



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

NÁVRH ULOŽENÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ KULOVÝCH KLOUBŮ HYDRAULIC UNIT ASSEMBLY DESIGN AT BALL - JOINT TEST BENCH

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JIŘÍ NOVÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. PAVEL RAMÍK

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/09

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Novák Jiří, Bc.

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh uložení hydraulického válce zkušebního zařízení kulových kloubů

v anglickém jazyce:

Assembly Design of Ball-Joint Test Bench Hydraulic Unit

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh uložení hydraulického válce zařízení pro zkoušení kulových kloubů podvozkových skupin automobilů.

Cíle diplomové práce:

1. Na základě zadaných požadavků a známých konstrukčních provedení vytvořte předběžný návrh začlenění jednotky hydraulického válce do zkušebního zařízení pro zkoušení kulových kloubů.
2. Proveďte rozbor kinematiky a silového zatížení mechanismu a s ohledem na získané výsledky konstrukční návrh upřesněte.
3. Vytvořte 3D model navrhovaného mechanismu v systému CAD.
4. Proveďte výpočtovou kontrolu vybraných částí zařízení a na jejich základě proveďte případné konstrukční úpravy.
5. Vytvořte výkresovou dokumentaci navrhovaného mechanismu.
6. Proveďte celkové zhodnocení navržené konstrukce a jejích vlastností s ohledem na zadané požadavky.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno, 1992.
[2] Pro/Engineer WildFire 3.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2008, poslední revize 12.10.2008. Dostupné z: http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm
[3] Release 11.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA 2008.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 20.11.2008



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ANOTACE

Cílem této diplomové práce je navrhnout uložení hydraulického válce do zkušebního zařízení kulových kloubů firmy TRW-DAS Dačice a.s.. Diplomová práce obsahuje krátkou rešerši zabývající se testováním kulových kloubů výše uvedené firmy a tekutinovými mechanismy. Dále jsou zde rozebrány požadavky na uložení hydraulického válce do zkušebního zařízení. Ve větší části diplomové práce je uveden popis vlastního konstrukčního návrhu s numerickými výpočty v příslušných softwarech. V příloze dodávám veškeré analytické výpočty s výrobními výkresy a výkresem sestavení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Testovací stroj, hydraulický válec, Konstrukční návrh, Kinematika, Dynamika, Pevnostní výpočty, Mathcad, Adams, Pro Engineer, AutoCAD

ANNOTATION

The main object of this thesis is the proposal of fitting (setting) hydraulic cylinder into test equipment of ball-joints of company TRW-DAS Dačice a.s. The thesis includes a short review about testing ball-joint of above company and about liquid mechanisms. Also, there are analyzed demands for fitting (setting) hydraulic cylinder into testing equipment. In the main part of this thesis there is described my own constructive proposal with numeric calculations in proper software. In enclosure there are all analytical calculations with productive drawings and an assembly drawing.

KEYWORDS

Testing machine, hydraulic cylinder, constructive proposal, kinematics, dynamics, strength calculations, Mathcad, Adams, Pro Engineer, AutoCAD

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, J. *Návrh uložení hydraulického válce zkušebního zařízení kulových kloubů*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 66 s., 4 přílohy. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval zcela samostatně. Veškeré literární prameny a informace, které jsem v práci využil, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně 26. května 2009

.....
Jiří Novák

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval všem, kteří mi byli nápomocni při tvorbě této diplomové práce. Zejména pak zaměstnancům firmy TRW – DAS Dačice a.s., Ing. Marianu Járošimu Ph.D, Janu Čermákovi a vedoucímu diplomové práce Ing. Pavlu Ramíkovi za jejich cenné rady a připomínky.

OBSAH

OBSAH	13
ÚVOD	15
1 TESTOVÁNÍ KULOVÝCH KLOUBŮ V TRW-DAS DAČICE a.s.....	16
1.1 Kulové klouby	16
1.1.1 Části kloubu.....	17
1.2 Testy	18
1.2.1 Základní rozdělení testů	18
2 HYDRAULICKÉ VÁLCE.....	20
2.1 Definice a rozdělení tekutinových mechanismů [2].....	20
2.2 Oblasti použití, výhody a nevýhody [2]	20
2.3 Tekutiny [2]	20
2.4 Prvky tekutinových mechanismů [2].....	21
2.5 Hydraulické převodníky	21
2.5.1 Hydrogenerátory.....	22
2.5.2 Hydromotory	25
2.6 Hydraulické řídicí prvky.....	28
2.6.1 Prvky pro řízení směru (hrazení) průtoku	28
2.6.2 Prvky pro řízení velikosti průtoku.....	30
2.6.3 Prvky pro řízení velikosti tlaku	31
2.6.4 Proporcionální hydraulické prvky	32
2.7 Hydraulické pomocné a speciální prvky [1].....	32
2.7.1 Nádrž	32
2.7.2 Hydraulický akumulátor.....	32
2.7.3 Chladiče a ohřívače	34
2.7.4 Filtry	34
3 POŽADAVKY NA UPNUTÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE DO TESTOVACÍHO ZARÍZENÍ	35
3.1 Funkční požadavky.....	37
3.2 Geometrické požadavky	37
3.3 Kinematické požadavky	37
3.4 Hmotnostní požadavky	38
3.5 Pevnostní a životnostní požadavky	38
3.6 Ekonomické požadavky.....	38
4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH A JEHO ZHODNOCENÍ.....	39
5 KINEMATIKA A DYNAMIKA	40
5.1 Teorie.....	40
5.2 Počet stupňů volnosti.....	40
5.3 Model v Adamsu, 3D modely s daty pro určení setrvačných hmot	41
5.3.1 Beran.....	42
5.3.2 Horní část uložení.....	44
5.3.3 Dolní část uložení	46
5.4 Kinematika	48
5.5 Dynamika	49
6 3D MODEL	53
6.1 3D model sestavení (klopný moment 30[°])	53
6.2 3D model sestavení (klopný moment 17[°])	55

6.3 Jednotlivé součásti	57
7 ZÁVĚR	62
8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	63
9 SEZNAM OBRÁZKŮ	64
10 SEZNAM PŘÍLOH	66

ÚVOD

Diplomová práce prezentuje nejen studentovy znalosti a dovednosti získané během studia vysoké školy, ale i samotný zájem o problematiku dané práce.

Nejlepším způsobem, jak zakončit vysokoškolská studia, je dle mého názoru volba diplomové práce u silné nadnárodní společnosti. Neboť je mi zárukou, že práce bude realizována a využita v praxi. Společnost ji i přes současnou všude patrnou celosvětovou hospodářskou krizi uvede do svého výrobního programu za nemalých nákladů. Má práce nebude jenom založena v univerzitní knihovně. To je pro mne dostatečnou motivací, abych této tématice věnoval maximální pozornost. Jsem si vědom, že i nepatrná chyba by mohla mít životu nebezpečné následky. To byl jeden z hlavních důvodů, proč jsem si zvolil téma diplomové práce u firmy TRW – DAS Dačice a.s..

Mnou zvolené téma není tak jednoduché, jak by se mohlo na první pohled zdát. Představuje mnoho teoretických i praktických problémů. Řešitel úkolu musí mít splněno mnoho korekvizit. Zejména z oblasti mechaniky těles, strojních součástí, technického kreslení, profesionálního softwaru.

TRW Automotive je jedním z předních světových dodavatelů autopříslušenství. Představuje špičku mezi dodavateli technologií aktivní a pasivní bezpečnosti pro výrobce vozidel po celém světě. Zaměstnává přes 67.500 lidí ve 190 lokalitách ve 24 zemích světa. Na vývoji výrobků se přímo podílí více než 4.000 inženýrů. Jedna z poboček této společnosti sídlí v Dačicích. Její název je TRW – DAS a.s.. Se svými 870 zaměstnanci a obratem přes 1.500 mil. Kč je jedním z největších a nejvýznamnějších zaměstnavatelů na Jindřichohradecku. Mezi její výrobky patří motorové ventily, díly řízení, podvozkové díly, sloupky volantu. TRW – DAS a.s. se skládá ze dvou závodů. Prvním je závod Řízení, ten je součástí skupiny Braking & Suspension Europe se sídlem v Koblenzi, Německo. Druhým je závod Ventily, ten je součástí skupiny Engine Components Europe se sídlem v Barsinghause, Německo. Obě skupiny podléhají vedení TRW Automotive Operations se sídlem v Livonia, Michigan, USA. Společnost má velkou řadu odběratelů. Mezi nejznámější patří například: Škoda auto, Renault, Ford, Wolsvagen, BMW, Audi, Mercedes, Iveco, Scania, Volvo, ale také i např. Lamborghini, Ferrari, Porsche, atd.. [<http://www.trwauto.cz/>]

1 TESTOVÁNÍ KULOVÝCH KLOUBŮ V TRW-DAS DAČICE a.s.

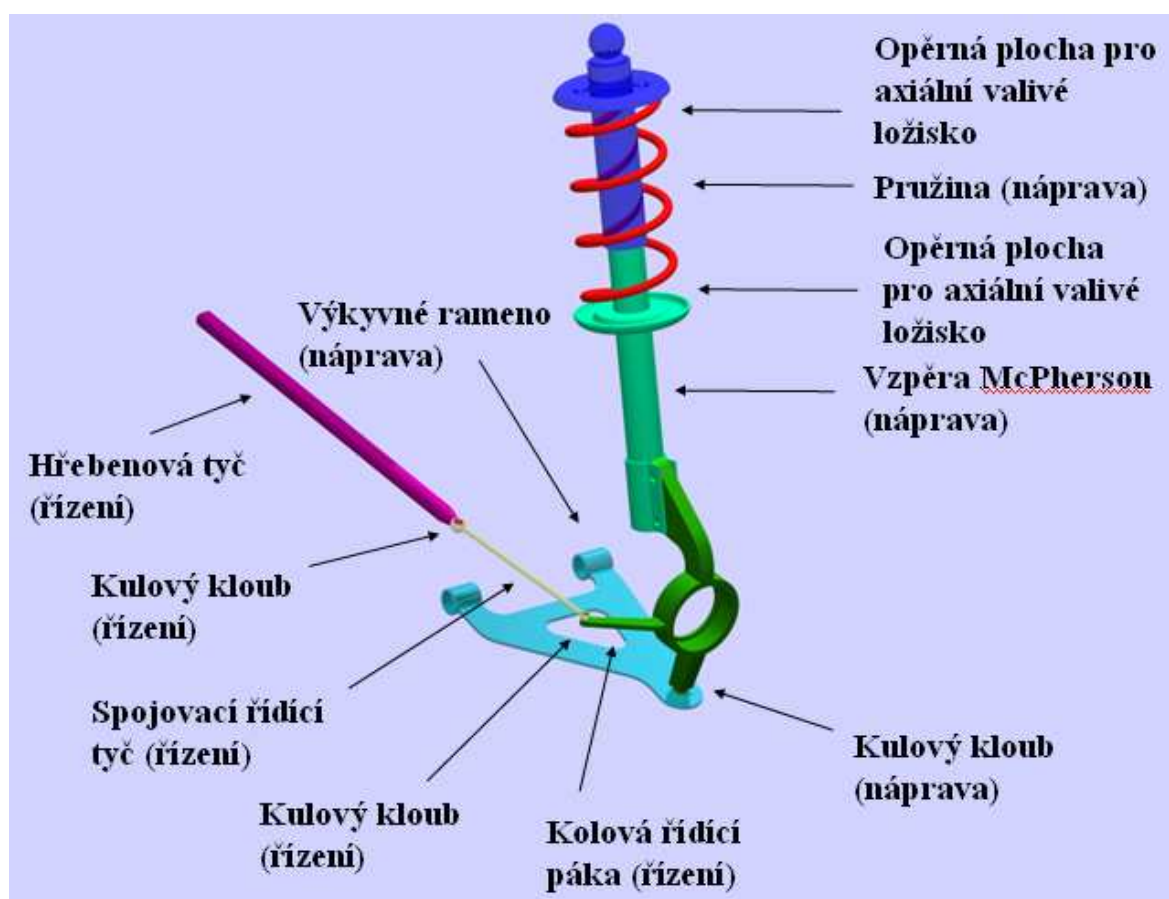
1.1 Kulové klouby

Kulový kloub je realizace sférické kinematické vazby. Je to subsoučást řízení automobilu a nápravy.

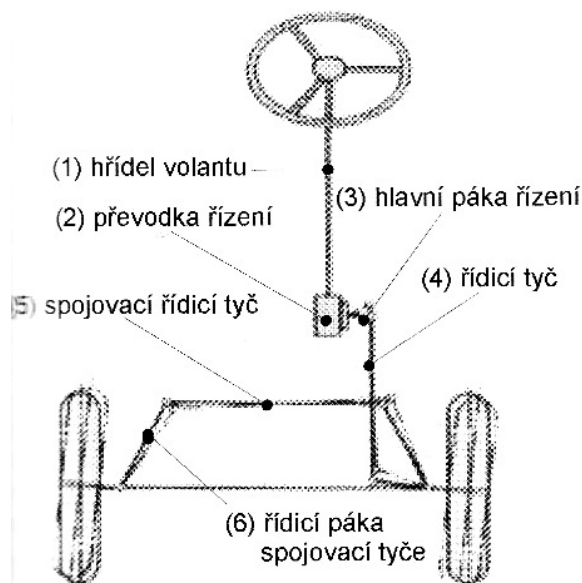
Kulový kloub řízení společně se spojovací řídicí tyčí a řídicí pákou je hlavní částí řídicí tyče. Řídicí tyč pak společně s volantem, hřídelí volantu, převodkou řízení, hlavní pákou řízení, řídicí tyčí je hlavní částí řízení. Na obrázku č. 1-2 jsou zobrazeny hlavní části řízení u tuhé nápravy [3].

Kulový kloub je ještě, jak již bylo psáno, subsoučástí nápravy. Na obrázku č. 1-1 je zobrazena náprava McPherson s popisky jednotlivých částí.

Existuje mnoho druhů kloubů. Uvádím jen zkratky názvů těch, které se v TRW-DAS Dačice a.s. vyskytují nejvíce. Jsou to klouby IBJ (Inner ball joint), OBJ (Outer ball joint), SBJ (Suspension ball joint), PBJ (Pillow ball joint), CA (Control arm).



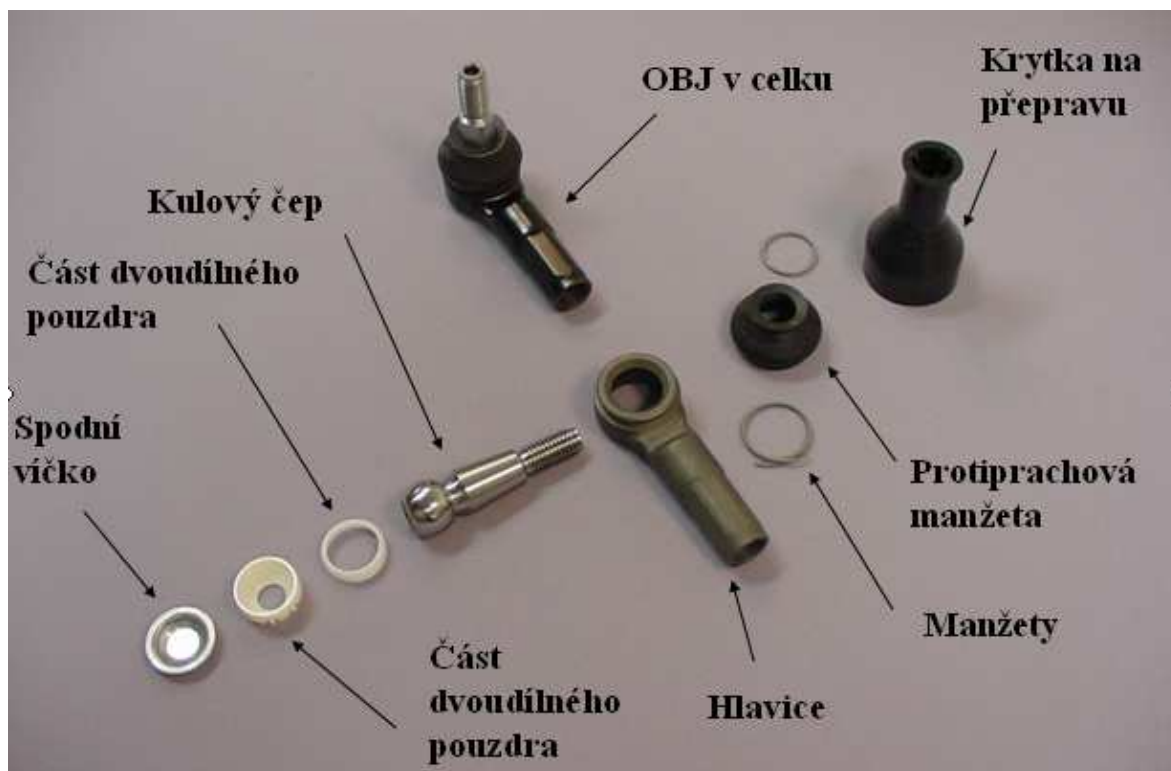
Obr. 1-1 Náprava McPherson [4]



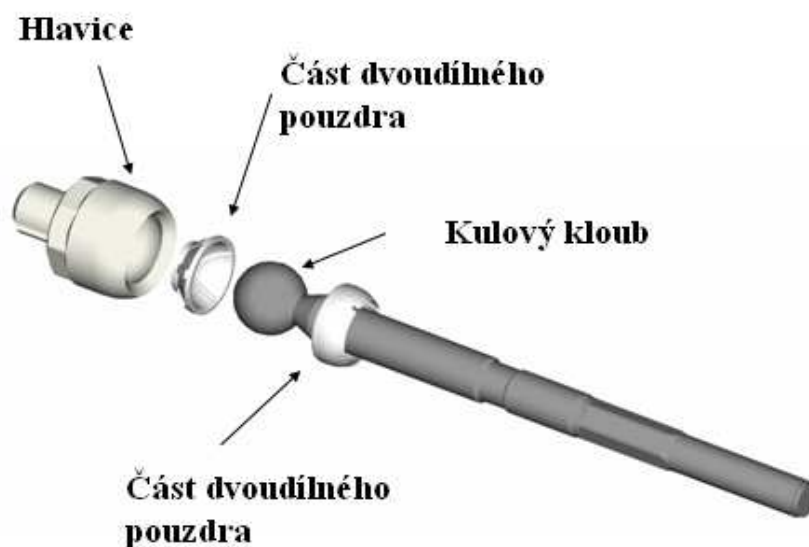
Obr. 1-2 Hlavní části řízení a tuhé nápravy [3]

1.1.1 Části kloubu

Nejvhodnější kloub na popis jednotlivých částí je kloub OBJ. Ten se skládá z protiprachové manžety, kulového čepu, dvoudílného pouzdra, hlavice, spodního víčka. Na obrázku č. 1-3 je zobrazena fotografie kloubu OBJ s pozicemi jednotlivých dílů. Zobrazení částí nejjednoduššího kloubu je na obrázku č. 1-4.



