

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T019 Stavba výrobních strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh vhodné geometrie a dimenzování těsnícího rozhraní typu kov-kov dvou dílů v palivovém systému benzínového spalovacího motoru

Autor: **Bc. Filip HÁLA**

Vedoucí práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**

Akademický rok 2014/2015

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta strojní

Akademický rok: 2014/2015

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Filip HÁLA**
Osobní číslo: **S13N0042P**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba výrobních strojů a zařízení**
Název tématu: **Návrh vhodné geometrie a dimenzování těsnícího rozhraní typu kov-kov dvou dílů v palivovém systému benzínového spalovacího motoru**
Zadávací katedra: **Katedra konstruování strojů**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Základní požadavky:

Navrhnete vhodnou geometrii těsnícího rozhraní typu kov-kov dvou dílů v palivovém systému zážehového motoru. Stanovte geometrické a mechanické požadavky na spoj. Následně navrhnutý spoj ověřte pomocí FEM analýzy. Vytvořte výkresovou dokumentaci v dále určeném rozsahu.

Základní technické údaje:

Technické parametry jsou uvedeny v příloze zadání.

Osnova diplomové práce:

1. Rešerše existujících technických řešení kovových těsnících spojů.
2. Rozpracování možných designových řešení kovových spojů.
3. Verifikace pomocí FEM, stanovení geometrických a mechanických požadavků na stabilní a spolehlivý spoj.
4. Vytvoření konstrukční platformy spoje.

Rozsah grafických prací: **dle potřeby**
Rozsah pracovní zprávy: **50-70 stran A4**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**
Seznam odborné literatury:

MERKER, G. P., SCHWARZ, Ch. a TEICHMANN, R. *Combustion engines development: mixture formation, combustion, emissions and simulation.* Heidelberg: Springer, 2011

HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra 1.* Brno: Computer Press, 1999

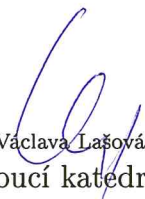
Podkladový materiál, výkresy, katalogy, apod. poskytnuté zadavatelem úkolu.

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.**
Katedra konstruování strojů
Konzultant diplomové práce: **Ing. Petr Novák**
Robert Bosch České Budějovice, s.r.o.

Datum zadání diplomové práce: **22. září 2014**
Termín odevzdání diplomové práce: **22. května 2015**


Doc. Ing. Jirí Staněk, CSc.
děkan




Doc. Ing. Václava Lašová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 22. září 2014

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat mé vedoucí práce Doc. Ing. Václavě Lašové, Ph.D. za poskytnuté konzultace, kvalifikované rady a odbornou pomoc při sepisování této diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat celému oddělení GS-FI/ENI-Bj ze společnosti Robert Bosch spol. s.r.o., především mému konzultantovi z odborné praxe panu Ing. Petru Novákovi za odborné rady a poskytnuté materiály pro zpracování této diplomové práce.

Nakonec bych rád poděkoval celé své rodině za podporu nejen během zpracovávání této práce ale i po dobu celého studia.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Hála	Jméno Filip	
STUDIJNÍ OBOR	2302T019 „Stavba výrobních strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Jméno Václava	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKS		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh vhodné geometrie a dimenzování těsnícího rozhraní typu kov-kov dvou dílů v palivovém systému benzínového spalovacího motoru		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKS	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	90	TEXTOVÁ ČÁST	78	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce pojednává o problematice utěsnění dvou dílů v palivovém systému automobilu. Na základě požadavků je zpracována analýza těsnícího spoje typu kov-kov, který je standardně používán společností Robert Bosch spol. s.r.o. Na základě výsledků analýzy jsou optimalizovány montážní parametry spoje. Nakonec je zpracován obecný postup s doporučeními při návrhu těsnícího spoje typu kov-kov.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Těsnící rozhraní, palivový systém, FEM analýza, optimalizace montážních parametrů

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Hála	Name Filip	
FIELD OF STUDY	2302T019 "Design of Manufacturing Machines and Equipment"		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Doc. Ing. Lašová, Ph.D.	Name Václava	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKS		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of an applicable geometry and dimensioning of a sealing interface two parts in a fuel system of petrol engine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	90	TEXT PART	78	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Diploma thesis deals with topic of sealing two parts in a fuel system of car. According to requirement the sealing interface type steel-steel was analyzed. This sealing interface is used by company Robert Bosch spol. s.r.o. According to analyze the new assembling parameters were suggested. Finally the common process of design of sealing interface type steel-steel was made.
KEY WORDS	Sealing interface, fuel system, FEM analyze, optimization of assembling parameters,

Obsah

Obsah.....	7
Seznam použitých symbolů	9
Seznam použitých zkratk	10
Úvod	11
1 Základní pojmy	12
1.1 Palivový systém osobního automobilu.....	12
1.2 Nepřímé vstřikování paliva	13
1.2.1 Vícebodové vstřikování (MPI = Multi Point Injection).....	13
1.2.2 Centrální vstřikování (CFI = Central Fuel Injection)	14
1.3 Přímé vstřikování paliva (DI = Direct Injection)	15
1.4 Bifuel palivový systém	16
2 CNG palivový systém Bosch.....	17
2.1 Zásobník paliva (Rail) pro CNG	17
2.1.1 Elektromagnetický vstřikovací ventil Bosch NG12	18
2.1.2 Sdružený tlakový a teplotní senzor Bosch DS M1 TF CNG.....	19
3 Utěsnění dvou dílů v palivovém systému.....	20
3.1 Těsnění pomocí o-kroužku	21
3.2 Těsnění pomocí kovového těsnícího elementu.....	21
3.3 Těsnění pomocí rozhraní kov-kov	22
3.4 Výběr vhodné varianty těsnění dvou dílů v palivovém systému.....	23
4 Těsnícího rozhraní typu kov-kov senzoru Bosch DS M1 TF CNG a rozdělovače paliva	24
4.1 Výrobní postup sestavy	25
4.2 Výpočet zatížení šroubových předepnutých spojů nezatížených vnější silou.....	26
4.2.1 Výpočet předepínací síly v šroubu.....	28
4.2.2 Napětí ve dřívku šroubu při montáži / demontáži	29
4.2.3 Měrný tlak v závitu	30
4.3 Plastická deformace	31
5 Analýza těsnícího spoje typu kov-kov	32
5.1 Analytický výpočet osově síly senzoru Bosch DS M1 TF CNG.....	32
5.2 Experimentální zjišťování osově síly v senzoru	35
5.3 Zhodnocení výsledků zjištění kontaktní síly	41
5.4 Zjištění teplotního zatížení těsnícího spoje	42

5.5	Použité materiály.....	43
5.6	Experimentální zjištění materiálových charakteristik oceli 1.4542.....	45
5.7	Analytický výpočet napětí v těsnící ploše.....	50
6	Analýza těsnícího spoje pomocí metody konečných prvků.....	52
6.1.1	Definování okrajových podmínek a sítě	52
6.1.2	Hodnocení výsledků	55
6.2	FEM analýza opětovné montáže senzoru dle sériové montáže	58
6.3	Porovnání teplotně ovlivněného a teplotně neovlivněného materiálu fitinky	60
6.4	Změna montážních parametrů.....	61
6.4.1	FEM analýza sestavy se změněnými montážními parametry pro jednotlivé „worst case“	62
6.4.2	FEM analýza opakované montáže při osovém zatížení senzoru 5000 [N]	64
7	Kontrola těsnícího rozhraní se změnou montážních parametrů.....	66
7.1	FEM analýza těsnícího spoje s navrženými montážními parametry	66
7.2	Montáž vzorků.....	69
7.3	Zhodnocení výsledků analýz se změněnými montážními parametry.....	70
8	Postup návrhu utěsnění dvou dílů typu kov-kov.....	71
	Závěr	73
	Seznam obrázků	74
	Seznam tabulek	75
	Seznam grafů	76
	Citovaná literatura.....	77
	Seznam příloh.....	78

Seznam použitých symbolů

Symbol	Název	Jednotky
d, D	velký průměr závitu šroubu, matice	[mm]
d_2, D_2	střední průměr závitu šroubu, matice	[mm]
d_3	malý průměr závitu šroubu	[mm]
D_1	malý průměr závitu matice	[mm]
H	výška základního profilu (teoretického profilu)	[mm]
H_1	pracovní výška profilu (nosná hloubka)	[mm]
β	vrcholový úhel závitu	[°]
P	stoupání závitu	[mm]
γ	úhel stoupání šroubovice	[°]
f_2	součinitel tření v závitu	[-]
f_3	součinitel tření mezi hlavou šroubu a podložkou	[-]
φ	třecí úhel	[°]
D_{ef}	efektivní průměr dosedací plochy	[mm]
F_p	předepínací síla	[N]
F_o	obvodová síla	[N]
F_N	normálová síla	[N]
M_u	utahovací moment	[N·m]
M_z	třecí moment v závitu	[N·m]
$M_{M/H}$	třecí moment mezi dosedacími plochami	[N·m]
S_z	průřez závitové části dřívku šroubu	[mm ²]
W_ξ	modul průřezu v krutu dřívku šroubu	[mm ³]
σ_ξ	normálové napětí v tahu v dřívku šroubu	[MPa]
τ_ξ	tečné napětí v krutu v dřívku šroubu	[MPa]
σ_{red}	redukované napětí dle hypotézy HMM	[MPa]
p	měrný tlak v závitu	[MPa]
S_{DZ}	kontaktní plocha v závitu	[mm ²]
ϵ_{cel}	celková deformace	[-]
ϵ_{el}	elastická deformace	[-]
ϵ_{pl}	plastická deformace	[-]
E	modul pružnosti materiálu v tahu	[MPa]

σ	normálové napětí	[MPa]
μ_{jt}	Jouleův-Thomsonův součinitel	[-]
ΔT	rozdíl teplot	[°C]
Δp	rozdíl tlaků	[MPa]
$R_{p0,2}$	smluvní mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
A	tažnost materiálu	[%]
ρ	hustota materiálu	[kg·m ⁻³]

Seznam použitých zkratk

FEM	Finite Element Method = Metoda konečných prvků
MPI	Multi Point Injection = více bodové vstřikování
CFI	Central Fuel Injection = centrální vstřikování paliva
DI	Direct Injection = přímé vstřikování
NOx	oxidy uhlíku
CNG	Compressed Natural Gas = stlačený zemní plyn
LPG	Liquefied Petroleum Gas = zkapalněný ropný plyn
NTC	Negative Temperature Coefficient
MIM	Metal Injection Molding

Úvod

Tématem diplomové práce je navrhnutí těsnícího spoje typu kov-kov v palivovém systému automobilu. Aktuálním trendem při utěšňování spojů v palivovém systému je odstraňování různých těsnících elementů spojů, jak z ekonomických důvodů, tak z důvodu větší pracnosti při montáži. Ekonomický faktor je důležitý především při ohlednutí na fakt, že vstupují v platnost stále přísnější ekologické normy, které postupně redukuje maximální množství unikajícího paliva ve spojích palivového systému. Tento problém je možné řešit postupným vyvíjením stále dokonalejších těsnících elementů, které snižují případnou permeaci paliva do okolí a zároveň odolávají agresivním palivům. Permeaci paliva se rozumí proces, při kterém dochází k prostupu plynu skrz materiál na molekulové úrovni. [19] V závislosti s tímto vývojem se však zvyšuje i pořizovací cena těchto těsnících elementů.

Dané téma jsem si zvolil především pro jeho potenciál nejen v daném oboru automobilového průmyslu ale i pro jeho technickou jednoduchost, v které je potenciál pro budoucí aplikace. Jak se říká: „V jednoduchosti je krása“. Návrh daného spoje ale tak jednoduchý není. Je nutné navrhnout optimální těsnící geometrii, jakost povrchů tvořící těsnící rozhraní a montážní podmínky. Dalším důvodem zvolení daného tématu byla možnost spolupráce se společností Robert Bosch spol. s.r.o., která je součástí světového koncernu Bosch GmbH. Bez patentů a „Know-How“ této společnosti by automobilový průmysl nebyl na takové úrovni jako je dnes.

Hlavním cílem práce je navržení těsnícího spoje a jeho verifikace pomocí metody konečných prvků (FEM analýza). Základem pro návrh je současný těsnící spoj senzoru Bosch DS M1 TF CNG a rozdělovače paliva Bosch CNG. Pomocí fyzických vzorků spoje budou určeny okrajové podmínky pro FEM analýzu.

Teoretická část se nejprve bude věnovat teorii palivových systémů vyvinutých společností Bosch GmbH. Následně bude analyzována problematika těsnění jednotlivých komponent palivového systému se zaměřením na těsnící spoj typu kov-kov, již zmiňovaného senzoru a rozdělovače paliva.

V praktické části budou stanoveny jednotlivé parametry těsnícího spoje důležité pro FEM analýzu, jak analytickou, tak experimentální cestou. Na základě těchto poznatků bude provedena FEM analýza spoje a bude popřípadě provedena následná optimalizace spoje, čímž je myšlena úprava geometrie a montážního procesu.

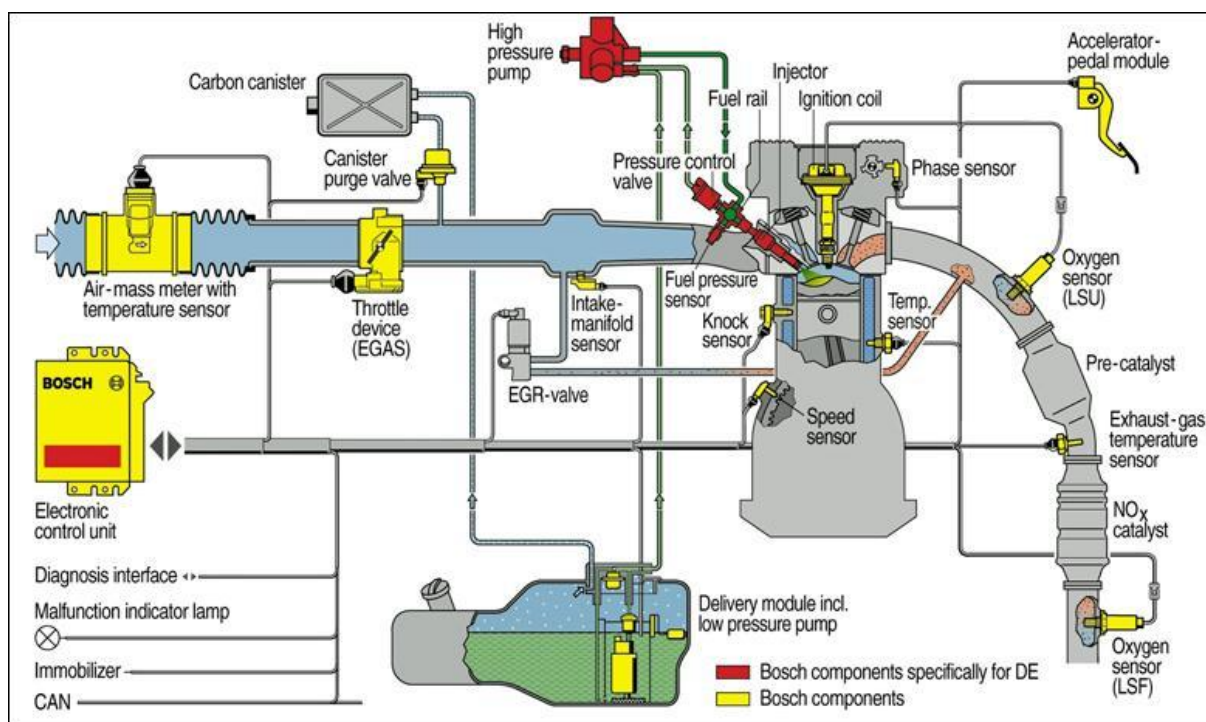
1 Základní pojmy

1.1 Palivový systém osobního automobilu

Účelem palivového systému je dopravit palivo z nádrže do pracovního válce při dostatečném tlaku, teplotě a množství. Dříve bylo palivo ještě před vstříknutím do válce smícháno se vzduchem v karburátoru, ale v současnosti se z důvodu úspory paliva a snižování výfukových emisí používají výhradně moderní vstříkovací systémy. Vzhledem k charakteristice dopravy paliva do válce rozdělujeme vstříkování paliva na nepřímé a přímé. V závislosti na tomto rozdělení obsahuje palivový systém pouze nízkotlaký okruh nebo nízkotlaký okruh v kombinaci s vysokotlakým okruhem. [1]

Palivo je dopravováno z nádrže do jednotlivých válců pomocí nádržového čerpadlového modulu, který dodává palivo přes palivový filtr do rozdělovače paliva, z kterého je vstříkovan pomocí elektromagnetických ventilů do sacího potrubí nebo v případě přímého vstříku přímo do pracovního válce motoru. Při přímém vstříkování je před rozdělovačem paliva umístěno ještě vysokotlaké čerpadlo, které dodává benzínu potřebný tlak. [1]

Vzhledem k zaměření oddělení GS-FI/ENI-Bj, pro které je daná práce zpracovávána budou v teoretické části popsány především palivové systémy zážehových motorů s nepřímým vstříkem.



Obr. 1 Přímé vstříkování benzínu (Bosch) [1]

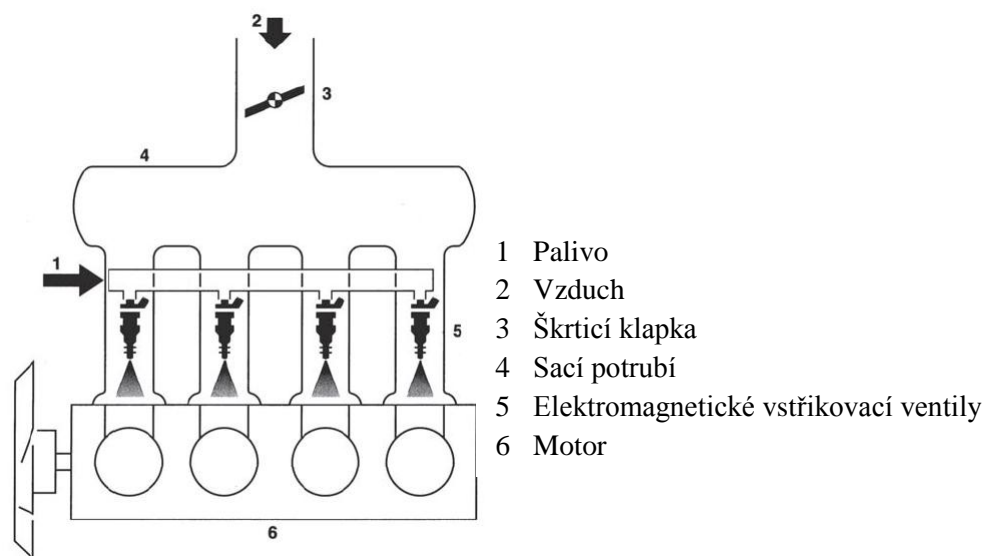
1.2 Nepřímé vstřikování paliva

Podstatou nepřímého vstřikování paliva je příprava spalovací směsi už v sacím potrubí motoru a její následné nasání do spalovacího prostoru motoru.

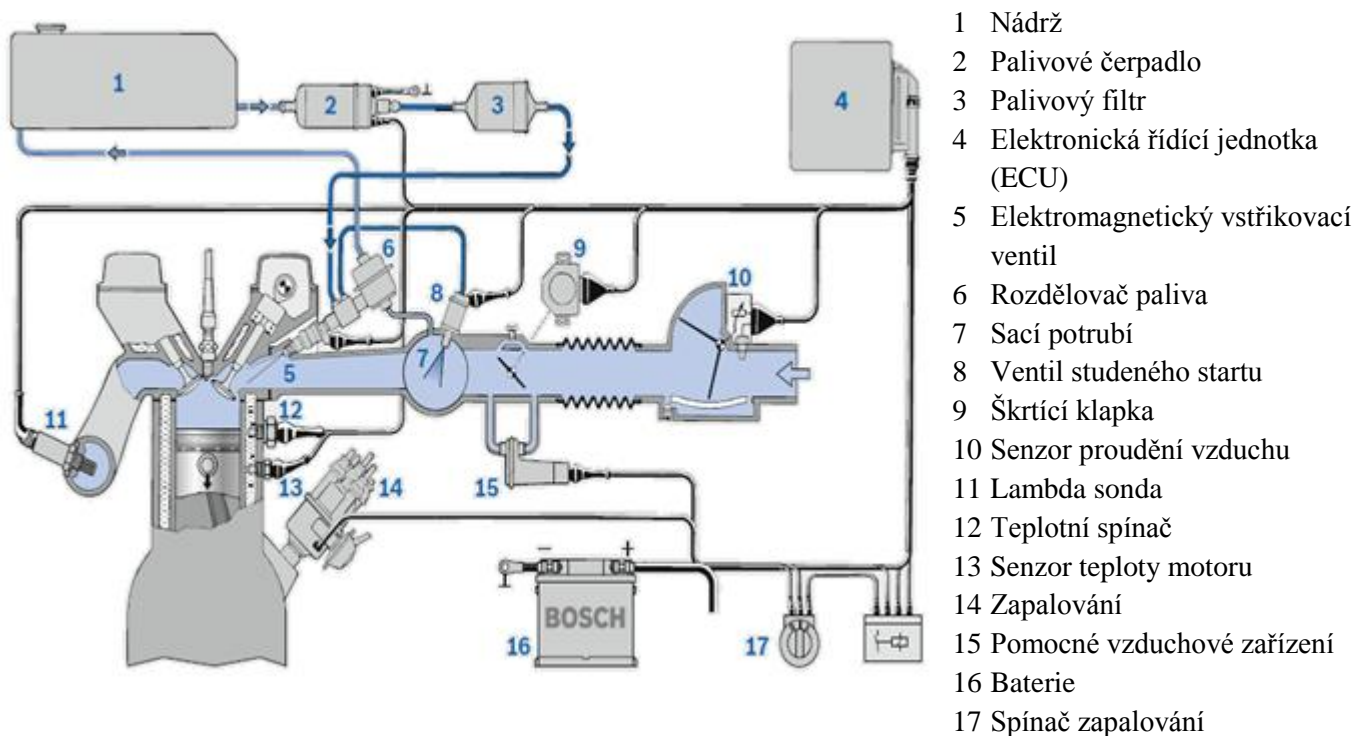
1.2.1 Vícebodové vstřikování (MPI = Multi Point Injection)

U vícebodového vstřikování paliva je každému válci přiřazen jeden vstřikovací ventil, který vstřikuje palivo přímo před sací ventil válce dle obr. 2. Palivo je tedy vstřikováno do jednotlivých větví sacího potrubí. Při otevření sacího ventilu strhává proud vzduchu palivo a následuje víření a následný vznik zápalné směsi během sacího taktu. Tím je zabezpečeno rovnoměrné naplnění jednotlivých válců motoru palivem. Vstřikování může být kontinuální nebo přerušované. [2]

Společnost Bosch použila prvně systém nepřímého vstřikování paliva v roce 1951, kdy byl vícebodovým vstřikováním paliva vybaven sportovní automobil Gutbrod Superior 600. Sériově je tento systém využíván od roku 1967, kdy byl na trh uveden systém D-Jetronic. Přelomem bylo použití elektronického systému, který řídil elektromagnetické vstřikovací ventily. Do současnosti bylo vyvinuto několik variant nepřímého vícebodového vstřikování od již zmíněného systému D-Jetronic až po LH-Jetronic. [1]



Obr. 2 Vícebodové vstřikování paliva [2]

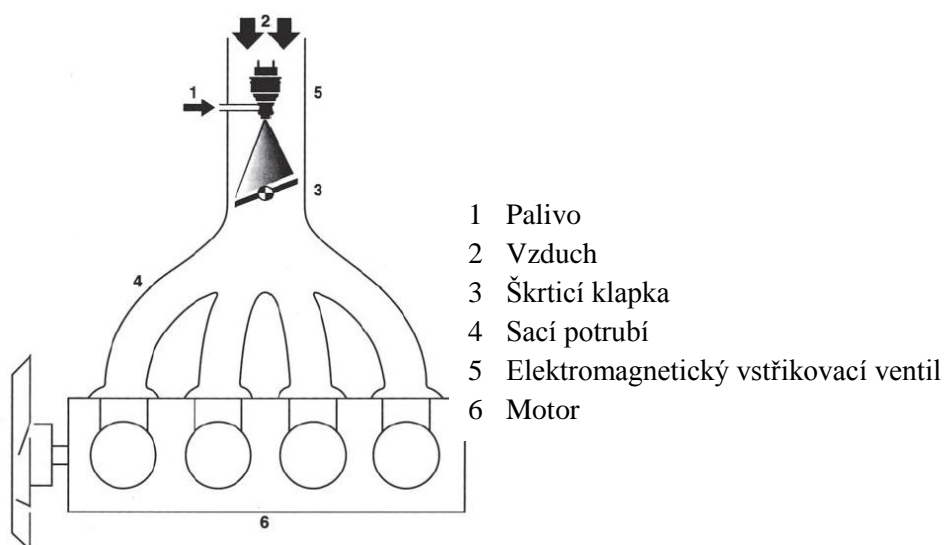


Obr. 3 L-Jetronic (Bosch) [1]

1.2.2 Centrální vstřikování (CFI = Central Fuel Injection)

Jedná se o elektronicky řízený vstřikovací systém, u kterého je palivo vstřikováno přerušovaně do sacího potrubí jedním elektromagnetickým vstřikovacím ventilem na centrálním místě nad škrticí klapkou. Palivový paprsek trysky je nasměrován do průtočných průřezů škrticí klapky. Tento systém se využívá u motorů nejvýše se čtyřmi válci a výkonu do 80 [kW]. [2]

Společnost Bosch vyrábí centrální vstřikovací systémy pod označením Mono-Jetronic od roku 1987. [1]



Obr. 4 Centrální vstřikování paliva do sacího potrubí [2]

1.3 Přímé vstřikování paliva (DI = Direct Injection)

Palivo je přímo vstřikováno do spalovacího prostoru motoru. Přímé vstřikování benzínu využila firma Bosch již v roce 1954 v legendárním voze Mercedes-Benz 300SL přezdívaným Gullwing, obr. 5. Do sériové výroby se přímé vstřikování benzínu dostalo až v roce 1997 zásluhou automobilky Mitsubishi a jejich systému GDI (Gasoline Direct Injection). Prvním evropským výrobcem se stala společnost Bosch v roce 2000 se systémem FSI (Fuel Stratified Injection), který byl využit v sériové produkci vozu Volkswagen Lupo 1.4. [1]

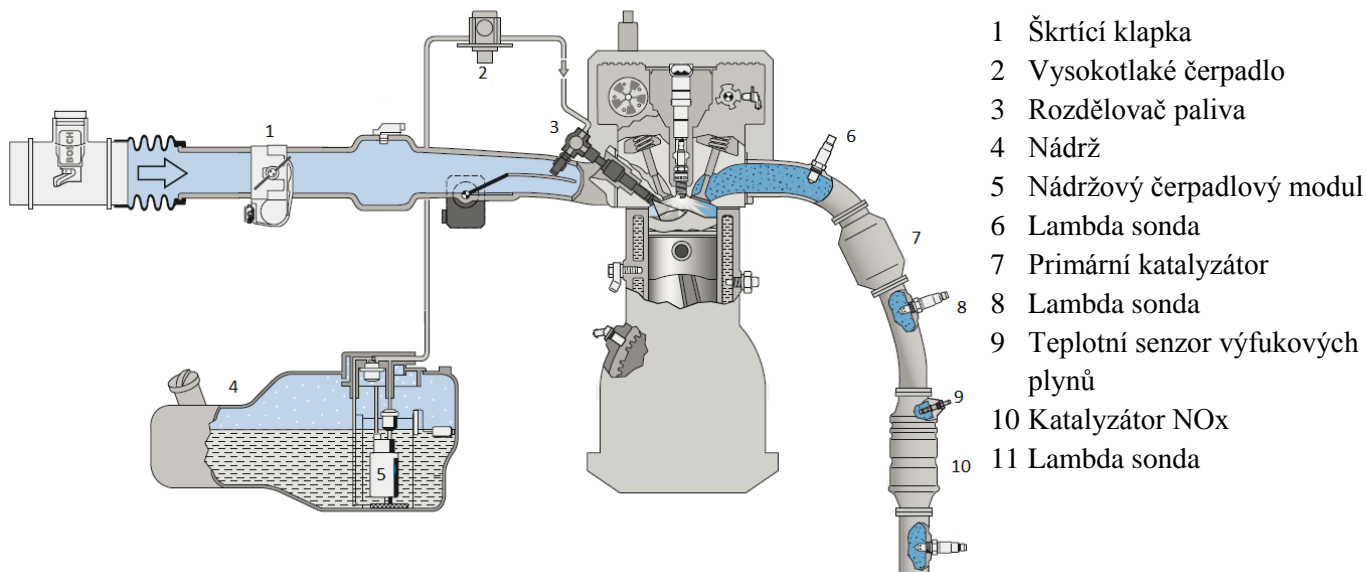


Obr. 5 Mercedes-Benz 300SL [1]

Ve srovnání s nepřímým vstřikováním paliva lze dosáhnout v závislosti na zatížení motoru snížení paliva o 5 až 40%, což znamená i rapidní snížení emisí CO₂. [2]

Palivový systém využívající přímý vstřik paliva do spalovací komory se skládá z nízkotlakého a vysokotlakého obvodu. Nízkotlaký obvod zahrnuje nádržový čerpadlový modul a palivový filtr. Nádržový čerpadlový modul dodá palivu provozní tlak 0,35 [MPa]. Vysokotlaký obvod se skládá z vysokotlakého čerpadla, rozdělovače paliva, senzoru tlaku paliva a elektromagnetických vstřikovacích ventilů, které vstřikují palivo do jednotlivých válců. Ve vysokotlakém palivovém okruhu se tlak paliva zvýší z 0,35 [MPa] až na 12 [MPa] pomocí vysokotlakého čerpadla. Palivo je natlačováno do rozdělovače paliva, z kterého je vstřikováno elektromagnetickými ventily do válců. [2]

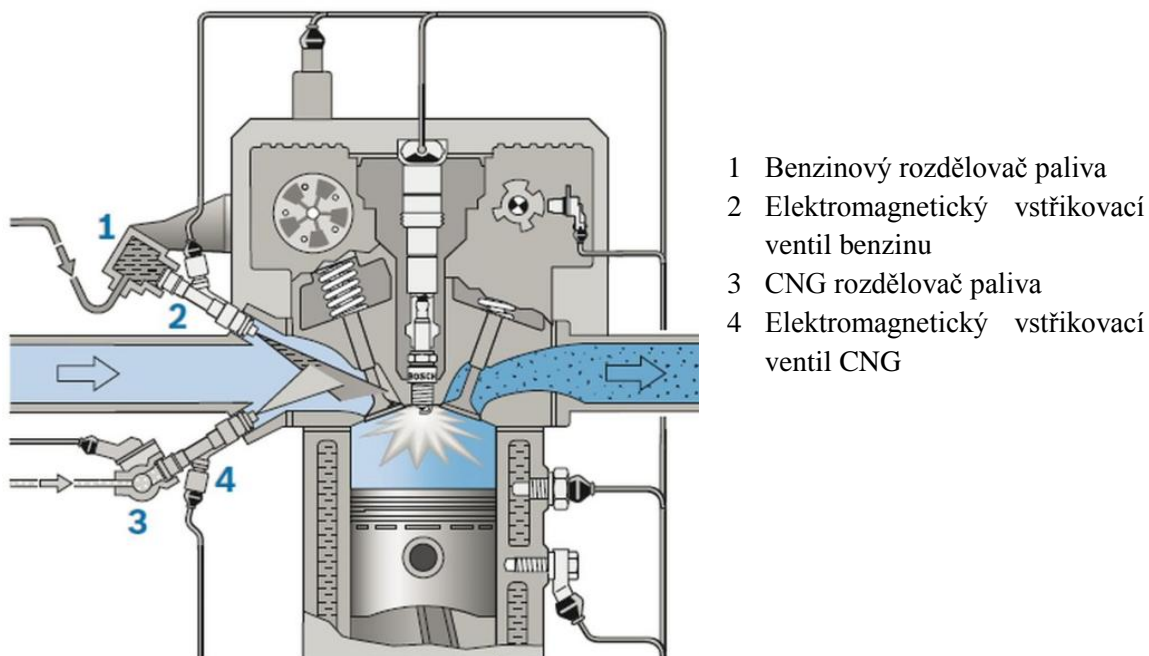
Dřívějšímu zavedení přímého vstřikování bránila především složitost systému na řízení proměnlivých řídicích veličin v závislosti na provozní podmínky. Dalším důvodem byla chybějící možnost zpracování výfukových emisí NO_x pomocí katalyzátoru. [2]



Obr. 6 Přímé vstřikování benzínu (Bosch) [1]

1.4 Bifuel palivový systém

Jedná se o palivový systém spalující jak benzin, tak stlačený zemní plyn (v textu dále označováno CNG = Compressed Natural Gas). V podstatě se jedná o nepřímý systém vstřikování paliva do sacího potrubí, který obsahuje dva nezávislé rozdělovače paliva. Jeden klasický na benzin a druhý na CNG. Motor je tedy poháněn buď benzinem nebo CNG. [1]

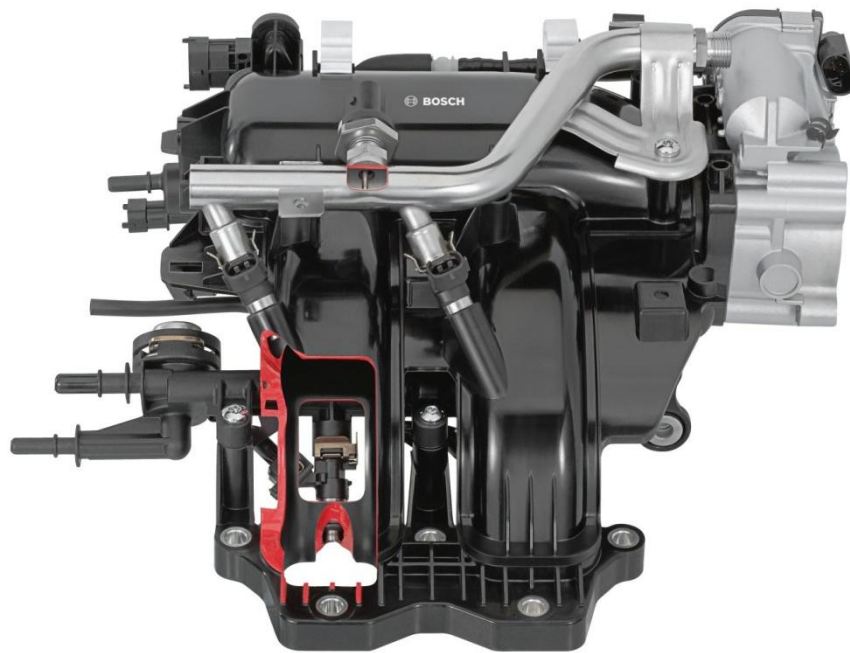


Obr. 7 Bifuel palivový systém (Bosch) [1]

2 CNG palivový systém Bosch

CNG palivový systém se skládá z nádrže, redukčního ventilu, rozdělovače paliva a elektromagnetických vstřikovačů paliva. V nádrži je CNG pod tlakem až 20 [MPa]. Před rozdělovačem paliva je umístěn redukční ventil, který sníží tlak plynu na 0,7 [MPa]. Sestava rozdělovače paliva je vybavena sdruženým tlakovým a teplotním senzorem, který monitoruje dané veličiny paliva. Palivo je poté vstřikováno elektromagnetickými vstřikovacími ventily do sacího potrubí. [3]

Rozdělovač paliva je připevněn na sací potrubí motoru pomocí šroubů.

