-13	Souhrn tepelné bilance a potřebného průtoku oleje	83
Tab. 5-14	Porovnání potřebného průtoku oleje	84
Tab. 5-15	Rozdělení průtoku oleje do mazacích větví	87
Tab. 5-16	Přehled navržených potrubních větví mazacího systému	94
Tab. 5-17	Přehled uvažovaných spojovacích prvků	94
Tab. 5-18	Přehled uvažovaných potrubních objímek	95

12 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Report z programu KISSsoft pro 1. převodový stupeň
Příloha 2	Report z programu KISSsoft pro 2. převodový stupeň
Příloha 3	Report z programu KISSsoft pro 3. převodový stupeň