Obr. 1-3 Kulový kloub OBJ [4]



Obr. 1-4 Kulový kloub IBJ [4]

1.2 Testy

Kulové klouby musí vyhovovat požadavkům zákazníků. Náhodným výběrem několika kusů z výroby a jejich otestováním na zkušebně v TRW – DAS Dačice a.s. zjistíme, zda těmto požadavkům skutečně vyhovují.

1.2.1 Základní rozdělení testů

- *Funkční* Všechny níže uvedené funkční testy se dějí s přitlakem nebo bez přitlaku (zatížené v axiálním směru) [4].
 - *Elasticita*
 - *Radiální* Kloub zatížíme v radiálním směru (v ose hlavice) a měříme radiální posuv (vůli) kulového čepu vůči hlavici [4].
 - *Axiální* Kloub zatížíme v axiálním směru (v ose kulového čepu) a měříme vůli kulového čepu vůči hlavici [4].
 - *Moment*
 - *Točivý* Zjišťujeme maximální točivý moment, kterým se pohybuje kulový čep v hlavici. Dále měříme maximální utrhovací točivý moment po zatuhnutí tuku mezi pouzdrem a kulovým čepem [4].
 - *Klopný* Zjišťujeme klasický klopný moment a utrhovací klopný moment. Klopný moment je moment potřebný k uvedení kulového čepu do pohybu od jedné strany díry v hlavici ke druhé [4].
 - *Vytrhnutí a vytlačení kulového čepu z hlavice* Zjišťujeme minimální sílu, která vede k vytrhnutí (směrem k manžetě) nebo k vytlačení (směrem ke spodnímu víčku) kulového čepu z hlavice [4].
 - *Měření úhlu výkyvu* Každý kloub musí umožňovat natočení požadované velikosti ve všech směrech od podélné osy kulového čepu [4].

- *Dlouhodobé*

- *Fatigue test* Jelikož automobil při skutečné jízdě nejedí konstantní rychlostí, nejedí vždy v přímém směru, nejedí vždy po dokonale rovné silnici, jsou jeho podvozkové části namáhané časově proměnlivou silou. To se projevuje únavou materiálu. Nejvíce namáhaná místa na únavu u kloubů jsou vruby na pinu a jiné změny průřezu. Odběratelé tedy po TRW-DAS Dačice a.s. požadují předem stanovenou životnost kulových kloubů. Tato životnost se mimo jiné testuje právě na zkušebním zařízení, do nějž se má hydraulický válec zařadit [4].
- *Wear test* Díky pohybu pinu v plastové misce vzniká v obouh dích vzájemné opotřebení. Jelikož je plastová miska z mnohem méně tvrdého materiálu, vzniká v ní mnohem větší opotřebení. Toto opotřebení se navýší, vnikne-li cizorodá částice do kluzných ploch. Tento druh testu se provádí také na zkušebním zařízení, do nějž přijde zařadit hydrostatický válec [4].
- *Sealling test* Jedná se o test, kterým zkoušíme těsnost prachovky. Na kloub s prachovkou stříká voda. Vyhodnocuje se množství H_2O v tuku. Tuk nesmí obsahovat žádnou vodu, jinak kloub začne ihned korodovat [4].
- *Enviromental test (salt – spray test)* Hausing nebo Pin (bez tuku) vložíme do solné mlhy. Vyhodnocuje se druh koroze. „Červená“ koroze je nebezpečná, „Bílá koroze“ nikoliv [4].

2 HYDRAULICKÉ VÁLCE

Hydraulický válec je prvek tekutinového mechanismu. Jeho odborný název zní přímočarý hydromotor. V kapitole 2.5.2 jsou rozebrány mnohem podrobněji.

2.1 Definice a rozdělení tekutinových mechanismů [2]

Tekutinové mechanismy jsou zařízení využívající tekutiny k přenosu energie mezi hnacím a hnaným členem a k přenosu informace.

Dle typu tekutiny je rozdělujeme na:

- *Hydraulické mechanismy* využívají jako médium kapalinu.
- *Pneumatické mechanismy* využívají jako médium stlačený vzduch.

Dle převažujícího druhu a velikosti energie:

- *Dynamické* využívají kinetické energie (turbíny, odstředivé kompresory)
- *Statické* využívají tlakovou statickou energii (objemové hydrogenerátory, hydromotory a kompresory). Jejich přesný název podle ČSN 11 9000 je hydrostatické a pneumostatické mechanismy. V praxi se však někdy uvádí název hydraulické a pneumatické.

2.2 Oblasti použití, výhody a nevýhody [2]

S tekutinovými mechanismy se běžně setkáváme u výrobních strojů a zařízení, u strojů pro zemní a stavební práce, u strojů v hutnických závodech, u strojů pro hlubinnou a povrchovou těžbu nerostů, v dopravních strojích a zařízeních, v zemědělských strojích, v robotech a manipulátorech, atd..

Výhody: snadný rozvod i do obtížně přístupných míst
dosažení velkých silových převodů jednoduchými prostředky
nízká hmotnost a malé rozměry
nejjednodušší převod rotačního pohybu na přímočarý a naopak
jednoduché plynulé i stupňovité řízení parametrů jako jsou otáčky, výkon, atd.
jednoduchý způsob zapojení do výrobních strojů, zejména ve spojení s elektronikou

Nevýhody: choulostivost na nečistoty
citlivost na změnu teploty pracovní kapaliny, která se při provozu ohřívá
netěsnost u hydraulických systémů a špatná ekologie při úniku kapaliny
hluk a nízká účinnost u pneumatických mechanismů

2.3 Tekutiny [2]

Slouží k již zmíněnému přenosu energie a informace. Jinými slovy lze říct, že se jedná o pracovní médium tekutinových mechanismů. Dle typu látky o kterou se jedná, je rozdělujeme na kapaliny a stlačený vzduch.

Kapaliny: Mezi základní požadavky na kapaliny patří dobrá mazací schopnost, malá proměnlivost viskozity s teplotou a tlakem, netečnost k těsnícím materiálům, hygienická nezávadnost, odvod tepla a nečistot z hydraulického systému, nízká cena.

Nejpoužívanější jsou minerální oleje(OH-HM 32, OH-HM 46, OH-HM 68). Mnohdy se používají nehořlavé kapaliny na bázi vody nebo syntetických kapalin. Jako ekologicky nezávadné kapaliny používáme rostlinné oleje nebo syntetické kapaliny na bázi organických esterů.

Stlačený vzduch: Získává se z atmosférického vzduchu, což je směs suchého vzduchu, vodních par (vlhkost) a pevných částic (prach, písek). Obzvláště škodlivé jsou pevné částice. Z toho důvodu se kvalita stlačeného vzduchu posuzuje podle velikosti pevných částic v $[\mu\text{m}]$ a hmotnosti pevných částic v $[\text{g}]$ na $1[\text{m}^3]$. ČSN 10 9001-81 rozděluje kvalitu stlačeného vzduchu dle tohoto kritéria do 15 tříd.

Kapaliny i stlačený vzduch musí být během provozu udržovány v takovém stavu, aby zabezpečovaly spolehlivou činnost tekutinového mechanismu. U kapalin se jedná především o zabezpečení čistoty a včasné výměny, u stlačeného vzduchu kromě jeho čistoty jde ještě o zbavení vlhkosti a nasycení olejem. Za tímto účelem se používají průtokové čističe tekutiny. Jedná se o tlakovou nádobu s čistící vložkou, která je tvořena buď kovovým sítem, nebo lamelami, plstěným nebo papírovým válcem. K zachycování nečistot s feromagnetickými vlastnostmi slouží magnety.

2.4 Prvky tekutinových mechanismů [2]

Jedná se o jednotlivé součásti tekutinových mechanismů, jejichž konstrukce je dána především jejich funkcí. Lze je rozdělit do čtyř hlavních skupin.

Převodníky Prvky určené k převodu energie z tekutiny na pevný člen a naopak (generátory a motory).

Řídící prvky Určené k řízení směru a parametrů průtoku kapaliny (jednosměrné ventily, rozváděče, škrťací ventily, atd.).

Pomocné prvky Zajišťují správnou funkci tekutinového mechanismu (nádrže, vedení, čističe, akumulátory).

Speciální prvky Plní speciální funkci, např. snižování hlučnosti, zajišťují chlazení a ohřev kapaliny.

V jednotlivých kapitolách dále jsou podrobněji rozebrány jednotlivé prvky kapalinových mechanismů s věnováním větší pozornosti na převodníky.

2.5 Hydraulické převodníky

Jak již bylo řečeno, jedná se o prvky v nichž dochází k převodu energie z pevných částí na sloupec tekutiny a naopak. Můžeme je rozdělit na *hydrogenerátory* a *hydromotory* [2].

V *hydrogenerátorech* měníme mechanickou energii v pracovním prostoru na tlakovou energii sloupce kapaliny. Jedná se tedy o čerpadla. Mechanická energie je například kroutící moment na vstupním hřídeli. Tlaková energie je charakterizována rozdílem tlaku a rozdílem výstupního proudu hydrogenerátoru. V *hydromotorech* se naopak tlaková energie kapaliny převádí na energii mechanickou. Můžeme tedy hovořit o hydraulických válcích, atd. [1].

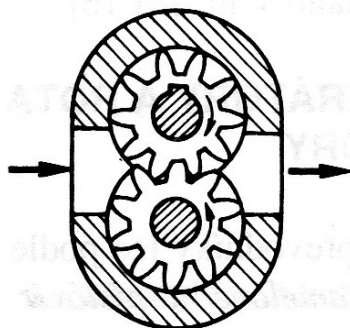
Základním parametrem každého hydrostatického převodníku je jeho geometrický objem V . Je to objem pracovního prostoru, v němž probíhá přestup energie, vztažený na jednu otáčku [2].

2.5.1 Hydrogenerátory

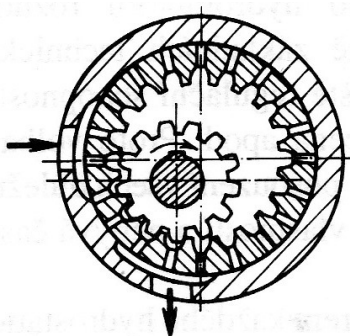
Lze je rozdělit podle konstrukce na *zubové, lamelové, pístové*.

Zubové hydrogenerátory

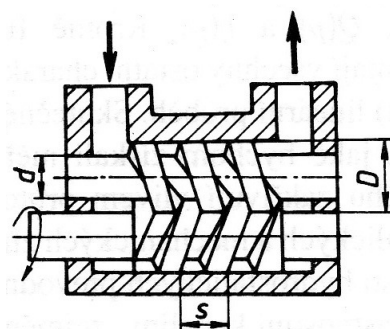
Patří k nejrozšířenějším typům hydrogenerátorů, jelikož má řadu výhod. Jsou konstrukčně a výrobně jednoduché. Z toho plyne, že jsou levné a provozně spolehlivé. Snese velmi dobře rázová zatížení. Mají velmi dobrou sací schopnost i při velkých odporech v sání [2]. Dle uspořádání ozubených kol jsou rozeznávány zubové hydrogenerátory s *vnějším ozubením, s vnitřním ozubením, vřetenové (šroubové)*. Jejich činnost je principiálně u všech stejná. Je tedy dále uveden princip hydrogenerátoru s vnějším ozubením. Když zuby při otáčení kol vycházejí ze záběru, plní se zubové mezery kapalinou, čímž vzniká ve vstupním sacím prostoru podtlak a kapalina se nasává. Kapalina uzavřena v zubových mezerách, je na obvodu kol kruhovým pohybem dopravována do výtlačného prostoru. Jakmile v tomto prostoru přichází zuby do záběru, uzavírá se kapalina v zubní mezeře. Tím pádem je kapalina stlačována a vzniká tak veliký přetlak ve výtokovém prostoru. Aby se zabránilo většímu průniku tlakové kapaliny z výtlačového prostoru do prostoru sacího, musí být stálý záběr zubů. Na obrázcích 2-1÷2-3 jsou uvedeny jednotlivé druhy ozubených hydrostatických převodníků [1].



Obr. 2-1 Hydrogenerátor
s vnějším ozubením [2]

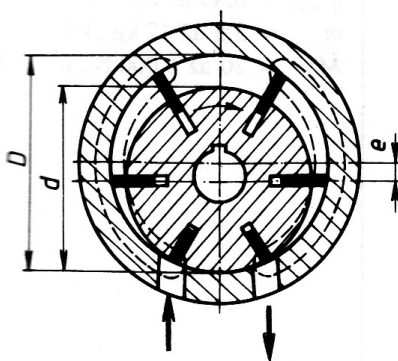


Obr. 2-2 Hydrogenerátor
s vnitřním ozubením [2]

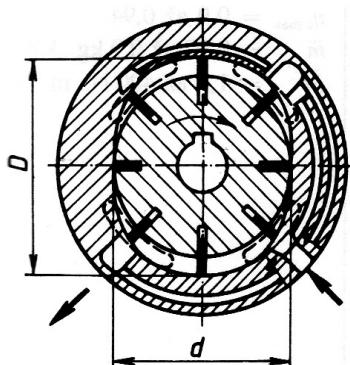


Obr. 2-3 Šroubový hydrogenerátor [2]

Lamelové hydrogenerátory Princip funkce je obdobný zubovým hydrogenerátorům s vnitřním ozubením. Kapalina je tedy také přemísťována od sacího k výtláčnému kanálu vytvářením proměnlivých pracovních prostorů mezi statorem, rotorem a lamelami. To je umožněno díky excentricky uloženému rotoru [1]. Konstrukce je obdobně jednoduchá jako u zubových, jsou však mnohem menší při stejném průtoku. Lze je automaticky regulovat, tím nahrazují podstatně dražší pístové hydrogenerátory [2]. Konstrukčně je lze rozlišit na lamelové hydrogenerátory tlakově nevyvážené s *kruhovým statorem* (obráz. č. 2-4) nebo hydrogenerátory tlakově vyvážené s *oválným statorem* (obráz. č. 2-5).



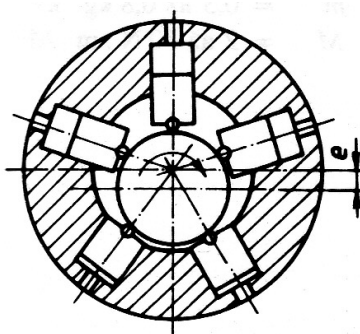
Obr. 2-4 Hydrogenerátor s kruhovým statorem [2]



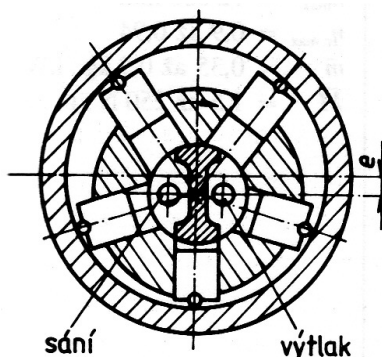
Obr. 2-5 Hydrogenerátor s oválným statorem [2]

Pístové hydrogenerátory

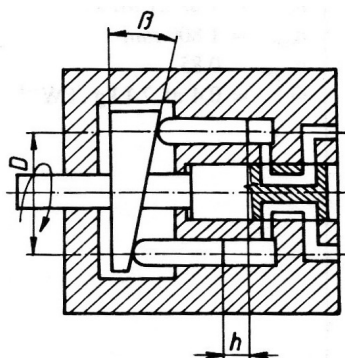
Písty ve válcích vykonávají přímočarý vratný pohyb. Podle polohy pístu k ose rotace je rozdělujeme na *axiální*, *radiální* a *řadové*. Radiální pístové hydrogenerátory mají písty uspořádány kolmo k ose otáčení hnacího hřídele. Můžeme je rozdělit na *hydrogenerátory s rotujícím blokem válců* (písty vedené ve vnitř v rotoru) a *hydrogenerátory s písty vedenými ve statoru*. Axiální pístové hydrogenerátory pak dělíme dle konstrukce na *hydrogenerátory s nakloněným blokem* nebo *deskou*. Konstrukce jednotlivých druhů je patrná z obrázků č. 2-6÷2.11 [1].