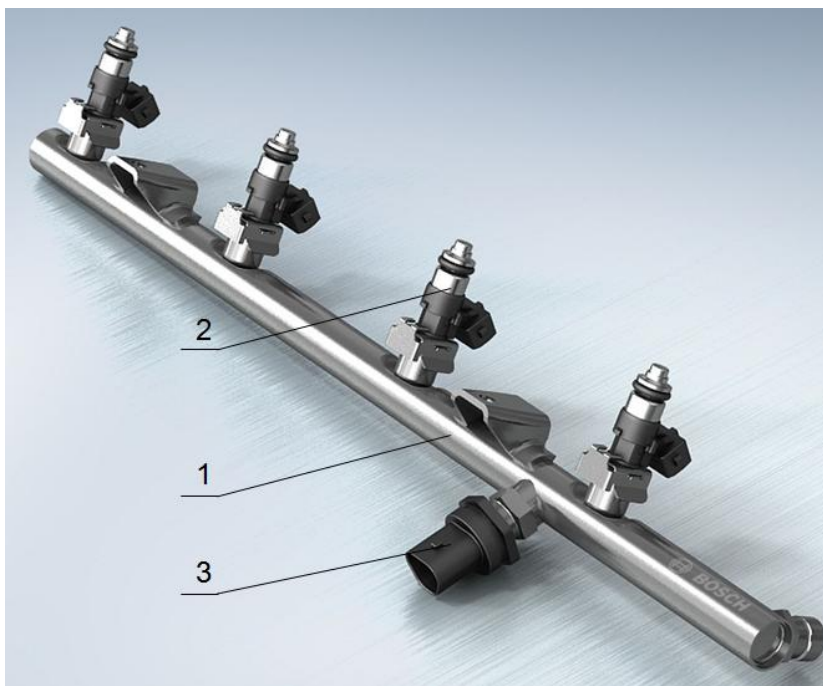


Obr. 8 Umístění rozdělovače paliva na sacím potrubí [3]

2.1 Rozdělovač paliva (Rail) pro CNG

Obecnou funkcí rozdělovače paliva je dopravit palivo k vstřikovacímu ventilu v požadovaném množství. Zásobník paliva se skládá ze základního profilu, s definovaným průřezem, fitinkou pro umístění sdruženého teplotního a tlakového senzoru, jednotlivými osazeními pro připevnění vstřikovacích ventilů a šroubením pro montáž přívodní trubky. Zásobník paliva je dále opatřen geometrií pro upevnění na sací potrubí motoru, která se liší v závislosti na požadavcích zákazníka vzhledem k zástavbovému prostoru motoru. [3]

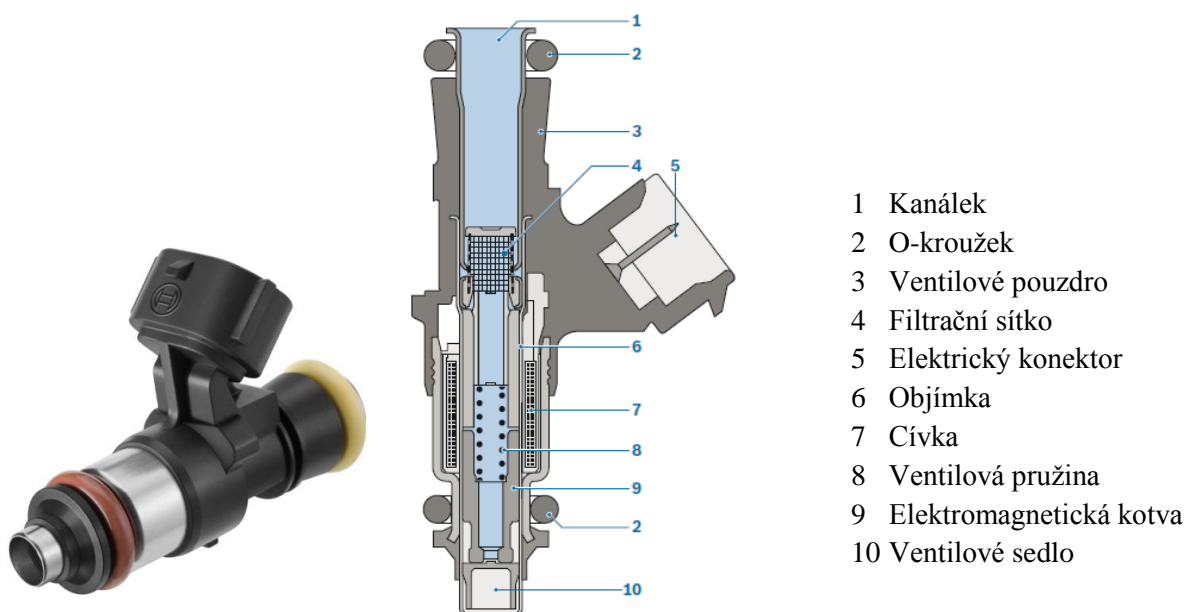
Zásobník paliva pro CNG aplikaci nemusí být vybaven tlumičem tlakových pulzů, kterým jsou standardně vybaveny zásobníky paliva pracující s kapalnými palivy. Při použití CNG jsou tlakové rázy eliminovány pomocí stlačitelnosti plynu. [3]



Obr. 9 Sestava rozdělovače paliva Bosch CNG; (1) rozdělovač paliva, (2) Elektromagnetický vstřikovací ventil Bosch NGI2, (3) sdružený teplotní a tlakový senzor Bosch DS M1 TF CNG [3]

2.1.1 Elektromagnetický vstřikovací ventil Bosch NGI2

V podstatě se jedná o upravený vstřikovací ventil Bosch EV 1.3A používaný při vstřikování benzínu, který je přizpůsoben vstřikování CNG. Ventil pracuje na principu elektromagnetismu, kdy je na základě procházení proudu cívkou, přitahována kotva, která uvolní ventilové sedlo a umožní tedy průchod CNG skrze ventil. Utěsnění spoje vstřikovacího ventilu s rozdělovačem paliva a sacím potrubím motoru je zajištěno pomocí o-kroužků odolným působení CNG. [1]



Obr. 10 Elektromagnetický vstřikovací ventil Bosch NGI2 [1]

2.1.2 Sdružený tlakový a teplotní senzor Bosch DS M1 TF CNG

Jedná se o mikromechanický senzor zajišťující měření jak tlaku, tak teploty CNG. Tlak je měřen pomocí piezorestivního elementu, který generuje napětí v závislosti na tlaku, kterým působí CNG na měřící element. Teplota je snímána NTC (Negative Temperature Coefficient) rezistorem, který mění napětí v závislosti na změně teploty. [3]



Obr. 11 Tlakový/teplotní senzor Bosch DS M1 TF CNG [3]

3 Utěsnění dvou dílů v palivovém systému

Těsnost spojů v palivovém systému má vliv na možný únik paliva, který znamená nárůst emisí uhlovodíků (HC), jejichž maximální množství je určeno pomocí emisních norem, definovaných Evropskou unií nebo úřadem EPA ve Spojených státech amerických. Emisní limity definované danými normami nezahrnují pouze množství emisí ve výfukových plynech, ale i možný únik paliva v palivové soustavě. Jako orientační množství se udává maximální únik paliva vlivem netěsností nebo permeací paliva 0,054 gram/den. Tato hodnota je stanovena společností CARB (California Air Resources Board), která celosvětově patří mezi nejznámější organizace, které udávají tón v regulaci emisí. Standardy této organizace přejímají i ostatní organizace nejen v USA. [4]

Typ těsnícího rozhraní v palivovém systému závisí na mnoha aspektech, mezi které patří tlak pracovního media, typ paliva nebo použité komponenty soustavy a propojovací elementy (hadice, trubky), pracnost montáže a především koncová cena těsnícího rozhraní.

Jednotlivé části palivového systému podléhají po montáži zkoušce těsnosti, která je standardně prováděna heliovou zkouškou těsnosti, při níž je daná část palivového systému umístěna do vakuové komory, kde je následně natlakována pomocí helia. Sondou se měří únik helia ze sestavy, který má definovanou přípustnou mez.

Požadavek od zadavatele byl rozebíratelný spoj, a proto bylo možné vyloučit spoje typu svaření, pájení, lepení atd.

3.1 Těsnění pomocí o-kroužku

Jedná se o konvenční způsob těsnění dvou součástí kruhového profilu, kdy je na jedné z utěšňovaných součástí vytvořen zápch pro umístění o-kroužku. Daná součást je poté vložena do díry v protikusu s dostatečným přesahem o-kroužku. Těsnicí funkce je vyvozena elastickou deformací o-kroužku, který je vyroben z elastomeru. Těsnění tímto způsobem lze použít při těsnění pevného spoje nebo těsnění posuvného spojení (hydromotor).

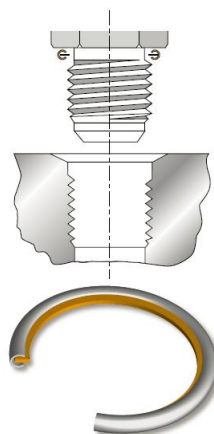
Pro palivové systémy jsou vyvíjeny speciální materiály pro výrobu o-kroužků, které dostatečně odolávají palivům a mají minimální hodnotu permeace paliva skrz o-kroužek. Příkladem může být materiál Viton® od společnosti DuPont, který je vyvinut speciálně pro použití na těsnicí elementy v palivové soustavě. [5] V závislosti na zvoleném materiálu však roste i konečná cena těsnicího elementu.



Obr. 12 Těsnění spojení vstřikovací ventil – sací potrubí u bifuel palivového systému Bosch [3]

3.2 Těsnění pomocí kovového těsnicího elementu

V tomto případě je těsnicí funkce zajištěna plastickou deformací kovového kroužku. Tento těsnicí spoj vykazuje nulovou permeaci paliva do okolí a možnost opakované montáže, s nutností při opakované montáži vyměnit těsnicí kroužek. Další výhodou je schopnost utěsnit vysoké tlaky. [6]



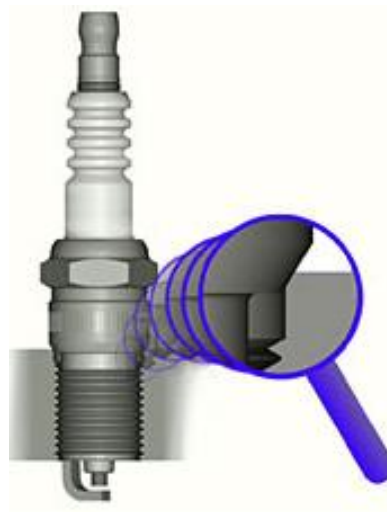
Obr. 13 Těsnění pomocí kovových těsnících členů Parker [6]

3.3 Těsnění pomocí rozhraní kov-kov

Při utěsnění dvou součástí typu kov-kov musí dojít k dostatečnému vzájemnému přitlačení obou součástí v přesně definované těsnící geometrii. Velkou výhodou je absence přídavného těsnícího elementu, který tvoří součást navíc a tím i nárůst nejen nákladů, ale i montážních operací při hromadné výrobě. Při těsnění typu kov-kov vzniká v těsnícím rozhraní lokální elasticko-plastická deformace, která zapříčiní těsnící vlastnosti spoje. Typickým příkladem těsnění typu kov-kov je utěsnění zapalovací svíčky s kuželovým dosedacím sedlem, obr. 14.

Nevýhodou tohoto spoje je omezená rozebíratelnost spoje. Opakovaná montáž spoje zapříčiní nadměrnou deformaci těsnícího rozhraní, což může mít za následek netěsnost spoje. Z tohoto důvodu je těsnění zapalovacích svíček nahrazováno těsněním pomocí kovového těsnícího kroužku, který je při montáži deformován a tím vytvoří potřebný stykový tlak v těsnící geometrii.

Další nevýhodou tohoto typu těsnícího spoje jsou nízké inženýrské zkušenosti s návrhem tohoto těsnícího rozhraní, kdy neexistuje ucelený postup pro návrh daného spoje, jako např. u těsnění pomocí o-kroužku, kde existují všeobecně známé postupy návrhu s volbou vhodné geometrie, vůlí atd.



Obr. 14 Těsnění zapalovací svíčky typu kov-kov [7]

3.4 Výběr vhodné varianty těsnění dvou dílů v palivovém systému

Jednotlivé varianty těsnění dvou dílů v palivovém systému byly porovnány na základě kritérií, které mají vliv na těsnící rozhraní jak z hlediska funkce, tak z ekonomického hlediska. Jednotlivým kritériím byla přiřazena váha v závislosti na jejich důležitosti. Varianty byly poté obodovány body 1-5 (1-nejhorší, 5-nejlepší). Následně byly jednotlivé body vynásobeny váhou kritéria a nakonec byly tyto součiny sečteny pro jednotlivé varianty. Rozhodovací analýza je zobrazena v tab. 1.

Z rozhodovací analýzy vyšla jako nejoptimálnější varianta utěsnění dvou dílů v palivovém systému typu kov-kov. Tato varianta má vysokou spolehlivost vůči těsnosti s přihlédnutím na možnou permeaci paliva. Dále neobsahuje žádný těsnící element, pouze těsnící geometrii. Nevýhodou této varianty oproti ostatním variantám je nepřílišná zkušenost s dimenzováním tohoto těsnícího spoje.

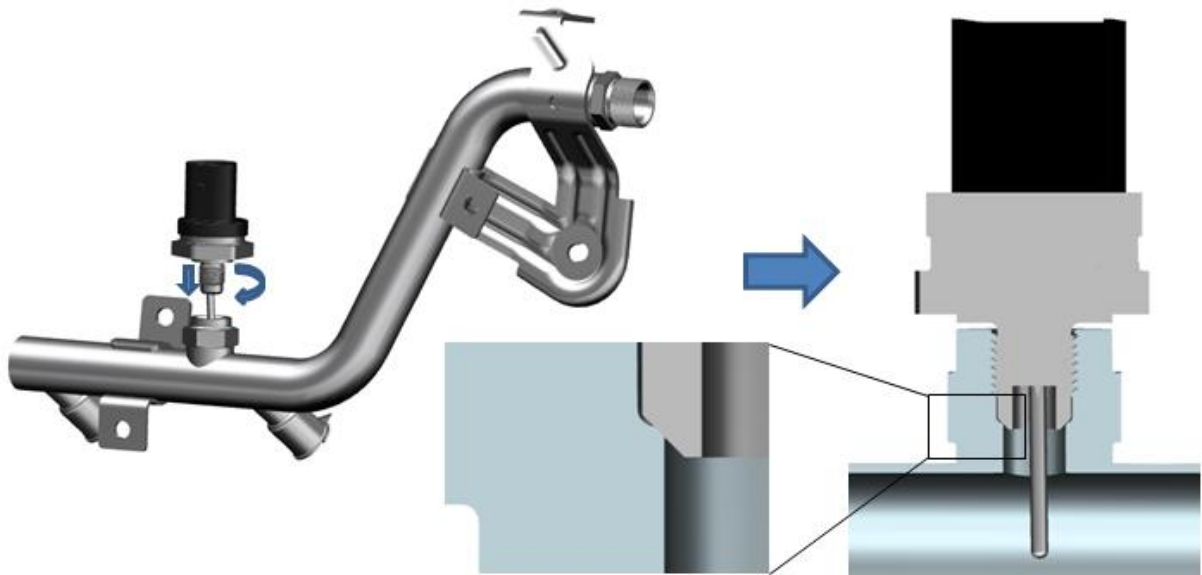
Kritérium \ Varianta	Váha	O-kroužek	Kovový těsnící element	Kov-kov
Možnost permeace paliva	5	3	5	5
Počet dílů tvořící těsnící rozhraní	3	2	2	5
Zkušenosti s dimenzováním	3	5	4	2
Cena	4	3	4	5
Celkem		48	59	66
Pořadí		3	2	1

Tab. 1 Rozhodovací analýza

4 Těsnícího rozhraní typu kov-kov senzoru Bosch DS M1 TF CNG a rozdělovače paliva

Principem těsnícího rozhraní typu kov-kov je vytvoření dostatečného stykového tlaku mezi spojovanými součástmi v těsnící geometrii, kdy je v těsnícím rozhraní vytvořena lokální elastická až plastická deformace. Vytvoření kvalitního těsnícího spoje typu kov-kov závisí na typu použitých materiálů spojovaných součástí, schopnosti zaručit požadovanou těsnící geometrii a dodržení definovaných montážních postupů.

Firma Robert Bosch používá tento typ těsnícího spoje u CNG rozdělovače paliva, kdy je tímto způsobem utěsněn senzor DS M1 TF CNG dle obr. 15. Potřebný stykový tlak je vyvinut pomocí šroubového spoje, kdy je senzor vybaven vnějším závitem a je šroubován do vnitřního závitu protikusů fitinky rozdělovače paliva. Těsnící geometrie je vytvořena ve tvaru kuželového sedla. [3]



Obr. 15 Těsnění typu kov-kov senzoru DS M1 TF CNG [3]

4.1 Výrobní postup sestavy

Rozdělovač paliva Bosch

Základem rozdělovače paliva je bezešvá trubka z nerezové oceli tvarovaná dle zástavbového prostoru sacího potrubí motoru. K základní trubce jsou připájeny fitinky pro montáž přívodní trubky a senzoru, vývody pro jednotlivé vstřikovací ventily, záslepka a úchyty pro fixaci rozdělovače paliva na sací potrubí motoru. Jednotlivé součásti sestavy jsou před procesem pájení k trubce bodově přivařeny, aby byla zaručena vzájemná poloha všech částí. Poté je nanesena pájecí pasta a sestava je umístěna do pece, kde proběhne samotný proces pájení.

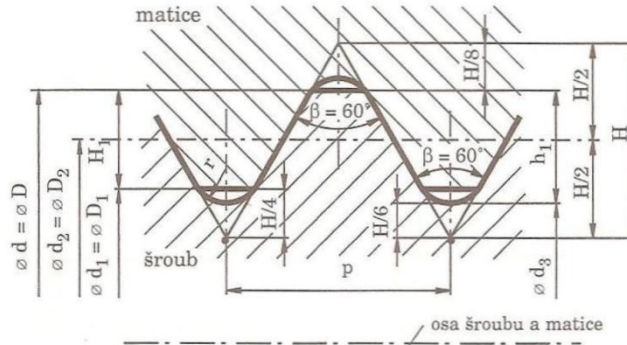
Senzor Bosch DS M1 TF CNG

Kovové těleso senzoru je vyrobeno metodou MIM (Metal Injection Molding), která má obdobný princip jako prášková metalurgie. Tento proces se skládá ze čtyř základních kroků. V prvním kroku jsou smíchána zrna kovu, která běžně dosahují velikosti $<20 \mu\text{m}$, se zrny termoplastu. Po smíchání a lisování je vytvořen granulát, který slouží jako základní substrát pro vytvoření požadované geometrie. V následujícím kroku je vystříknut z daného granulátu výrobek na konvenčním vstřikolisu. Výrobek v této fázi je nazýván jako „*Green part*“. Dále je z tohoto polotovaru odstraněna většina termoplastu chemickým nebo teplotním procesem. Po tomto kroku je polotovar označován jako „*Brown part*“. V poslední fázi procesu je součást sintrovaná v průběžné peci, kdy je odstraněn zbytek termoplastu a dojde ke zmenšení objemu až o 20%, což zapříčiní zhutnění a z toho vyplývající zpevnění materiálu. [8]

Po procesu MIM je na polotovaru obrobena těsnicí geometrie a závit. Následně je připájena horní část senzoru s montážním šestihranem a elektrickým konektorem.

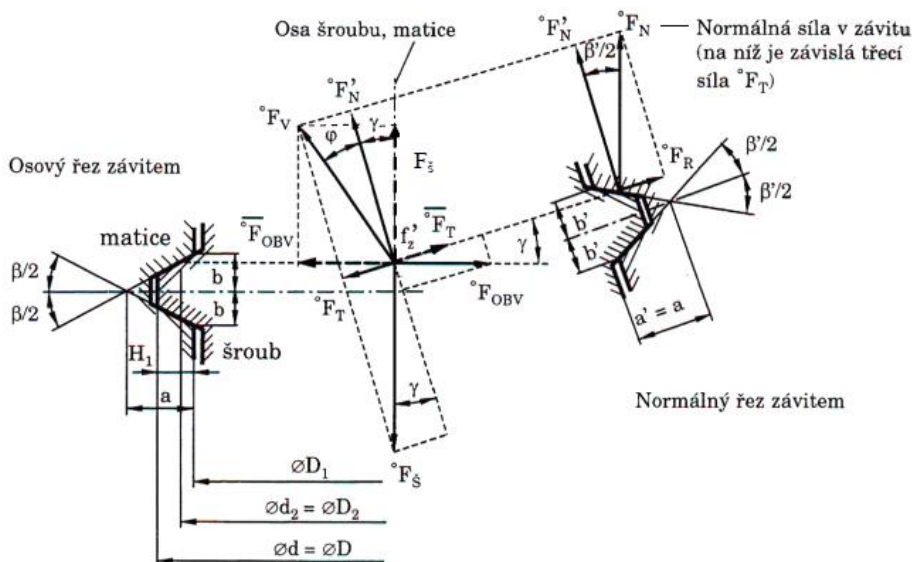
4.2 Výpočet zatížení šroubových předepnutých spojů nezatížených vnější silou

V případě nezatíženého předepnutého šroubového spoje je šroub namáhán pouze předepínací silou F_p . [9]



Obr. 16 Metrický závit [9]

- d, D -velký průměr závitu šroubu, matice
- d_2, D_2 -střední průměr závitu šroubu, matice
- d_3, D_1 -malý průměr závitu šroubu, matice
- h_1 -výška profilu závitu šroubu, matice
- H -výška základního profilu (teoretického profilu)
- H_1 -pracovní výška profilu (nosná hloubka)
- β -vrcholový úhel (pro metrický závit $\beta=60^\circ$)
- P -stoupání závitu



Obr. 17 Rozložení sil na závitu [9]

Platí: ${}^\circ F_V = {}^\circ F_S = {}^\circ F_{OBV}$ [N] (4.1)

Poznámka:

° značí působení daných sil po celém obvodu.

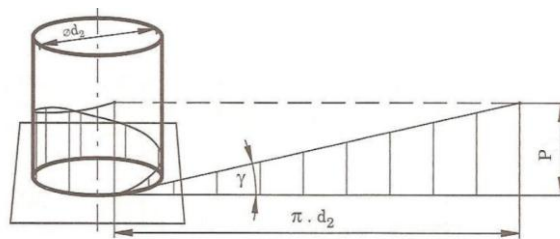
Při použití symbolu ± se v případě + jedná o utahování a v případě – o povolování

Z rovnováhy sil v obvodovém a osovém směru vůči šroubu platí:

$${}^{\circ}F_{OBV} = {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi') \cong {}^{\circ}F_{\xi} \cdot (\operatorname{tg} \gamma \pm \operatorname{tg} \varphi') \quad [N] \quad (4.2)$$

Kde γ je úhel stoupání závitu a φ třecí úhel.

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi \cdot d_2} \quad [-] \quad \text{dle obr. 18} \quad (4.3)$$



Obr. 18 Princip navití závitu na válcovou plochu [9]

$$\operatorname{tg} \varphi' = f_2' = \frac{f_2}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad [-] \quad (4.4)$$

Kde f_2 je součinitel tření v závitu.

Z rovnováhy sil v obvodovém a osovém směru vůči šroubu platí:

$${}^{\circ}F_N' \pm {}^{\circ}F_{OBV} \cdot \sin \gamma - {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \cos \gamma = 0 \rightarrow {}^{\circ}F_N' = \pm {}^{\circ}F_{OBV} \cdot \sin \gamma + {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \cos \gamma \quad [N] \quad (4.5)$$

$$\pm {}^{\circ}F_{OBV} \cdot \cos \gamma - {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \sin \gamma - {}^{\circ}F_N \cdot f = 0 \quad (4.6)$$

$${}^{\circ}F_N = \frac{{}^{\circ}F_N'}{\cos \frac{\beta'}{2}} \quad [N] \quad (4.7)$$

Dosazením (4.5) a (4.7) do (4.6) platí:

$$\pm {}^{\circ}F_{OBV} \cdot \cos \gamma - {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \sin \gamma - \frac{{}^{\circ}F_{OBV} \cdot \sin \gamma \pm {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \cos \gamma}{\cos \frac{\beta'}{2}} \cdot f = 0 \quad (4.8)$$

$${}^{\circ}F_{OBV} = {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \frac{\sin \gamma \pm \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'}{\cos \gamma \pm \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = {}^{\circ}F_{\xi} \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma \pm \operatorname{tg} \varphi'}{\cos \gamma \pm \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \varphi'} \cong {}^{\circ}F_{\xi} \cdot (\operatorname{tg} \gamma + \operatorname{tg} \varphi) \quad [N] \quad (4.9)$$

4.2.1 Výpočet předepínací síly v šroubu

Celkový utahovací moment se vypočte pomocí vztahu (4.10), kde M_Z reprezentuje velikost třecího momentu v závitu a $M_{M/H}$ značí třecí moment mezi dosedacími plochami hlavy šroubu a podložky. Utahovací moment je absorbován třemi základními složkami. První z nich je tření pod hlavou, které absorbuje přibližně 50% utahovacího momentu. Druhou složkou je tření v závitu, které absorbuje dalších až 40% utahovacího momentu. Poslední složkou je předepnutí. Distribuce jednotlivých složek utahovacího momentu je zobrazeno na obr. 19 a obr. 20. [10]

$$M_U = M_Z + M_{M/H} \quad [Nm] \quad (4.10)$$

Třecí moment v závitu:

$$M_Z = F_s \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma \pm \varphi') \cong F_s \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\tan \gamma \pm \tan \varphi') \quad [Nm] \quad (4.11)$$

Po dosazení vztahů (1.3) a (1.4):

$$M_Z \cong F_s \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} \pm \frac{f_2}{\cos \frac{\beta}{2}} \right) \quad [Nm] \quad (4.12)$$

Třecí moment v dosedací ploše matice/hlavy šroubu šroubového spoje:

$$M_{M/H} \cong F_s \cdot \frac{D_{ef}}{2} \cdot f_3 \quad [Nm] \quad (4.13)$$

Kde D_{ef} je efektivní průměr dosedací plochy a f_3 je součinitel tření mezi dosedacími plochami.

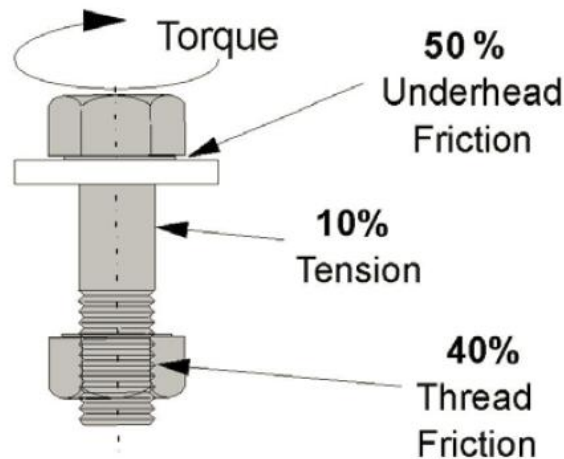
Dosazením M_Z a $M_{M/H}$ do (4.10):

$$M_U = F_p \cdot \left[\frac{D_{ef}}{2} \cdot f_3 + \frac{d_2}{2} \cdot (\tan \gamma \pm \tan \varphi) \right] \quad [Nm] \quad (4.14)$$

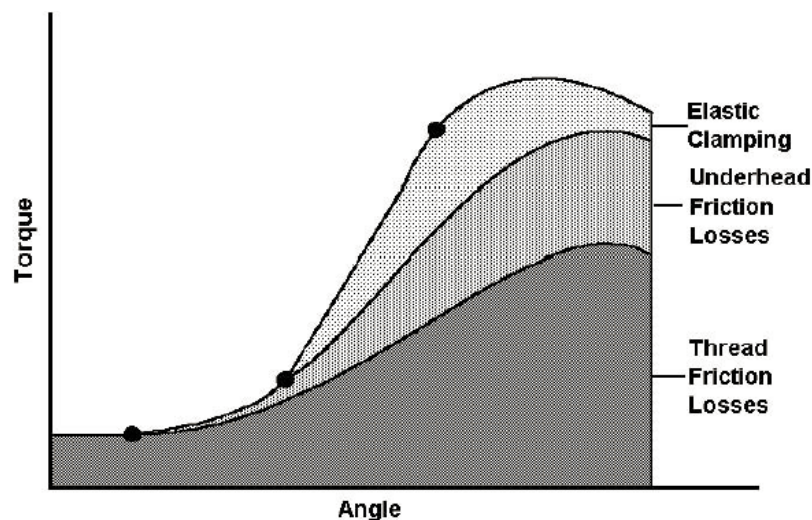
Po úpravě:

$$F_p = \frac{M_U}{\frac{D_{ef}}{2} \cdot f_3 + \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\gamma \pm \varphi)} \quad [N] \quad (4.15)$$

[9]



Obr. 19 Rozložení jednotlivých složek utahovacího momentu [10]



Obr. 20 Průběh utahovacího momentu v závislosti na úhlu otočení šroubu [10]

4.2.2 Napětí ve dřívku šroubu při montáži / demontáži

Pevnostně se kontroluje nejmenší průřez šroubu, jímž je zpravidla průřez závitové části dřívku vypočten dle vztahu (4.16) a modul průřezu v krutu dle vztahu (4.17). Celkové redukované napětí se skládá z normálové složky napětí vznikající předepínací silou dle vztahu (4.18) a tečného napětí vznikajícího třecím momentem dle vztahu (4.19). (9)

$$S_z = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad [mm^2] \quad (4.16)$$

$$W_s = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 \quad [mm^3] \quad (4.17)$$

$$\sigma_s = \frac{F_p}{S_z} \quad [MPa] \quad (4.18)$$

$$\tau_{\xi} = \frac{M_Z}{W_{\xi}} \quad [MPa] \quad (4.19)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{\xi}^2 + \alpha \cdot \tau_{\xi}^2} \leq \sigma_D \quad [MPa] \quad (4.20)$$

4.2.3 Měrný tlak v závitu

Jedná se o tlak vznikající v dosedacích plochách závitů šroubu a matice. Vypočte se dle rovnice (4.21). [9]

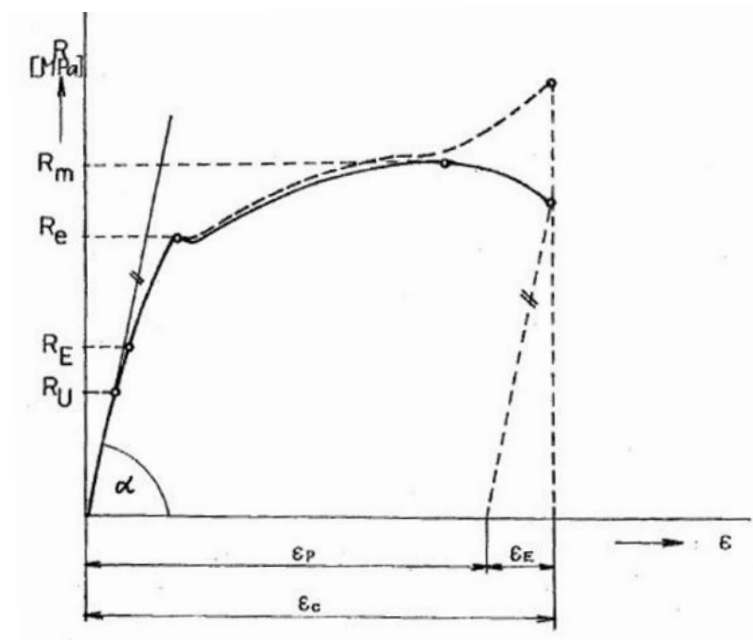
$$p = \frac{F_p}{S_{DZ}} = \frac{F_p}{n_z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot H_1} \leq p_D \quad (4.21)$$

4.3 Plastická deformace

Celková deformace se skládá z elastické a plastické deformace dle vztahu (4.22). Poměr jednotlivých složek deformace lze odečíst z tahového diagramu materiálu dle obr. 21. Do napětí na mezi úměrnosti, na grafu zobrazeno jako R_U , platí Hookův zákon dle rovnice (4.23), kde E [MPa] je modul pružnosti materiálu v tahu a ε [-] je poměrné prodloužení vzorku. Tento zákon říká, že do bodu úměrnosti je závislost napětí na deformaci lineárně úměrná. Plastická deformace se začne tvořit po překročení napětí na mezi elasticity, které je v tahovém diagramu znázorněno jako R_E . Do tohoto bodu platí, že po uvolnění se vzorek ustálí na svém původním rozměru. Výraznější plastická deformace se začne inicializovat až po překročení meze kluzu R_e . [11]

$$\varepsilon = \varepsilon_{pl} + \varepsilon_{el} [-] \quad (4.22)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon [MPa] \quad (4.23)$$



Obr. 21 Smluvní tahový diagram měkké oceli [12]

Plastická deformace reprezentuje trvalou změnu tvaru a rozměru tělesa vyvolanou účinkem vnějších sil. Pro dosažení trvalé deformace je třeba vyvolat takový stav napjatosti, aby byla překročena mez kluzu R_e . Vznik plastické deformace je provázen fyzikálními změnami materiálu, které se projevují strukturálními změnami fyzikálních a mechanických vlastností. [13]

Plastickou deformaci kovů způsobuje pouze smykové napětí τ . Při plastické deformaci dochází k trvalému posuvu atomů z jejich rovnovážných poloh, který zůstává zachován i po skončení účinku působení vnějších deformačních sil. Trvalý posuv atomů nastává až po překročení hodnoty tzv. kritického smykového napětí τ_{kr} , a to pouze v některých činných krystalografických rovinách a směrech, kde se pohyb atomů setkává s nejmenším počtem překážek. Při plastické deformaci dochází k posuvu atomů mezi sebou o vzdálenost větší, než je mřížková konstanta krystalu. [13]

5 Analýza daného těsnícího spoje typu kov-kov

Pro analýzu těsnícího spoje typu kov-kov je nutné si určit jednotlivé zatížení spoje. Pro výpočet těsnícího spoje typu kov-kov umístěného v palivovém systému budou důležité parametry vnějších sil, vnitřní přetlak paliva a teplotní zatížení spoje.

Podkladem pro návrh daného těsnícího rozhraní bylo utěsnění senzoru Bosch DS M1 TF CNG, který je montován do rozdělovače paliva. Z daného těsnícího rozhraní budou zjištěny vstupní parametry zatížení, které budou následně použity pro FEM (Finite Element Method) analýzu, na jejíchž výsledcích bude eventuálně daná těsnící geometrie a montážní parametry optimalizovány dle požadavků zadavatele.

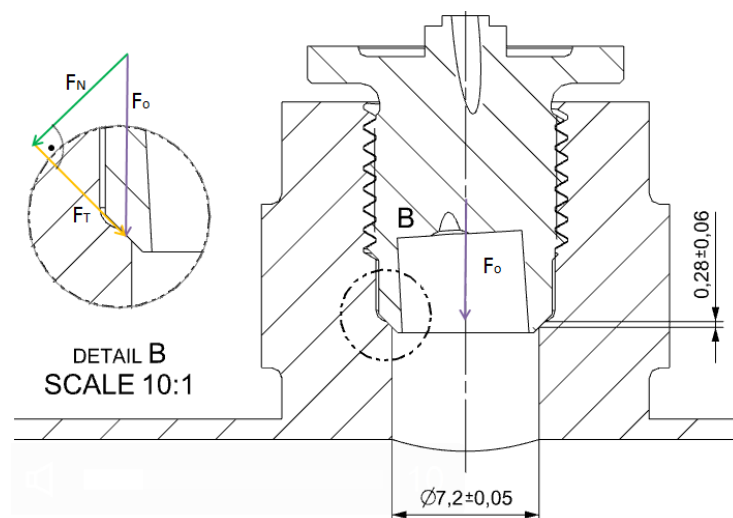
Mezi vstupní parametry pro výpočet pomocí metody konečných prvků patří především síla, kterou senzor působí na těsnící plochu. Tato síla není známá a bude jí důležité zjistit experimentální cestou. Dalším parametrem je přetlak paliva v rozdělovači paliva a teplotní zatížení spoje, které je způsobeno škrcením CNG.

5.1 Analytický výpočet osové síly senzoru Bosch DS M1 TF CNG

Analytický výpočet slouží k zjištění teoretického rozpětí osové síly v senzoru, aby bylo následně možné navrhnout vhodný způsob experimentálního měření dané osové síly.

Jako výstupní parametry výpočtu byly zvoleny montážní parametry a rozměry těsnící geometrie. Analytický výpočet je zpracován dle kapitoly 4.2. Utěsnění senzoru Bosch DS M1 TF CNG bylo analogicky vzato jako šroubový spoj se šroubem s kuželovou hlavou, kdy nevzniká tření pod hlavou senzoru, ale v těsnící geometrii senzoru. Rozložení sil v těsnící ploše je zobrazeno na obr. 22.

Při montáži jsou těsnící geometrie i závit mazány lubrikantem, který zabraňuje zadření senzoru při montáži vlivem tzv. gallingu. Tento jev se vyskytuje především při těsnění dvou dílů z nerezové oceli např. při montáži šroubů z nerezové oceli nebo spojování Johansonových měrek. Gallingu se předchází mazáním spoje, správným navržení montážních ploch a optimálním montážním procesem. [14]



Obr. 22 Silové rozložení - těsnící geometrie

Jednotlivé součinitele tření tohoto typu mazadla nejsou všeobecně známy a experimentální zjištění je nákladné jak finančně, tak časově. Proto bylo rozhodnuto v prvním kroku výpočtu použít součinitele tření, které běžně dosahují obdobná mazadla. Výpočet byl proveden na základě parametrů tab.2 a tab.3. Výpočtový skript s jednotlivými výpočty je uveden v příloze 1.

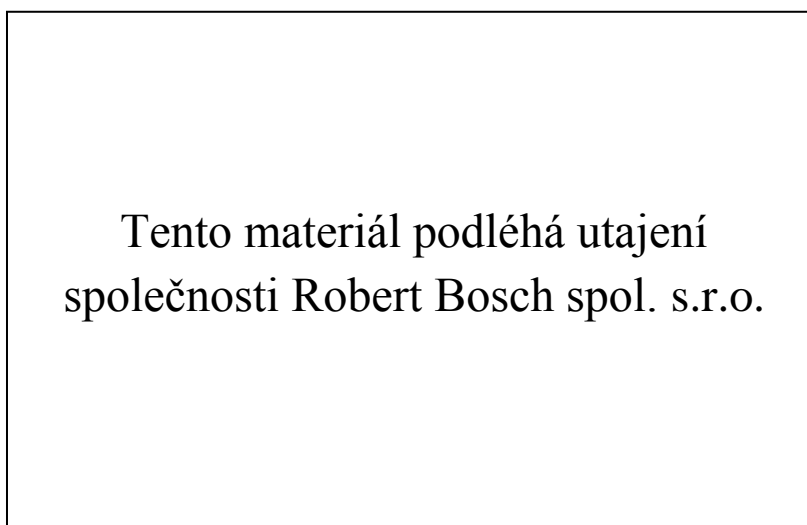
Vstupní parametry:

Montážní parametry	Utahovací moment M_u	37,5±2,5 [Nm]
	Mazadlo	-
Součinitele tření	Tření v závitu f_2	0,14 [-]
	Tření pod hlavou f_3	0,09 [-]

Tab. 2 Vstupní parametry analytického výpočtu

V analytickém výpočtu byl brán ohled na tolerance rozměrů jak daného typu závitu, tak na tolerance rozměrů dané těsnící geometrie. Zároveň byl výpočet proveden pro minimální a maximální utahovací moment. Výstupem výpočtu je minimální a maximální teoreticky dosažitelná osová síla v senzoru.

Velikosti maximální (minimální) normálové síly, kterou senzor působí na těsnící plochu a následného vyvozeného napětí, byly dány kombinací největšího (nejmenšího) utahovacího momentu, nejmenší (největší) kontaktní plochy v těsnící geometrii a nejvhodnější velikosti závitu. Velikosti daných sil jsou zaznamenány v tab. 3 a tab. 4.



Obr. 23 Rozměry těsnící geometrie

Montážní parametry	Utahovací moment $M_{u\max}$	40 [Nm]
Těsnící geometrie	Velikost závitu $d_{2\min}$	9,21 [mm]
	Kóta 1 (max)	7,25 [mm]
	Kóta 2 (min)	0,22 [mm]
	Kóta 3 (max)	46 [°]
Silové rozložení	Normálová síla $F_{N\max}$	24,12 [kN]
	Osová síla $F_{o\max}$	33,53 [kN]

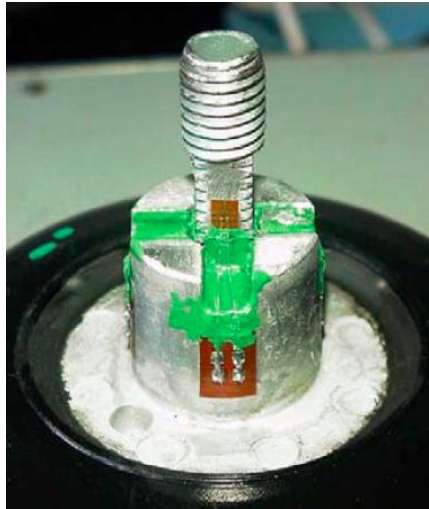
Tab. 3 Výpočet maximální osová síly

Montážní parametry	Utahovací moment M_{umin}	35 [Nm]
Těsnící geometrie	Velikost závitu $d_{2\text{max}}$	9,32 [mm]
	Kóta 1 (min)	7,15 [mm]
	Kóta 2 (max)	0,34 [mm]
	Kóta 3 (min)	44 [°]
Silové rozložení	Normálová síla F_{Nmin}	20,23 [kN]
	Osová síla F_{omin}	29,13 [kN]

Tab. 4 Výpočet minimální osově síly

5.2 Experimentální zjišťování osově síly v senzoru

Experimentální cestou se osová síla šroubového spoje zjišťuje pomocí tenzometrů umístěných na dřívku šroubu obr. 24 nebo siloměrem ve tvaru prstence, kterým je šroub provlečen. [15]

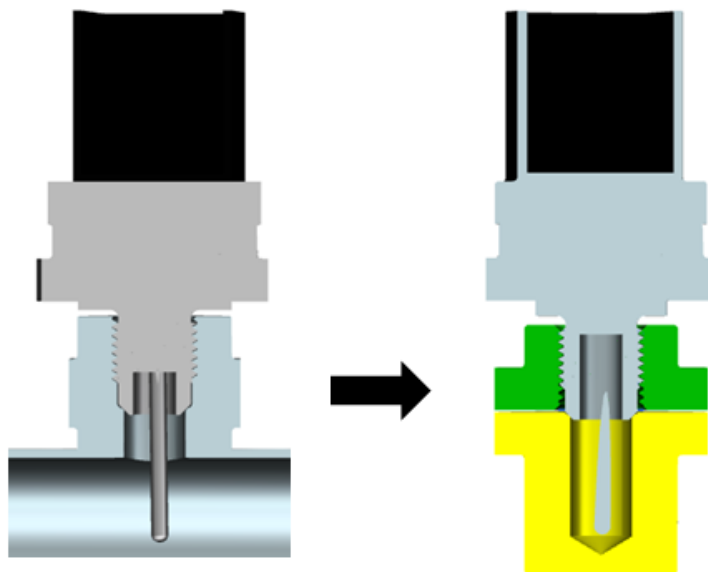


Obr. 24 Zjišťování osově síly pomocí tenzometrů [15]

Z důvodu velikosti a designu senzoru Bosch DS M1 TF CNG nebylo možné ani jeden z těchto konvenčních způsobů použít. Použití tenzometrických snímačů bylo limitováno rozměry senzoru a provedení měření pomocí prstencového siloměru bylo nerealizovatelné vlivem charakteru těsnícího spoje, kdy se senzor opírá o protikus ve své spodní části dřívku a ne jako standardní šroub svou hlavou. Z tohoto důvodu byl navržen přípravek, který snímá osovou sílu v závislosti na utahovacím momentu pomocí siloměru. Rozsah siloměru byl určen na základě předběžného výpočtu z kapitoly 5.1. Siloměr měl mít minimální rozsah do 40 [kN]. Siloměr byl poptáván ve společnosti Robert Bosch, spol. s.r.o., která siloměrem s tak velkým rozsahem nedisponovala. Proto byl zapůjčen siloměr Sauter FH 500K z katedry konstruování strojů Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni. Citlivost tohoto siloměru je 0,1 [kN] a rozsah 0–500 [kN]. Na základě tvaru a rozměrů siloměru byl navržen přípravek dle výkresové dokumentace přiložené v diplomové práci. Přípravek je zobrazen na obr. 26.

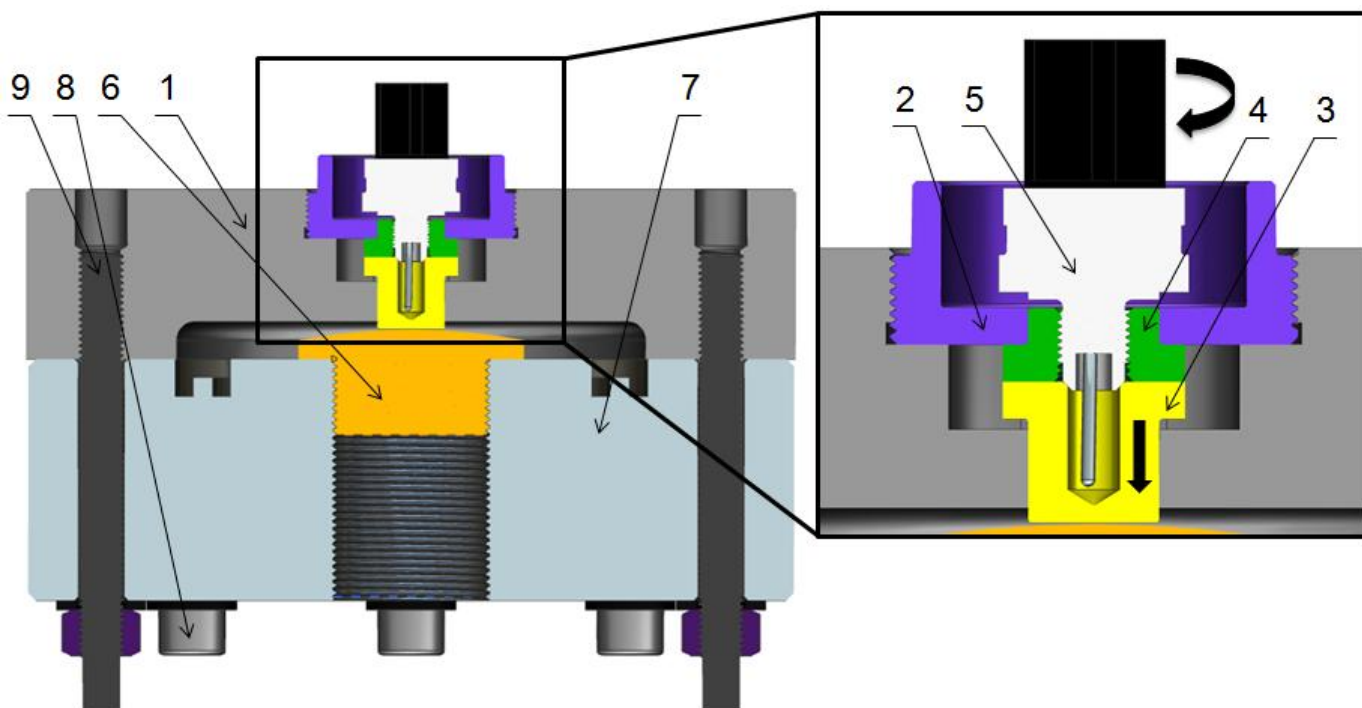
Základem přípravku je kotouč (1), v němž jsou vložena dvě pouzdra. Pouzdra tvoří funkční část přípravku dle obr. 25, která nahrazují fitinku rozdělovače paliva, do které je senzor montován. Důležité bylo zaručit shodný materiál a výrobní postup těsnící geometrie a závitů na pouzdrech jako na sériových rozdělovačích paliva. Pouzdra byla vyrobena z nerezové oceli 1.4305 (ČSN 41 7240) a následně byla teplotně ovlivněna v průběžné pájecí peci u dodavatele rozdělovačů paliva, aby se mechanické vlastnosti materiálu shodovaly s reálnými díly.

Pouzdra jsou v kotouči držena pomocí montážní matice (2), která slouží i jako vodící člen pro jedno z pouzder. Celý přípravek je k siloměru připevněn pomocí šroubů (8). Celá sestava sešroubovaného přípravku se siloměrem je položena na stůl utahováku, který je vybaven T-drážkami. Pootočení přípravku je zabráněno pomocí svorníků (9), které zapadnou do T-drážky. Přípravek je poté opřen o stůl pomocí hlav šroubů.



Obr. 25 Nahrazení fitinky rozdělovače paliva

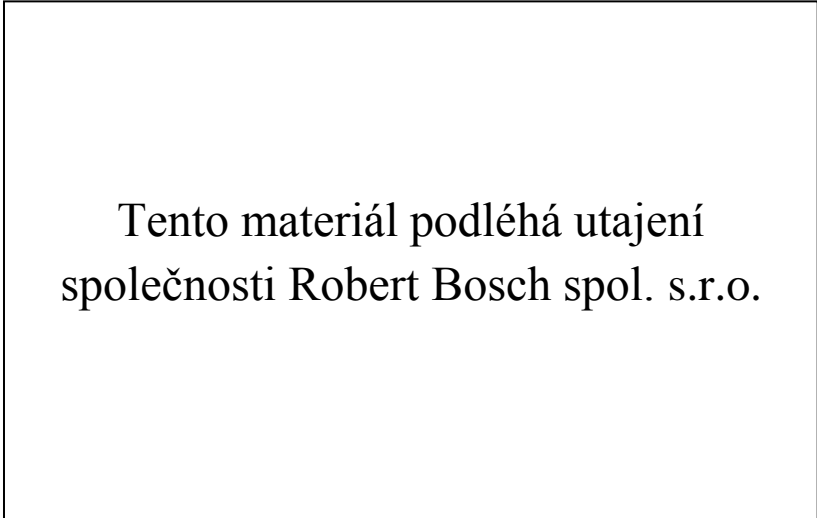
Funkce přípravku je viditelná na obr. 26. Nejprve je do základního kotouče vloženo pouzdro 1 (3), jenž obsahuje těsnící geometrii. Následně je vloženo pouzdro 2 (4), které nahrazuje závitovou část fitinky. Obě pouzdra jsou následně zafixována v přípravku pomocí montážní matice (2). Po tomto kroku je přípravek připraven k použití. Do pouzdra 2 je šroubován senzor (5), který dosedá na pouzdro 1 v těsnící geometrii. Pouzdro 1 následně tlačí na měřící čoučku (6) siloměru (7). Po dosažení požadovaného utahovacího momentu senzoru je odečtena kontaktní síla mezi senzorem a pouzdem 1 na displeji vyhodnocovacího zařízení siloměru. Jednotlivé kroky montáže přípravku jsou zobrazeny na obr. 27 až obr. 31.



Obr. 26 Přípravek pro měření kontaktní síly

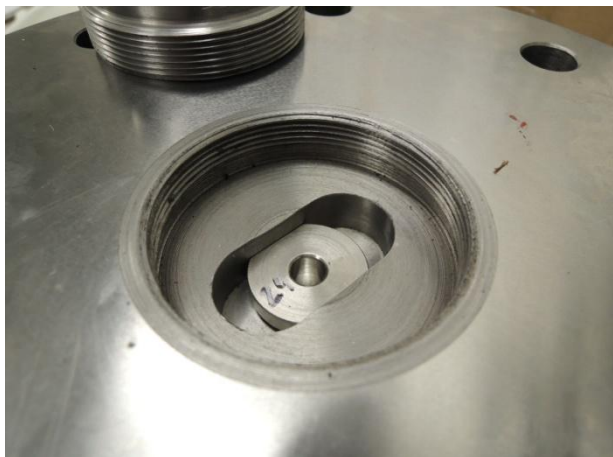
Pro dosažení stejných montážních podmínek byla závitová část a těsnící plocha senzoru mazána před samotnou montáží shodným mazadlem jako při sériové montáži. Montážní program byl převzat ze sériové montážní linky a samotná montáž byla provedena na utahováku Bosch Rexroth, který je shodný s utahovákem integrovaným do sériové linky. Průběh utahovacího procesu je zobrazen v grafu 2.

Experimentální měření bylo provedeno na 25 vzorcích pouzder a senzorů z důvodu dosažení minimálního počtu dat pro statistické vyhodnocení dle metodiky společnosti Robert Bosch. Výsledky měření jsou zobrazeny v tab. 5. Kontaktní síla pro FEM analýzu je tedy zvolena 9,5 [kN].

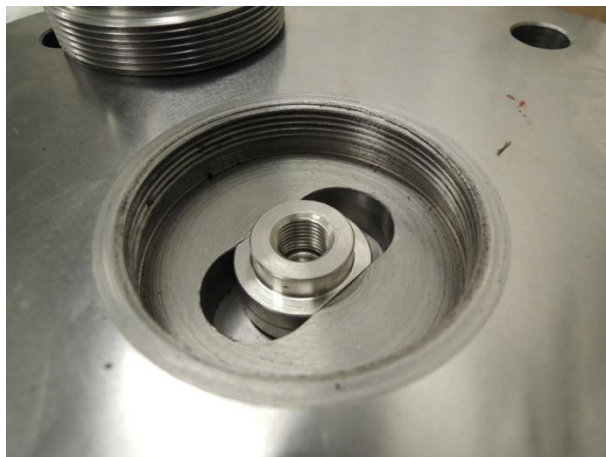


Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

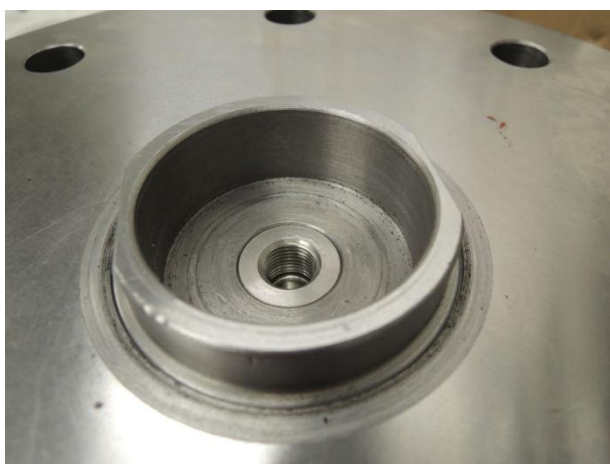
Graf 1 Průběh utahování senzoru



Obr. 27 Krok 1 - umístění pouzdra 1



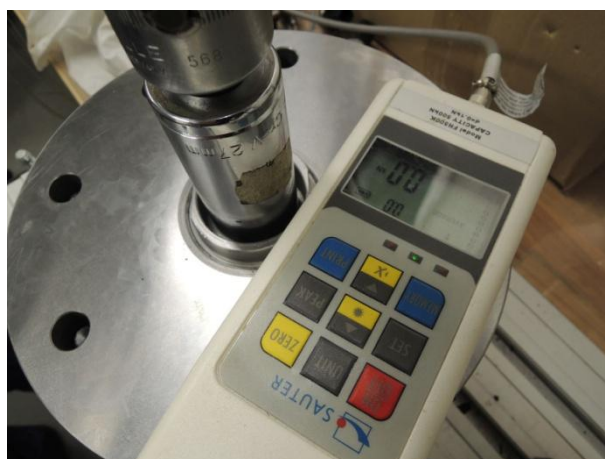
Obr. 28 Krok 2 - umístění pouzdra 2



Obr. 29 Krok 3 – zafixování pouzder montážní maticí



Obr. 30 Krok 4 - vložení senzoru Bosch DS M1 TF CNG

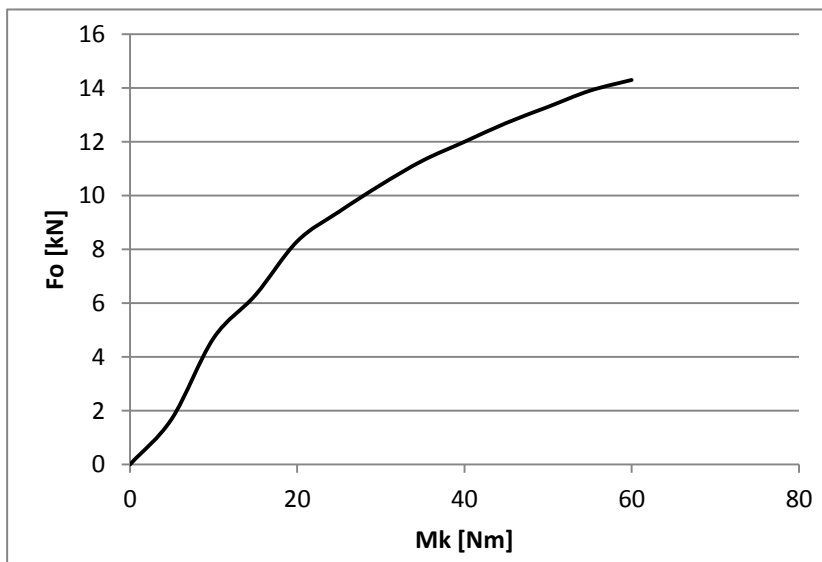


Obr. 31 Krok 5 - proces montáže

Měření osová síla 10.4.2015	
Vzorek	Osová síla [kN]
1	9,7
2	9,3
3	9,1
4	9,5
5	9,8
6	9,2
7	9,7
8	9,7
9	9,4
10	9,7
11	8,6
12	9,9
13	9,3
14	9,8
15	9,3
16	10,1
17	10
18	10,1
19	8,9
20	9,8
21	9,1
22	8,9
23	9,4
24	9,7
25	9,3
min	8,6
max	10,1
průměr	9,492
medián	9,5

Tab. 5 Výsledky experimentálního měření kontaktní síly

Jako dílčí výsledek experimentálního měření byla zjištěna závislost utahovacího momentu na kontaktní síle v těsnící geometrii. Senzor byl utahován s krokem 5 [Nm] až do jeho překroucení mezi hodnotami 60 a 65 [Nm]. Při každém kroku byla odečtena hodnota kontaktní síly. Výsledek je zobrazen v grafu 2. Při utahování s krokem 5 [Nm] byla při jednotlivých krocích vyvinuta vyšší síla s porovnáním se standardním utahovacím procesem používaným na sériové lince. Tento fakt může být způsoben vlivem krokového zatěžování senzoru. Vzhledem k utahovacímu momentu 37,5 [Nm] byl rozdíl v osových silách až 2 [kN].



Mk [Nm]	Fo [N]
0	0
5	1,7
10	4,7
15	6,3
20	8,3
25	9,4
30	10,4
35	11,3
40	12
45	12,7
50	13,3
55	13,9
60	14,3
60-65	ukrouceno

Graf 2 Závislost utahovacího momentu na kontaktní síle

Nakonec bylo provedeno měření bez namazání senzoru. Výsledkem tohoto testu měl být zjištěný rozdíl kontaktních sil mezi namazaným a nenamazaným senzorem. Během montáže však došlo k vytvoření svarového spoje mezi závitem senzoru a pouzdrem zobrazeném na obr. 32. Tento jev se odborně nazývá „galling“.

K zadření během procesu automatického šroubování jsou náchylné především nerezové oceli, což je i tento případ. K zadření došlo při nulové zátěži, kdy senzor mění smysl otáčení. Poznatkem tohoto experimentu je fakt, že senzor je nutné mazat vhodným lubrikantem.



Obr. 32 Výsledek montáže bez mazání senzoru

5.3 Zhodnocení výsledků zjištění kontaktní síly

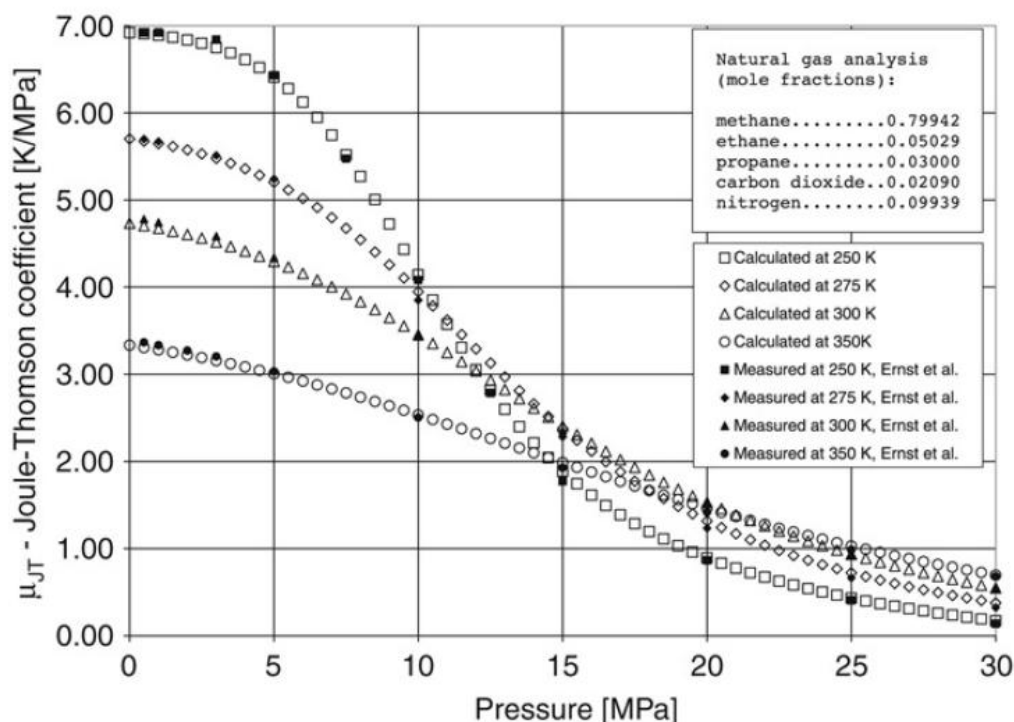
Výsledek experimentálního měření se neshoduje s analytickým výpočtem provedeným v kapitole 5.1. Tento závěr mohl zapříčinit fakt, že úprava analytického výpočtu popsaná v dané kapitole je nevhodná pro danou aplikaci. Daný analytický výpočet šroubového spoje se standardně používá pro šroubové spoje zatížené tahem a ne tlakem, jako v případě těsnícího spoje typu kov-kov při vyvození kontaktního tlaku pomocí šroubového spoje. Dalším důvodem mohou být nevhodně zvolené součinitele tření v závitě a mezi kontaktními plochami.

Na základě tohoto zjištění bude pro následující analýzu daného těsnícího spoje typu kov-kov uvažována pouze kontaktní síla zjištěná experimentální cestou.

5.4 Zjištění teplotního zatížení těsnícího spoje

Těsnící rozhraní je namáháno teplotními změnami danými teplotou plynu CNG. Teplota plynu se před rozdělovačem paliva skokově snižuje vlivem škrcení plynu z 20 [MPa] na 0.7 [MPa]. Výsledná teplota plynu v rozdělovači paliva byla určena pomocí Jouleova-Thomsonova jevu, který je definován jako izoentropický děj, kdy se při škrcení plynu mění jeho teplota. Tento jev se řídí vzorcem (5.1), kde μ_{jt} je Joule-Thomsonův součinitel, ΔT rozdíl teplot a Δp rozdíl tlaků. Jouleův-Thomsonův součinitel byl určen z grafu 3. [16]

$$\mu_{jt} = \frac{\Delta T}{\Delta p} \Rightarrow T_2 = T_1 - \mu_{jt} \cdot (p_1 - p_2) \quad (5.1)$$



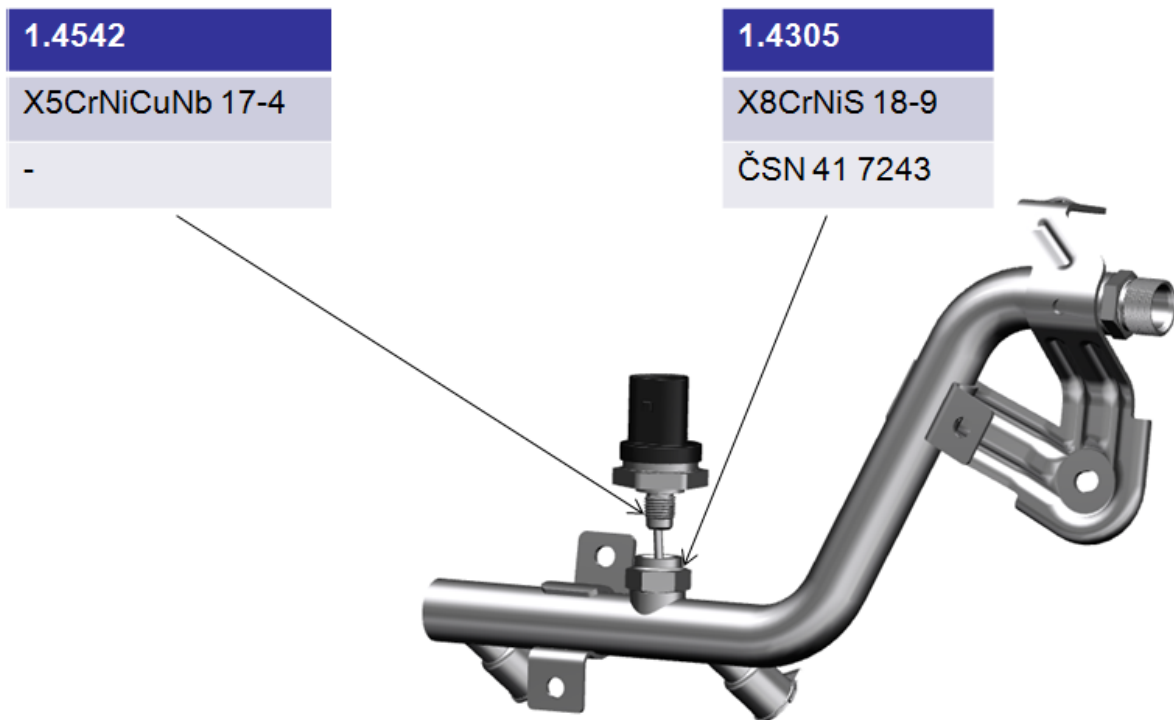
Graf 3 Joule-Thomsonův součinitel pro CNG [17]

V závislosti na grafu 3, kdy byl experimentálně zjišťován Jouleův-Thomsonův součinitel pouze v rozmezí teplot 250 až 350 [K] (~ -23 až $+77$ [°C]), byl daný teplotní rozsah určen za dostačující. Výsledky výpočtu jsou zaznamenány v tab. 4. Na základě těchto výsledků bylo určeno teplotní zatížení pro FEM analýzu ± 50 [°C].

p_1 [MPa]	20			
p_2 [MPa]	0,7			
T_1 [K]	250	275	300	350
T_1 [°C]	-23,15	1,85	26,85	76,85
μ_{jt} [-]	0,9	1,3	1,5	1,5
T_2 [K]	232,63	249,91	271,05	321,05
T_2 [°C]	-40,52	-23,24	-2,1	47,9

Tab. 6 Teplotní zatížení těsnícího rozhraní

5.5 Použité materiály



Obr. 33 Použité materiály sestavy rozdělovače paliva

Pro FEM analýzu jsou především důležité použité materiály fitinky rozdělovače paliva a materiál senzoru. Materiál rozdělovače paliva je během montážních operací teplotně ovlivněn vlivem průchodu pecí při procesu pájení při teplotách až 1100 [°C]. Teplotní ovlivnění má za následek pokles hodnot mechanických vlastností.