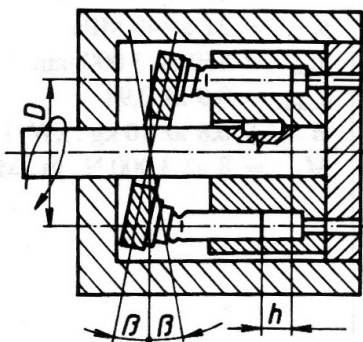
Obr. 2-6 Hydrogenerátor radiální s písty vedenými ve statoru [2]



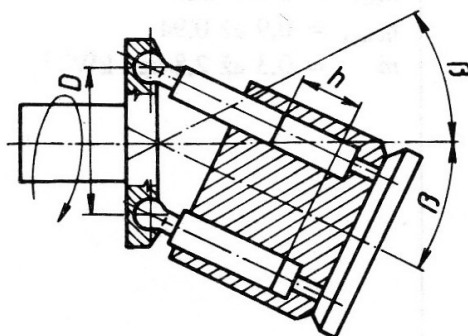
Obr. 2-7 Hydrogenerátor radiální s rotujícím blokem válců [2]



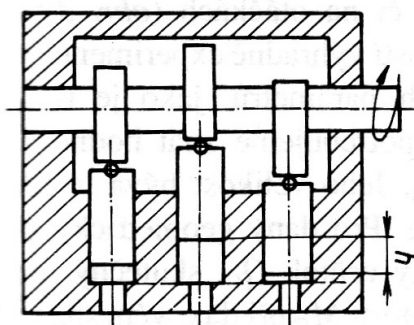
Obr. 2-8 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [2]



Obr. 2-9 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [2]



Obr. 2-10 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [2]



Obr. 2-11 Řadový pístový hydrogenerátor [2]

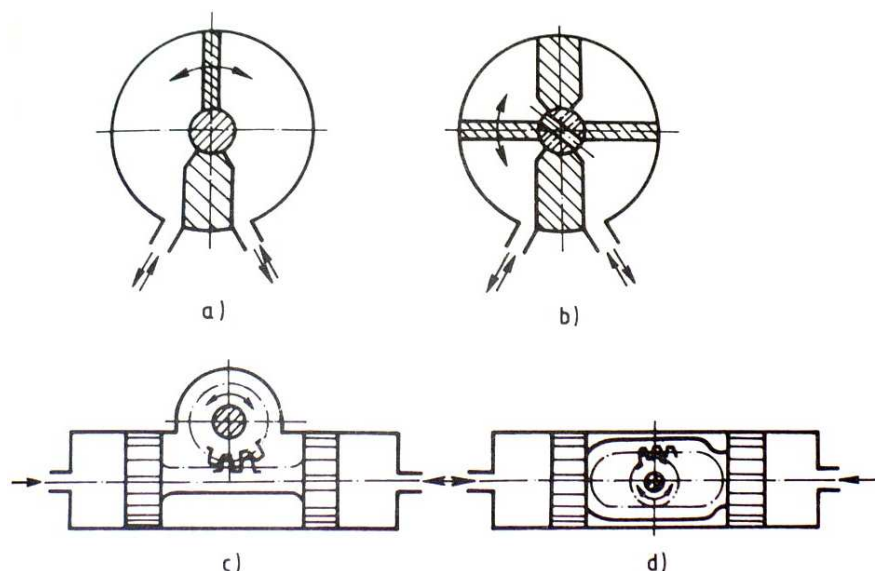
2.5.2 Hydromotory

Dle kinematiky výstupní části je dělíme na *rotační hydromotory*, *motory s kyvným pohybem*, *přímočaré hydromotory* (hydraulický válec).

Rotační hydromotory Svojí konstrukcí jsou obdobné příslušným hydrogenerátorům. Musí být však u nich narozdíl od hydrogenerátorů zajištěn pohyb v obou směrech. V porovnání např. s elektromotorem či spalovacím motorem o stejném výkonu mají mnohem nižší hmotnost. Podle konstrukčního uspořádání je dělíme na *zubové*, *lamelové* a *pístové*. Konstrukce jsou patrné z obr. č. 2-1÷2-11 [2].

Motory s kyvným pohybem

Dle konstrukce mohou být lamelové nebo pístové. Na obr.č. 2-12a je zobrazen jednočinný lamelový. Na obr. č. 2-12b je uveden dvojčinný lamelový, na obr. č. 2-12c je pístový s vnějším převodem a na obr. č. 2.12d je pístový s vnitřním převodem [2].



Obr. 2-12 Schéma motorů s kyvným pohybem [2]

Přímočaré hydromotory

Tyto prvky tekutinových mechanismů nazýváme také jako hydraulické válce. Jelikož cílem této diplomové práce je zařadit tento prvek do testovacího stroje, rozeberu jejich popis mnohem detailněji. Je nejčastěji používaným prvkem tekutinových mechanismů. Při poměrně malých rozměrech lze jimi vyvodit obrovských sil (několik set [kN]) při pracovních rychlostech do 0,5 [m/s]. Jejich účinnost se pohybuje v rozmezí 94÷98[%] [2].

Podle použití lze tyto hydromotory rozdělit na *motory pro vykonávání pohybů bez přenosu síly* (manipulační, dopravní zařízení, apod.), *motory pro přenos sil bez dodržení kinematiky* (tvářecí a stavební stroje, apod.), *motory pro přenos relativně malých sil, ale s vysokými požadavky na dodržení polohové a rychlostní přesnosti* (posuvné mechanismy výrobních strojů, apod.) [2].

Podle konstrukce je můžeme rozdělit na *jednočinné* a *dvojčinné*. U *jednočinných* je pracovní zdvih pístnice realizován přivedením tlakové kapaliny pod píst. Zpětný pohyb se děje díky působení vnějšího zatížení. U *dvojčinných* jsou pohyby v obou směrech konány díky přivedení tlakové kapaliny pod píst nebo nad píst [1].

Dále dle konstrukce rozlišujeme hydromotory s *jednostrannou* nebo *oboustrannou pístnicí*. Hydromotory s *jednostrannou pístnicí* mají plochu pod pístem mnohem větší

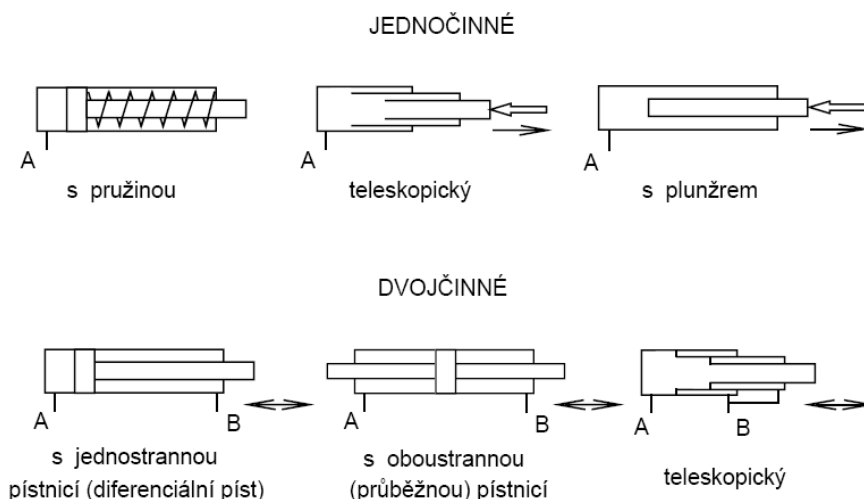
než plochu nad pístem (nutné uvažovat plochu pístnice). Z toho důvodu bude pístnice při stejném průtoku kapaliny rychleji zasouvána a pomaleji vysouvána. Naopak hydromotor s *oboustrannou pístnicí* má tyto plochy stejně velké. Tudíž i rychlost vysouvání i zasouvání je stejná [1].

Základní provedení hydraulických válců jsou na obr. č. 2-13. Kde popisky A a B znamenají plnicí a výtokový kanál [2].

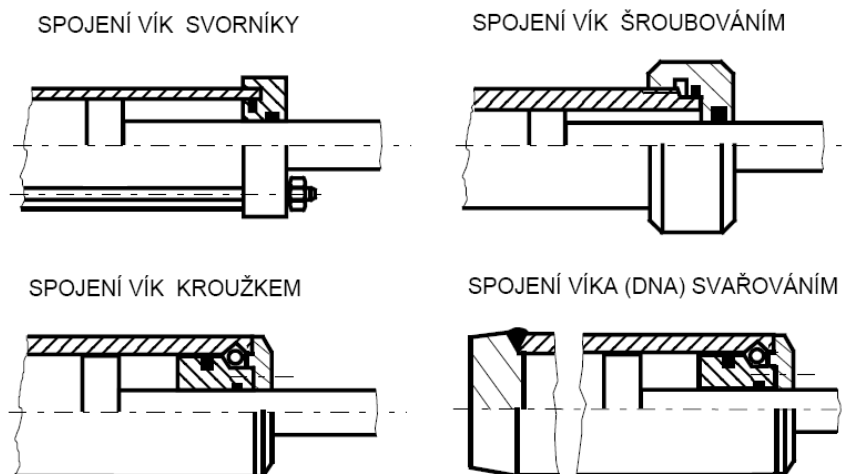
Konstrukčně se hydromotor nejčastěji řeší s pohyblivým pístem a pístnicí v nepohyblivém válci. Nejčastěji používaným je dvojčinný s jednostrannou pístnicí [1].

Přípevnění vík k válci se děje mnoha různými způsoby. V praxi se vyskytují například víka stažená šrouby (svorníky), víka jako svařovaná dna, našroubovaná konstrukce hlavy, zajištění vík pomocí pojistných kroužků. Jednotlivé typy jsou uvedeny na obr. č. 2-14 [1].

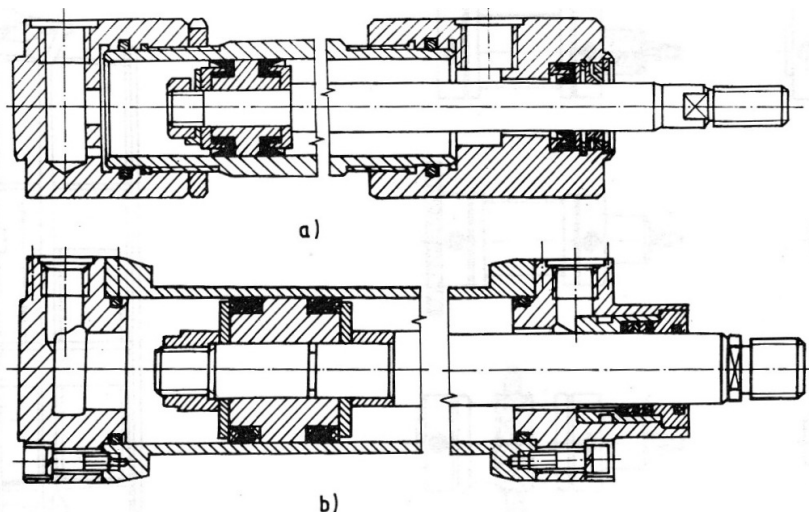
Příklad celé konstrukce dvojčinného hydromotoru s jednostrannou pístnicí s našroubovanými víky válce je uveden na obr. č. 2.15a. S přírubovými víky válce je na obr. č. 2.15b [2].



Obr. 2-13 Konstrukční typy přímočarých hydromotorů [1]



Obr. 2-14 Konstrukční možnosti spojení vík s válcem přímočarého hydromotoru [1]



Obr. 2-15 Příklad konstrukce přímočarého hydromotoru [2]

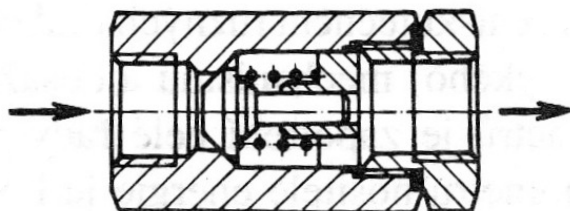
2.6 Hydraulické řídicí prvky

Podle řízeného parametru je rozdělujeme na *prvky pro řízení směru (hrazení) průtoku*, *prvky pro řízení velikosti průtoku*, *prvky pro řízení velikosti tlaku* a na *proporcionální hydraulické prvky*. Řízení parametrů může být *spojité* nebo *nespojité*.

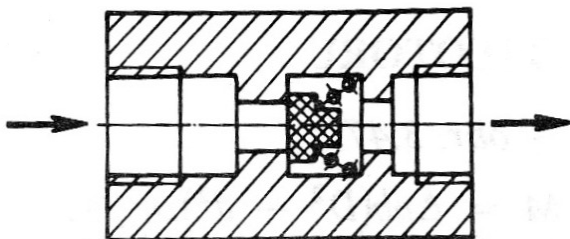
2.6.1 Prvky pro řízení směru (hrazení) průtoku

Mezi tyto prvky patří *jednosměrné ventily*, *hydraulické zámky*, *uzavírací ventily*, *rozdávěče*.

Jednosměrné ventily Umožňují průtok kapaliny pouze jedním směrem. Požaduje se po nich minimální tlaková ztráta ve směru průtoku a dokonalá těsnost v opačném směru. Na obr. č. 2-16 je těsnícího účinku dosaženo použitím kuželky a pružiny. U obr. č. 2-17 je použito destičky s protitlakem proudu kapaliny [2].

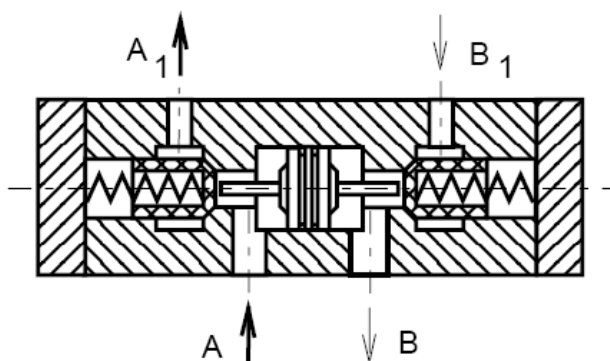


Obr. 2-16 Jednosměrný ventil s kuželkou [2]



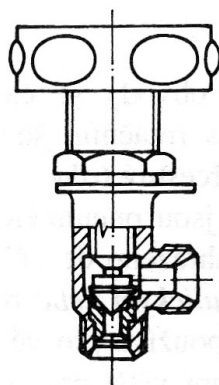
Obr. 2-17 Jednosměrný ventil s destičkou [2]

Hydraulický zámek Vznikne spojením dvou řízených jednosměrných ventilů. Využíváme jej k fixaci zatíženého hydraulického válce v požadované poloze. Konstrukce je znázorněna na obr. č. 2-18. Kuželky v klidovém stavu zaručují maximální těsnost a zabráňují samovolnému klesání břemene. Musí však být použit rozváděč s otevřeným středem. Je-li přivedena tlaková kapalina do prostoru A, přesune se píst vpravo. Tím otevře kuželku v prostoru B a kapalina se do něj začne přesouvat z prostoru B₁. Dochází tak k vysouvání pístnice a zdvihání břemene [1].



Obr. 2-18 Hydraulický zámek [1]

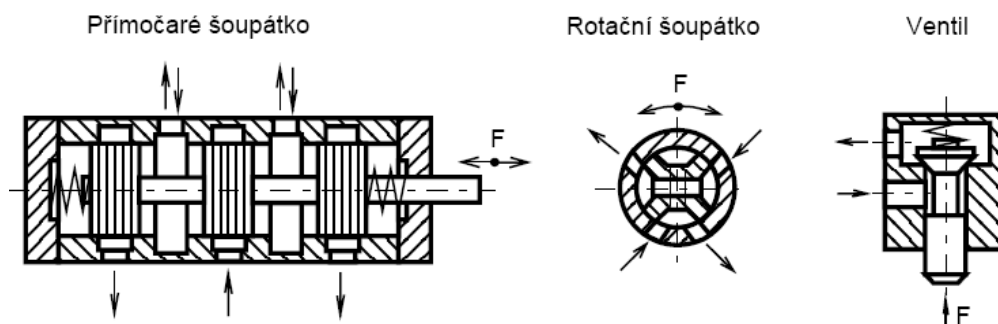
Uzavírací ventily Určen převážně k uzavírání a otevírání průtoku. Řez jednoduchým uzavíracím ventilem je na obrázku č. 2-19 [2].



Obr. 2-19 Uzavírací ventil [2]

Rozváděče Používáme je pro řízení směru pohybu přímočarého nebo rotačního hydromotoru, pro stupňovité řízení rychlosti, připojování a odpojování tlakových zdrojů a motorů, k blokování apod [2].

Dle konstrukčního prvku pro rozvod kapaliny je dělíme na *rozdávěče s přímočarým šoupátkem*, *rozdávěče s rotačním šoupátkem*, *rozdávěče ventilové a sedlové* [1]. Na obr. č. 2-20 jsou zobrazeny jednotlivé druhy rozváděčů.



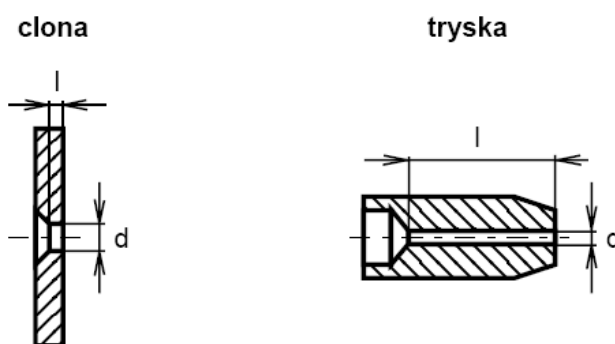
Obr. 2-20 Druhy rozváděčů [1]

2.6.2 Prvky pro řízení velikosti průtoku

Představují odpor proti pohybu proudu kapaliny. Pracují tedy na principu škrcení průtoku kapaliny. To je bohužel doprovázeno přeměnou části tlakové energie kapaliny na energii tepelnou. Kapalina tedy prudce zvedá svoji teplotu. Tyto prvky lze rozdělit na prvky s *konstantním odporem proti pohybu* (clony, trysky) s *proměnlivým odporem proti pohybu* (škrťací ventily) [2].

Clony a trysky

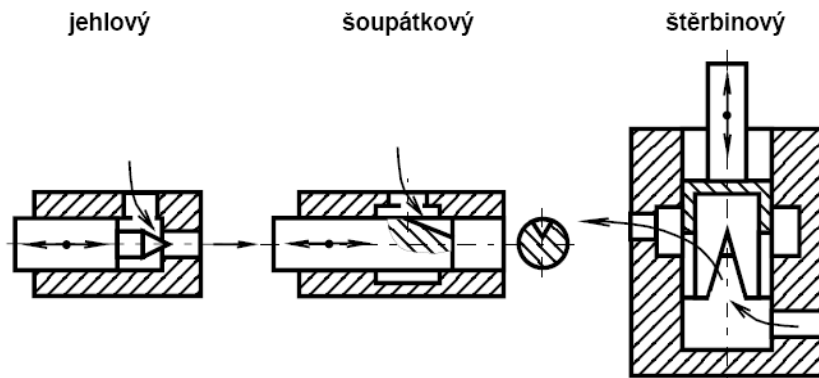
Hlavním rozdílem mezi nimi je v délce škrťacího otvoru. Jsou znázorněny na obrázku č. 2.21. Kritériem pro jejich rozlišení je poměr l/d a jeho hodnota 2 [1].



Obr. 2-21 Geometrie clony a trysky a jejich rozdíly [1]

Škrťací ventily

Změnu průtoku kapaliny provádíme změnou průtočného průřezu. Podle prvku, kterým průřez měníme rozeznáváme *jehlové*, *šoupátkové*, *štěrbinové* škrťací ventily. Jednotlivé druhy jsou na obrázku č. 2.22 [1].



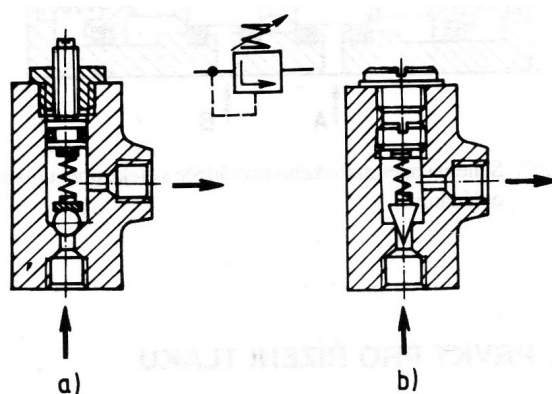
Obr. 2-22 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrťacích ventilů [1]

2.6.3 Prvky pro řízení velikosti tlaku

Do této skupiny můžeme zařadit *pojistné ventily*, *přepouštěcí ventily* *redukční ventily*. Mohou být *jednostupňové* (nižší pracovní tlaky, malé průtoky, řídicí prvek je ovládán pružinou) nebo *dvoustupňové* (nepřímé řízení, hlavní řídicí prvek je ovládán pomocným řídicím ventilem) [2].

Pojistné ventily

Otevírají se jenom pokud tlak vzroste nad přípustnou mez. Jinak je ventil uzavřen a v tomto stavu musí dokonale těsnit. Zapojuje se paralelně se zdrojem tlaku (hydrogenerátor). Na obr. č. 2.23 jsou dvě základní koncepce přímo řízeného pojistného ventilu [2].



Obr. 2-23 Přímý pojistný ventil [2]

Přepouštěcí ventily

Je neustále v činnosti a udržuje v obvodu přibližně konstantní tlak. Dále jistí obvod před přetížením. Do hydraulického obvodu se zapojují paralelně k hydrogenerátoru. Tlak řídí odpouštění přebytkového průtoku (vzniká např. škrcením) [2].

Redukční ventily

Zapojují se sériově ke zdrojům tlaku. Mají za úkol snížit tlak hlavního obvodu na tlak potřebný např. v řídicím obvodu [2].

2.6.4 Proporcionální hydraulické prvky

Moderní hydraulické prvky, jejichž řízení se uskutečňuje elektricky nebo elektromechanicky, popř. proporcionálním elektromagnetem. Jsou určeny pro spojitě řízení parametrů [2]. Nejčastější typy hydraulických proporcionálních prvků jsou *proporcionální rozváděče*, *proporcionální tlakové ventily*, *proporcionální ventily pro řízení průtoku*.

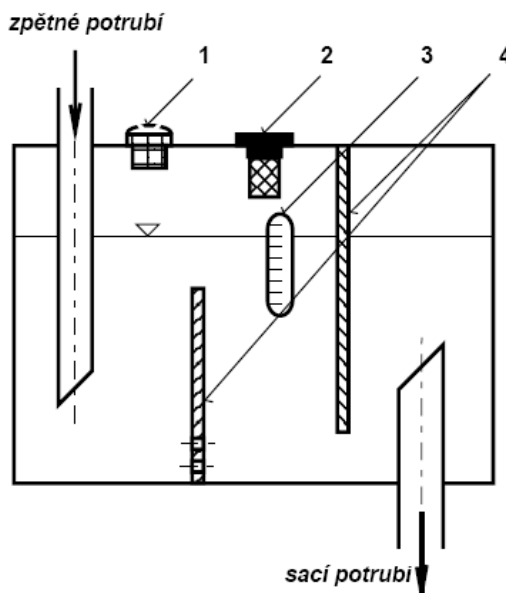
2.7 Hydraulické pomocné a speciální prvky [1]

Do této skupiny patří prvky pro shromažďování kapaliny a prvky pro úpravu kapaliny. Prvky pro shromažďování kapaliny nazýváme zásobníky a dělíme je podle toho, jaký tlak působí na hladinu kapaliny. Je-li to tlak atmosférický, jedná se o *nádrž*, působí-li na kapalinu tlak vyšší jedná se o hydraulický *akumulátor* [1].

Hydrostatické prvky pro úpravu kapaliny udržují zejména provozní teplotu a čistotu hydraulické kapaliny. Udržování provozní teploty zabezpečují *chladiče* nebo *ohřívače*, čistotu pak *filtry* [1].

2.7.1 Nádrž

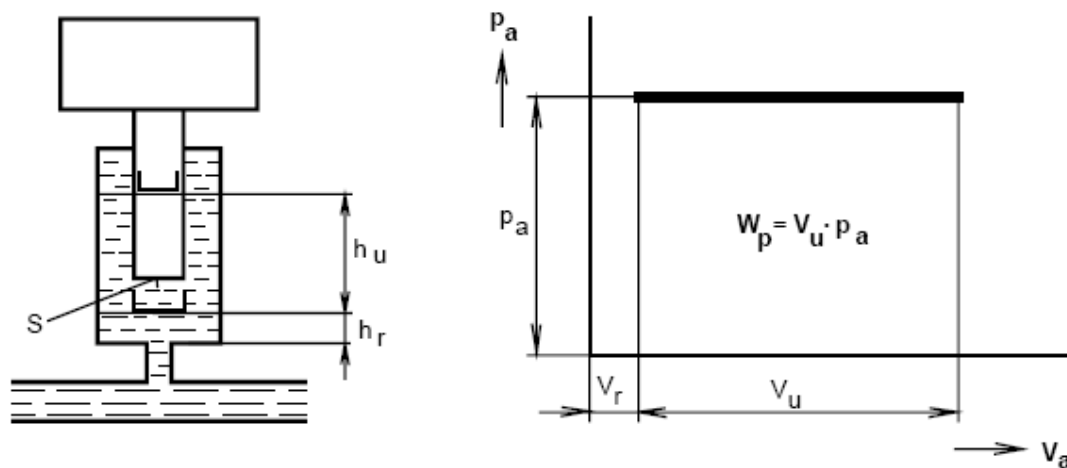
Nádrže bývají nejčastěji svařované z ocelového plechu nebo odlévané z litiny. Konstrukce jedné takové nádrže je uvedena na obrázku č.2-24. Pod pozicí č.1 vystupuje větrací otvor se vzduchovým filtrem. Pod poz. č. 2 je nalévací otvor s hrubým sítkovým filtrem a šroubovací zátkou. Pod poz. č. 3 je olejznak nebo tyčinková měrka s ryskami. Pod poz. č. 4 jsou přepážky, jelikož nádrž musí zabezpečit uklidnění hydraulické kapaliny a s tím i usazování nečistot [1].



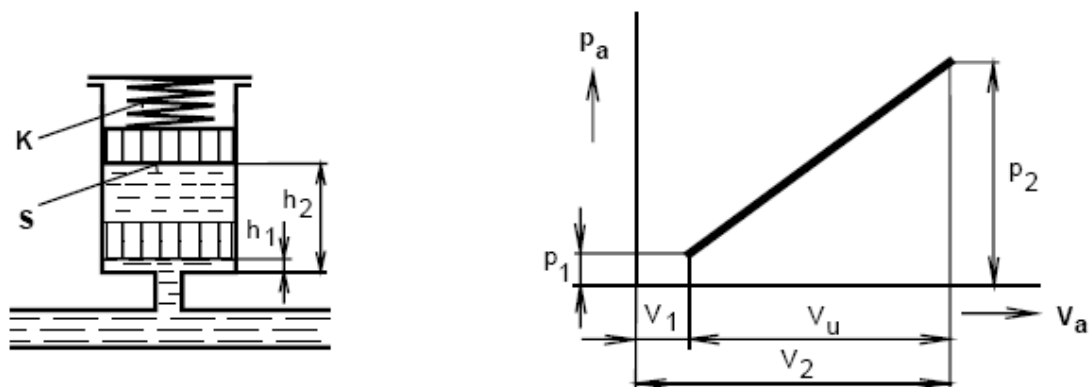
Obr. 2-24 Konstrukce hydraulické nádrže [1]

2.7.2 Hydraulický akumulátor

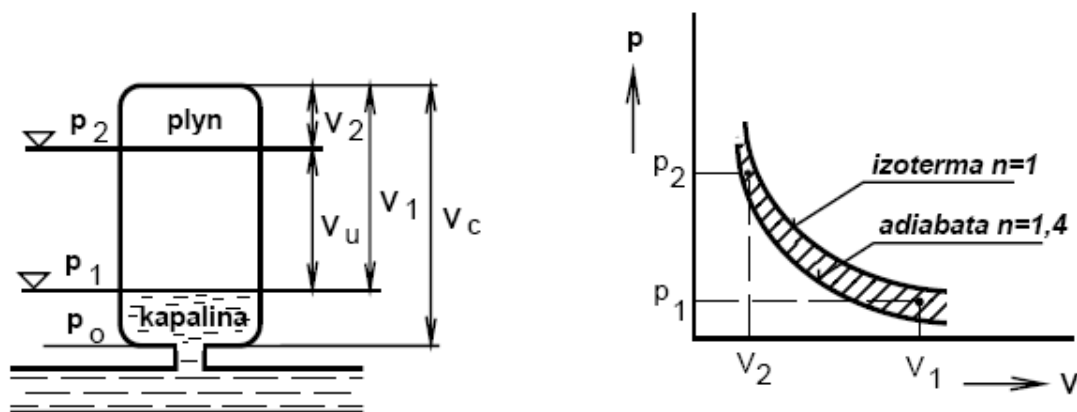
Využíváme je ke krytí vnitřních průtokových ztrát převodníků, krytí krátkodobého zvýšení odběru kapaliny, atd.. Jedná se v podstatě o nádobu, ve které se akumulace energie děje buď stlačováním pružiny nebo plynu. V některých případech můžeme tlak v nádobě vyvodit pístem. Dle konstrukce můžeme tedy rozdělit akumulátory na závažové, pružinové, plynové. Na obrázcích č. 2-25÷2-27 jsou zobrazeny jednotlivé typy akumulátorů s jejich tlakovou charakteristikou [1].



Obr. 2-25 Závažový akumulátor a jeho tlaková charakteristika [1]



Obr. 2-26 Pružinový akumulátor a jeho tlaková charakteristika [1]



Obr. 2-27 Plynový akumulátor a průběh stavové změny plynu [1]

2.7.3 Chladiče a ohříváče

Kapalina se při provozu sama zahřívá. Je tedy nutné ji chladit, aby nedošlo k přehřátí stroje. Naopak při provozu hydraulického zařízení při nízkých okolních teplotách nebo zkrácení času potřebného na dosažení provozní teploty oleje je někdy olej potřeba ohřívat [1].

2.7.4 Filtry

Znečištění kapaliny má za následek opotřebení, které snižuje životnost všech součástí, zejména funkčních součástí s malou vůlí. Základní druhy filtrů jsou *sací*, *tlakové*, *odpadní* [1].

Sací filtr funguje jako sací koš s poměrně hrubými oky ($40\div 125[\mu\text{m}]$), který je umístěn přímo v nádrži a je obvykle našroubován na sací trubku hydrogenerátoru [1].

Tlakové a vysokotlakové filtry mají především chránit hydraulické prvky v určité části za hydrogenerátorem. Vyznačují se robustní konstrukcí [1].

Odpadní filtry filtrují kapalinu, která se vrací zpět do nádrže. Měl by mít pokud možno co nejmenší odpor, aby tlak před filtrem neporušil správnou funkci hydraulického obvodu [1].

3 POŽADAVKY NA UPNUTÍ HYDRAULICKÉHO VÁLCE DO TESTOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

Jak již ze samotného názvu diplomové práce vyplývá, úkolem je zařadit jednotku hydraulického válce do zkušebního zařízení. Zkušební zařízení je určeno pro testování kulových kloubů v závodě TRW-DAS a.s.. Hydraulický válec je vyobrazen na obr.č. 3-1, testovací zařízení je vyobrazeno na obr.č. 3-2. Síla působící na konstrukci a samotný válec s testovacím zařízením je kontrolována snímačem síly. Snímač je na obr. č. 3-3.

Testovací zařízení se skládá z rámu stroje, řídicí jednotky, upínacího zařízení, pohonu, beranu. 3D model beranu je na obrázku č. 5-4. Do beranu se upíná vrchní část axiálních kulových kloubů, která s ním společně vykonává kývavý pohyb po kružnici. Beran je tedy z konstruktérského hlediska nejdůležitější vstupní informací, jelikož jako jediný vykonává pohyb. V současné chvíli je beran poháněn ojnicí, která je excentricky uložena na výstupním hřídeli elektromotoru. Vše je zaznamenáno na obr. č 3-4. To bude nahrazeno mnou navrženou konstrukcí.

Požadavky na upnutí hydraulického válce je možné shrnout do několika základních skupin. Jsou jimi *požadavky funkční, geometrické, kinematické, hmotnostní, pevnostní a životností a ekonomické.*



Obr. 3-1 Hydraulický válec



Obr. 3-2 Testovací zařízení



Obr. 3-3 Snímač síly



Obr. 3-4 Elektromotor a excentricky uložená ojnice

3.1 Funkční požadavky

Konstrukce musí umožňovat nastavení počátečního úhlu klopení o $20[^\circ]$. Důvodem je umožnění speciálních zkoušek pro kulové klouby vybraných výrobců automobilů.

Dalším důležitým požadavkem na zařazení hydrostatického válce do testovacího zařízení je rozebíratelnost konstrukce. K tomu jsou určeny jen vybrané velikosti klíčů a imbusů.

Musí být umožněna kontrola minimálního počtu závitů u šroubových spojů.

3.2 Geometrické požadavky

Je nezbytné, aby celé konstrukci nepřekážel rám stroje, hydraulické potrubí, atd.. A to nejenom při její statické poloze, ale i pokud vykonává pohyb.

3.3 Kinematické požadavky

Hydraulický válec bude řízen elektronicky pomocí softwaru. Bude buzen sinusovou funkcí. I samotný kývavý pohyb beranu musí odpovídat průběhu, který je obdobný sinusové funkci. Tato křivka nesmí mít příliš strmý růst či pokles, jelikož by její druhá derivace měla vysokou hodnotu. Ze základů fyziky je známo, že zmíněná druhá derivace polohy je zrychlení. Z Newtonova zákona pak plyne, že s rostoucím zrychlením roste síla vyvolávající pohyb beranu.

Hydraulický válec má zdvih $z = 50$ [mm]. Tento malý zdvih musí umožnit co největší úhel kývání.

Dalším kinematickým požadavkem, vyplývajícím z předchozího, je pokud možno co největší frekvence kývání. Ta je závislá na velikosti úhlu kývání, na hmotnostních parametrech beranu a konstrukce, na dráze kývání.

3.4 Hmotnostní požadavky

Beran koná rotační pohyb. Hydraulický válec koná obecný prostorový pohyb. Sílu, kterou vyvolává jednotka válce je omezená velikostí 5[kN]. Pro co nejmenší hodnotu na snímači síly, musí mít beran co nejmenší moment setrvačnosti kolem osy rotace. Hydrostatický válec s nově navrženou konstrukcí musí mít co nejmenší tenzor momentu setrvačnosti a hmotnost.

3.5 Pevnostní a životností požadavky

Jelikož je konstrukce namáhána proměnlivým zatížením v čase, nestačí ji navrhnout vzhledem k meznímu stavu pružnosti či pevnosti. Musí být navržena vzhledem k meznímu stavu únavy materiálu. Jako nekonečná životnost se uvažuje v této teorii mez únavy. To je velikost napětí při kterém součást vydrží 10^7 cyklů.

Pokud vezmeme v úvahu frekvenci klopení 3 [Hz] a celodenní provoz, pak by mnou navržená konstrukce měla vydržet více jak 38,6 dní.

3.6 Ekonomické požadavky

Konstrukce by měla být pokud možno co nejlevnější pro kusovou výrobu. Měla by být vyrobitelná jednoduše dostupnými technologiemi. Jak již bylo řečeno, konstrukce by měla být jednoduše rozebíratelná. Důvodem je vyměnitelnost jednotlivých dílů, které by mělo být možno vyrobit jednoduchými prostředky.

4 KONSTRUKČNÍ NÁVRH A JEHO ZHODNOCENÍ

Jsou vyhotoveny tři konstrukce. Jedna se snímačem nad hydraulickým válcem (viz. přílohy - číslo sestavy 1-5O31-0/00) a dvě se snímačem pod hydraulickým válcem (číslo sestavy 1-5O31-2/00 a 1-5O31-3/00). Výkres sestavení 1-5O31-2/00 slouží pro dosažení maximálního klopného momentu $30[^\circ]$. Sestavou s číslem 1-5O31-3/00 lze dosáhnout při použití stejného hydraulického válce klopného momentu pouze $17[^\circ]$.

Nejprve byli udělány veškeré pevnostní výpočty s výkresovou dokumentací pro konstrukci se snímačem nad hydraulickým válcem. Toto řešení je nevýhodné kvůli dlouhému rameni síly mezi kloubovým pouzdem a snímačem síly. Na šroub snímače síly působí při vysokých klopících frekvencích beranu veliký ohybový moment a vzniká v něm velká hodnota ohybové napjatosti. Tato konstrukce je nevhodná pro velké úhly klopení a vysoké rychlosti klopení beranu. Bylo zapotřebí zmenšit rameno síly vyvolávající ohybový moment na tento šroub. To je možné dosáhnout tím, že snímač vložíme pod hydraulický válec.

Ve všech konstrukcích jsou použita kloubová pouzdra a kyvná oka. Ty jsou upřednostněny oproti klasickým kluzným ložiskům z důvodu zamezení nepřesnosti výroby a montáže. Vzdálenost mezi horním a dolním čepem dosahuje totiž ve všech případech více než metr.