Během procesu montáže je v těsnící geometrii překročena mez elasticity materiálu. Z tohoto důvodu je důležité provést FEM analýzu s materiálovou nelinearitou, která je definována na základě tahových zkoušek vzorků z oceli 1.4305, které byly před samotnou zkouškou teplotně ovlivněny jako reálné rozdělovače paliva. Materiálové vlastnosti standardní a tepelně ovlivněné oceli jsou zobrazeny v tab. 6 a tab. 7, průběh tahové zkoušky reprezentuje graf 4.

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Tab. 7 Materiálové vlastnosti oceli 1.4305 [18]

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Tab. 8 Materiálové vlastnosti oceli 1.4305 (teplotně ovlivněno) [18]

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Graf 4 Tahová zkouška oceli 1.4305 [18]

Pro zadání materiálové charakteristiky teplotně ovlivněné oceli 1.4305 jsou nutná data z měření, z nichž se vyjádří několik bodů tahové křivky, pro které se definuje dané zatížení a velikost plastické deformace. Výpočet plastické deformace byl proveden na základě vzorce 5.5. Elastická deformace je vyjádřena pomocí Hookova zákona, který je vyjádřen v rovnici 5.6. Výsledná data jsou zobrazena v příloze 3.

$$\varepsilon_{celk} = \varepsilon_{pl} + \varepsilon_{el} \rightarrow \varepsilon_{pl} = \varepsilon_{celk} - \varepsilon_{el} \quad (5.5)$$

Kde ε_{celk} [MPa] je celková deformace
 ε_{pl} [MPa] je plastická deformace
 ε_{el} [MPa] je elastická deformace

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_{el} \rightarrow \varepsilon_{el} = \frac{\sigma}{E} \quad (5.6)$$

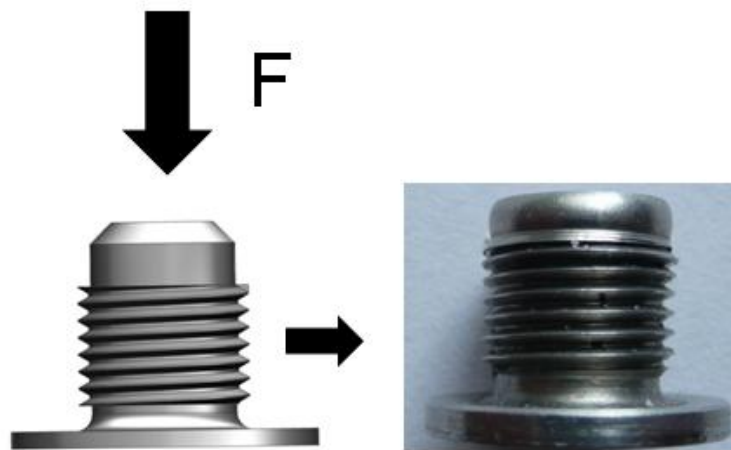
Kde σ [MPa] je napětí
 E [MPa] je modul pružnosti materiálu v tahu

Senzor je vyroben MIM technologií (viz. kapitola 4.1) z materiálu Catamold® 17-4PH (ocel 1.4542) od společnosti BASF. Materiálový list této oceli obsahuje příloha 2.

Data z materiálového listu pro nerezovou ocel 1.4542 jsou pro definování materiálu ve FEM simulaci nedostačující. Z tohoto důvodu bylo nutné provést experiment, viz kapitola 5.6, jehož výsledkem jsou materiálové charakteristiky nutné pro výpočet v plastické oblasti. Principem experimentu je definovaně zatížit určitý design z daného materiálu a následně nasimulovat stejný proces ve FEM analýze. Následnou optimalizací daných materiálových charakteristik se poté přiblížit k průběhu křivky (zatížení – deformace) z fyzického experimentu.

5.6 Experimentální zjištění materiálových charakteristik oceli 1.4542

Na základě provedení experimentálního zatížení části senzoru DS M1 TF CNG byla provedena FEM analýza, kde se změnou materiálových vlastností došlo ke shodné závislosti zatížení – deformace jako při fyzickém testu. Experimentální zkouška byla demonstrována na univerzální zkušební stroj Instron 3367 ve zkušebně společnosti Robert Bosch, spol. s.r.o. Požadavkem bylo zatížit vzorek co nejvyšší silou, aby došlo k co nejvyšší plastické deformaci. Z tohoto důvodu bylo zatěžováno maximální silou lisu 30 [kN]. Část počátečních dat z měření byla odstraněna z důvodu vymezení vůlí v nástroji a nedokonalé rovnoběžnosti dosedacích ploch fyzického vzorku. Následně byla z hrubých dat měření vytvořena křivka zatížení-deformace, viz graf 5.



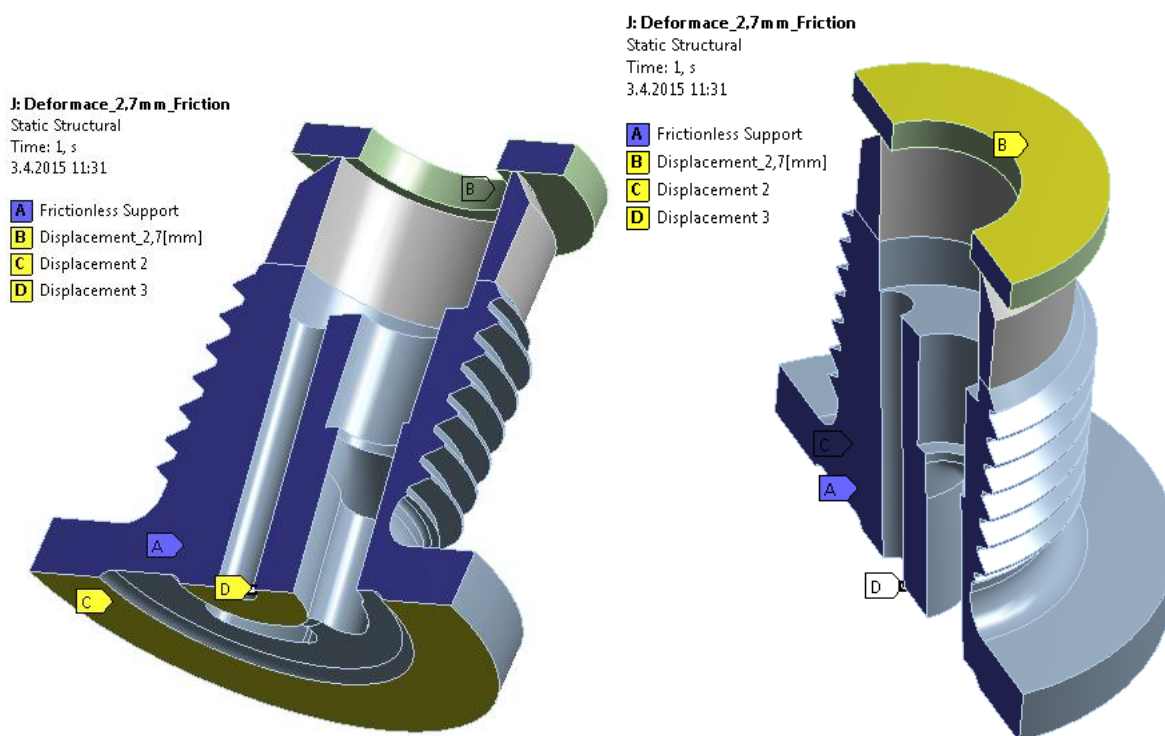
Obr. 34 Zatěžování vzorku senzoru

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Graf 5 Experimentální zatížení vzorku senzoru

Po provedení fyzického experimentu byl vytvořen shodný model s fyzickým vzorkem, který byl následně deformován shodným posunutím jako při experimentu v softwaru Ansys Workbench R15. Hodnota deformace byla dosažena 2,7 [mm] při zatížení 30 [kN].

Na začátku FEM analýzy byl vytvořen zjednodušený model senzoru, kdy byla využita jedna rovina symetrie a následně došlo k odstranění nepotřebných ploch typu nefunkčních zaoblení, které by zbytečně zvyšovaly výpočtový čas. Okrajové podmínky výpočtu jsou zobrazeny na obr. 35. Přítlačná deska byla nahrazena pouze deskou o malé tloušťce z důvodu eliminace počtu elementů ve výpočtu. Desce dále byla zakázána plastická deformace z důvodu přiblížení reálnému stavu a zjednodušení výpočtu.



Obr. 35 Počáteční podmínky výpočtu A-definování symetrie dílu, B-definované posunutí desky o 2,7 [mm], C-definice podepření modelu, D-definice držení dílu v prostoru

Následně byl nadefinován kontakt mezi jednotlivými díly sestavy. Kontakt byl zvolen se třením se součinitelem vzájemného tření 0,2. Tato hodnota byla zvolena na základě zkušeností.

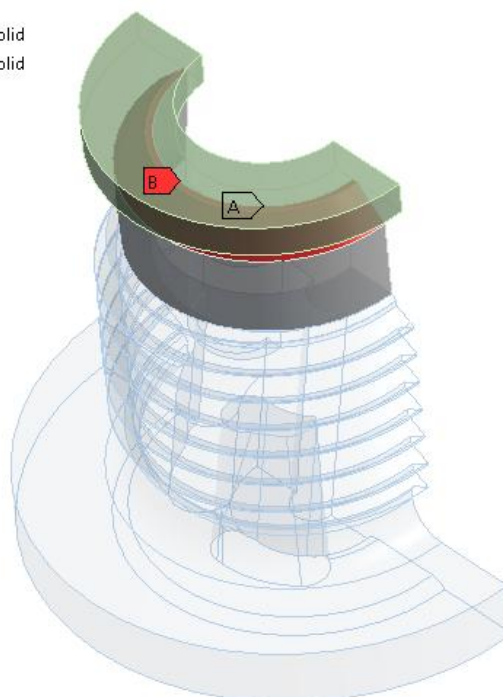
Nakonec byla vytvořena síť. Model senzoru byl rozdělen na dvě části, kdy v horní části, kde se na základě provedeního experimentu předpokládala plastická deformace, byla nadefinována síť z šestiúhelníků, kdy v kontaktu s přítlačnou deskou byla snaha vytvořit shodné rozměry hrany elementů v kontaktu. Tento krok byl zvolen z důvodu stabilního výpočtu při velké plastické deformaci. Na zbytek modelu senzoru byla použita defaultní síť tvořena tetrahedry.

Frictional - Solid To Solid

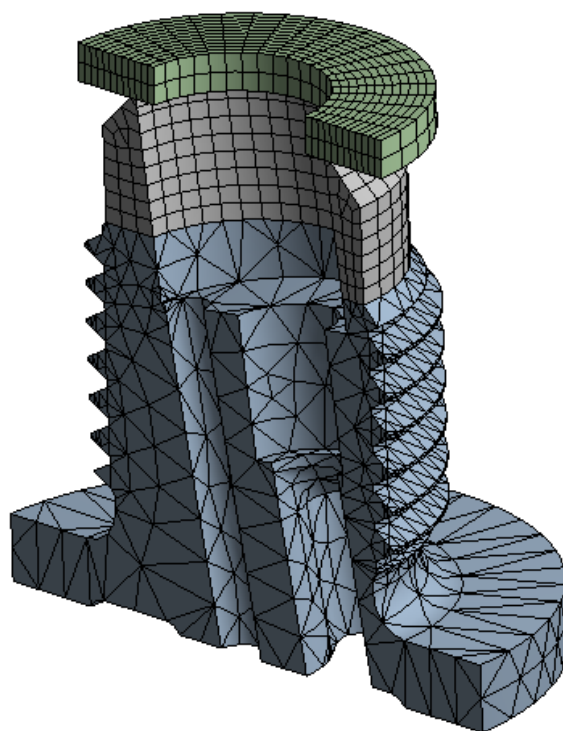
3.4.2015 11:42

A Frictional - Solid To Solid

B Frictional - Solid To Solid



Obr. 36 Definice kontaktu mezi modelem senzoru a přítlačnou deskou



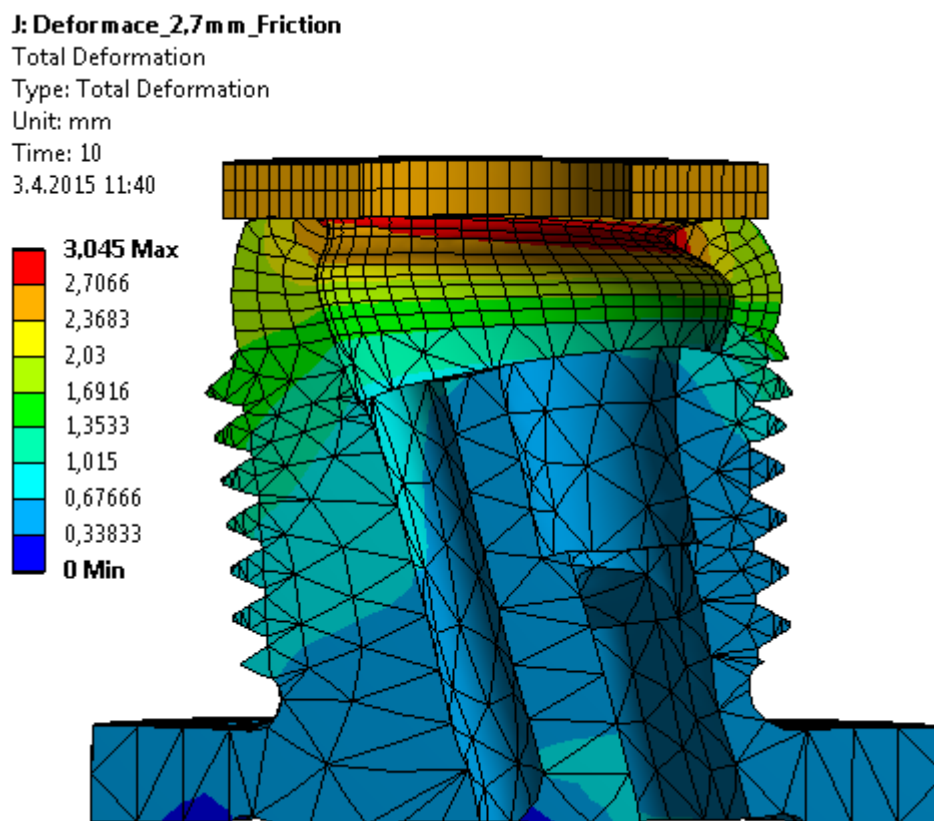
Obr. 37 Síť modelu

Materiál senzoru byl zvolen jako nerezová ocel, kdy plastická deformace byla definována jako mód bilineárního zpevnění. Pro definici elastické oblasti zatěžování tedy bylo nutné zadat modul pružnosti materiálu E [MPa] a pro definici chování materiálu v oblasti plastických deformací mez kluzu R_e [MPa] a tangentsní modul pružnosti E_t [MPa].

Výpočet byl proveden na 10 kroků, kdy při každém kroku byl přírůstek deformace ve směru z 0,27 [mm]. Po provedení výpočtu byla z výsledných dat vytvořena křivka závislosti deformace -zátížení, která byla porovnána s výsledky experimentálního měření. Na základě porovnání byly následně měněny materiálové parametry za účelem co největšího přiblížení obou křivek. Po provedení konečného výpočtu bylo dosaženo materiálových hodnot zobrazených v tab. 9, které posloužily jako podklad pro definici materiálu senzoru pro další FEM analýzy. Srovnání křivek deformace-zatížení dosažených při experimentálním zatížení vzorku a při FEM analýze je zobrazeno v grafu 6.

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Tab. 9 Materiálové data 1.4542 dle FEM analýzy



Obr. 38 Celková deformace zatěžovaného modelu senzoru

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Graf 6 Porovnání křivek získaných z experimentu a FEM analýzy

5.7 Analytický výpočet napětí v těsnící ploše

Na základě výkresové dokumentace byla spočtena minimální a maximální kuželová plocha těsnícího rozhraní pomocí vzorce (5.7). Osová kontaktní síla byla převzata z jejího experimentálního zjištění v kapitole 5.2.

$$S = \pi \cdot (r_1 + r_2) \cdot \sqrt{v^2 + (r_1 + r_2)^2} \quad (5.7)$$

	nominální	min	max
r_1 [mm]	3,88	3,795	3,965
r_2 [mm]	3,6	3,575	3,625
v [mm]	0,28	0,22	0,34
S [mm ²]	9,3052	7,2037	11,465

Tab. 10 Rozměry těsnící plochy

Následně bylo spočteno napětí v kontaktní ploše, kdy byla vypočtena kolmá síla pomocí vzorce (5.8), kde úhel α je sklon těsnící plochy vůči ose senzoru. Tato síla byla použita pro výpočet normálového napětí v kontaktní ploše, kdy bylo uvažováno, že maximální napětí bude vyvozeno maximální silou na minimální plochu a naopak.

$$F_N = \cos\alpha \cdot F_o \quad (5.8)$$

	nominální	min	max
F_o [N]	9500	-	-
α [°]	45	44	46
F_N [N]	6717,5	6599,3	6833,7
σ [Mpa]	721,91	580,16	948,64

Tab. 11 Napětí v těsnící ploše

Z výsledků napětí v těsnícím rozhraní je pravděpodobné, že těsnící spoj byl navrhován bez ohledu na tepelné ovlivnění materiálu rozdělovače paliva. Při počátečním návrhu byla snaha vytvoření plastické deformace v těsnícím rozhraní, a proto bylo nutné překročit mez kluzu materiálu, která je u tepelně neovlivněného materiálu ~606 [MPa]. Výrobním postupem rozdělovače paliva se mez kluzu oceli 1.4305, ze které je vyrobena fitinka, sníží o ~50% na 300 [MPa].

Pro návrh nových montážních parametrů bylo vycházeno z naměřených dat z kapitoly 5.2. Požadovaná síla pro vyvození dostatečného napětí v dosedací ploše byla vypočtena pomocí vzorce (5.9).

$$F_{omin} = \frac{R_e \cdot S_{max}}{\cos\alpha_{max}} = 4912,5 [N] \quad (5.9)$$

Kde R_e [MPa] je mez kluzu oceli 1.4305 tepelně ovlivněné
 S_{max} [mm²] je maximální dosedací plocha
 α_{max} [°] je maximální rozevření těsnící plochy

	nominální	min	max
F_o [N]	5000	-	-
α [°]	45	44	46
S [mm ²]	9,3052	7,2037	11,465
σ [MPa]	380	499	303
Překročení R_e [%]	27	66	1

Tab. 12 Napětí v dosedací ploše při změněné kontaktní síle

6 Analýza těsnícího spoje pomocí metody konečných prvků

Analýza stávajícího těsnícího rozhraní pomocí metody konečných prvků, v textu dále označováno jako FEM (Finite Element Method), je provedena za účelem následné optimalizace tvaru těsnící geometrie a montážních parametrů. Jako výpočtový model je bráno těsnící rozhraní reprezentováno pomocí fitinky z rozdělovače paliva a funkční částí senzoru.

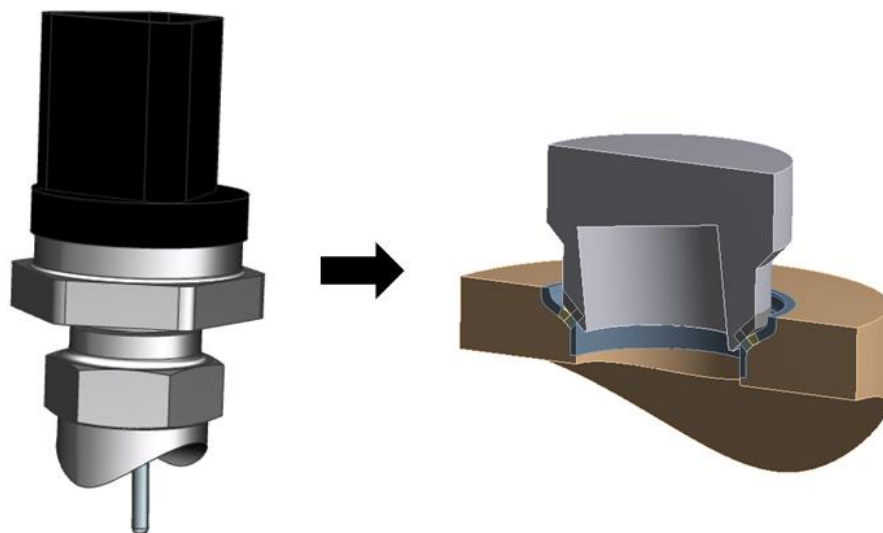
K FEM analýze byl použit výpočtový software Ansys Workbench R15.0, který je standardně používán ve společnosti Robert Bosch, spol. s.r.o.

Vzhledem k charakteristice těsnícího spoje bylo nutné statickou úlohu definovat jako úlohu s materiálovou nelinearitou. Materiálové nelinearity byly definovány na základě experimentálních zjištění popsanych v kapitole 5.5 a 5.6.

6.1.1 Definování okrajových podmínek a sítě

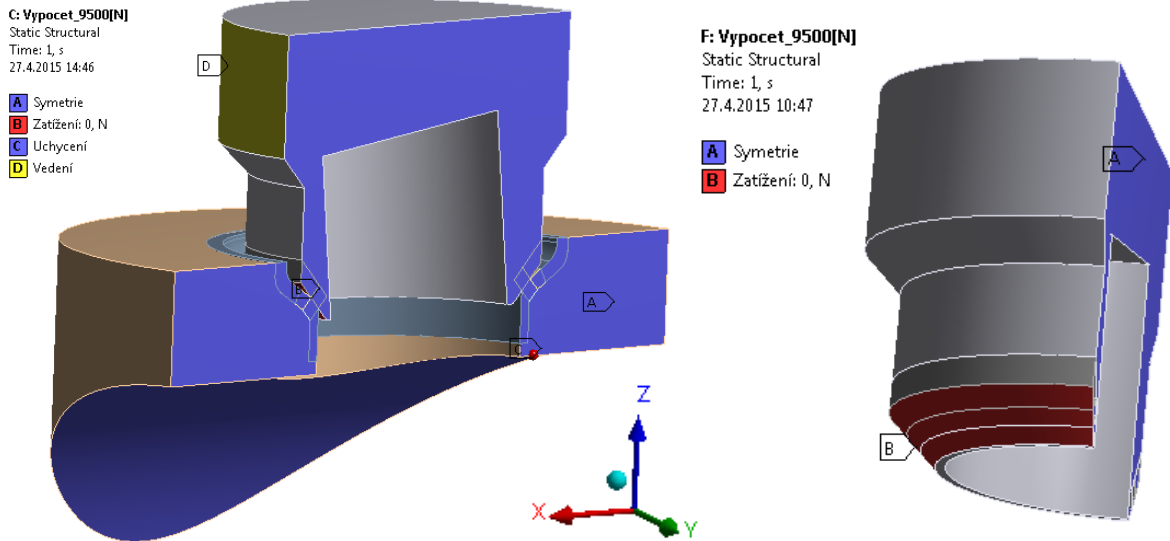
Počáteční simulace zahrnuje pouze proces montáže senzoru. Těsnící spoj je tedy zatížen pouze kontaktní silou v těsnícím rozhraní, zjištěné na základě experimentu v kapitole 5.2.

Výpočtový model byl zjednodušen na základě předpokladů kumulace napětí. Ze senzoru byla použita pouze část, která přichází do kontaktu s rozdělovačem paliva. Dále byla využita jedna rovina symetrie.



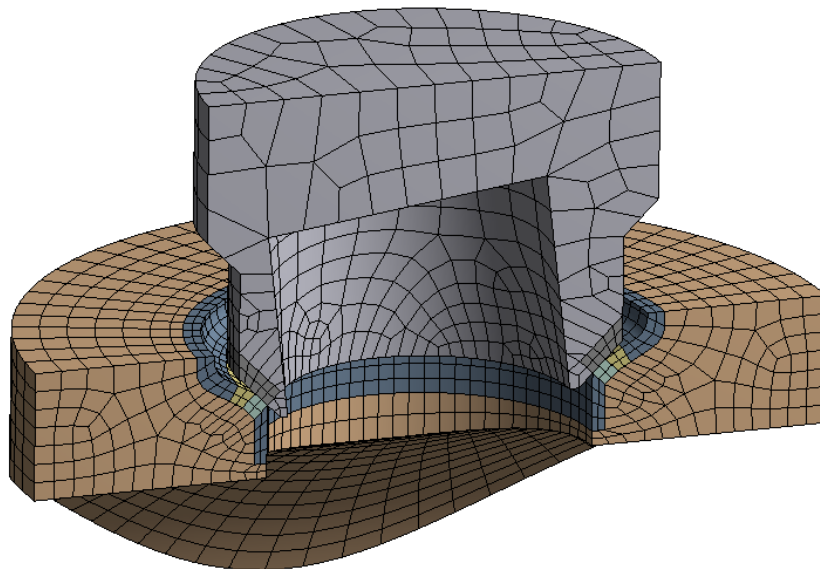
Obr. 39 Geometrie pro FEM analýzu

Celá výpočtová sestava je fixována v prostoru za spodní plochu fitinky, kde je na reálném díle připájena k trubce rozdělovače paliva. Senzoru bylo dovoleno posunutí pouze v ose z, aby bylo dosaženo reálného stavu šroubování, kdy se senzor pohybuje také pouze v jedné ose.

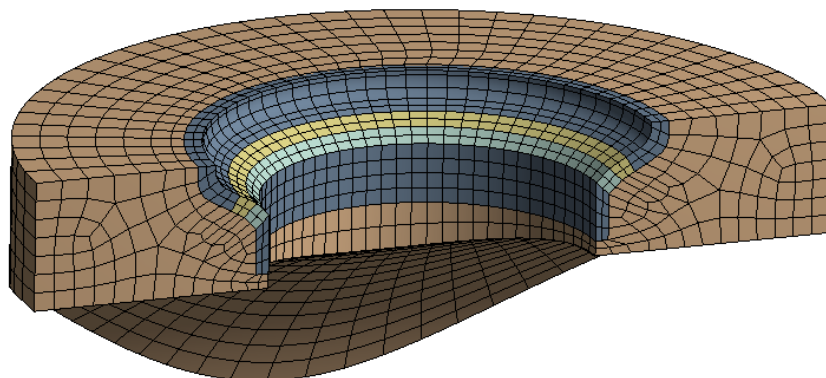


Obr. 40 Počáteční podmínky výpočtu; A - definování symetrie, B - zatížení kontaktní silou 9500 [N], C - uchycení sestavy, D - povolené posunutí senzoru pouze v ose z

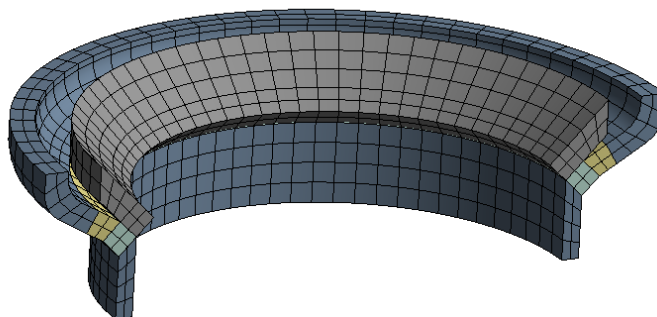
Síť sestavy byla vytvořena pomocí šestiúhelníků. V místě kontaktu byla tělesa rozdělena na několik objemů, v nichž byla následně vytvořena dokonalejší síť.



Obr. 41 Síť modelu sestavy



Obr. 42 Síť fitinky rozdělovače paliva

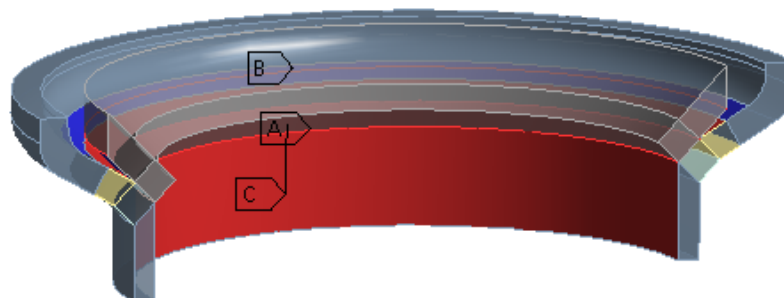


Obr. 43 Síť kontaktních těles

Kontakty v sestavě byly definovány se třením $f=0,2[-]$. Kontakty byly vytvořeny mezi stykovými plochami, mezi hranami těsnící geometrie na rozdělovači paliva a kuželovou plochou senzoru a mezi hranou senzoru a kuželovou plochou těsnící geometrie rozdělovače paliva.

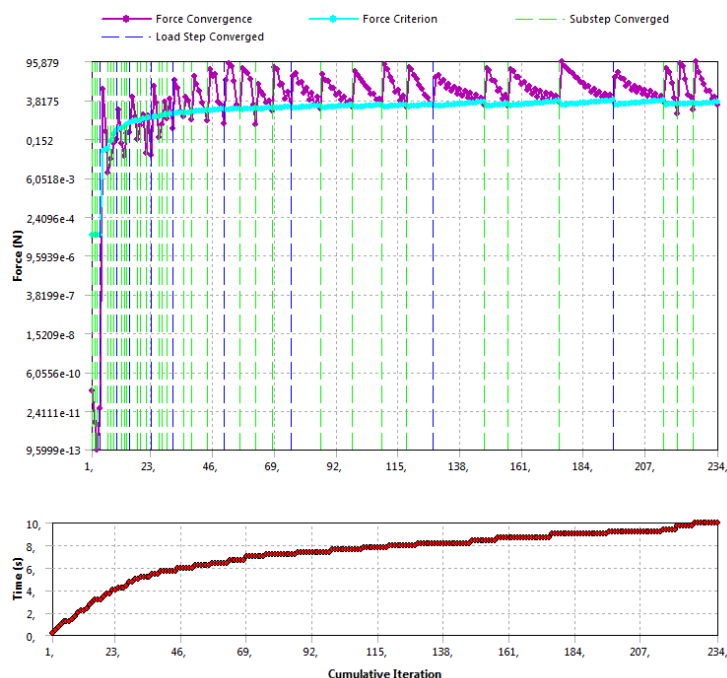
Frictional - Senzor - Fitinka
27.4.2015 10:52

- A** Frictional - Senzor - Hrany
- B** Frictional - Hrana - Fitinka
- C** Frictional - Senzor - Fitinka



Obr. 44 Definice kontaktů

Výpočet byl proveden na 10 kroků, kdy v jednotlivých krocích byl lineární nárůst kontaktní síly až na konečnou hodnotu 9 500 [N]. Konvergence síly během výpočtu je zobrazena v grafu 7.



Graf 7 Konvergence síly během výpočtu

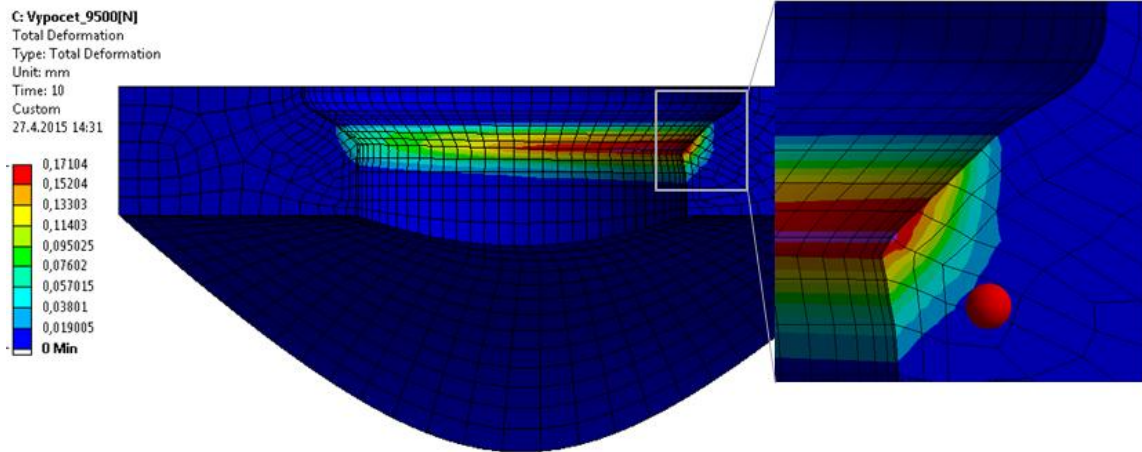
6.1.2 Hodnocení výsledků

Při hodnocení výsledků analýzy byla zaměřena pozornost především těsnící geometrii, která je vytvořena na fitince rozdělovače paliva, protože vzhledem k dané sestavě může docházet během provozu automobilu k poruše senzoru a jeho následné výměně. Při opětovné výměně musí těsnící rozhraní stále plnit svou funkci, a proto je nutné zachovat těsnící geometrii i po montáži na sériové lince. Dalším důvodem proč není senzor dále řešen je fakt, že na kuželové ploše senzoru nedojde při montáži k plastické deformaci, což je dáno vyšší pevností materiálu 1.4245 v porovnání s 1.4305. Vznik plastické deformace je dobře viditelný i na pouzdrech, která nahrazovala fitinku, použitých pro experimentální měření v kapitole 5.2.