Nastavení počátečního úhlu klopení se u první konstrukce děje pomocí oboustranného šroubu. Ten má jeden závit pravotočivý a druhý levotočivý. Otáčením tohoto šroubu dochází k oddalování (popř. přibližování) vidlice a matice za tímto šroubem. U konstrukce s výkresy sestavení 1-5O31-2/00 a 1-5O31-3/00 počáteční úhel nastavujeme pomocí stavěcího šroubu. V tomto případě musí být zastaven přímočarý posuv pístu v hydraulickém válci a musí být umožněno jeho natáčení. Levotočivý závit na stavěcím šroubu byl zvolen kvůli zamezení povolení matice na pístu hydraulického válce při nastavování počátečního úhlu.

Největší problém celého návrhu spočíval v umístění celé konstrukce do testovacího zařízení. Musely být splněny všechny kinematické požadavky popsané v kapitole č. 3.3. U konstrukce s výkresem sestavení číslo 1-5O31-2/00 překází vidlici vodorovná deska beranu. Z této desky je dle výkresu sestavení nutno odebrat materiál.

Všechny konstrukce byly navrhovány s ohledem na nutnost kusové výroby za přijatelnou cenu. To znamená, že všechny kusy budou vyhotoveny obráběním z hutních polotovarů, případně svařováním jednotlivých kusů. Byli vynechány všechny dokončovací operace a tepelná zpracování. Nebyli voleny zbytečně přesné rozměrové a geometrické tolerance a zbytečně malá velikost hodnoty struktury povrchu. Bylo snahou volit stejné hutní polotovary pro obrábění.

5 KINEMATIKA A DYNAMIKA

K výpočtu kinematiky a dynamiky je použit software Adams.

5.1 Teorie

Z Newtonových zákonů platí $F=m \cdot a$, $M=I \cdot a$. Kde F je síla transl. pohybu, m je hmotnost hýbajícího se tělesa, a je zrychlení u transl. pohybu. M je moment vykonávající rotační pohyb, I je moment setrvačnosti k ose, kolem které je vykonáván rotační pohyb a a je úhlové zrychlení rotačního pohybu.

Jelikož beran koná kývavý pohyb po kružnici, píst hydraulického válce bude buzen nejspíše polohově sinusovkou. Zrychlení (vztah(3)) získáme dvojnásobnou derivací polohy (vztah(1)) pístu podle času.

Derivace funkce sinus:
$$z = 45 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \text{time}\right) \quad (1)$$

$$v = \frac{45 \cdot 2 \cdot \pi}{T} \cos\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \text{time}\right) \quad (2)$$

$$a = -45 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{T}\right)^2 \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot \text{time}\right) \quad (3)$$

Frekvence:
$$f = \frac{1}{T} [\text{Hz}] \quad (4)$$

Z toho plyne, že zrychlení (vztah(3)) a tudíž i budící síla pístu je funkcí frekvence (vztah(4)).

Mechanismus vykonává obecný rovinný pohyb. Ten se skládá ze superpozice translace a rotace. Budící síla pístu hydraulického válce je ovlivněna:

- Momentem setrvačnosti beranu k ose, kolem které koná rotační pohyb.
- Hmotností uložení hydraulického válce vykonávající obecný rovinný pohyb.
- Tenzorem momentu setrvačnosti uložení hydraulického válce vykonávající obecný rovinný pohyb (vztah(5)).

$$I = \begin{pmatrix} I_{xx} & D_{xy} & D_{xy} \\ D_{xy} & I_{yy} & D_{yz} \\ D_{xz} & D_{yz} & I_{zz} \end{pmatrix} \quad (5)$$

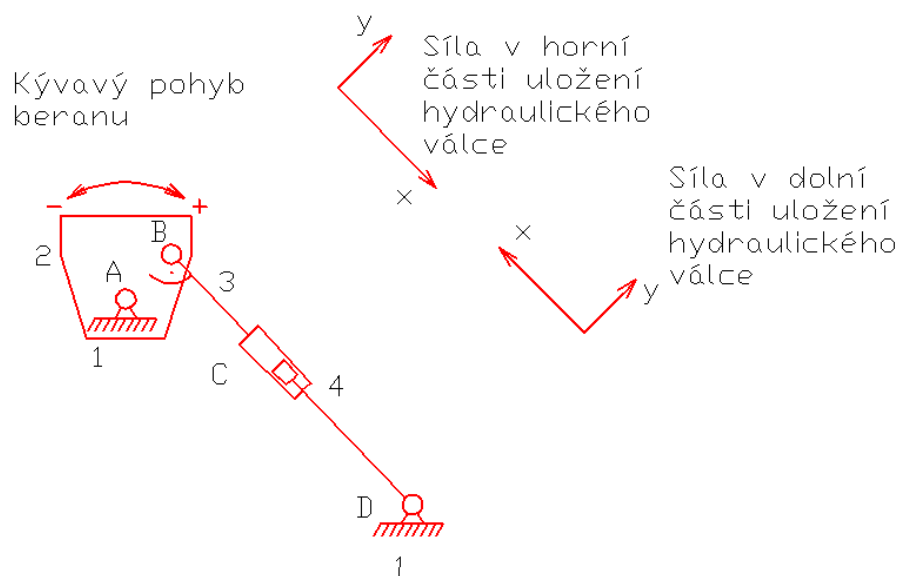
- Ramenem na beranu, na kterém je hydraulický válec uložen.
- Frekvencí buzení pístu.
- Velikostí zdvihu pístu hydraulického válce.

Výsledky v Adamsu jsou ovlivněny přesností namodelování beranu v Pro ENGINEERU. Tudíž se mnou udávané průběhy sil mohou lišit od skutečnosti.

5.2 Počet stupňů volnosti

$PSV = [3 \cdot (\text{počet těles} - 1)] - (\text{počet vazeb} \cdot \text{počet odebraných stupňů volnosti} - \text{počet neaktivních vazeb} \cdot \text{počet odebraných stupňů volnosti})$

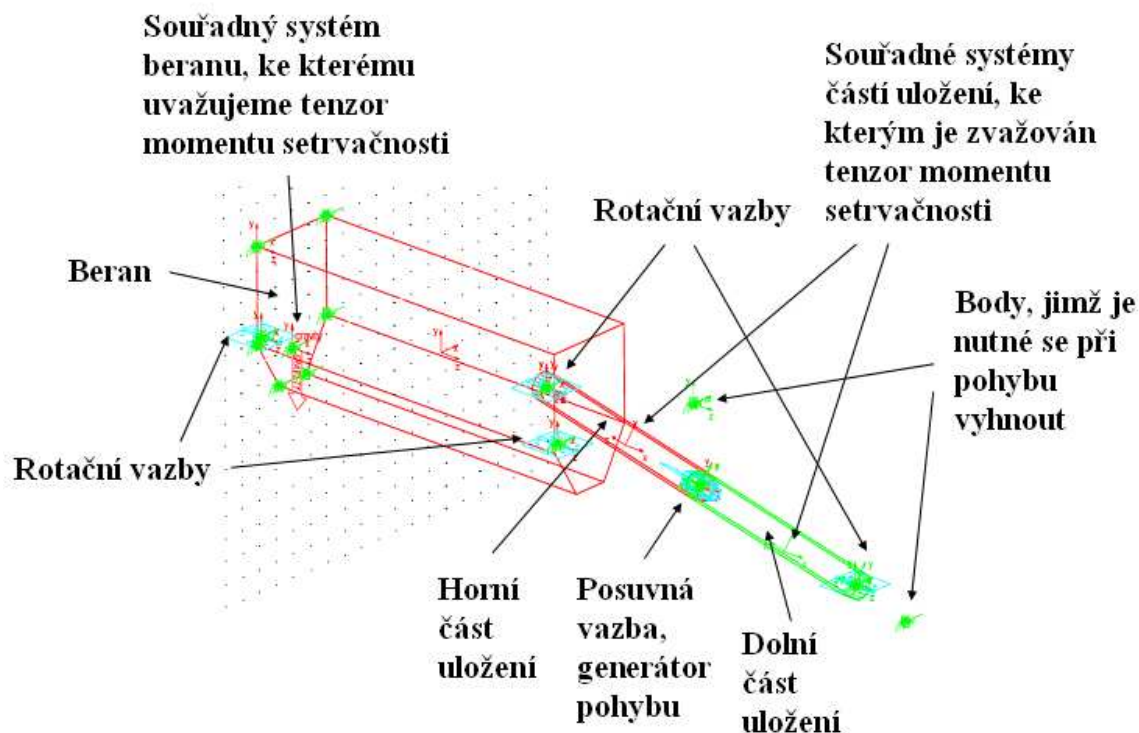
$$PSV = [3 \cdot (4 - 1)] - (3 \cdot 2 + 2) = 1 \Rightarrow \text{pohyblivý mechanismus}$$



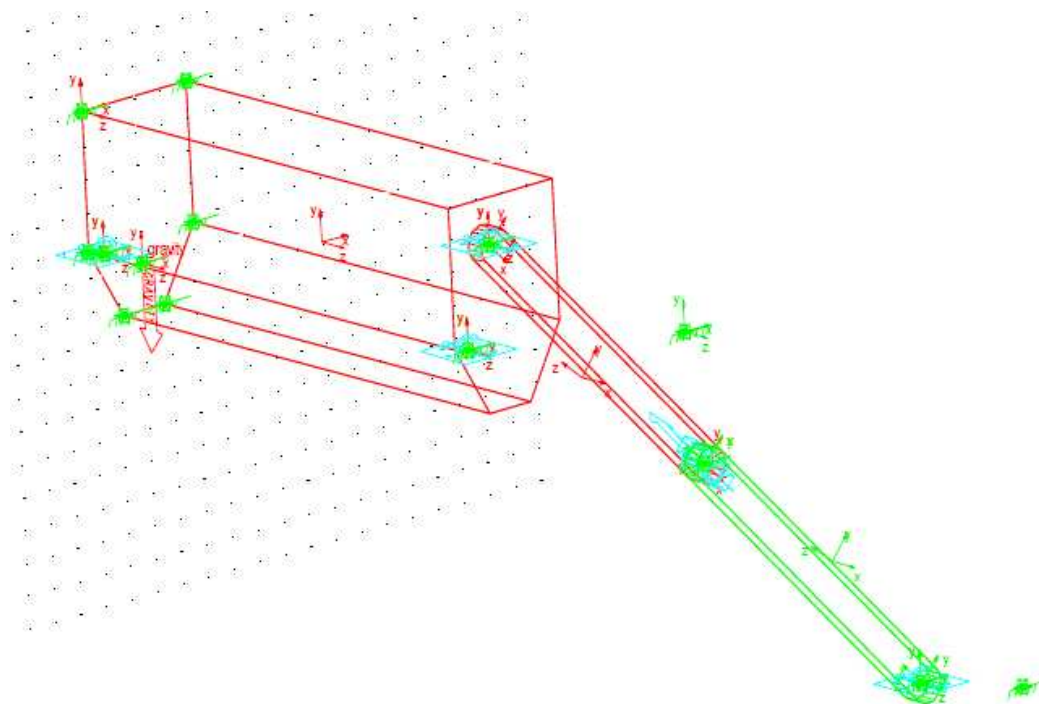
Obr. 5-1 Schéma uložení pro určení stupňů volnosti

5.3 Model v Adamsu, 3D modely s daty pro určení setrvačných hmot

Pro výpočet dynamiky mechanismu je zapotřebí do softwaru Adams zadat správné setrvačné hmoty jednotlivých částí. Na obrázcích 5-2 a 5-3 jsou zobrazeny modely v Adamsu. Na obrázcích 5-4 až 5-15 jsou zobrazeny 3D modely v Pro ENGINEERu, určení setrvačných hmot v Pro ENGINEERu, zadání setrvačných hmot do Adamsu.

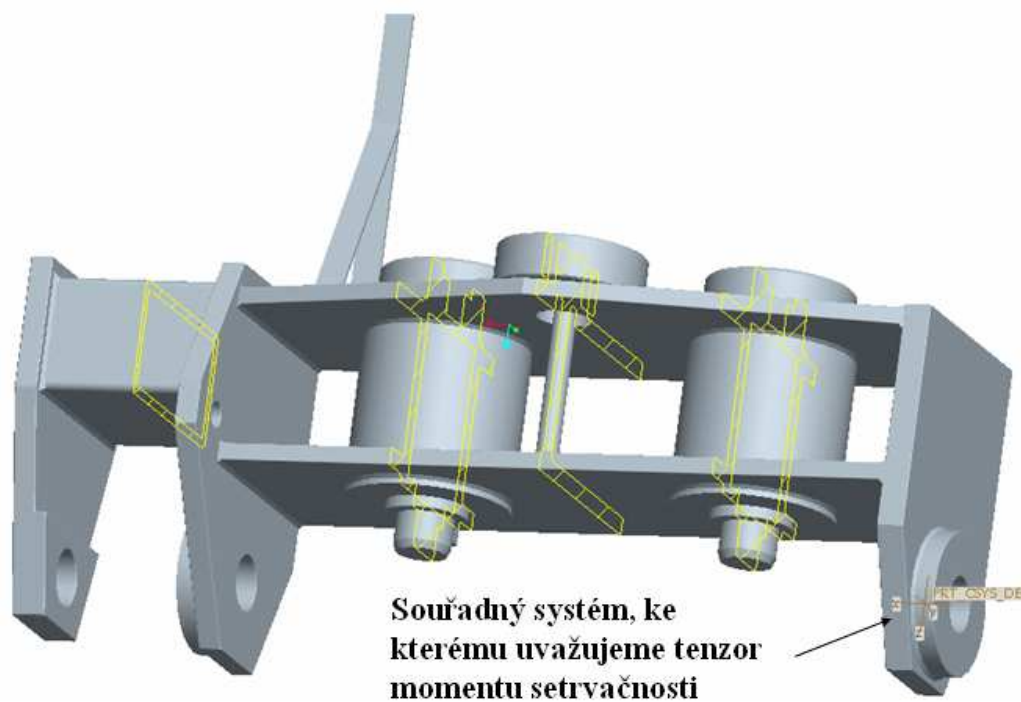


Obr. 5-2 Model v Adamsu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00

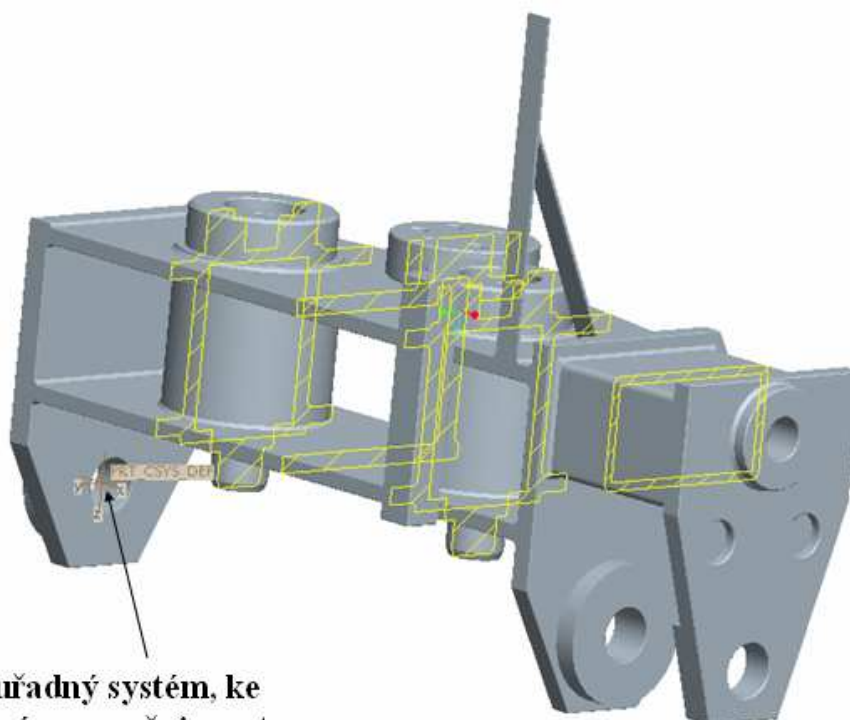


Obr. 5-3 Model v Adamsu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00

5.3.1 Beran

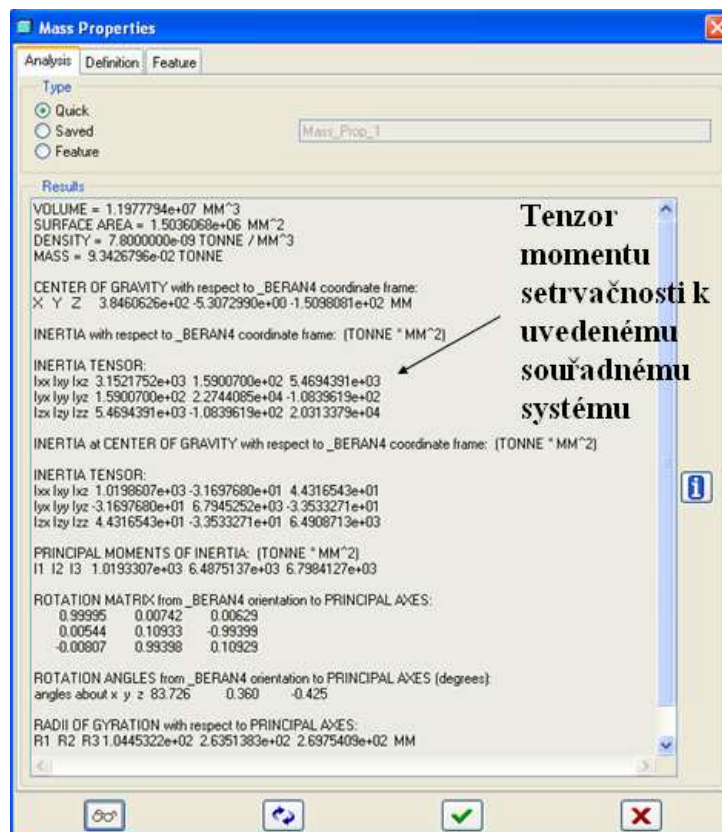


Obr. 5-4 3D model beranu 1



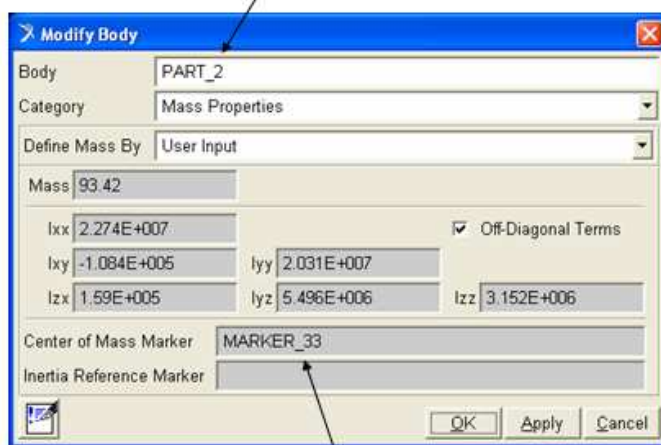
Souřadný systém, ke kterému uvažujeme tenzor momentu setrvačnosti

Obr. 5-5 3D model beranu 2



Obr. 5-6 Setrvačné hmoty beranu zjištěné v Pro ENGINEERu

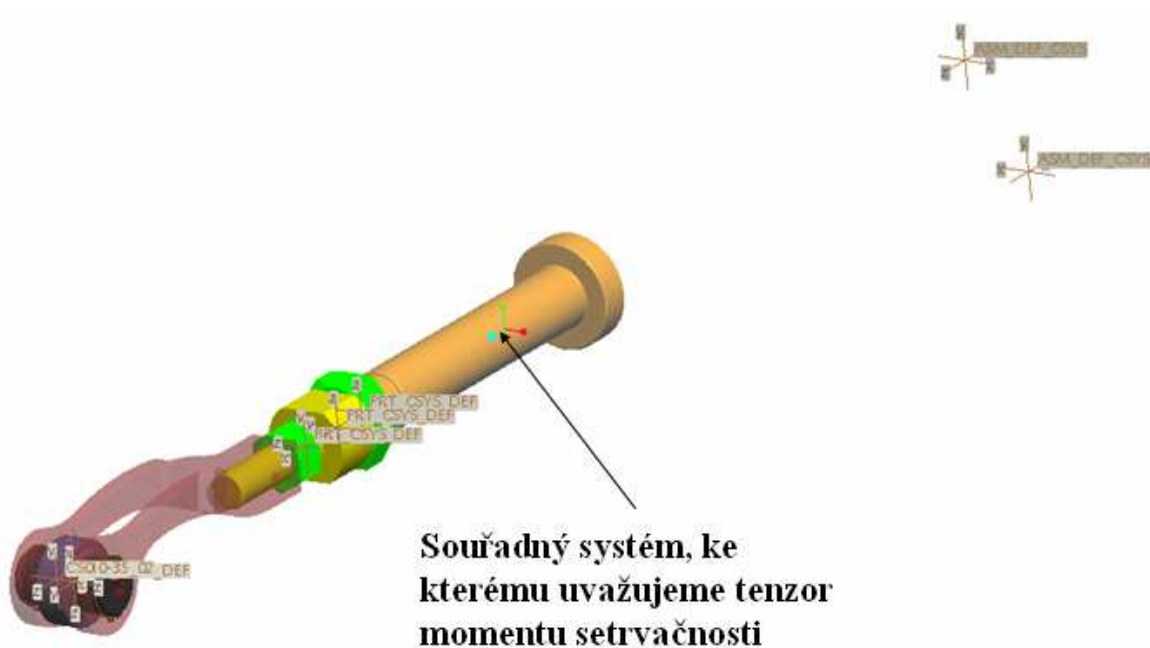
Těleso 2 - Beran



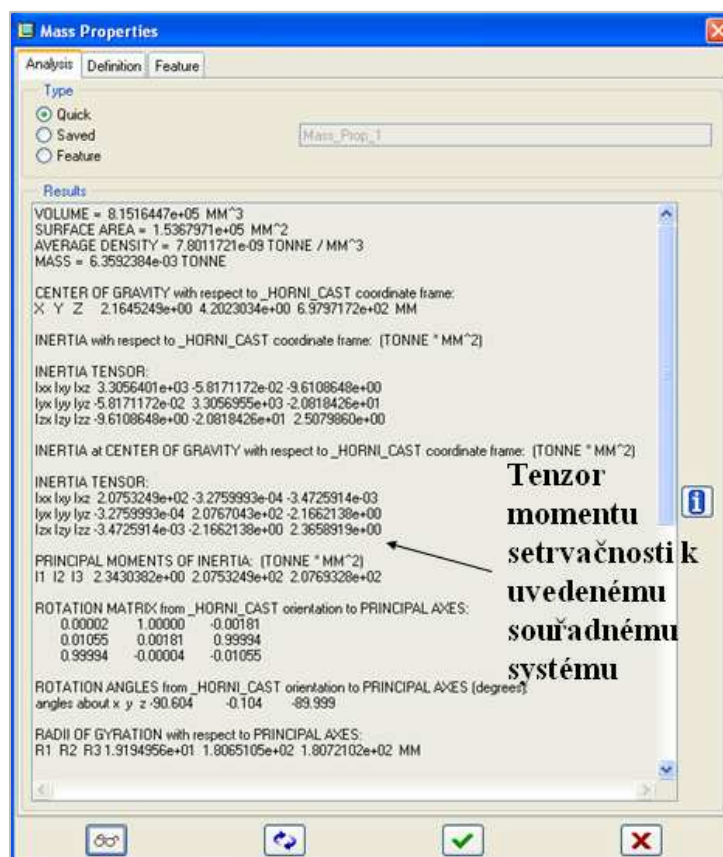
Souřadný systém, ke kterému
uvažujeme tenzor momentu
setrvačnosti beranu

Obr. 5-7 Setrvačné hmoty beranu zapsané do Adamsu

5.3.2 Horní část uložení

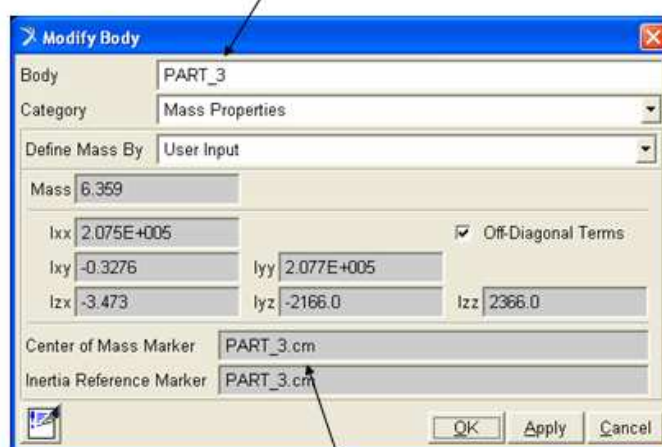


Obr. 5-8 3D model horní části uložení vykonávající obecný rovinný pohyb



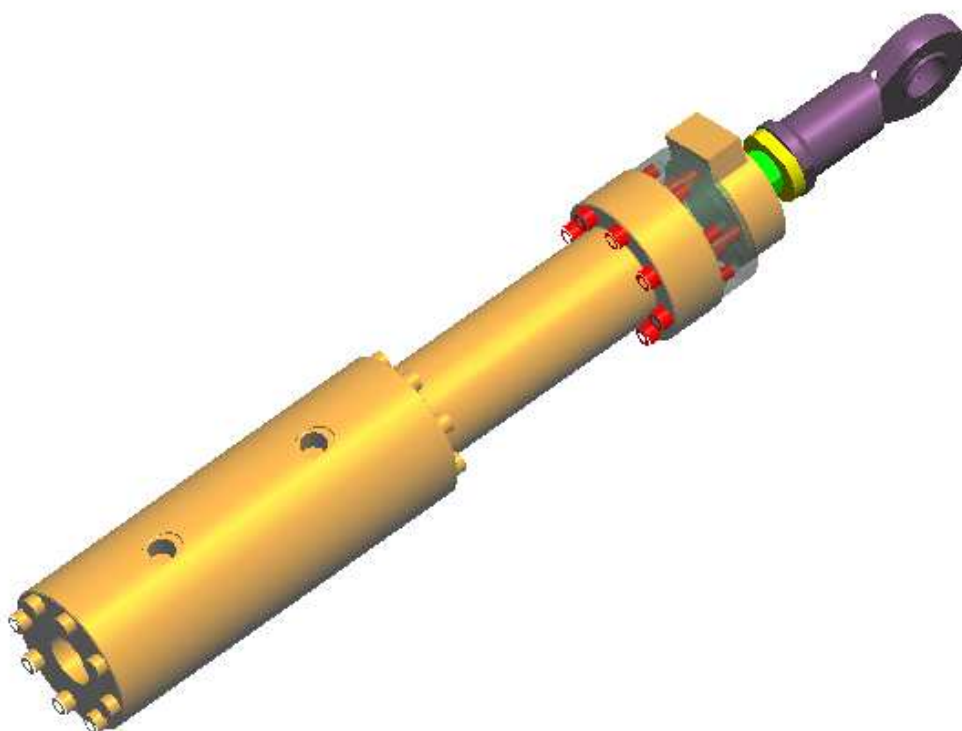
Obr. 5-9 Setrvačné hmoty horní části uložení zjištěné v Pro ENGINEERu

Těleso 3 – Horní část uložení

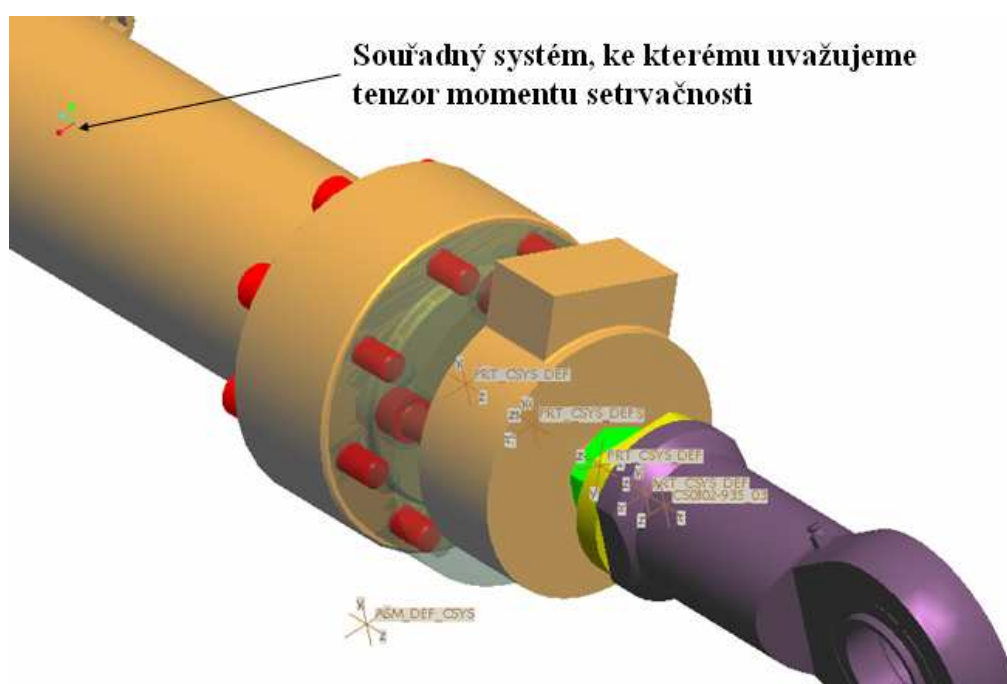


Obr. 5-10 Setrvačné hmoty horní části uložení zapsané do Adamsu

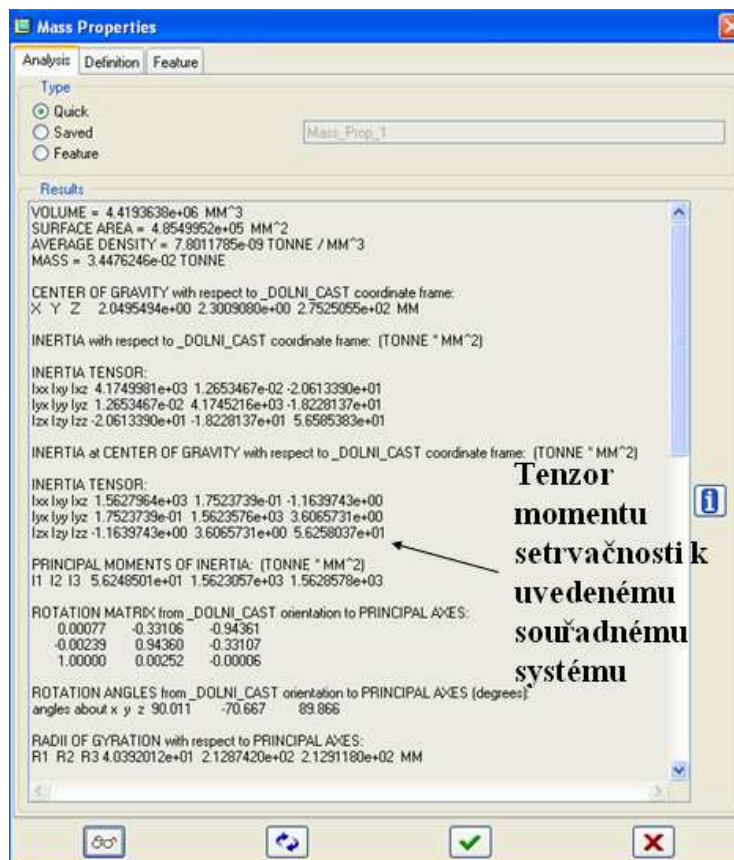
5.3.3 Dolní část uložení



Obr. 5-11 3D model spodní části uložení vykonávající rotační pohyb – bez souřadných systémů

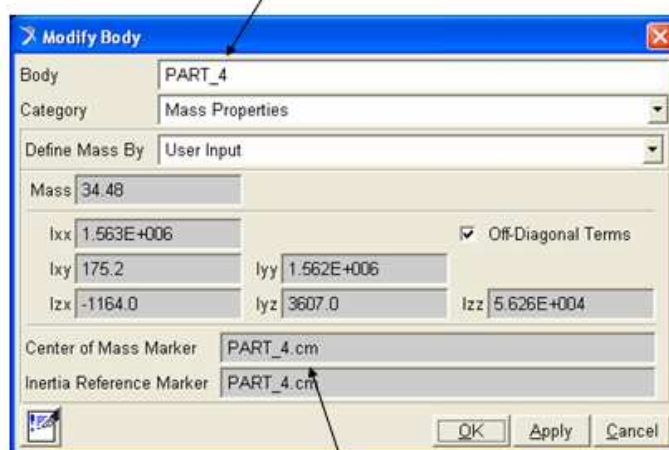


Obr. 5-12 3D model spodní části uložení vykonávající rotační pohyb – se souřadnými systémy



Obr. 5-13 Setrvačné hmoty spodní části uložení odečtené v Pro ENGINEERu

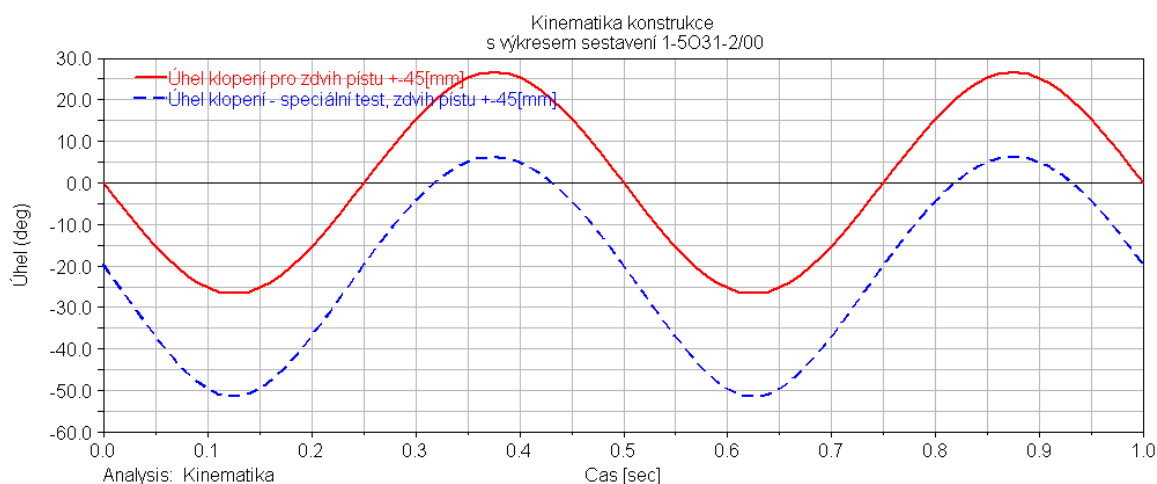
Těleso 4 – Dolní část uložení



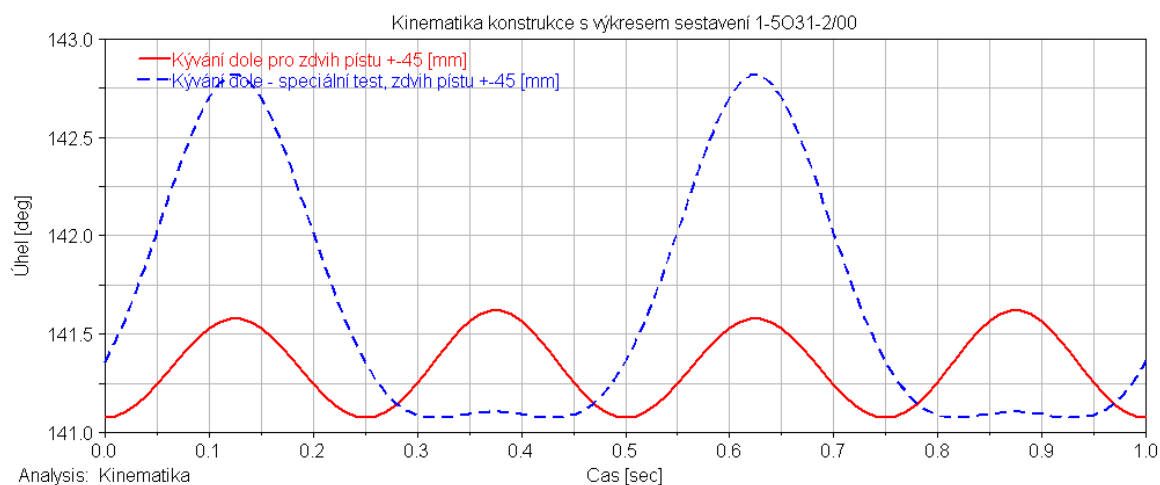
Obr. 5-14 Setrvačné hmoty spodní části uložení zapsané do Adamsu