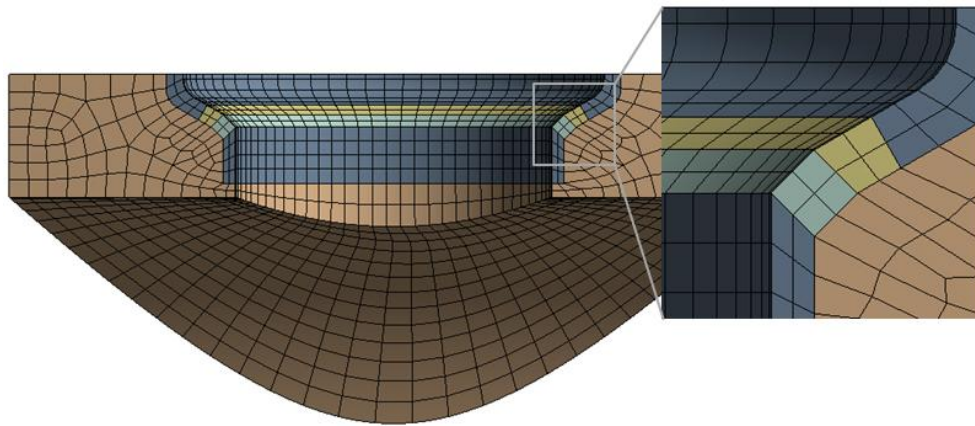
Při použití kontaktní síly 9500 [N], která je vyvozena sériovými montážními parametry, bylo zjištěno, že dochází k velké deformaci těsnící geometrie na rozdělovači paliva, viz obr. 45. Velikost deformace je viditelná v porovnání s obr. 46, kde je zobrazen počáteční stav. Vlivem této deformace může docházet k vyvození nedostatečného napětí při opakované montáži senzoru, kdy už je montážní geometrie zdeformovaná. V tomto případě dochází k nárůstu kontaktní plochy, což má za následek snížení napětí, které může zapříčinit následnou netěsnost spoje. Tento stav je zpracován v kapitole 6.2.

Vyvozené celkové napětí dle HMH je zobrazeno na obr. 47 a obr. 48. Okrajová hodnota 300 [MPa] na obr. 48 byla brána jako mez kluzu tepelně ovlivněné nerezové oceli 1.4305, ze které je vyrobena fitinka rozdělovače paliva.

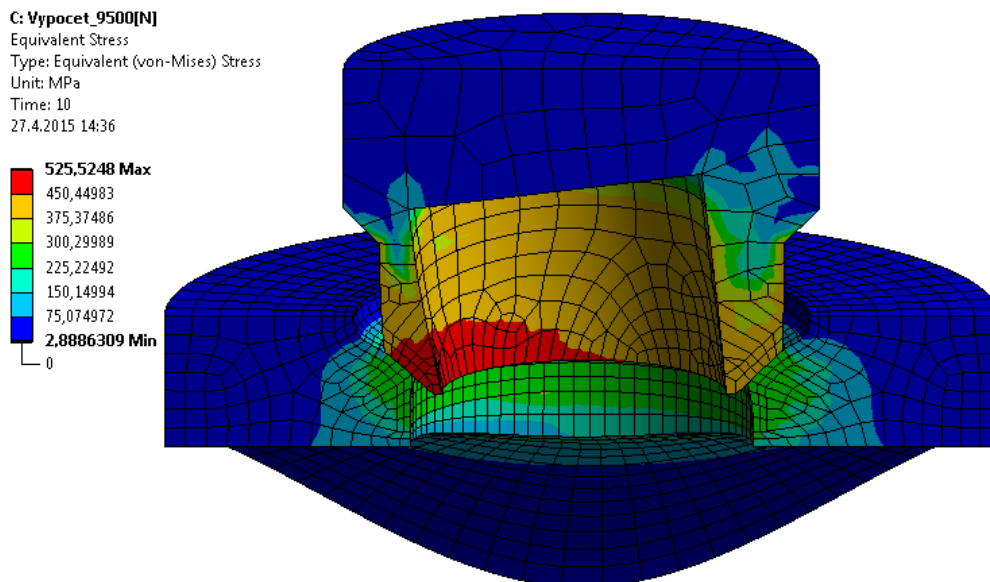
Z výsledků je viditelné, že dochází k nerovnoměrnému rozložení napětí vlivem nesymetrického tvaru senzoru.



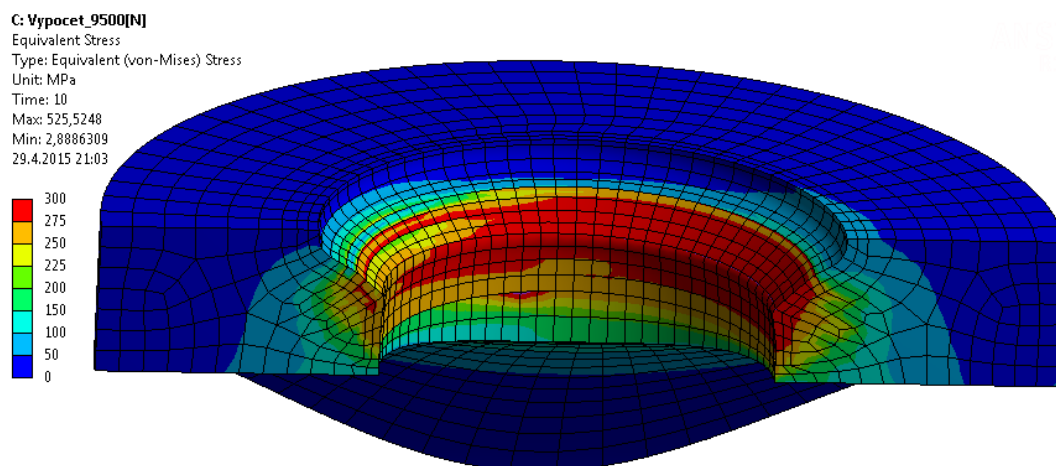
Obr. 45 Celková deformace těsníčního rozhraní



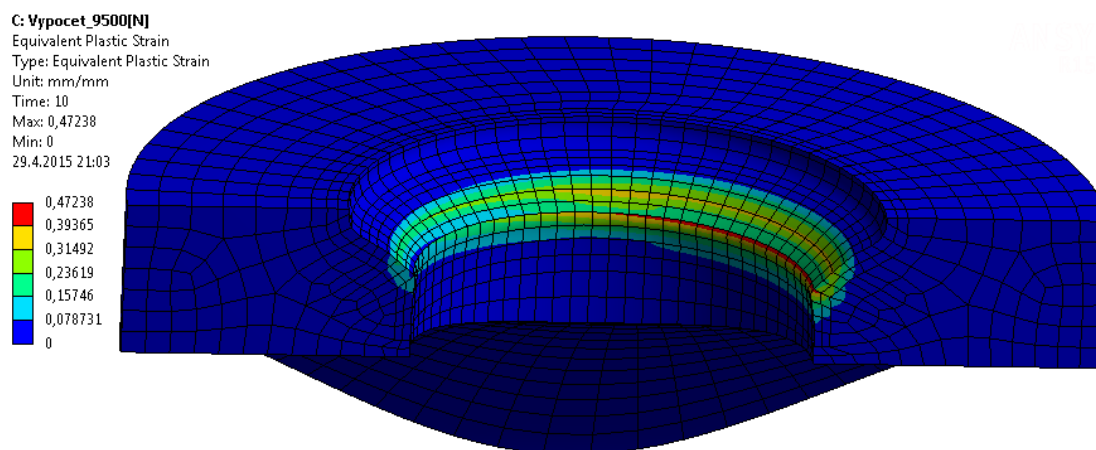
Obr. 46 Počáteční geometrie těsníčního rozhraní



Obr. 47 Celkové napětí dle HMM



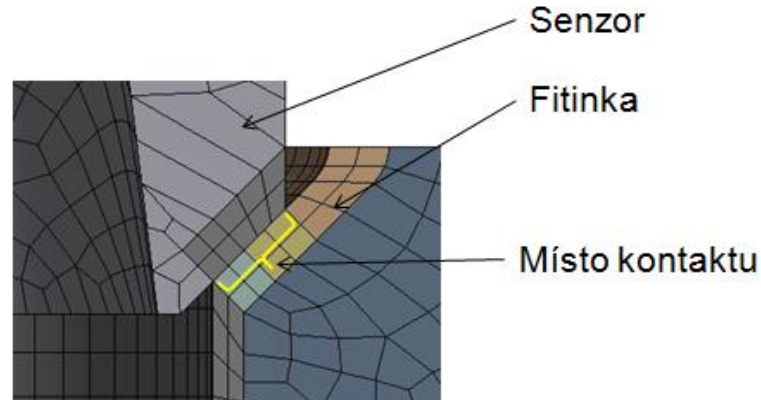
Obr. 48 Celkové napětí dle HMM omezené mezi kluzu oceli 1.4305



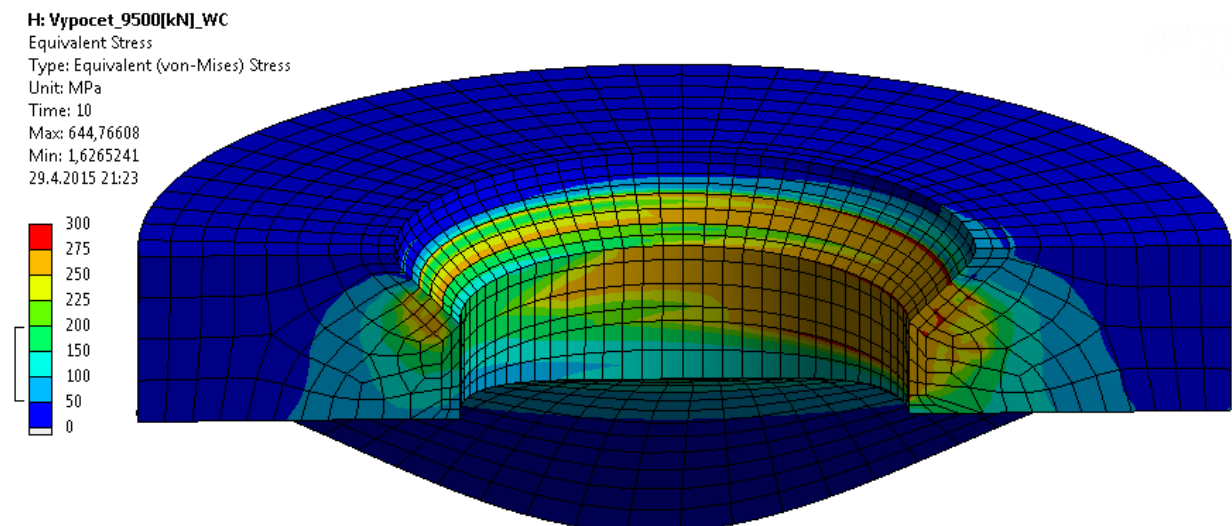
Obr. 49 Ekvivalentní plastická deformace

6.2 FEM analýza opětovné montáže senzoru dle sériové montáže

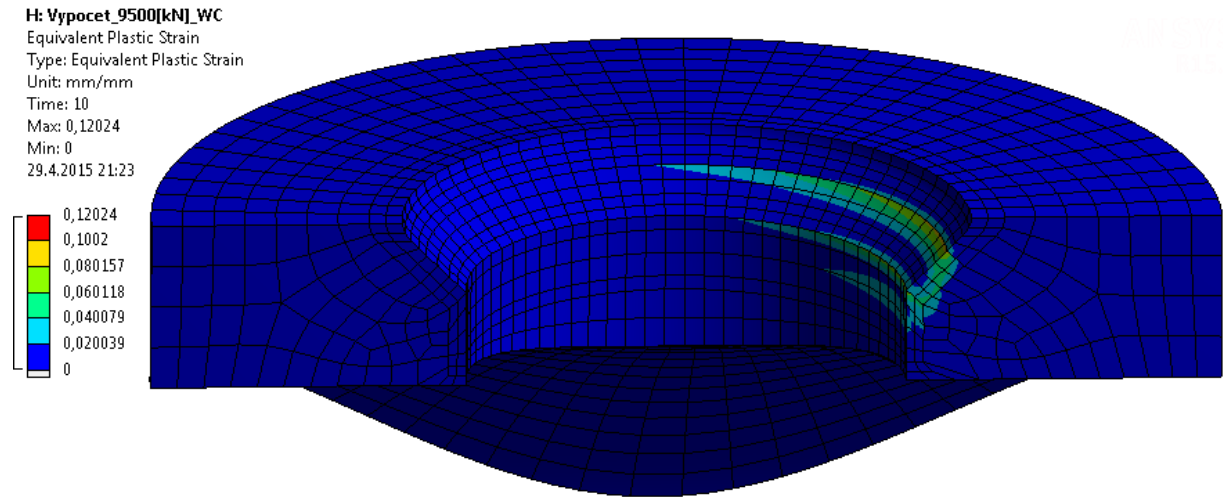
Při analýze opětovné montáže senzoru bylo uvažováno, že těsnící geometrie je zdeformována vlivem první montáže dle kapitoly 6.1.2. Může tedy dojít k maximálnímu dotyku senzoru a fitinky rozdělovače paliva v těsnícím rozhraní, zobrazené na obr. 50.



Obr. 50 Maximální kontakt mezi senzorem a fitinkou vzniklý opětovnou montáží



Obr. 51 Celkové napětí dle HMM omezené mezi kluzu oceli 1.4305



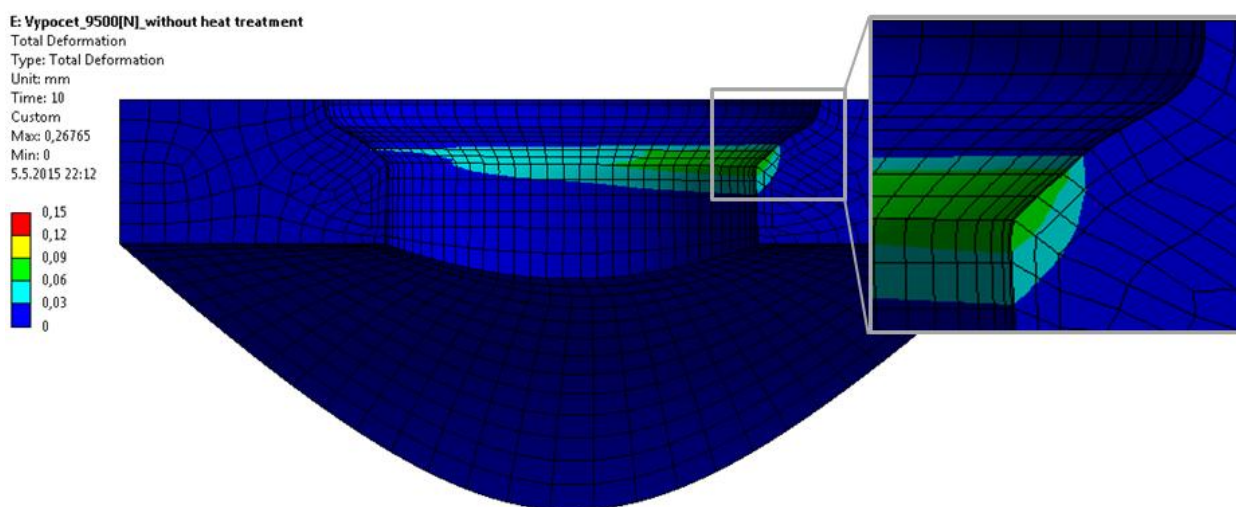
Obr. 52 Ekvivalentní plastická deformace

Ze zobrazených výsledků je zřejmé, že napětí v kuželové ploše nepřekročí mez kluzu materiálu. Plastická deformace v těsnicím rozhraní vznikne pouze částečná. Požadavkem zadavatele byla částečná plastická deformace při montáži, aby těsnící plochy na sebe dokonale dolehly. Tento požadavek by nebyl v tomto případě splněn.

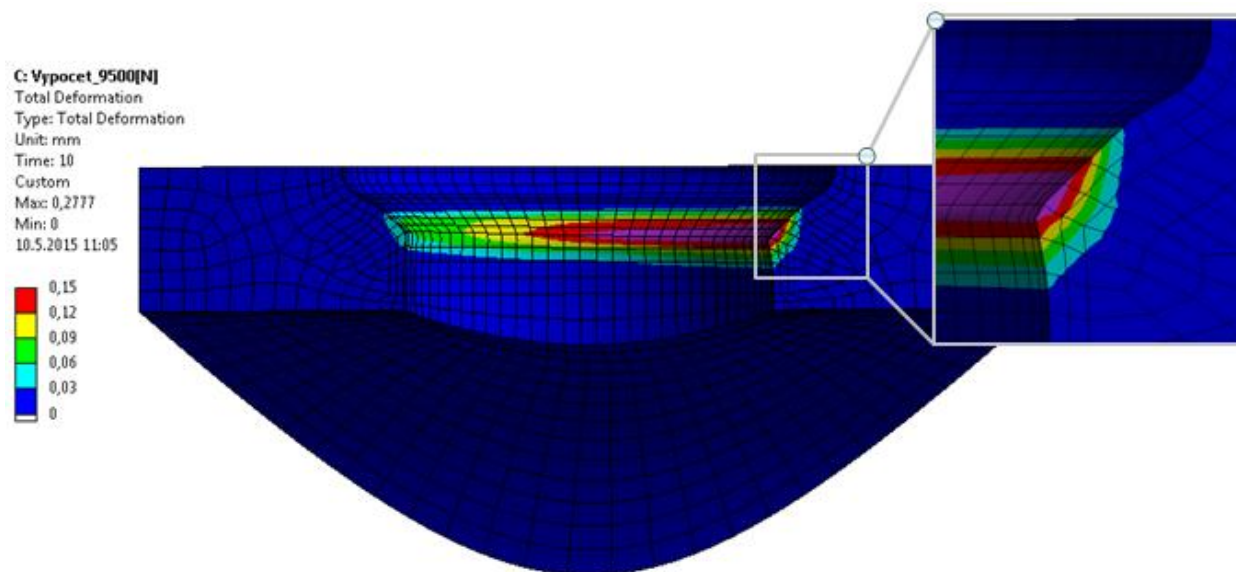
6.3 Porovnání teplotně ovlivněného a teplotně neovlivněného materiálu fitinky

Na základě výsledků z FEM analýzy těsnícího spoje z kapitoly 6.1.2 bylo zjištěno, že při použití montážních parametrů, které jsou používány při sériové montáži senzoru, dochází k velké plastické deformaci v místě těsnící geometrie fitinky rozdělovače paliva. Tato deformace může být zapříčiněna chybnou definicí materiálových parametrů při prvotním návrhu těsnícího spoje, kdy nebylo uvažováno tepelné ovlivnění oceli 1.4305. Na základě tohoto poznatku byl proveden výpočet pro tepelně neovlivněnou ocel 1.4305 a výsledky obou analýz byly porovnány. Celková deformace těsnící geometrie je viditelná na obr. 53 a obr. 54.

Z výsledků je zřejmé, že tepelně neovlivněný materiál vykazuje zřetelně nižší deformaci těsnící geometrie.



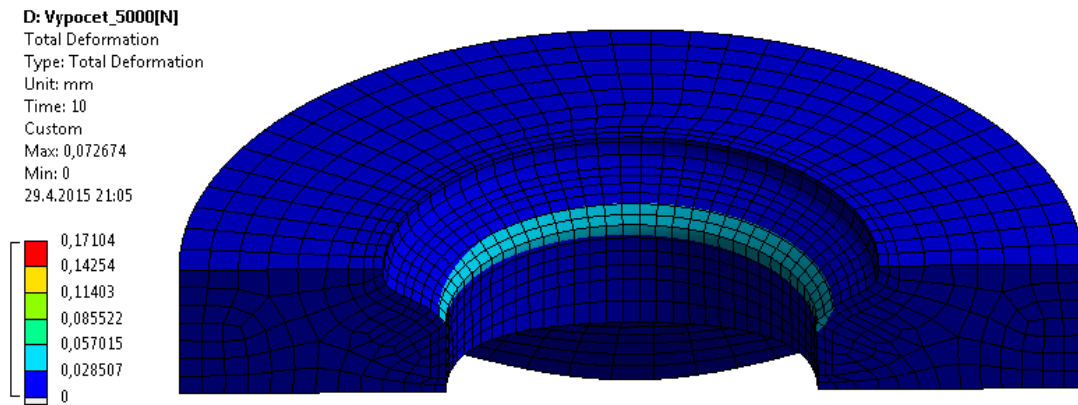
Obr. 53 Celková deformace tepelně neovlivněného materiálu fitinky



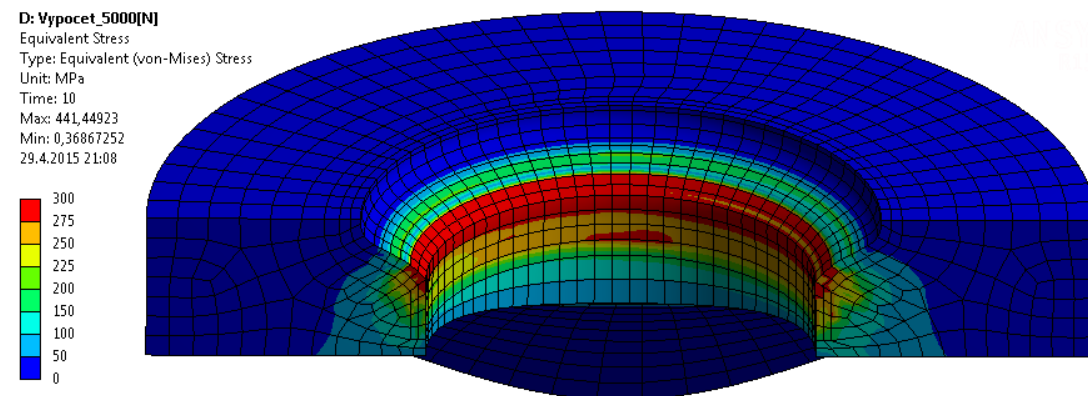
Obr. 54 Celková deformace tepelně ovlivněného materiálu fitinky

6.4 Změna montážních parametrů

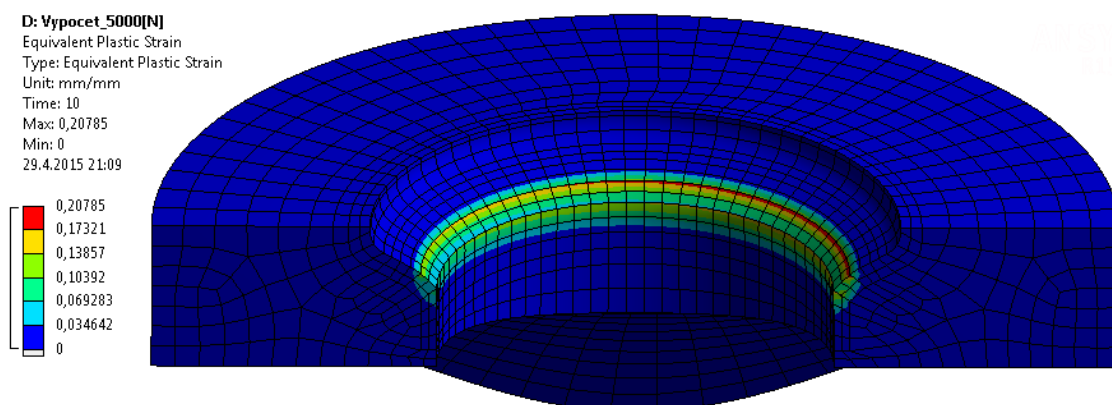
Vzhledem k výsledkům FEM analýzy v předešlých kapitolách byla zvolena úprava montážních parametrů za účelem snížení deformace těsnící geometrie. Osová kontaktní síla byla navržena na základě analytického výpočtu v kapitole 5.7 na 5000 [N]. Výpočtový model byl použit stejný jako v kapitole 6.1.



Obr. 55 Celková deformace těsnícího rozhraní



Obr. 56 Celkové napětí dle HMH



Obr. 57 Ekvivalentní plastická deformace

Vzniklá deformace je viditelná pouze v oblasti dotýkajících se kuželových ploch. Napětí přesahující mez kluzu je také pouze v této kontaktní oblasti.

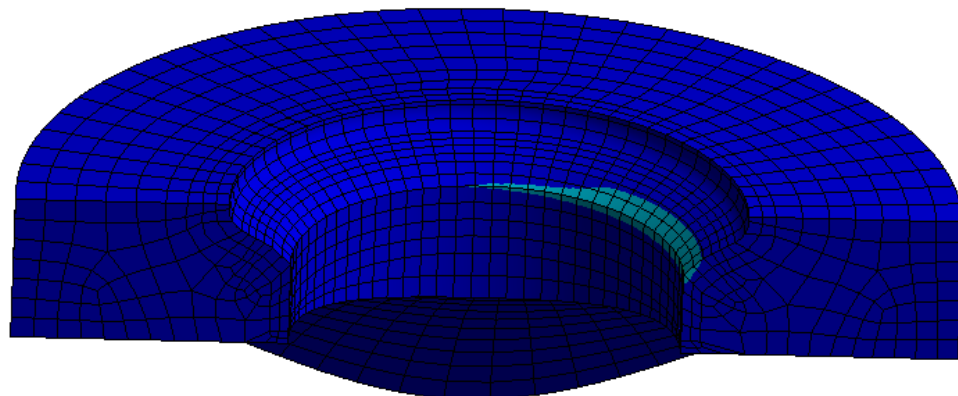
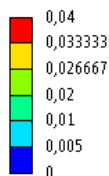
Změna kontaktní síly je přímo závislá na změně parametrů utahovacího momentu. Hodnoty závislosti nárůstu osově síly na postupném dotahování senzoru, zobrazeném v grafu 3, nekoresponduje s velikostí osově síly při použití sériových montážních parametrů. Tento fakt je zřejmě zapříčiněn postupným utahováním s krokem +5 [Nm]. Proto tuto závislost nebylo možno použít pro změnu montážních parametrů.

V době změny montážních parametrů již nebyl k dispozici dříve zapůjčený siloměr, a proto bylo nutné utahovací moment určit v závislosti na zkušenostech z experimentálního měření. Hodnotě osově síly 5000 [N] odpovídalo během měření velikost utahovacího momentu ~25 [Nm].

6.4.1 FEM analýza sestavy se změněnými montážními parametry pro jednotlivé „worst case“

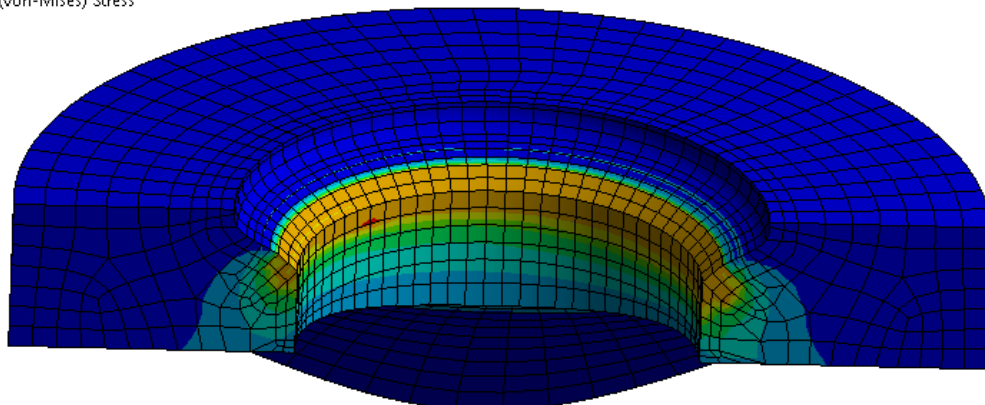
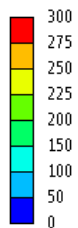
Jako první „worst case“ byla brána největší kontaktní plocha, která je dána na základě tolerancí jejích rozměrů ve výkresové dokumentaci. Při tomto případě by mělo být tedy vyvozeno nejmenší napětí. Výsledky této analýzy jsou zobrazeny na obr. 58 až obr. 60.

E: Vypocet_5000[N]_WC1
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 10
Custom
Max: 0,031017
Min: 0
29.4.2015 21:12

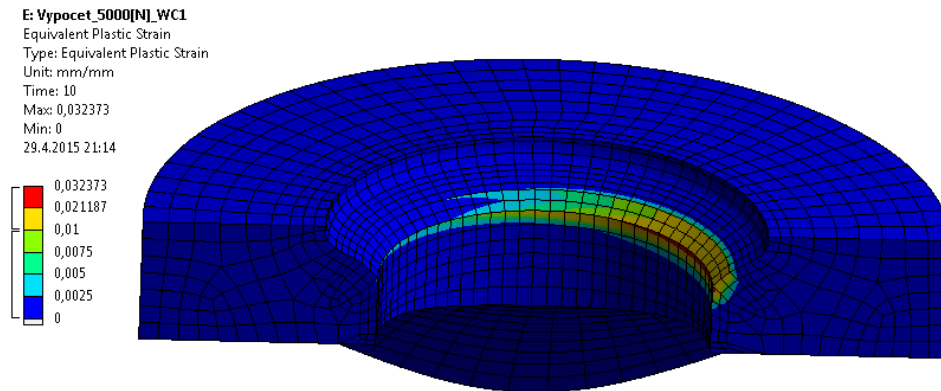


Obr. 58 Celková deformace

E: Vypocet_5000[N]_WC1
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 10
Max: 463,9595
Min: 0,25033601
29.4.2015 21:13



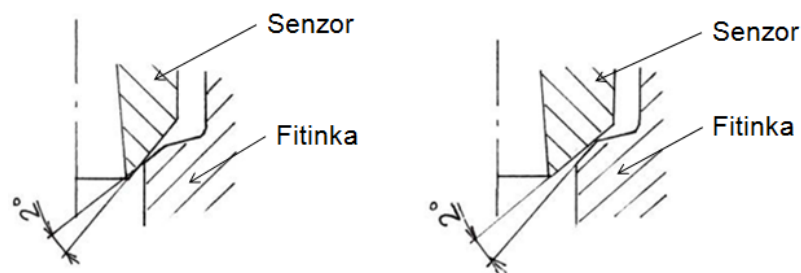
Obr. 59 Celkové napětí dle HMH



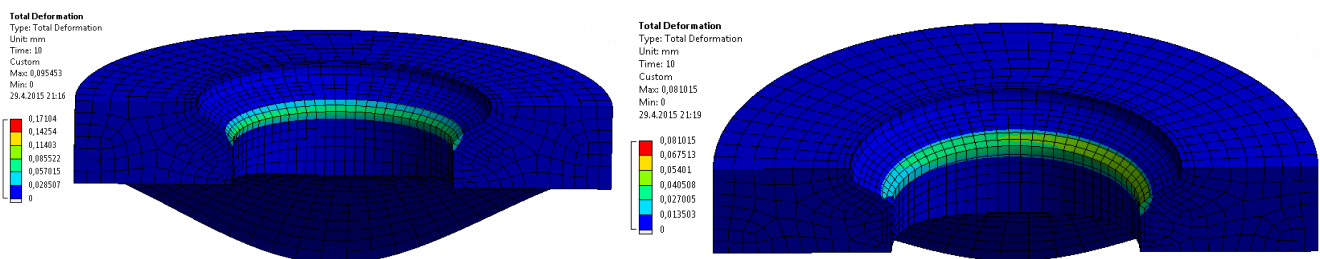
Obr. 60 Ekvivalentní plastická deformace

Z výsledků je patrné, že dojde k plastické deformaci přibližně na polovině těsnící geometrie.

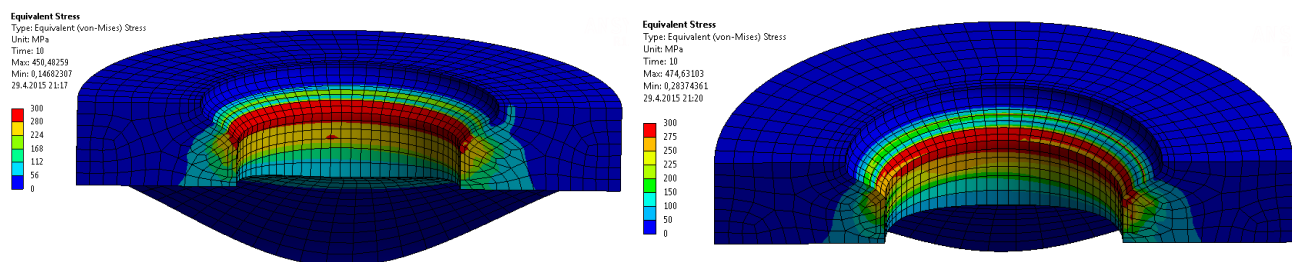
Jako další z možných „worst case“ byla spočtena rozhraní, kdy při počátečním dotyku součástí v těsnící geometrii dochází pouze k čárovému styku, viz obr. 61. Tyto případy mohou nastat v závislosti tolerance sklonu ploch dle výkresové dokumentace těsnícího rozhraní.