5.4 Kinematika

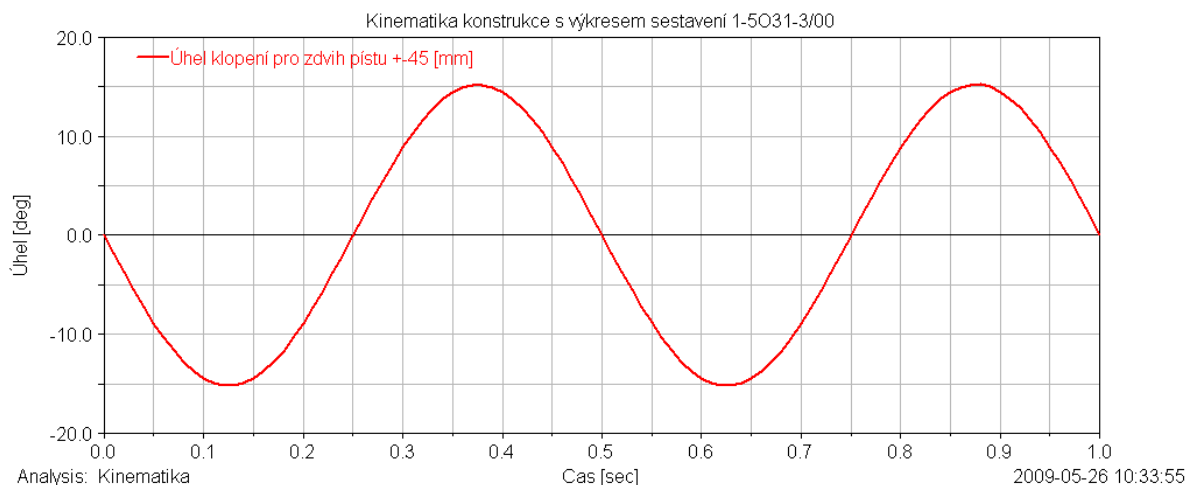
Na obrázcích 5-15 a 5-17 jsou zobrazeny průběhy úhlu klopení beranu při zdvihu pístu ± 45 [mm]. Na obrázcích 5-16 a 5-18 jsou vidět průběhy kývavých pohybů dolní části uložení, které vykonávají rotační pohyb. U obrázků 5-15 a 5-16 jsou vidět vždy dvě křivky. Jedna platí pro počáteční úhel klopení beranu $\varphi = 0[^\circ]$. Druhá je pro speciální test, kdy je nutné počáteční úhel klopení nastavit na hodnotu $\varphi = 20[^\circ]$.



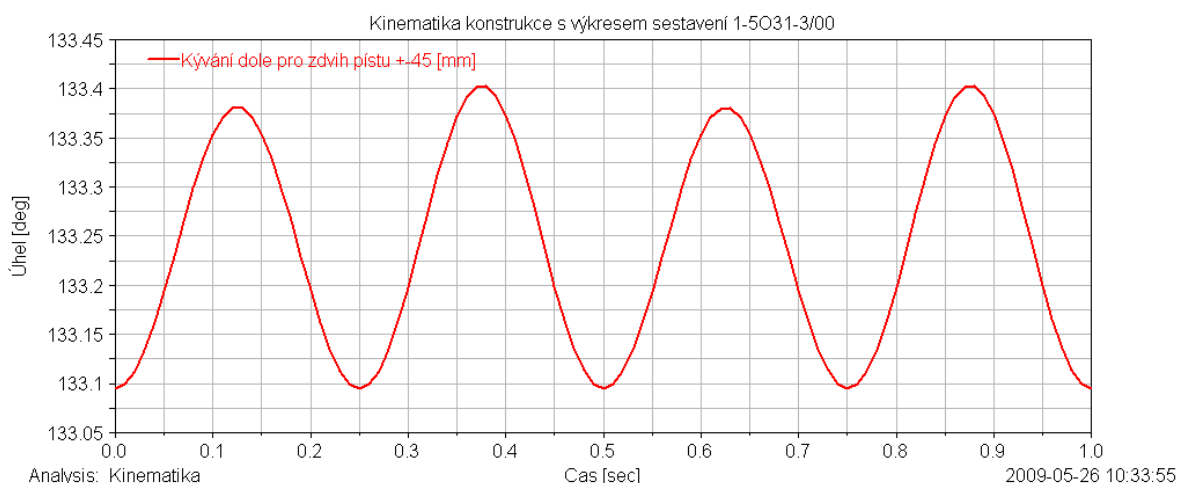
Obr. 5-15 Průběh klopení beranu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00



Obr. 5-16 Průběh kývání dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00



Obr. 5-17 Průběh klopení beranu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00



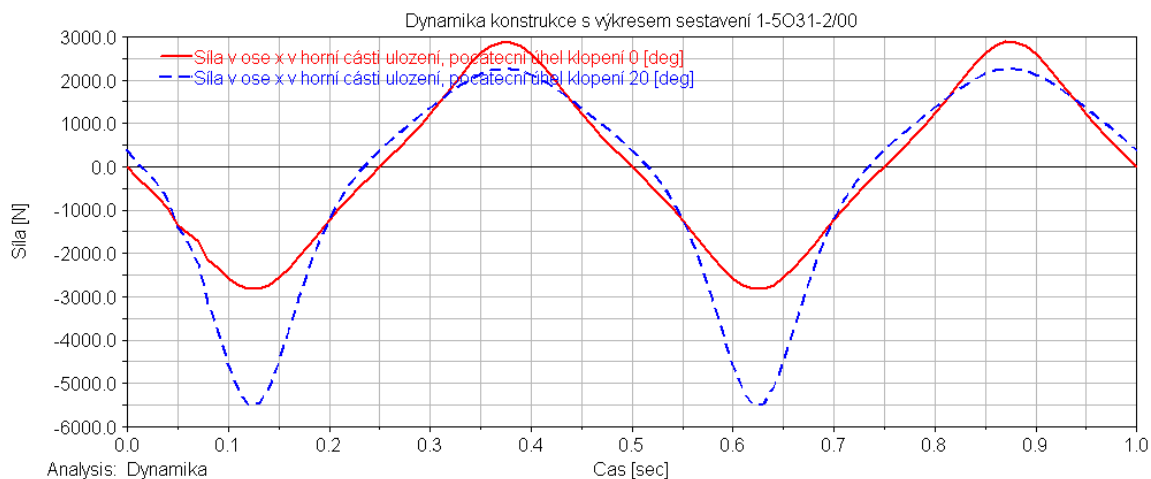
Obr. 5-18 Průběh kývání spodní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00

5.5 Dynamika

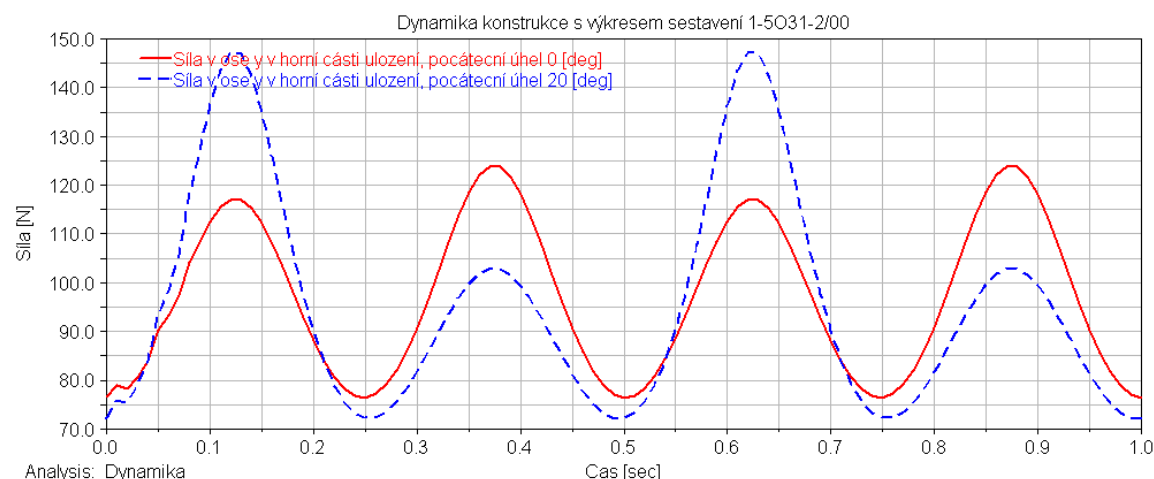
Na obrázcích 5-19 až 5-29 jsou ukázky průběhů sil. U obou konstrukcí se snímačem síly pod hydraulickým válcem byli vypočteny síly v ose x a v ose y v dolní i horní části uložení (viz. obrázek 5-1). U konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00 byli vypočteny uvedené síly pro počáteční úhly klopení $\varphi = 0^\circ$, $\varphi = 20^\circ$, frekvenci klopení $f = 2$ [Hz] a úhel klopení $\alpha = 26^\circ$. Pro konstrukci s výkresem sestavení 1-5O31-3/00 byl do výpočtu zvažován počáteční úhel klopení $\varphi = 0^\circ$, frekvence klopení $f = 2$ [Hz] a velikost úhlu klopení $\alpha = 15^\circ$.

Firma TRW-DAS Dačice a.s. požadovala vyhotovení křivek, kde bude znázorněna závislost průběhu hodnoty na snímači síly na frekvenci klopení beranu a velikosti klopného úhlu. U konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00 proběhlo v softwaru Adams 12 výpočtů. Výpočet probíhal pro úhly klopení $\alpha = 10^\circ$, $\alpha = 15^\circ$ a pro frekvence klopení $f = 0,5$ [Hz], 1 [Hz], 1,5 [Hz], 2 [Hz], 2,5 [Hz], 3 [Hz]. U konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00 proběhlo 48 výpočtů. Výpočet probíhal pro počáteční úhly klopení $\varphi = 0^\circ$,

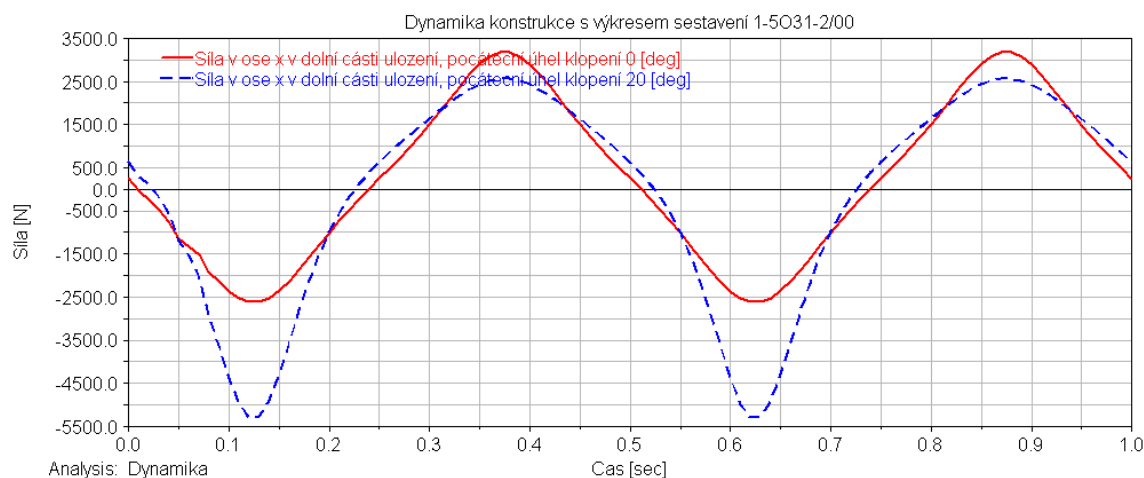
$\varphi = 20 [^\circ]$, pro velikosti úhlu klopení $\alpha = 10 [^\circ]$, $\alpha = 15 [^\circ]$, $\alpha = 20 [^\circ]$, $\alpha = 26 [^\circ]$ a pro frekvence klopení $f = 0,5 [Hz]$, $1 [Hz]$, $1,5 [Hz]$, $2 [Hz]$, $2,5 [Hz]$, $3 [Hz]$. Tyto křivky jsou znázorněny na obrázcích 5-30 až 5-32.



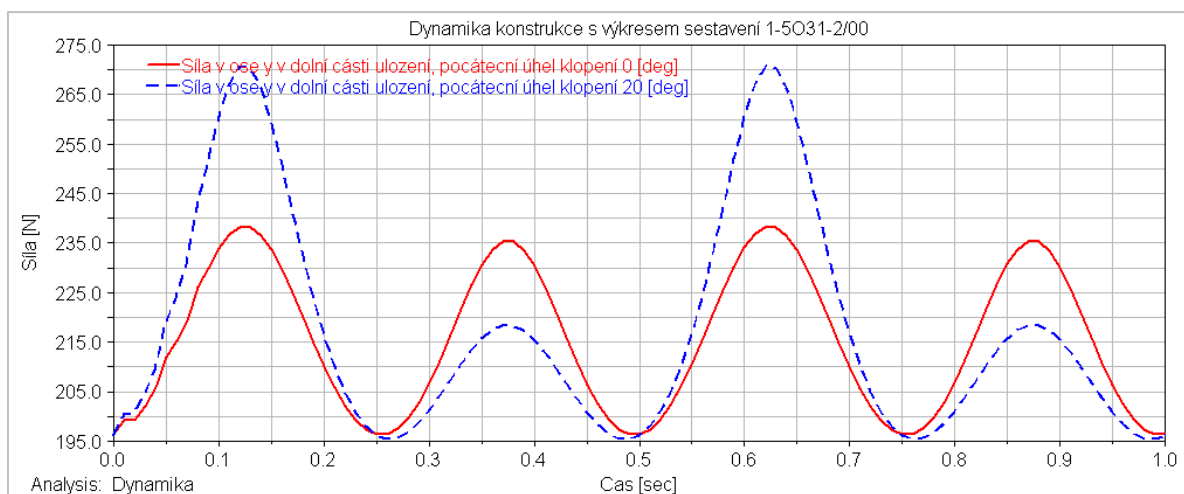
Obr. 5-19 Průběh sil v ose x v horní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-2/00



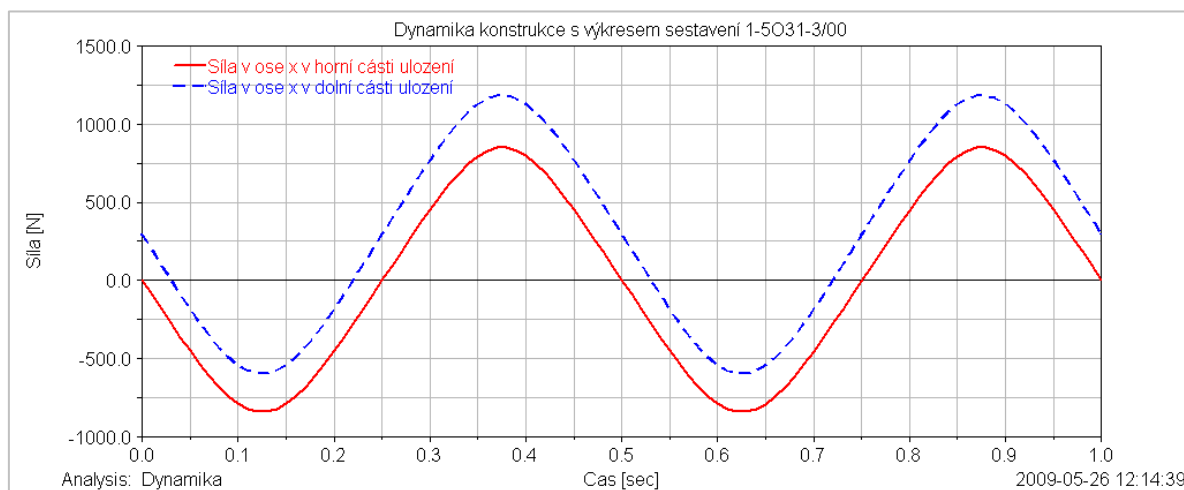
Obr. 5-20 Průběh sil v ose y v horní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-2/00



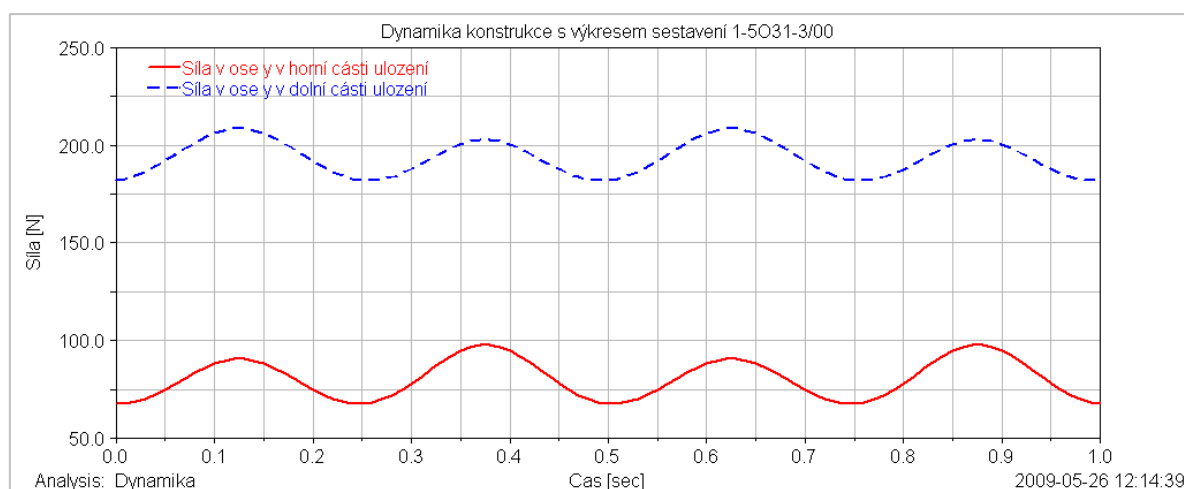
Obr. 5-21 Průběh sil v ose x v dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-2/00