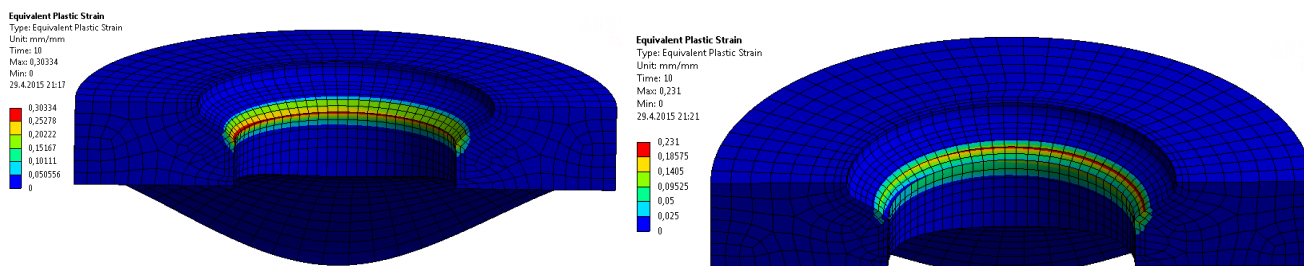
Obr. 61 Geometrie hraničních případů



Obr. 62 Celková deformace



Obr. 63 Celkové napětí dle HMH



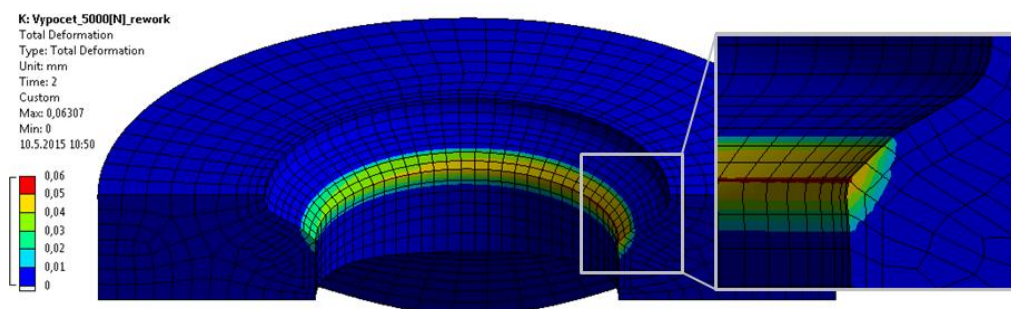
Obr. 64 Ekvivalentní plastická deformace

Z výsledků analýzy jsou patrné výrazné plastické deformace těsnící geometrie fitinky v místě počátečního čárového dotyku.

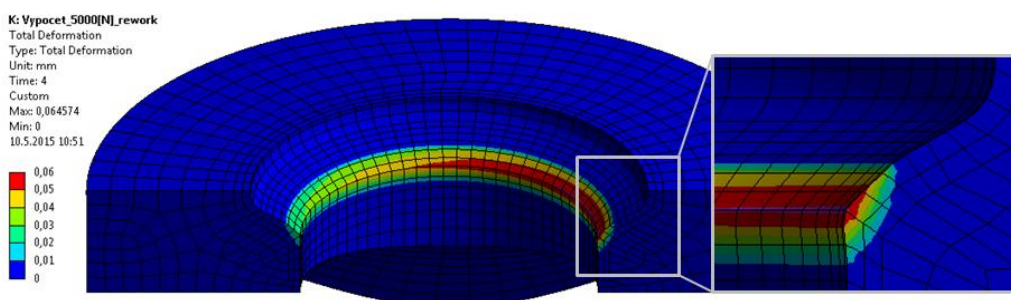
6.4.2 FEM analýza opakované montáže při osovém zatížení senzoru 5000 [N]

Těsnící spoj má dle zadavatele být schopný plnit svou funkci minimálně po 3 demontážích a následných montážích.

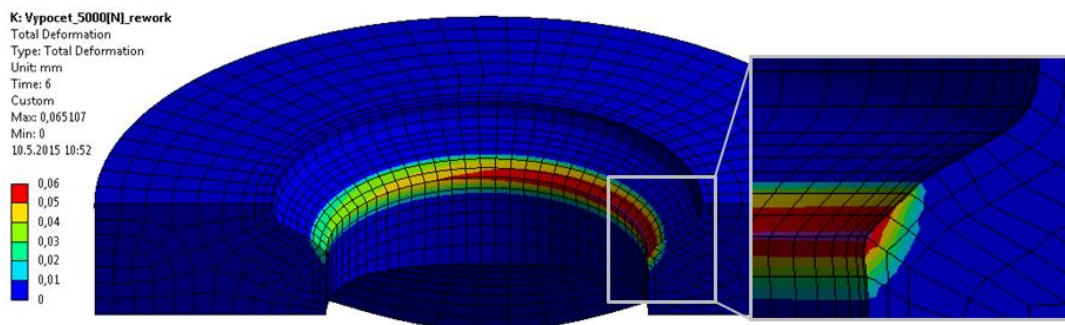
Simulace opakované montáže bylo docíleno řízením posunutí senzoru v jednotlivých krocích tak, aby bylo dosaženo reakční síly v kontaktu 5000 [N]. Simulace byla provedena na 6 kroků, kdy po každém zatěžovacím stavu, který reprezentuje jednu montáž, je sensor posunut do své počáteční polohy. Průběh osově kontaktní síly je zobrazen v tab.13. Dosahování síly jen 2500 [N] je zapříčiněno využitím pouze poloviny modelu.



Obr. 65 Celková deformace 1.zátěžný stav



Obr. 66 Celková deformace 2.zátěžný stav



Obr. 67 Celková deformace 3.zátěžný stav

Z výsledků jednotlivých zatěžovacích kroků je viditelný nárůst celkové deformace při každém zatěžovacím stavu. Tento fakt znamená, že by při jednotlivých montážích mělo vznikat dostatečné napětí v těsnící geometrii.

Time	Reaction force [N]	
0,2	-5,06E-11	
0,4	-4,18E-11	
0,7	-4,50E-11	
1	-4,88E-11	
1,2	-1239,6	
1,4	-2055,1	
1,7	-2315,9	
2	-2497,4	1. zátěžný stav
2,2	-811,05	
2,4	-142,19	
2,7	-1,75E-05	
3	-5,69E-08	
3,2	-1,19E-05	
3,4	-2,37E-05	
3,7	-814,62	
4	-2498,3	2. zátěžný stav
4,2	-762,64	
4,4	-64,686	
4,7	-1,78E-05	
5	-5,91E-08	
5,2	-1,20E-05	
5,4	-2,39E-05	
5,7	-599,63	
6	-2516,7	3. zátěžný stav

Tab. 13 Kontaktní osová síla při opakované montáži

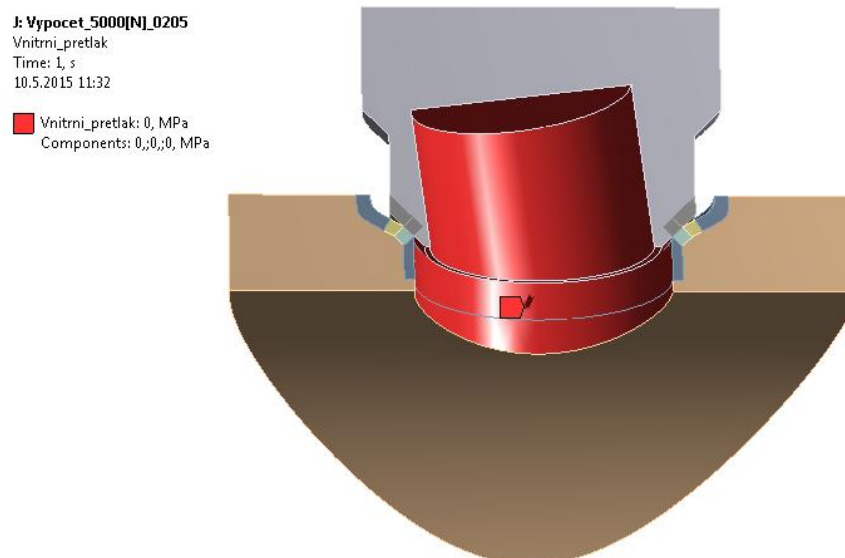
7 Kontrola těsnícího rozhraní se změnou montážních parametrů

Navržené těsnící bylo zkontrolováno při zatížení kontaktní silou, vzniklou během utahování a pracovním přetlakem uvnitř rozdělovače paliva. Teplotní zatížení vypočítané v kapitole 5.4 nebylo uvažováno z důvodu neznalosti materiálových charakteristik při snížených nebo zvýšených teplotách.

Kontrola nově navržených montážních parametrů proběhla jak pomocí FEM analýzy, tak na základě zkoušky těsnosti fyzických vzorků.

7.1 FEM analýza těsnícího spoje s navrženými montážními parametry

Úloha byla definována stejně jako v kapitole 6, pouze s přihlédnutím na vnitřní přetlak paliva, který byl dle zadavatele požadován pro nízkotlaké (0,7 [MPa]) a vysokotlaké benzinové aplikace (20 [MPa]). Daný přetlak paliva byl definován na všechny vnitřní plochy dle obr.68. Kontaktní síla byla zadána dle nově navržených montážních parametrů na 5000 [N].



Obr. 68 Definování vnitřního přetlaku 0,7 (20) [MPa]

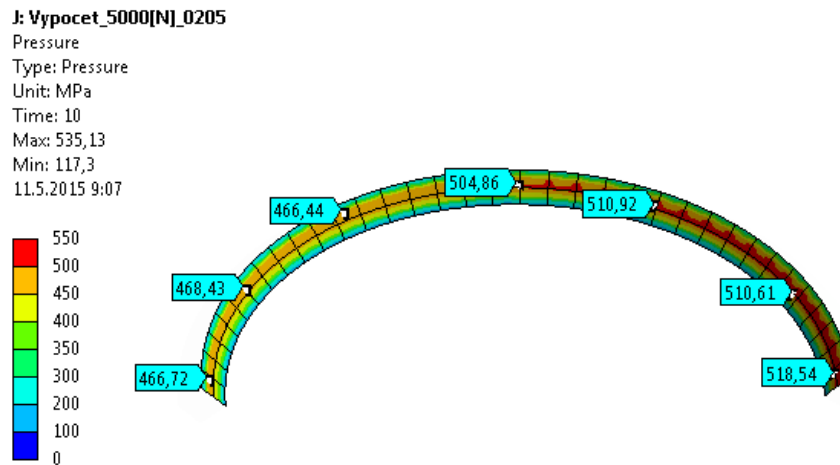
Úloha byla vypočtena na 10 kroků, kdy při prvních 5 krocích byl spoj zatížen osovou silou 5000 [N] a následných 5 kroků byl postupně zatěžován vnitřním přetlakem až na 0,7 [MPa], popřípadě na 20 [MPa]. Jako výsledek analýzy byl brán kontaktní tlak v těsnící geometrii spoje. Výsledky jsou zobrazeny v tab. 13. Jak je patrné z výsledků, tak při zatížení vnitřním přetlakem dojde k poklesu kontaktního tlaku ve spoji. Při zatížení přetlakem 0,7 [MPa] dojde pouze k nepatrnému poklesu ~1 [MPa]. Při zatížení přetlakem 20 [MPa] dojde k poklesu až o 36 [MPa], což je stále v závislosti na vzniklý kontaktní tlak při montáži zanedbatelná hodnota.

Pro provedení ucelených závěrů z FEM analýzy by bylo nutné započítat i vliv změny teploty, kterému by předcházelo provedení tahových zkoušek použitých materiálů při +50 a -50 [°C] v závislosti na kapitole 5.2. Vzhledem k chování materiálů při změnách teploty je však předpoklad, že obě části těsnícího spoje by se měly chovat obdobně, protože se jedná o podobný materiál tj. nerezová ocel.

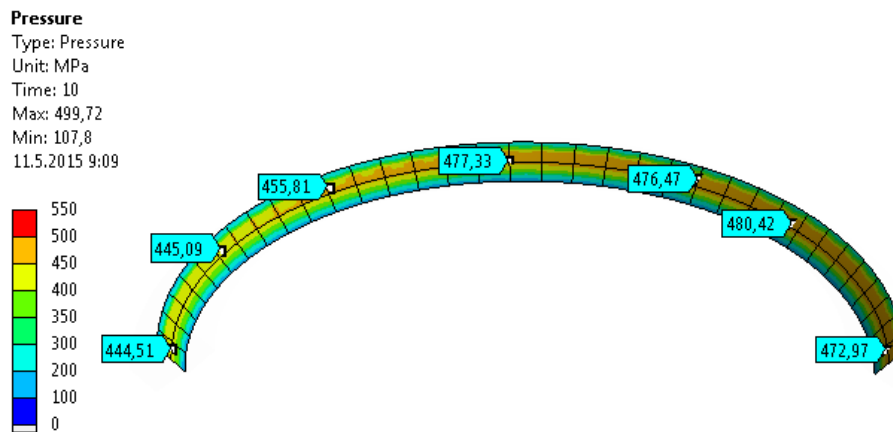
Přetlak paliva: 0,7 [MPa]		
Time	Kontaktní tlak [MPa]	
	min	max
0,2	0	6,87E-11
0,4	0	4,37E-11
0,7	0	1,35E-11
1	0	9,14E-11
1,2	3,0661	24,377
1,4	6,0613	47,079
1,7	10,428	79,375
2	14,779	112,67
2,2	17,666	135,27
2,4	20,581	157,1
2,7	25,12	193,63
3	29,982	234,21
3,2	33,399	263,15
3,4	36,671	295,83
3,7	41,448	351,74
4	46,812	408,79
4,2	52,728	444,84
4,4	62,732	475,39
4,7	103,27	523,12
5	117,81	536,26
5,2	117,66	536,34
5,4	117,56	536,31
5,7	117,51	536,23
6	117,53	536,15
6,2	117,52	536,11
6,4	117,51	536,06
6,7	117,5	535,98
7	117,47	535,9
7,2	117,46	535,85
7,4	117,45	535,8
7,7	117,43	535,72
8	117,42	535,64
8,2	117,4	535,6
8,4	117,39	535,54
8,7	117,37	535,47
9	117,36	535,39
9,2	117,35	535,34
9,4	117,33	535,29
9,7	117,32	535,21
10	117,3	535,13

Přetlak paliva: 20 [MPa]		
Time	Kontaktní tlak [MPa]	
	min	max
0,2	0	6,87E-11
0,4	0	4,37E-11
0,7	0	1,35E-11
1	0	9,14E-11
1,2	3,0661	24,377
1,4	6,0613	47,079
1,7	10,428	79,375
2	14,779	112,67
2,2	17,666	135,27
2,4	20,581	157,1
2,7	25,12	193,63
3	29,982	234,21
3,2	33,399	263,15
3,4	36,671	295,83
3,7	41,448	351,74
4	46,812	408,79
4,2	52,728	444,84
4,4	62,732	475,39
4,7	103,27	523,12
5	117,81	536,26
5,2	117,36	534,91
5,4	117,01	533,44
5,7	116,48	531,25
6	116,02	529,08
6,2	115,68	527,72
6,4	115,35	526,16
6,7	114,85	523,95
7	114,35	521,74
7,2	114	520,38
7,4	113,68	518,81
7,7	113,18	516,58
8	112,58	514,37
8,2	112,13	513,01
8,4	111,62	511,42
8,7	110,9	509,18
9	110,18	506,96
9,2	109,72	505,6
9,4	109,22	504,03
9,7	108,5	501,85
10	107,8	499,72

Tab. 14 Kontaktní tlak v těsnící geometrii v závislosti na vnitřním přetlaku paliva



Obr. 69 Kontaktní tlak v těsnící geometrii fitinky pro přetlak paliva 0,7 [MPa]

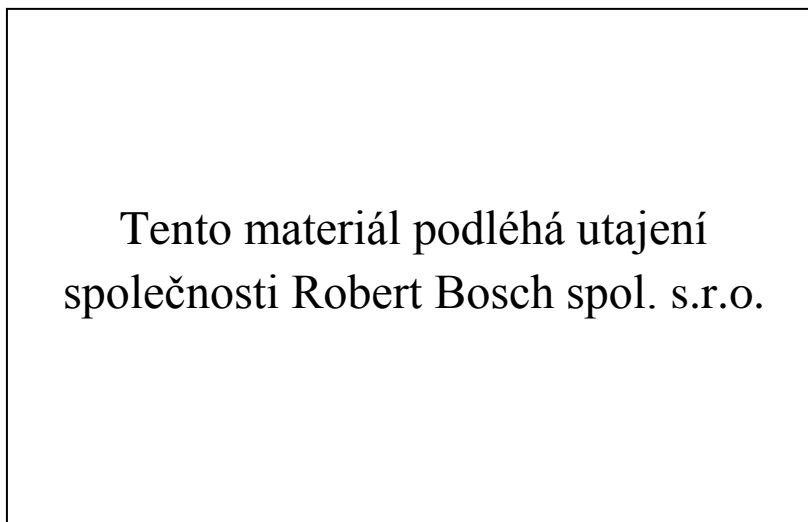


Obr. 70 Kontaktní tlak v těsnící geometrii fitinky pro přetlak paliva 20 [MPa]

7.2 Montáž vzorků

Na základě nově navržených montážních parametrů byla provedena montáž 4 vzorků. Navržený montážní program je uveden v příloze 5. Po provedení montáže byla provedena zkouška těsnosti vzorků pomocí heliové zkoušky, kterou standardně podstupují všechny sestavy rozdělovače paliva v závěrečné fázi montáže.

Na posledním vzorku rozdělovače paliva byla provedena několikanásobná montáž (3x) senzoru, aby byla zjištěna těsnost i po několikanásobné demontáži.



Graf 8 Proces montáže dle nových montážních parametrů

Z výsledků zkoušky těsnosti je patrné, že všechny vzorky jsou dostatečně těsné. Jako hraniční hodnota těsnosti je brána hodnota úniku $1 \cdot 10^{-3}$ [mbar·l·s⁻¹]. Výsledky zkoušky jsou zobrazeny v tab. 15.

Vzorek #	Hodnota úniku [mbar·l·s ⁻¹]
1	4,98E-6
2	5,86E-6
3	6,07E-6
4	6,59E-6
5 – několikanásobná montáž	5,49E-6

Tab. 15 Výsledky heliové zkoušky těsnosti

7.3 Zhodnocení výsledků analýz se změněnými montážními parametry

Na základě kontroly těsnícího spoje pomocí FEM analýzy a zkoušky těsnosti fyzických vzorků byly ověřeny navržené montážní parametry. Pro verifikaci spoje by bylo nutné provést dodatečné hydraulické pulzační zkoušky a zkoušky teplotními šoky. Po úspěšném provedení těchto zkoušek by bylo možno upravit stávající montážní parametry spoje.

Kontrola těsnosti byla provedena i pro případ několikanásobné montáže senzoru, která proběhla také úspěšně.

8 Postup návrhu utěsnění dvou dílů typu kov-kov

Na základě analýz těsnícího spoje požívaného k utěsnění senzoru Bosch DS M1 TF CNG se došlo k několika závěrům, které mohou posloužit při navrhování obdobného těsnícího spoje. Kontaktní tlak je u kontrolovaného těsnícího rozhraní vytvořen pomocí šroubového spoje, kdy je senzor šroubován do závitové díry a následně dosedá na těsnící geometrii svojí kuželovou částí. Těsnící geometrie je vytvořena pomocí kuželového sedla v závitové díře fitinky rozdělovače paliva.

Při návrhu geometrie těsnícího rozhraní by se mělo vycházet z poznatků vzniku optimálního silového přenosu. Funkci těsnícího rozhraní zaručuje kontaktní tlak v těsnících plochách, který je vyvozen kontaktní silou působící na těsnící geometrii. Tato síla je vytvořena utahovacím momentem, kterým je senzor montován. Těsnící geometrii kontrolovaného spoje tvoří kuželové sedlo, které není příliš vhodné ke vzniku maximální kontaktní síly vyvolané daným utahovacím momentem. Vzniklá osová síla od šroubování se musí rozložit na tečnou a normálovou složku, kdy pouze normálová složka vytváří kontaktní tlak. Neoptimálnější by tedy byla varianta s rovným dnem závitové díry, kdy by se celá osová síla podílela na vzniku kontaktního tlaku. Geometrie dílů tvořících těsnící spoj by měla být ideálně symetrická, aby docházelo k rovnoměrnému rozložení kontaktního tlaku. U kontrolovaného těsnícího spoje senzor obsahoval šikmou díru, která měla za následek nerovnoměrnost v rozložení kontaktního tlaku.

Při realizaci těsnícího spoje typu kov-kov by měla vzniknout místní plastická deformace těsnící geometrie, aby se docílilo dokonalého styku obou dílů v celé těsnící ploše. Proto musí být v těsnící geometrii docíleno napětí vyšší než napětí na mezi elasticity daného materiálu. Materiály spojovaných součástí by měly být rozdílné pevnosti, kdy měkčí materiál by měl obsahovat těsnící geometrii. Těsnící geometrie se po montáži upraví dle tvaru protikusů.

Materiály součástí, které tvoří těsnící spoj, by měly být voleny nejen s ohlednutím na jejich pevnost, ale i s ohlednutím na jejich chování při změně teploty. Všeobecně je vhodné volit materiály s podobným chováním, aby nedocházelo ke ztrátě kontaktního tlaku během změny teploty. Materiály s podobným chováním se rozumí materiály typu ocel-ocel, hliníková slitina-hliníková slitina, bronz-bronz atd.

Během návrhu montážních parametrů je důležité navrhnout dostatečný utahovací moment, aby vznikla plastická deformace těsnící geometrie. Tato deformace však musí být navržena citlivě s přihlédnutím na požadavek, že těsnící geometrie musí plnit svou funkci i po několika demontážích a následných montážích protikusů. Vzájemný vztah mezi velikostí utahovacího momentu a jím vyvozenou osovou silou na těsnící geometrii je vhodné měřit experimentálně na jednoduchém přípravku, který je zobrazen na obr. 26. Během montáže by měl být vhodně lubrikován závit a těsnící geometrie za účelem snížení tření a tím i vyvození vyšší kontaktní síly v těsnící geometrii. Další výhodou mazání je zabránění zadírání, na které jsou náchylné některé druhy materiálů.

V požadavcích zadavatele bylo dále požadováno definování drsností a geometrických tolerancí těsnícího rozhraní. Na základě charakteru spoje, kdy v těsnící geometrii vzniká lokální plastická deformace je těsnící plocha obrobena konvenčním soustružením dostatečně kvalitní.

Vliv drsnosti povrchu byl ověřován ve společnosti Robert Bosch, spol. s.r.o. již v minulosti, kdy byly do těsnící geometrie tvořeny definované vrypy, a po následné montáži byla ověřována těsnost. Došlo se k závěru, že drsnost nemá na těsnící funkci přílišný vliv.

U geometrických tolerancí a tolerancí rozměrů funkčních ploch těsnícího spoje platí stejný závěr jako u drsnosti. Na těsnící geometrii viz obr. 23 je předepsána pouze geometrická tolerance obvodového házení vůči ose středního závitu. Tato tolerance je dostačující. Pro použitý těsnící spoj může být problematická kontrola rozměrů a jakosti povrchu těsnící plochy, protože se nachází na dně závitové díry M10x1 a je obtížné do tohoto místa zavést sondu 3D měřícího stroje a tyto rozměry kontrolovat.

Po navržnutí těsnícího rozhraní by měly být zvoleny vhodné zkoušky, které ověří těsnost spoje nejen po montáži, ale i po několikanásobném zatěžování. Zatěžování by mělo být voleno s přihlédnutím k charakteristice provozu zařízení, kde bude těsnící spoj následně realizován. Jedná se především o pulzační zkoušky a zkoušky teplotními šoky.

Závěr

Tato diplomová práce pojednává o problematice těsnění dvou dílů v palivovém systému pomocí těsnícího rozhraní kov-kov. Na základě požadavků zadavatele práce je zpracována daná problematika na těsnícím rozhraní používaném v sériové výrobě pro utěsnění senzoru Bosch DS M1 TF CNG. Daný senzor je montován do rozdělovače paliva, který slouží ke vstřikování stlačeného zemního plynu. Tento těsnící spoj byl analyzován za účelem vytvoření spolehlivého těsnícího spoje.

Pro zjištění kontaktní síly v těsnícím rozhraní, která je vyvozena utahovacím momentem senzoru, byl navržen a vyroben přípravek, který sloužil k měření osové síly v závislosti na vyvozeném utahovacím momentu senzoru. Při konstrukci přípravku bylo zohledněno těsnící rozhraní z hlediska materiálů, výrobních postupů a montážních parametrů tak, aby bylo docíleno autentického osového zatížení. Na základě výsledků experimentálního měření kontaktní síly bylo zjištěno, že není vhodné pro daný spoj použít analytické vztahy pro výpočet předepínací síly šroubu z utahovacího momentu.

Následně bylo nutné zjistit mechanické vlastnosti nerezové oceli 1.4542, ze které je vyroben senzor pomocí práškové metalurgie. Vlivem k výrobním postupům nebylo možné vyrobit zkušební vzorky z daného materiálu pro tahovou zkoušku, a proto byla část senzoru z oceli 1.4542 definovaně zatížena na lisu a poté byl stejný případ nasimulován v softwaru Ansys Workbench R15.0. Změnou materiálových parametrů bylo docíleno shodné závislosti deformace-zatížení. Po dosažení shody byly nalezeny materiálové parametry, které mohou být použity pro další aplikace.

Po kontrole těsnícího spoje pomocí metody konečných prvků byla navržena změna sériových montážních parametrů. V montážním procesu došlo ke snížení utahovacího momentu senzoru o 34%, což by mělo mít za následek sníženou energetickou náročnost při montáži senzoru. V závěrečné fázi byly smontovány vzorky s použitím nových montážních parametrů a na nich byla následně provedena úspěšná zkouška těsnosti. Těsnící geometrie nebyla optimalizována z důvodu uspokojivých výsledků FEM analýzy stávající geometrie a obtížnou tvarovou změnou v již probíhající sériové výrobě.

Dalším postupem k verifikaci spoje by měla být hydraulická pulzační zkouška a následná zkouška teplotními šoky.

V závěru práce byl vytvořen jednoduchý postup při návrhu obdobného těsnícího spoje typu kov-kov, který je vytvořen na základě nabytých poznatků během analýzy těsnícího spoje používaného v sériové výrobě společnosti Robert Bosch, spol. s.r.o.

Přínosem práce je optimalizace montážních parametrů senzoru Bosch DS M1 TF CNG, která má za následek vyšší spolehlivost spoje v závislosti na opakovatelnosti montáže. Dalším přínosem je navržený přípravek, který slouží k měření osové síly v závislosti na utahovacím momentu při vyvozování kontaktního tlaku v těsnícím rozhraní pomocí závitového spoje. Přínosem práce je také výpočet teplotního zatížení těsnícího spoje způsobené škrcením zemního plynu. Dílčími výsledky práce mohou být považovány i materiálové vlastnosti nerezové oceli 1.4542, které byly zjišťovány pro potřeby diplomové práce.

Seznam obrázků

Obr. 1 Přímé vstřikování benzínu (Bosch) [1]	12
Obr. 2 Vícebodové vstřikování paliva [2]	13
Obr. 3 L-Jetronic (Bosch) [1]	14
Obr. 4 Centrální vstřikování paliva do sacího potrubí [2]	14
Obr. 5 Mercedes-Benz 300SL [1]	15
Obr. 6 Přímé vstřikování benzínu (Bosch) [1]	16
Obr. 7 Bifuel palivový systém (Bosch) [1]	16
Obr. 8 Umístění rozdělovače paliva na sacím potrubí [3]	17
Obr. 9 Sestava rozdělovače paliva Bosch CNG [3]	18
Obr. 10 Elektromagnetický vstřikovací ventil Bosch NG12 [1]	18
Obr. 11 Tlakový/teplotní senzor Bosch DS M1 TF CNG [3]	19
Obr. 12 Těsnění spojení vstřikovací ventil – sací potrubí u bifuel palivového systému Bosch [3]	21
Obr. 13 Těsnění pomocí kovových těsnících členů Parker [6]	21
Obr. 14 Těsnění zapalovací svíčky typu kov-kov [7]	22
Obr. 15 Těsnění typu kov-kov senzoru DS M1 TF CNG [3]	24
Obr. 16 Metrický závit [9]	26
Obr. 17 Rozložení sil na závitu [9]	26
Obr. 18 Princip navinutí závitu na válcovou plochu [9]	27
Obr. 19 Rozložení jednotlivých složek utahovacího momentu [10]	29
Obr. 20 Průběh utahovacího momentu v závislosti na úhlu otočení šroubu [10]	29
Obr. 21 Smluvní tahový diagram měkké oceli [12]	31
Obr. 22 Silové rozložení - těsnící geometrie	32
Obr. 23 Rozměry těsnící geometrie	33
Obr. 24 Zjišťování osově síly pomocí tenzometrů [14]	35
Obr. 25 Nahrazení fitinky rozdělovače paliva	36
Obr. 26 Přípravek pro měření kontaktní síly	36
Obr. 27 Krok 1 - umístění pouzdra 1	38
Obr. 28 Krok 2 - umístění pouzdra 2	38
Obr. 29 Krok 3 – zafixování pouzder montážní maticí	38
Obr. 30 Krok 4 - vložení senzoru Bosch DS M1 TF CNG	38
Obr. 31 Krok 5 - proces montáže	38
Obr. 32 Výsledek montáže bez mazání senzoru	40
Obr. 33 Použité materiály sestavy rozdělovače paliva	43
Obr. 34 Zatěžování vzorku senzoru	45
Obr. 35 Počáteční podmínky výpočtu	46
Obr. 36 Definice kontaktu mezi modelem senzoru a přítlačnou deskou	47
Obr. 37 Síť modelu	47
Obr. 38 Celková deformace zatěžovaného modelu senzoru	48
Obr. 39 Geometrie pro FEM analýzu	52
Obr. 40 Počáteční podmínky výpočtu	53
Obr. 41 Síť modelu sestavy	53
Obr. 42 Síť fitinky rozdělovače paliva	54
Obr. 43 Síť kontaktních těles	54
Obr. 44 Definice kontaktů	54
Obr. 45 Celková deformace těsnícího rozhraní	56
Obr. 46 Počáteční geometrie těsnícího rozhraní	56

Obr. 47 Celkové napětí dle HMM	56
Obr. 48 Celkové napětí dle HMM omezené mezí kluzu oceli 1.4305	57
Obr. 49 Ekvivalentní plastická deformace	57
Obr. 50 Maximální kontakt mezi senzorem a fitinkou vzniklý opětovnou montáží	58
Obr. 51 Celkové napětí dle HMM omezené mezí kluzu oceli 1.4305	58
Obr. 52 Ekvivalentní plastická deformace	59
Obr. 53 Celková deformace tepelně neovlivněného materiálu fitinky	60
Obr. 54 Celková deformace tepelně ovlivněného materiálu fitinky	60
Obr. 55 Celková deformace těsnícího rozhraní	61
Obr. 56 Celkové napětí dle HMM	61
Obr. 57 Ekvivalentní plastická deformace	61
Obr. 58 Celková deformace	62
Obr. 59 Celkové napětí dle HMM	62
Obr. 60 Ekvivalentní plastická deformace	63
Obr. 61 Geometrie hraničních případů	63
Obr. 62 Celková deformace	63
Obr. 63 Celkové napětí dle HMM	63
Obr. 64 Ekvivalentní plastická deformace	64
Obr. 65 Celková deformace 1.zátěžný stav	64
Obr. 66 Celková deformace 2.zátěžný stav	64
Obr. 67 Celková deformace 3.zátěžný stav	65
Obr. 68 Definování vnitřního přetlaku 0,7 [MPa]	66
Obr. 69 Kontaktní tlak v těsnící geometrii fitinky pro přetlak paliva 0,7 [MPa]	68
Obr. 70 Kontaktní tlak v těsnící geometrii fitinky pro přetlak paliva 20 [MPa]	68

Seznam tabulek

Tab. 1 Rozhodovací analýza	23
Tab. 2 Vstupní parametry analytického výpočtu	33
Tab. 3 Výpočet maximální osově síly	33
Tab. 4 Výpočet minimální osově síly	34
Tab. 5 Výsledky experimentálního měření kontaktní síly	39
Tab. 6 Teplotní zatížení těsnícího rozhraní	42
Tab. 7 Materiálové vlastnosti oceli 1.4305 [18]	43
Tab. 8 Materiálové vlastnosti oceli 1.4305 (tepelně ovlivněno) [18]	43
Tab. 9 Materiálové data 1.4542 dle FEM analýzy	48
Tab. 10 Rozměry těsnící plochy	50
Tab. 11 Napětí v těsnící ploše	50
Tab. 12 Napětí v dosedací ploše při změně kontaktní síle	51
Tab. 13 Kontaktní osová síla při opakované montáži	65
Tab. 14 Kontaktní tlak v těsnící geometrii v závislosti na vnitřním přetlaku paliva	67
Tab. 15 Výsledky zkoušky těsnosti	69

Seznam grafů

Graf 1 Průběh utahování senzoru	37
Graf 2 Závislost utahovacího momentu na kontaktní síle	40
Graf 3 Joule-Thomsonův součinitel pro CNG [17]	42
Graf 4 Tahová zkouška oceli 1.4305 [18]	44
Graf 5 Experimentální zatížení vzorku senzoru	45
Graf 6 Porovnání křivek získaných z experimentu a FEM analýzy	49
Graf 7 Konvergence síly během výpočtu	55
Graf 8 Proces montáže dle nových montážních parametrů	69

Citovaná literatura

1. **Reif, Konrad (editor)**. *Gasoline Engine Management*. Springer Vieweg, 2014.
2. **Vlk, František**. Přímé vstřikování benzínu. *Soudní inženýrství*. 2004, 15.
3. **Robert Bosch GmbH**. [Online] [Citace: 13. Únor 2015.] <http://www.bosch-mediaspace.com>.
4. *Fuel permeation from automotive systems*. **Harold Haskew & Associates, Inc.** Milford, Michigan, 2004.
5. **DuPont**. Viton fluoroelastomer. [Online] [Citace: 1. Prosinec 2014.] <http://www.dupont.com/products-and-services/plastics-polymers-resins/elastomers/brands/viton-fluoroelastomer.html>.
6. **Parker**. <http://www.parker.com/literature/Seal%20Group/CSS%205129.pdf>. [Online] [Citace: 11. Prosinec 2014.]
7. Způsoby těsnění zapalovacích svíček. [Online] [Citace: 10. Prosinec 2014.] <http://f600.unas.cz/abarth/svicky/montaz.htm>.
8. **Metal Injection Molding Association**. Process overview. [Online] [Citace: 17. Únor 2015.] <http://www.mimaweb.org>.
9. **Hosnedl, Stanislav a kol.** *Obecné strojní části I*. [Dokument] Plzeň : Západočeská univerzita v Plzni, 2013.
10. **Shoberg, Ralph S.** Engineering Fundamentals of Threaded Fastener Design and Analysis. *Web PCB*. [Online] [Citace: 2. Březen 2015.] <http://www.pcbloadtorque.com>.
11. **Benešová, Soňa**. Skripta tvareni. [Online] [Citace: 10. Prosinec 2014.] <http://home.zcu.cz/~sbenesov/>.
12. **Učíme v prostoru**. Zkoušky mechanických vlastností materiálu. [Online] [Citace: 5. Říjen 2014.] http://uvp3d.cz/drtic/?page_id=2076.
13. **Procházka, Jiří, a další**. *Technologie tváření, slévání a svařování*. Praha : ČVUT, Ediční středisko ČVUT, 1982.
14. **Greenslade, Joe**. How To Stop Thread Galling On Stainless Fasteners. [Online] [Citace: 5. Říjen 2014.] <http://greensladeandcompany.com/wp-content/themes/greenslade-theme/pdf/articles/problem-solving/Problem%20Solving-Stainless%20Steel%20Galling%20Solutions.pdf>.
15. **Folta, Zdeněk**. *Příspěvek k navrhování strojních součástí na základě vyhodnocení provozního zatížení*. Ostrava : Vysoká škola báňská-Technická univerzita Ostrava, 2004.
16. **Koza, Václav**. *Zemní plyn*. [Online] [Citace: 20. Únor 2015.] <http://zemniplyn.wz.cz/index.htm>.
17. *A procedure for the calculation of the natural gas molar heat capacity, the isentropic exponent, and the Joule-Thomson coefficient*. **Marić, Ivan**. Zagreb : autor neznámý, 2006.
18. **Swell, spol. s.r.o.; Development testing lab**. SW-13-100330-00-01. *Test report - tensile test of stainless steel at room temperature*. Hořice, 2013.
19. **DuPont**. DuPont Permeation Guide. [Online] [Citace: 19. Květen 2015.] http://www2.dupont.com/Personal_Protection/en_GB/assets/PDF/new_pdf/LIT_EN_Permeation.pdf

Seznam příloh

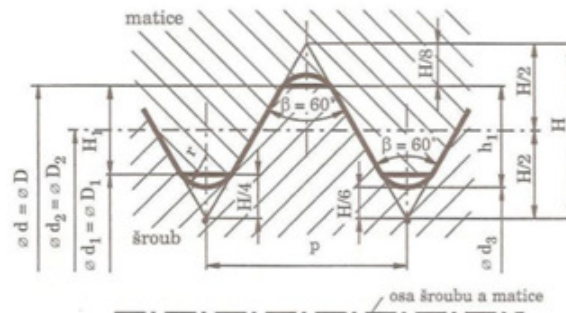
1. Výpočtový skript analytického výpočtu kontaktní síly
2. Materiálové listy použitých materiálů – ocel 1.4305; ocel 1.4542
3. Data z tahové zkoušky oceli 1.4305
4. Navržený montážní program pro senzor Bosch DS M1 TF CNG

PŘÍLOHA č. 1

Výpočtový skript analytického výpočtu kontaktní síly

Typ závitu senzoru: M10x1 - 7g

Velikost utahovacího momentu: $37.5 \pm 2.5 \text{ Nm}$



Obr.1 Geometrie metrického závitu

Velký průměr závitu: $d := 10 \text{ mm}$

Střední průměr závitu: $d_2 := 9.35 \text{ mm}$

$d_{2min} := 9.21 \text{ mm}$

$d_{2max} := 9.32 \text{ mm}$

Malý průměr závitu šroubu: $d_3 := 8.773 \text{ mm}$

Stoupání závitu: $P := 1.25 \text{ mm}$

Vrcholový úhel závitu: $\beta := 60^\circ$

Průměr otvoru v senzoru: $D_o := 5 \text{ mm}$

Úhel sklonu těsnící plochy: $\alpha_{min} := 44^\circ$

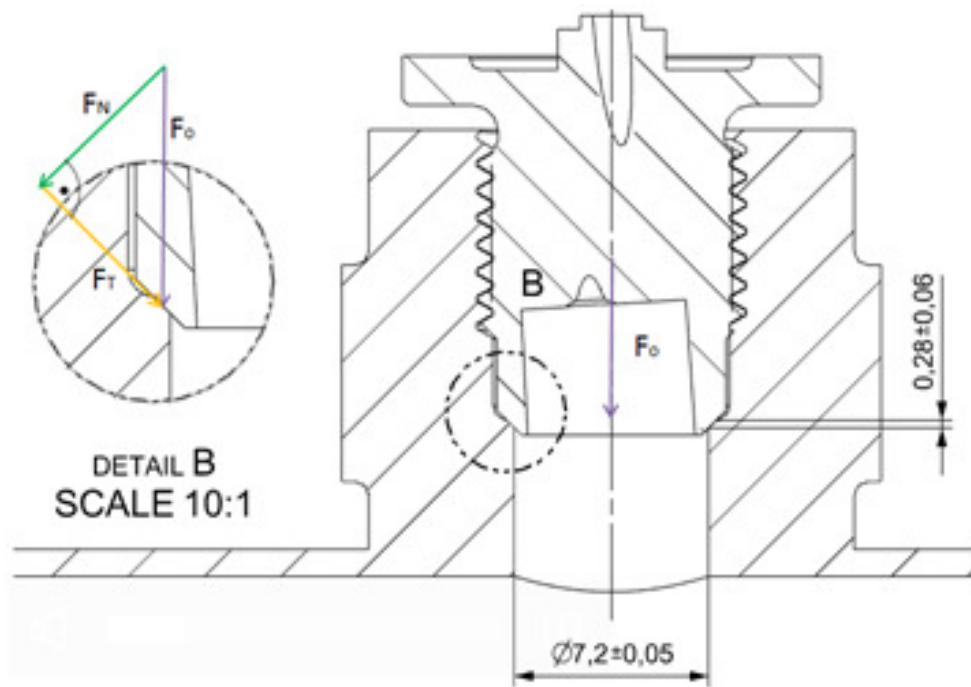
$\alpha_{max} := 46^\circ$

Roztečný průměr třecí plochy matice/šroub: $D_{ef} := 7.85 \text{ mm}$

Utahovací moment: $M_u := 37.5 \text{ N}\cdot\text{m}$

$M_{umin} := 35 \text{ N}\cdot\text{m}$

$M_{umax} := 40 \text{ N}\cdot\text{m}$



Obr.2 Rozložení sil v těsnící geometrii

1. Výpočet předepínací síly šroubu:

Třecí moment mezi kuželovými sedly:

$$M_{M.H} = F_N \cdot f_3 \cdot \frac{D_{ef}}{2} \quad F_N = F_p \cdot \cos\alpha$$

Třecí moment v závitu:

$$M_Z = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot (\tan\gamma + \tan\varphi)$$

Utahovací moment:

$$M_U = M_{M.H} + M_Z$$

Součinitel smykového tření matice - podložka:

$$f_{3min} := 0.09 \quad \text{-mazáno}$$

$$f_{3max} := 0.18 \quad \text{-nemazáno}$$

Součinitel smykového tření v závitu:

$$f_{2min} := 0.14 \quad \text{-mazáno}$$

$$f_{2max} := 0.18 \quad \text{-nemazáno}$$

Efektivní součinitel tření:

$$f'_{min} := \frac{f_{2min}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} = 0.162$$

$$f'_{max} := \frac{f_{2max}}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)} = 0.208$$

Třecí úhel:

$$\varphi_{min} := \text{atan}(f'_{min}) = 9.183^\circ$$

$$\varphi_{max} := \text{atan}(f'_{max}) = 11.742^\circ$$

Úhel stoupání závitu:

$$\gamma_{min} := \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{2max}}\right) = 2.445^\circ$$

$$\gamma_{max} := \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{2min}}\right) = 2.474^\circ$$

Maximální osová síla od předpětí (**mazaný** závit + dosedací plocha):

$$F_{pmax} := \frac{M_{umax}}{\left(f_{3min} \cdot \cos(\alpha_{max}) \cdot \frac{D_{ef}}{2} + \tan(\varphi_{min} + \gamma_{min}) \cdot \frac{d_{2min}}{2} \right)} = 33.53 \text{ kN}$$

Minimální osová síla od předpětí (**mazaný** závit + dosedací plocha):

$$F_{pmin} := \frac{M_{umin}}{\left(f_{3min} \cdot \cos(\alpha_{min}) \cdot \frac{D_{ef}}{2} + \tan(\varphi_{min} + \gamma_{min}) \cdot \frac{d_{2min}}{2} \right)} = 29.126 \text{ kN}$$

Minimální osová síla od předpětí (**nemazaný** závit + dosedací plocha):

$$F_{pminn} := \frac{M_{umin}}{\left(f_{3max} \cdot \cos(\alpha) \cdot \frac{D_{ef}}{2} + \tan(\varphi_{max} + \gamma_{max}) \cdot \frac{d_{2max}}{2} \right)} = 18.548 \text{ kN}$$

2. Výpočet napětí v těsnící ploše:

Síla na těsnící plochu:

$$F_{Nmax} := F_{pmax} \cdot \sin(\alpha_{max}) = 24.12 \text{ kN} \quad \text{-mazáno}$$

$$F_{Nmin} := F_{pmin} \cdot \sin(\alpha_{min}) = 20.233 \text{ kN} \quad \text{-mazáno}$$

$$F_{Nminn} := F_{pminn} \cdot \sin(45^\circ) = 13.116 \text{ kN} \quad \text{-nemazáno}$$

Velikost těsnící plochy:

$$\text{Výška dosedací plochy:} \quad h_{min} := 0.22 \text{ mm} \quad h_{max} := 0.34 \text{ mm}$$

$$\text{Vnitřní průměr těsnící plochy:} \quad d_{2min} := 7.15 \text{ mm} \quad d_{2max} := 7.25 \text{ mm}$$

$$r_{2min} := \frac{d_{2min}}{2} \quad r_{2max} := \frac{d_{2max}}{2}$$

$$\text{Vnější průměr těsnící plochy:} \quad d_{1min} := 2 \cdot (r_{2min} + 0.22 \text{ mm}) \quad d_{1max} := 2 \cdot (r_{2max} + 0.34 \text{ mm})$$

$$r_{1min} := \frac{d_{1min}}{2} \quad r_{1max} := \frac{d_{1max}}{2} = 3.965 \text{ mm}$$

1) min dosedací plocha:

$$S_{min} := \pi \cdot (r_{1min} + r_{2min}) \cdot \left(\sqrt{h_{min}^2 + (r_{1min} - r_{2min})^2} \right) = 7.204 \text{ mm}^2$$

2) max dosedací plocha:

$$S_{max} := \pi \cdot (r_{1max} + r_{2max}) \cdot \sqrt{h_{max}^2 + (r_{1max} - r_{2max})^2} = 11.465 \text{ mm}^2$$

Napětí v dosedacích plochách:

min dosedací plocha a max předepínací síla - **mazáno**:

$$\sigma_{max} := \frac{F_{Nmax}}{S_{min}} = (3.348 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

max dosedací plocha a min předepínací síla - **mazáno**:

$$\sigma_{min} := \frac{F_{Nmin}}{S_{max}} = (1.765 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

max dosedací plocha a min předepínací síla - **nemazáno**:

$$\sigma_{min} := \frac{F_{Nminn}}{S_{max}} = (1.144 \cdot 10^3) \text{ MPa}$$

PŘÍLOHA č. 2

Materiálové listy použitých materiálů – ocel 1.4305, ocel 1.4542

Quality	X8CrNiS18-9	Austenitic
Number	1.4305	Stainless Steel

Chemical composition

C%	Si%	Mn%	P%	S%	Cr%	Ni%	N%	Cu%
max	max	max	max				max	max
0,10	1,00	2,00	0,045	0,15-0,35	17,0-19,0	8,0-10,0	0,11	1,00
± 0.01	+ 0.05	+ 0.04	+ 0.005	+ 0.02	± 0.2	± 0.1	± 0.01	± 0.07

EN 10088-1: 2005

Product deviations are allowed

Temperature °C

Melting range	Hot-forming	Solution annealing (Solubilization) +AT	Stabilizing	MMA welding – AWS electrodes
1420-1400	1200-900	1150-1040 water / air	not necessary	<i>pre-heating</i> not recommended <i>post welding</i> joint with steel
Sensitization	Quenching +Q	Tempering +T	Soft annealing +A	carbon butter E309 - E312, finish with E308
sensitization test at 800-450	not suitable	not suitable	not suitable	CrMo alloyed stainless the same as E308 - E312 carbon steels <i>cosmetic welding</i> E308 – E312

Mechanical properties

Hot-formed EN 10088-3: 2005 in conditions 1C, 1E, 1D, 1X, 1G, 2D

size mm	Testing at room temperature							
from to	R	Rp 0.2	A% (L)	A% (T)	Kv +20 °C (L)	Kv +20 °C (T)	HB ^{a)}	
	N/mm ²	N/mm ² min	min	min	J min	J min	max	
160	500-750	190	35				230	+AT solubilization

^{a)} for information only

(L) = longitudinal (T) = transversal

Cold-processed EN 10088-3: 2005 in conditions 2H, 2B, 2G, 2P

size mm	Testing at room temperature							
from to	R	Rp 0.2	A% (L)	A% (T)	Kv +20 °C (L)	Kv +20 °C (T)		
	N/mm ²	N/mm ² min	min	min	J min	J min		
10 ^{b)}	600-950	400	15					
10	600-950	400	15				+AT solubilization	
16	600-850	190	20		100			
40	500-850	190	20		100			
63	500-750	190	35		100			

^{b)} in the range of 1 mm ≤ d < 5 mm, values are valid only for rounds – the mechanical properties of non round bars of < 5 mm of thickness have to be agreed at the time of request and order

(L) = longitudinal (T) = transversal

Forged (ASTM A 473-99 steel ASTM 303)

size mm	Testing at room temperature							
from to	R	Rp 0.2	A% (L)	C%	Kv +20 °C (L)	Kv +20 °C (T)		
	N/mm ² min	N/mm ² min	min	min	J min	J min		
	515	205	40	50			+AT solubilization	

Work-hardened by cold-drawing EN 10088-3: 2005 in condition 2H (ex. +AT+C)

size mm	Testing at room temperature			
from to	R	Rp 0.2	A%	
	N/mm ²	N/mm ² min	min	
35	700-850	350	20	+AT+C700 cold-drawn material
25	800-1000	500	12	+AT+C800 cold-drawn material

Transition curve determined by Kv impacts. Material solubilized at 1050 °C

Average	J	212	222	230	238	244	250	258
Test at	°C	-160	-120	-80	-40	0	+40	+80

Effect of **cold-working** (hot-rolled +AT+C). Approximate values

R	N/mm ²	610	800	1000	1200	1320	1480	1600	1750
Rp 0.2	N/mm ²	240	550	740	880	1020	1200	1320	1450
A	%	40	20	16	10	8	8	8	6
Permeability	μ _r	1.005	1.06	1.64	3.44				
Reduction %		0	10	20	30	40	50	60	70

X8CrNiS18-9 n° 1.4305 austenitico

Espansione termica	$10^{-6} \cdot K^{-1}$	►	16.0	16.5	17.0	17.5	
Modulo elastico	longitudinale GPa	200	194	186	179	172	127
Numero di Poisson	ν	0.24	0.256				
Resistività elettrica	$\Omega \cdot mm^2/m$	0.73		0.86		0.97	1.15
Conduttività elettrica	Siemens·m/mm ²	1.37					
Calore specifico	J/(Kg·K)	500		510		550	585
Densità	Kg/dm ³	7.84					630
Conducibilità termica	W/(m·K)	15.3	16.3	17.5	19.9	21.5	25.1
Permeabilità magnetica relativa	μ_r	1.021					
°C		20	100	200	300	400	600

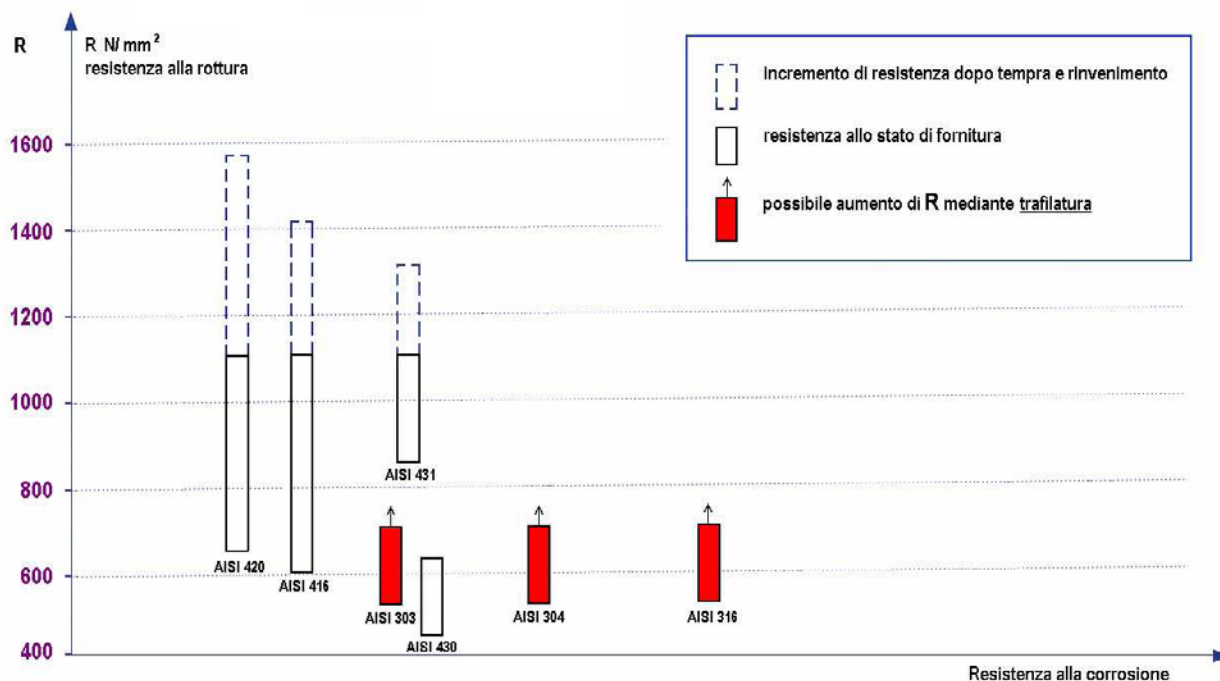
Il simbolo ► indica fra 20 °C e 100 °C, 20 °C e 200 °C

Resistenza alla corrosione	Atmosfera		Azione chimica			x sostanze alimentari e organiche, acido nitrico al 5%
Acqua dolce	<i>industriale</i>	<i>marina</i>	<i>media</i>	<i>ossidante</i>	<i>riducente</i>	
x	x	x	x			

Magnetico	no
Truciolabilità	alta
Indurimento	trafilatura e altre deformazioni plastiche a freddo
Temperatura di servizio in aria	fino a 870 °C in servizio continuo e 760 °C in servizio intermittente

Europa	USA	USA	Cina	Russia	Giappone	India	Corea
EN	UNS	ASTM	GB	GOST	JIS	IS	KS
X8CrNiS18-9	S30300	303	Y1Cr18Ni9	12Ch18N10E	SUS 303		STS 303

Scala indicativa resistenza meccanica/resistenza alla corrosione



Data Sheet

D/CA 014 e
September 2008

Page 1 of 2

Supersedes edition dated March 2008



® = Registered trademark of BASF SE

Catamold® 17-4PH

Product Description

Ready-to-mold granules for the production of sintered components in a **precipitation hardenable stainless steel type 17-4PH** using the BASF system.

Grades

Catamold 17-4PH G, W, F – Standard grades
Catamold 17-4PH A, C, D – Special grade for high surface definition

Standards

DIN 1.4542, X 5 CrNiCuNb 17 4
AISI/UNS S17400; SAE J 467 (17-4PH)

Typical composition after Sintering

C %	Cr %	Ni %	Cu %	Nb %	Mn %	Si %	Fe %
≤0.07	15–17.5	3–5	3–5	0.15–0.45	≤1	≤1	Balance

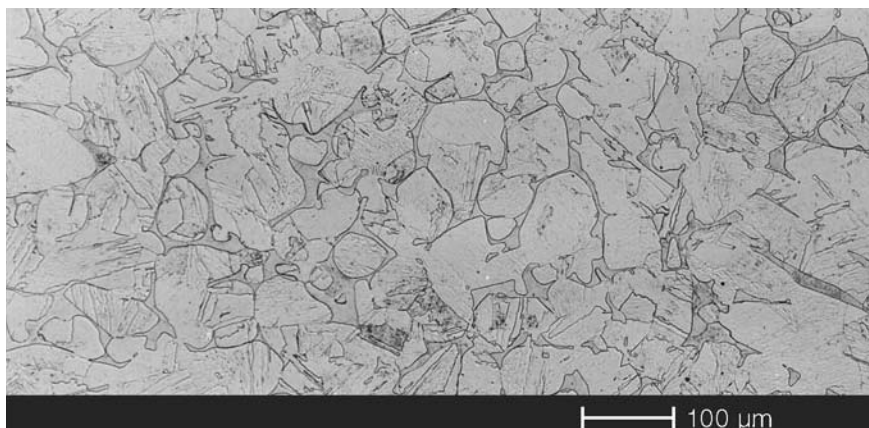
Processing

Processing on standard injection molding machines for thermoplastic polymers. Catalytic debinding according to the BASF system. Sintering in pure hydrogen.

Characteristic Properties

	as sintered	heat-treated
Density	≥ 7.6 g/cm ³	
Yield Strength R _{p0,2}	720 MPa	≥ 950 MPa
Ultimate Tensile Strength R _m	950 MPa	≥ 1100 MPa
Elongation A ₁₀	6 %	≥ 5 %
Hardness	320 HV 10 (32HRC)	370 HV 10 (38HRC)

Typical Microstructure



Catamold 17-4PH G, sintered in H₂ at 1360 °C

Applications

Components with high strength for applications in corrosive environments:
Mechanical engineering, automotive industry, aviation, marine.

Note

The data contained in this publication are based on our current knowledge and experience. In view of the many factors that may affect processing and application of our product, these data do not relieve processors from carrying out their own investigations and tests; neither do these data imply any guarantee of certain properties, nor the suitability of the product for a specific purpose. Any descriptions, drawings, photographs, data, proportions, weights etc. given herein may change without prior information and do not constitute the agreed contractual quality of the product. It is the responsibility of the recipient of our products to ensure that any proprietary rights and existing laws and legislation are observed.

September 2008

PŘÍLOHA č. 3

Data z tahové zkoušky oceli 1.4305

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Tab.1 Data z tahové zkoušky oceli 1.4305 – teplotně ovlivněné [18]

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

Tab.2 Data z tahové zkoušky oceli 1.4305 – teplotně neovlivněné [18]

PŘÍLOHA č. 4

Navržený montážní program senzoru Bosch DS M1 TF CNG

Tento materiál podléhá utajení
společnosti Robert Bosch spol. s.r.o.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

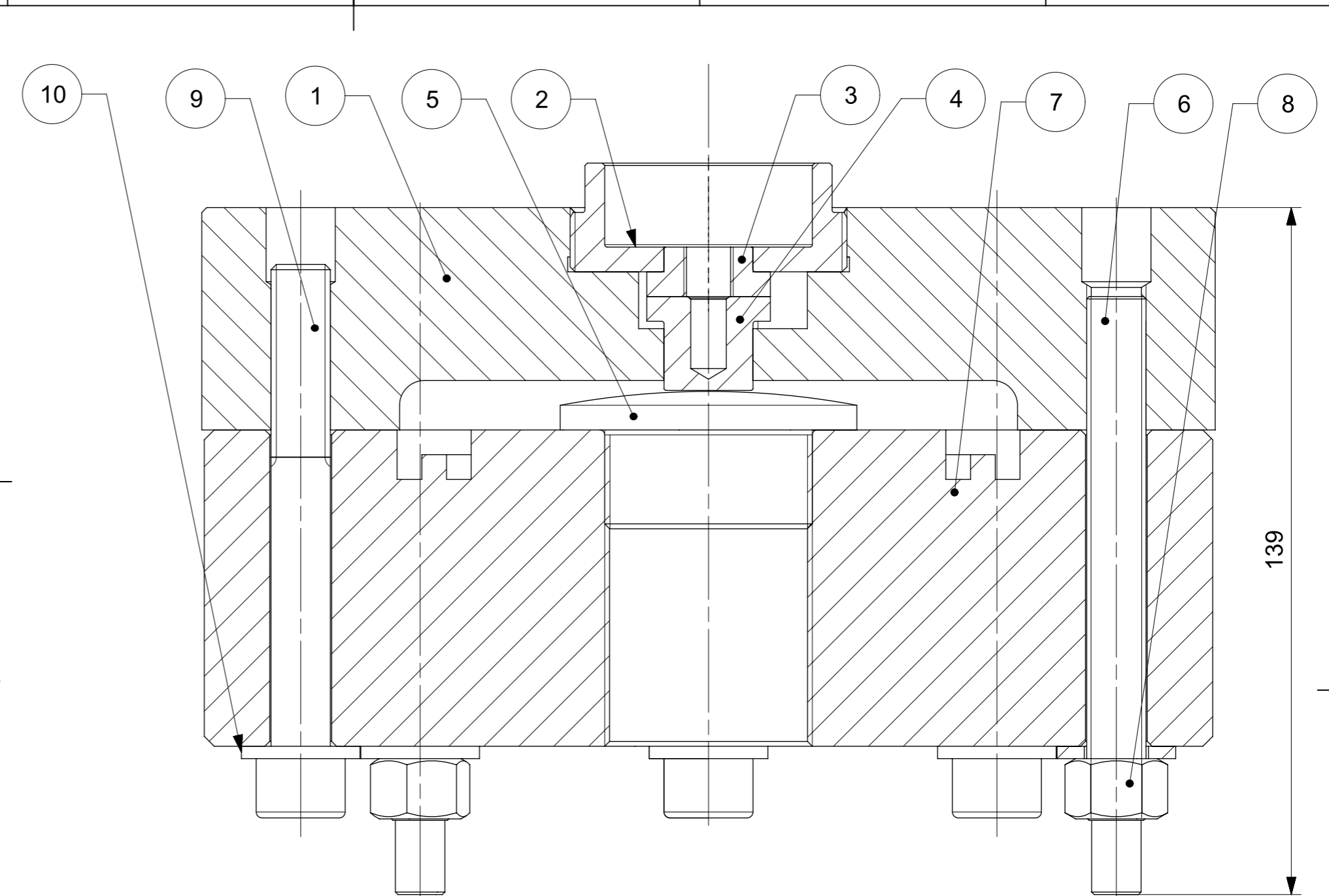
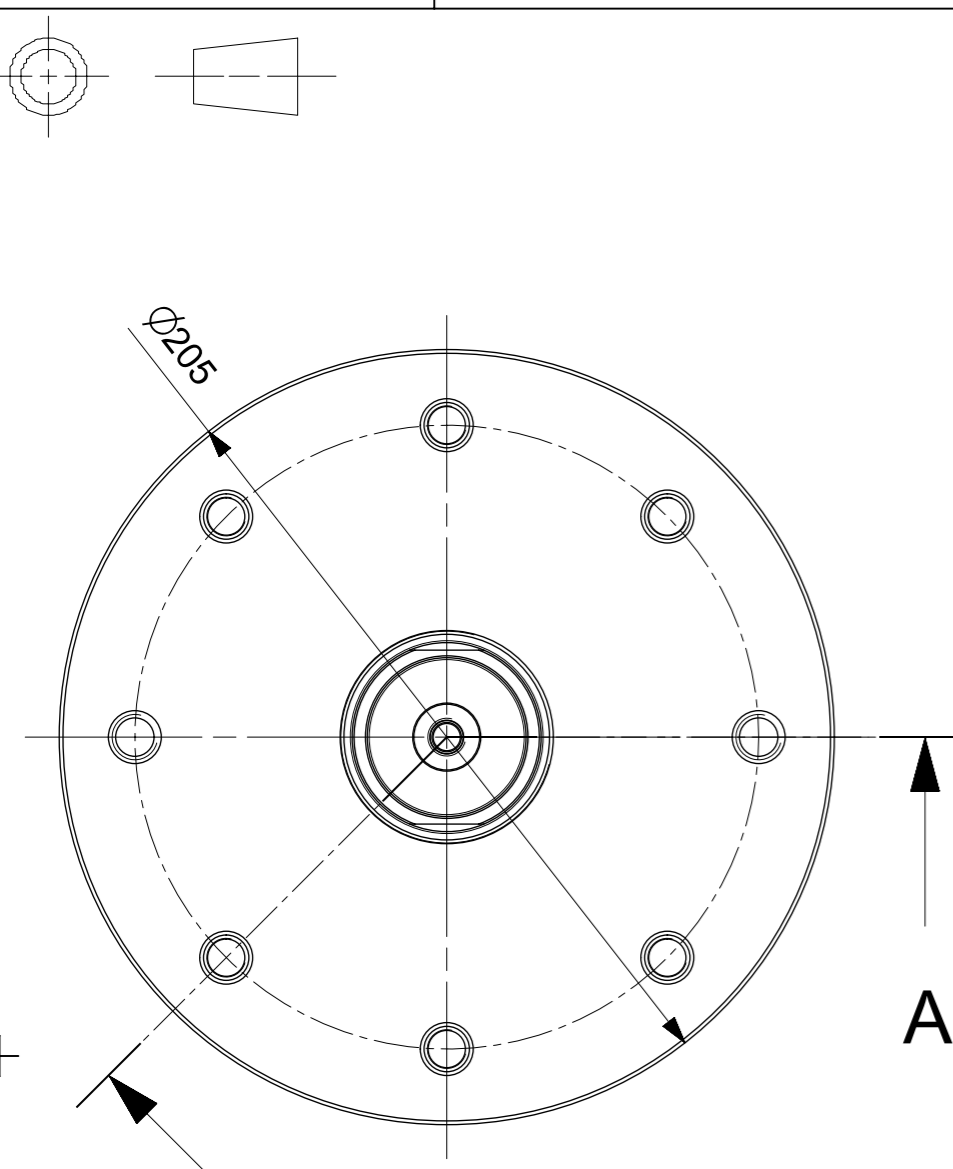
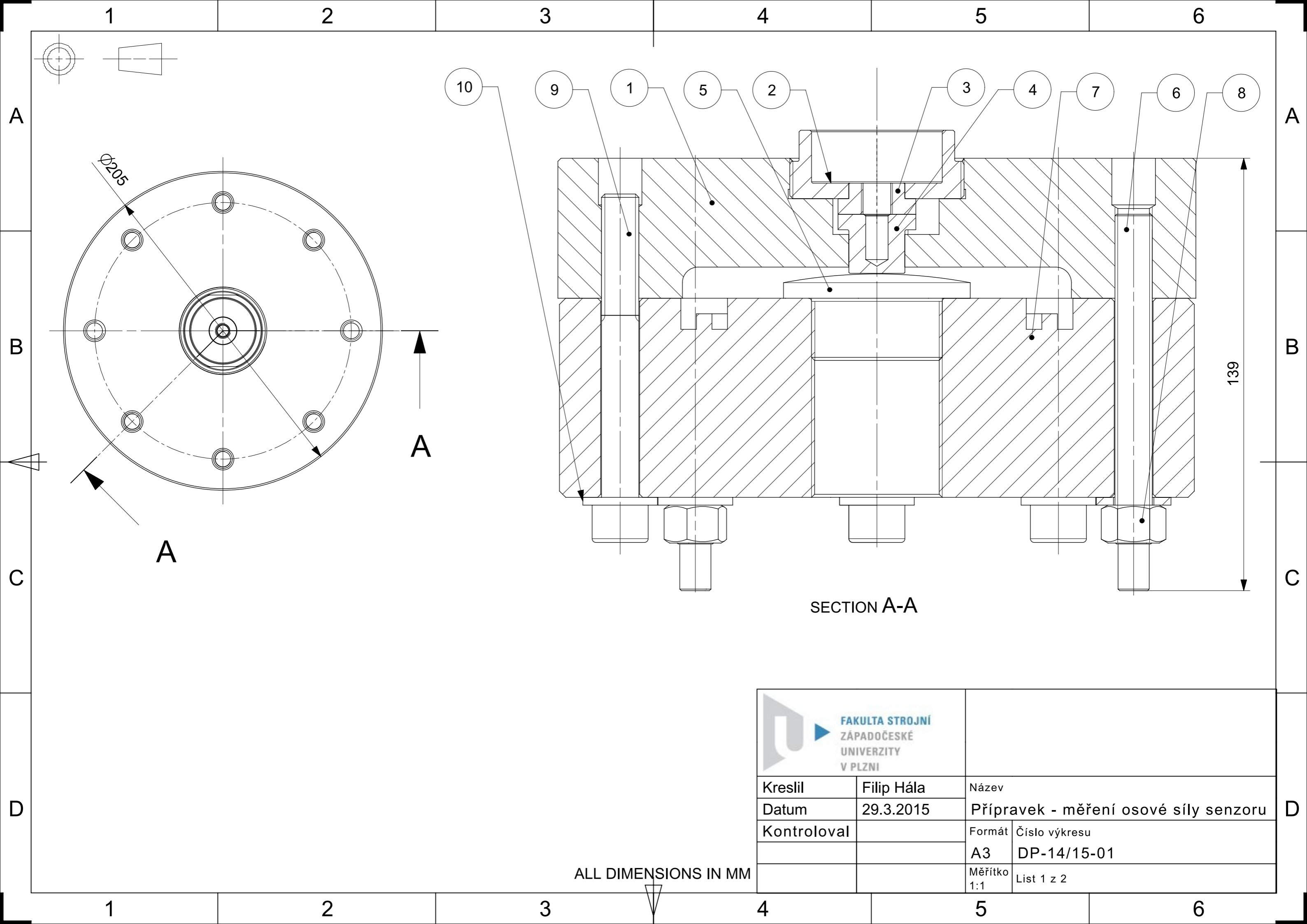
Seznam výkresů:

Výkres sestavy:

Číslo	Název
DP-14/15-01	Přípravek

Výrobní výkresy:

DP-14/15-01/01	Kotouč
DP-14/15-01/02	Montážní matice
DP-14/15-01/03	Pouzdro - závit
DP-14/15-01/04	Pouzdro - geometrie
DP-14/15-01/05	Měřicí čočka
DP-14/15-01/06	Svorník



SECTION A-A

ALL DIMENSIONS IN MM

			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Přípravek - měření osově síly senzoru	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
		A3	DP-14/15-01
		Měřítko 1:1	List 1 z 2

1

2

3

A

A

B

B


10	Podložka 13	ISO 7089	0,0063			8
9	Šroub M12-100	DIN EN ISO 4762	0,1072			6
8	Matice M12	DIN EN ISO 4032	0,0186			2
7	Siloměr Sauter FH 500K	-	14,37			1
6	Svorník M12-130	DIN 975	0,1016	-	DP-14/15-01/06	2
5	Čočka \varnothing 65-30	ČSN EN 10025-2	0,349	1.0036	DP-14/15-01/05	1
4	Pouzdro - geometrie \varnothing 28-22	ČSN EN 10025-2	0,0401	1.4305	DP-14/15-01/04	1
3	Pouzdro - závit \varnothing 28-12	ČSN EN 10025-2	0,022	1.4305	DP-14/15-01/03	1
2	Matice \varnothing 60-25	ČSN EN 10025-2	0,1867	1.0036	DP-14/15-01/02	1
1	Kotouč \varnothing 210-45	ČSN EN 10025-2	10,0906	1.0036	DP-14/15-01/01	1
Poz.	Název - Rozměr	Norma/Polotovar	Hmotn.	Mater.	Číslo výkresu	Ks

C

C

D

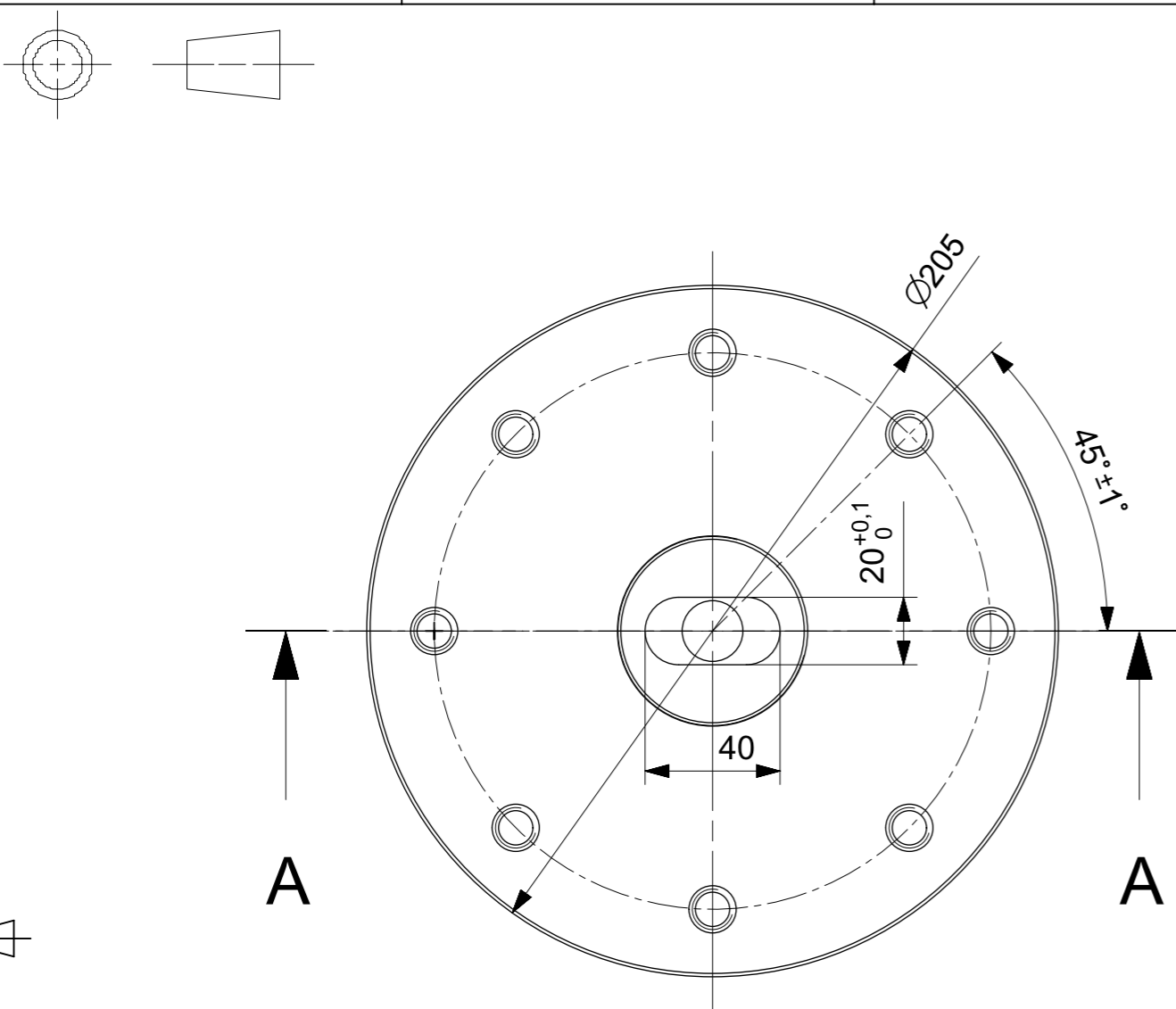
D

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Přípravek - měření osově síly senzoru	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
		A4	DP-14/15-01
		Měřítko 1:1	List 2 z 2

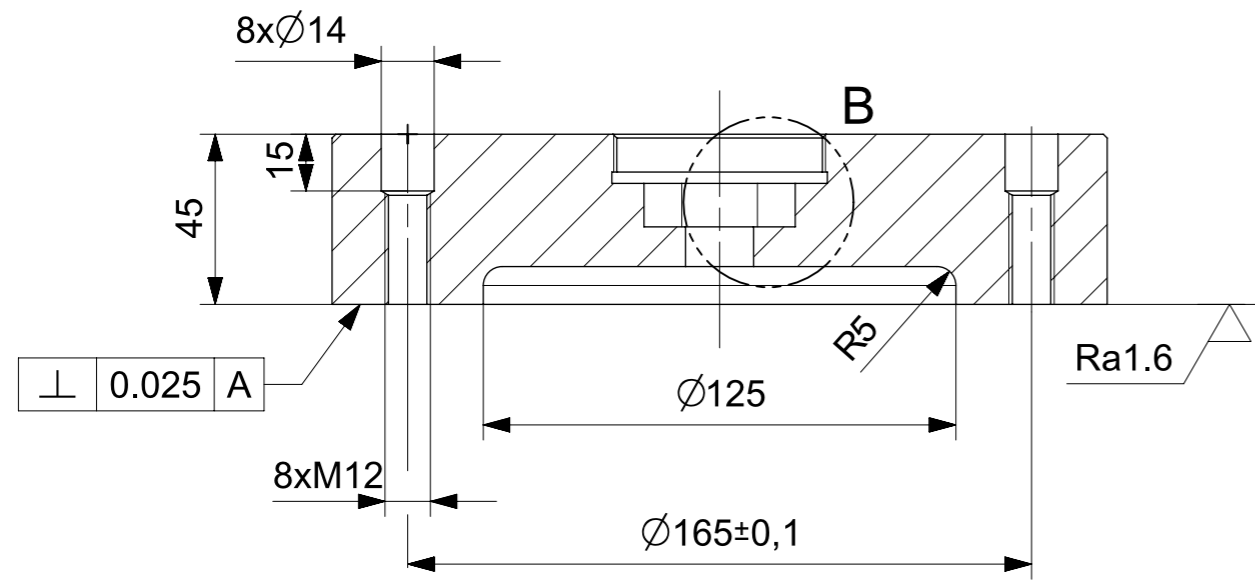
1

2

3



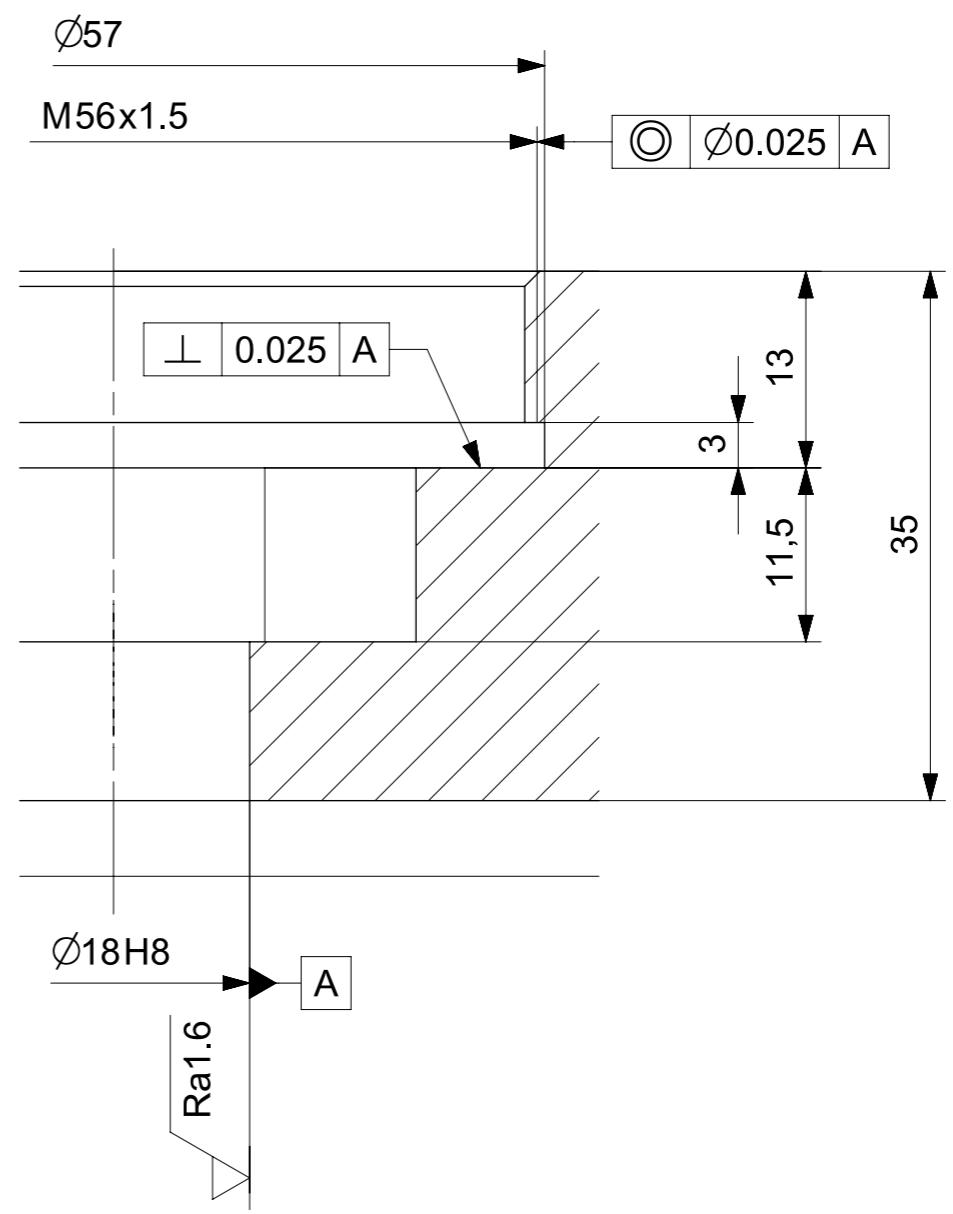
SECTION A-A



ALL DIMENSIONS IN MM

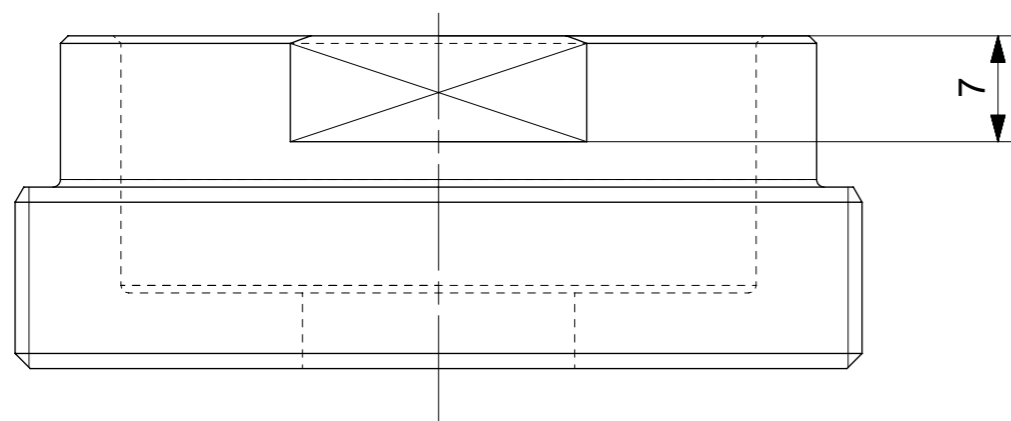
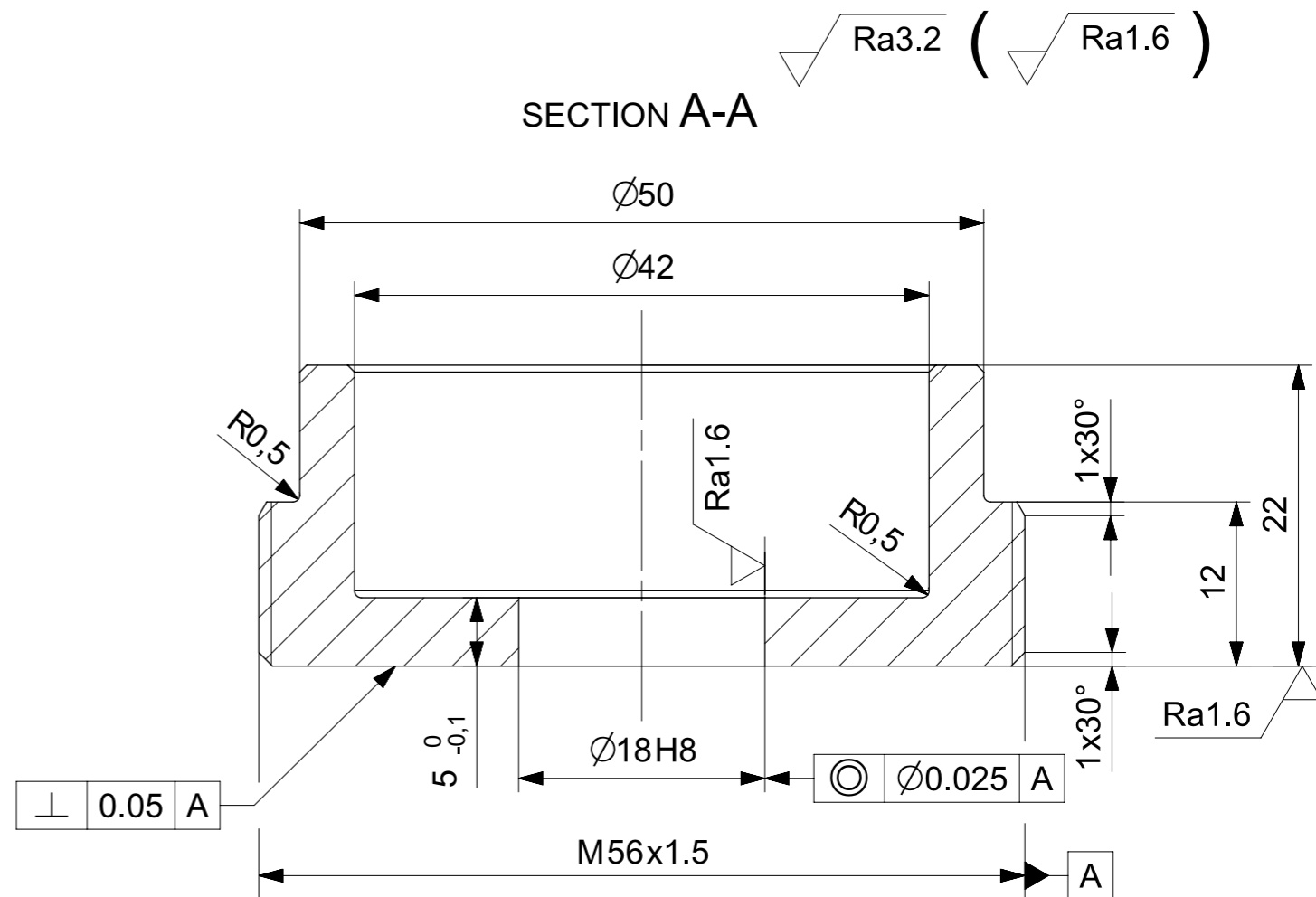
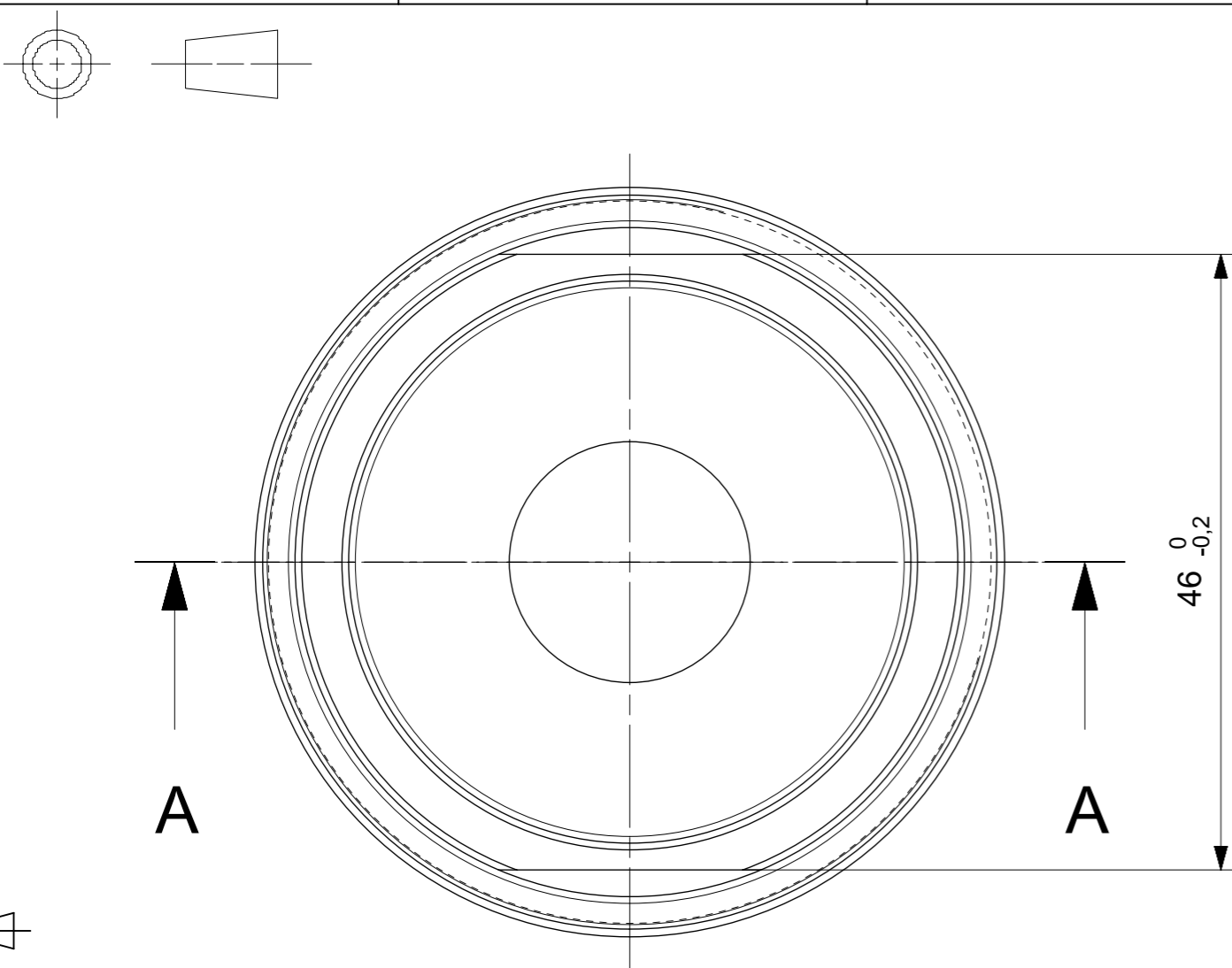
DETAIL B
SCALE 2:1

Ra3.2 (Ra1.6)



Diru $\varnothing 18H8$ svrtat po sestaveni s matici spolecne s dirou $\varnothing 18H8$ v matici
Neoznacene srazeni $1 \times 45^\circ$

			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Kotouč	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
Polotovar	ČSN EN 10025-2	A3	DP-14/15-01/01
Materiál	1.0036	Měřítko 1:2	List 1 z 1



Diru $\varnothing 18H8$ svrtat po sestaveni s kotoucem společne s dirou $\varnothing 18H8$ v kotouci
Neoznacene srazeni $1 \times 45^\circ$

ALL DIMENSIONS IN MM

			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Matice	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
Polotovar	ČSN EN 10025-2	A3	DP-14/15-01/02
Materiál	1.0036	Měřítko 2:1	List 1 z 1

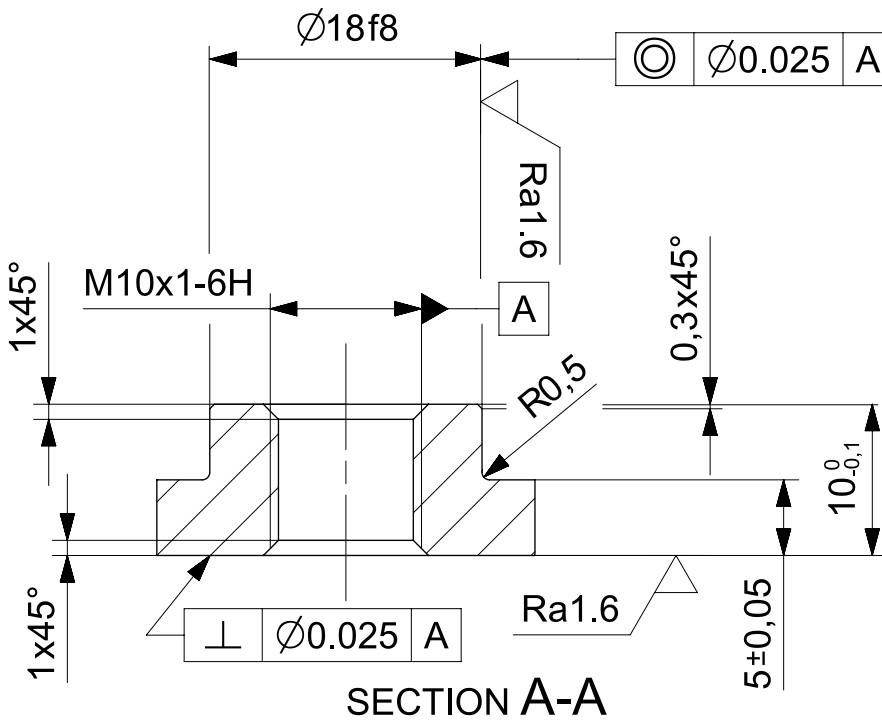
1

2

3

A

A

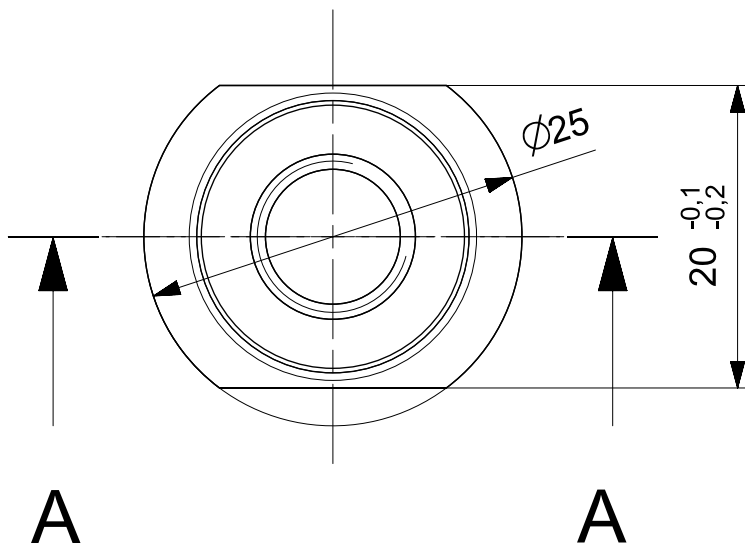


B

B

C

C



FAKULTA STROJNÍ
ZÁPADOČESKÉ
UNIVERZITY
V PLZNI

Kreslil

Filip Hála

Název

Datum

29.3.2015

Pouzdro - závit

Kontroloval

Formát

Číslo výkresu

Polotovar

ČSN EN 10025-2

A4

DP-14/15-01/03

Materiál

1.4305

Měřítko
2:1

List 1 z 1

1

2

3

D

D

1

2

3

A

A

Tento materiál podléhá
utajení společnosti
Robert Bosch spol. s.r.o.

B


B

C

C

D

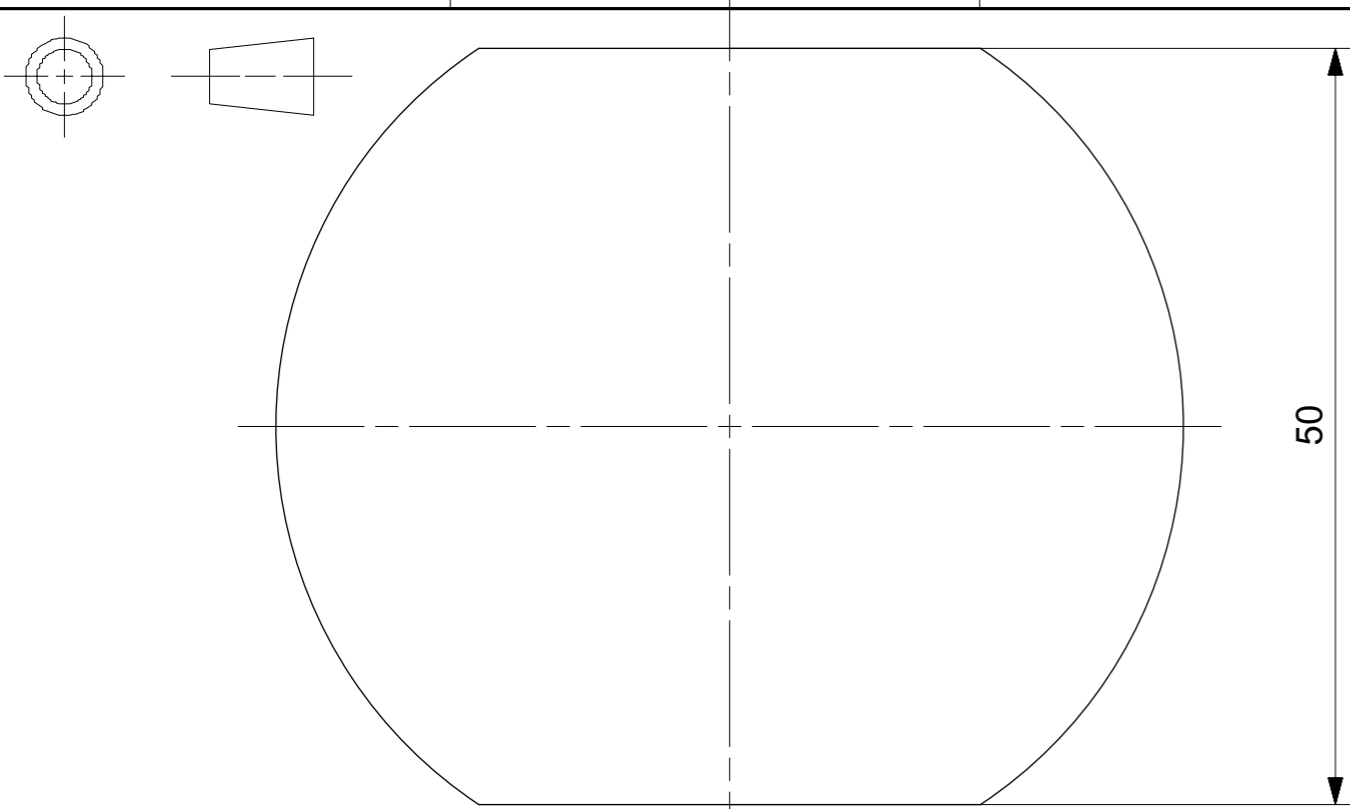
D

 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Pouzdro - geometrie	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
Polotovar	ČSN EN 10025-2	A4	DP-14/15-01/04
Materiál	1.4305	Měřítko 2:1	List 1 z 1

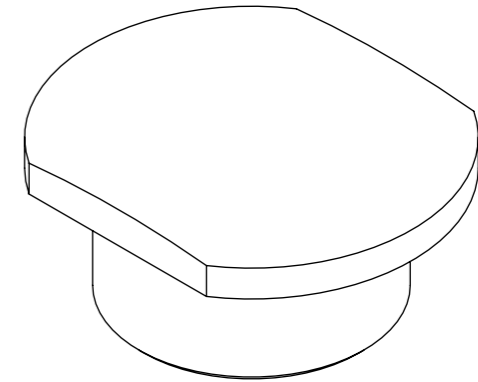
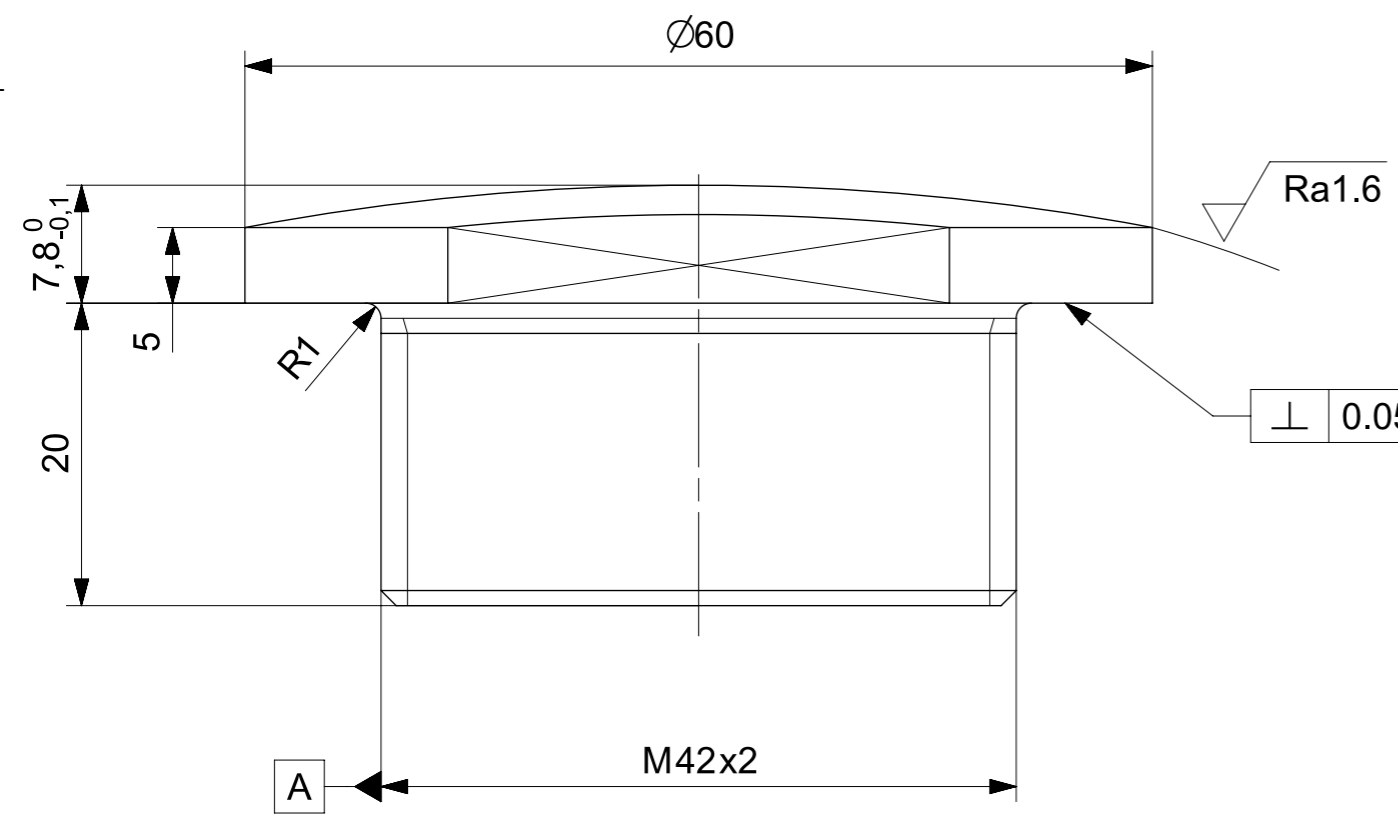
1


2

3



Ra3.2 (Ra1.6)



 FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI			
Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Měřicí čočka	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
Polotovar	ČSN EN 10025-2	A4	DP-14/15-01/05
Materiál	1.0036	Měřítko 1:1	List 1 z 1

ALL DIMENSIONS IN MM

1

2

3


 Ra3.2

A

A

M12

B

B

121

15

C

C

 $\varnothing 10$

D

D



Kreslil	Filip Hála	Název	
Datum	29.3.2015	Svorník	
Kontroloval		Formát	Číslo výkresu
Polotovar	DIN 975	A4	DP-14/15-01/06
Materiál	1.0050	Měřítko 1:1	List 1 z 1

1

2

3