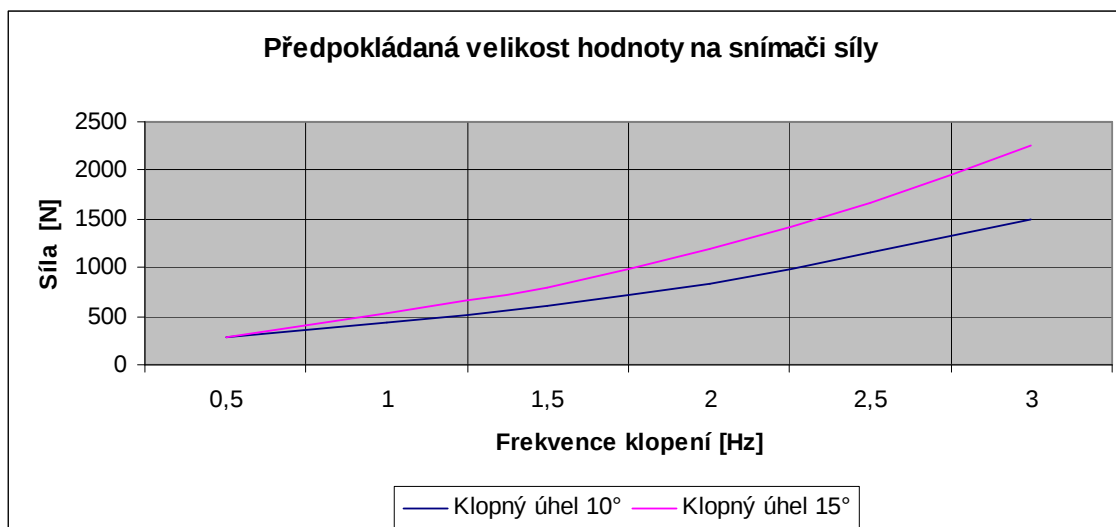
Obr. 5-22 Průběh sil v ose y v dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-2/00



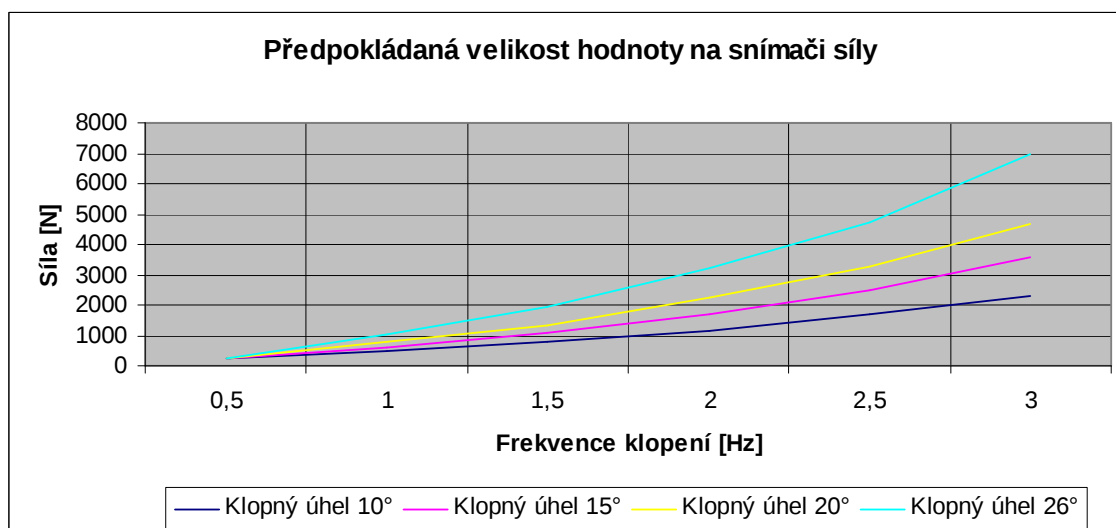
Obr. 5-23 Průběh sil v ose x konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-3/00



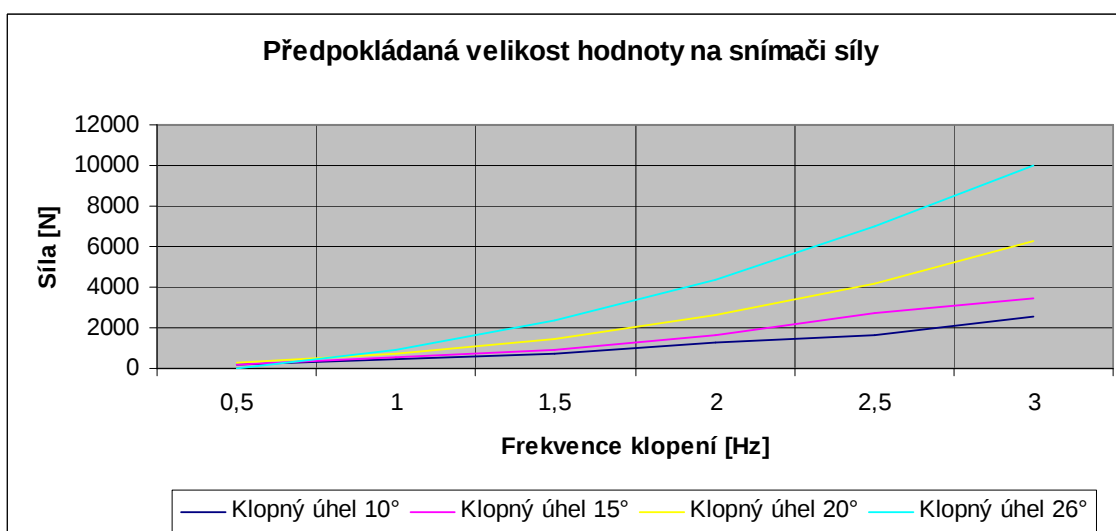
Obr. 5-24 Průběh sil v ose y konstrukce s výkresem sestavení 1-5031-3/00



Obr. 5-25 Předpokládaná hodnota na snímači síly konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00



Obr. 5-26 Předpokládaná hodnota na snímači konstrukce 1-5O31-2/00, poč. úhel 0 [°]

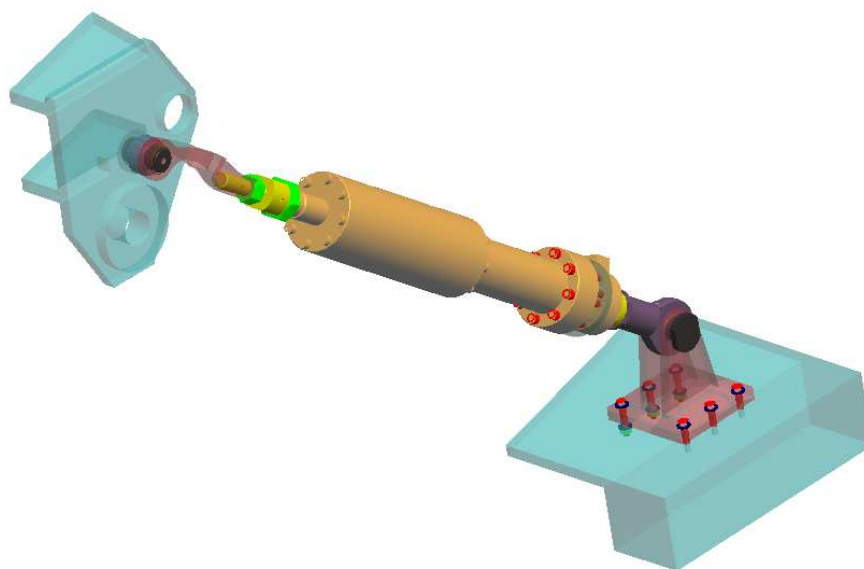


Obr. 5-27 Předpokládaná hodnota na snímači konstrukce 1-5O31-2/00, poč. úhel 20 [°]

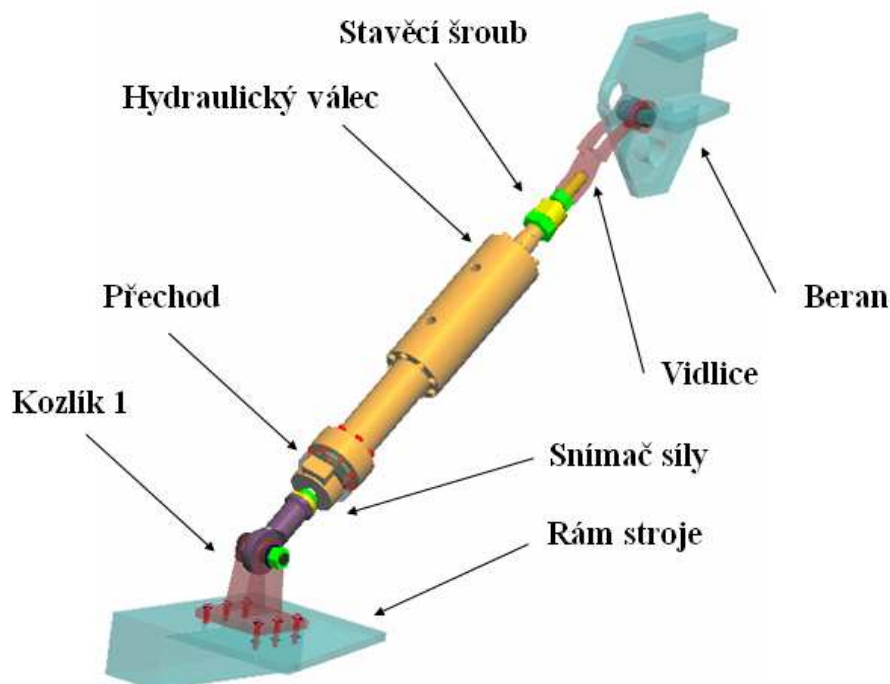
6 3D MODEL

Ke zhotovení 3D modelu je použit software Pro ENGINEER. Na obrázcích 6-1 až 6-5 je zobrazena sestava Uložení hydraulického válce zkušebního zařízení kulových kloubů pro dosažení maximálního klopného momentu 30[°]. Na obrázcích 6-6 až 6-9 je 3D model sestavy pro dosažení maximálního klopného momentu 17[°]. Vyobrazení 3D modelu jednotlivých součástí je pak na obrázcích 6-10 až 6-18.

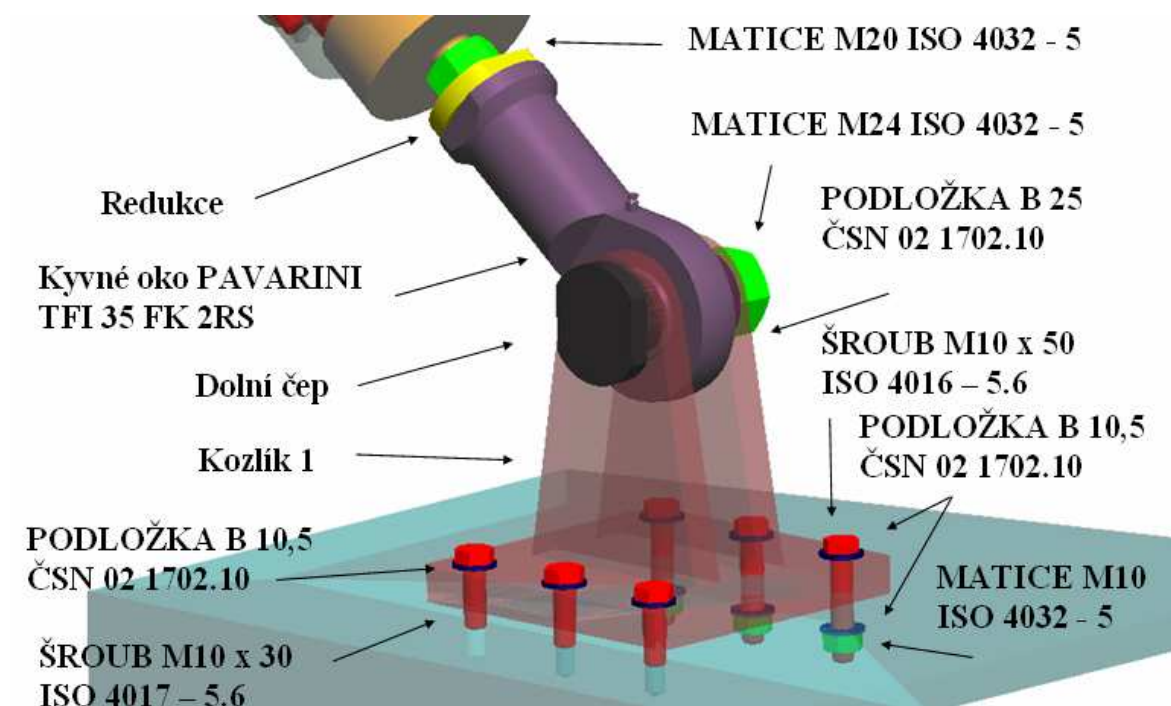
6.1 3D model sestavení (klopný moment 30[°])



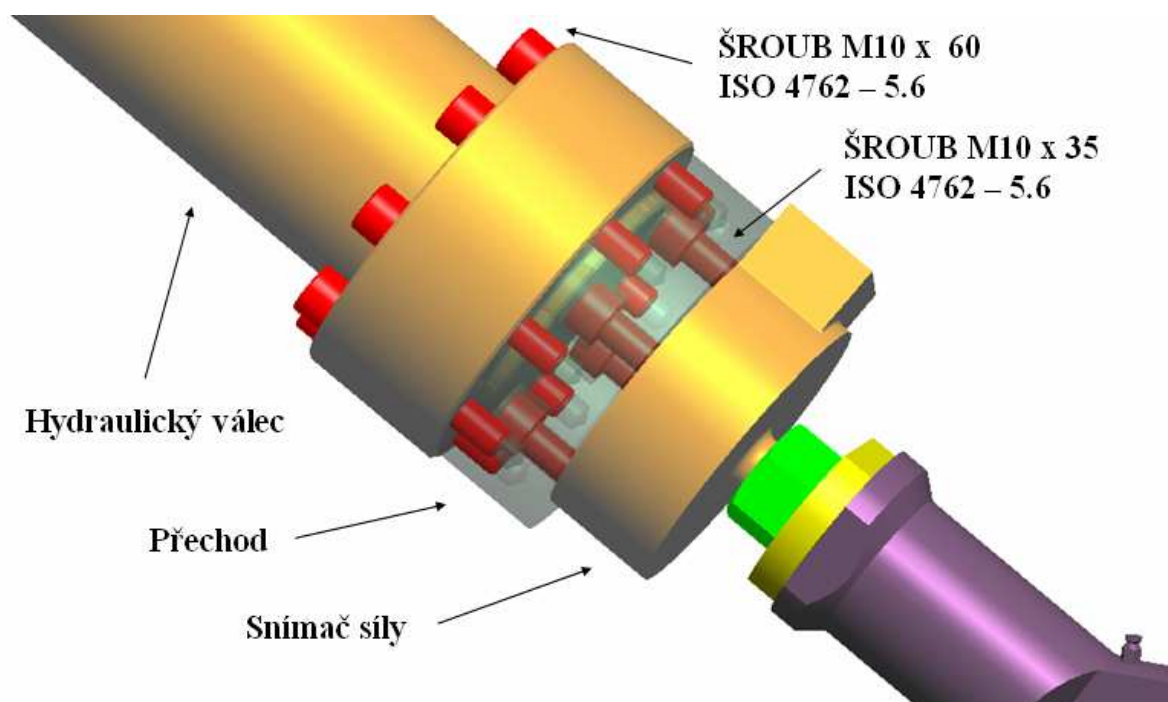
Obr. 6-1 Obrázek 3D modelu sestavení č. 1



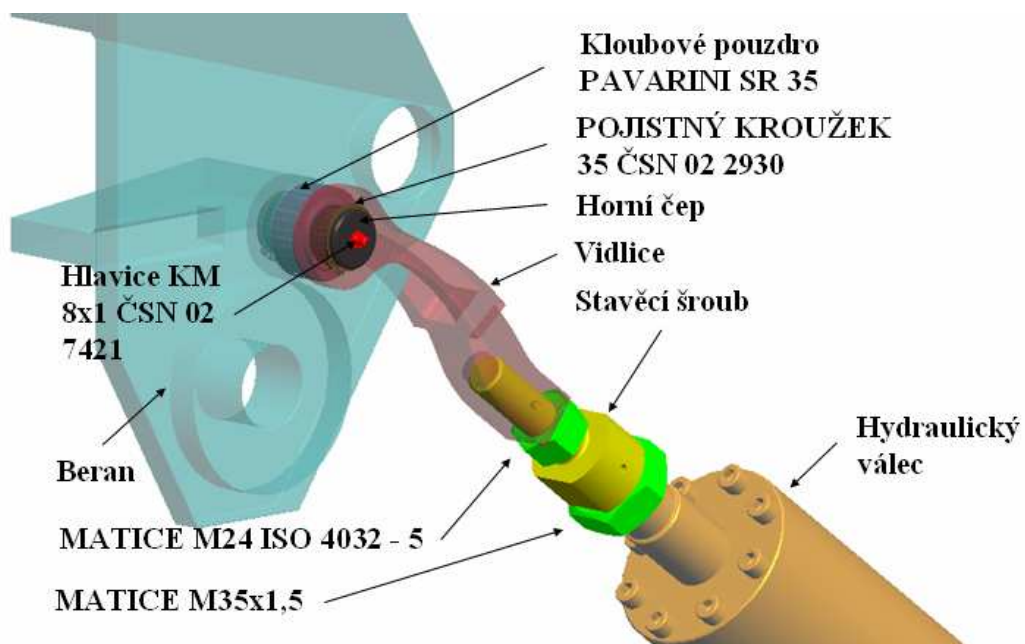
Obr. 6-2 Obrázek 3D modelu sestavení č. 2



Obr. 6-3 Obrázek 3D modelu sestavení č. 3

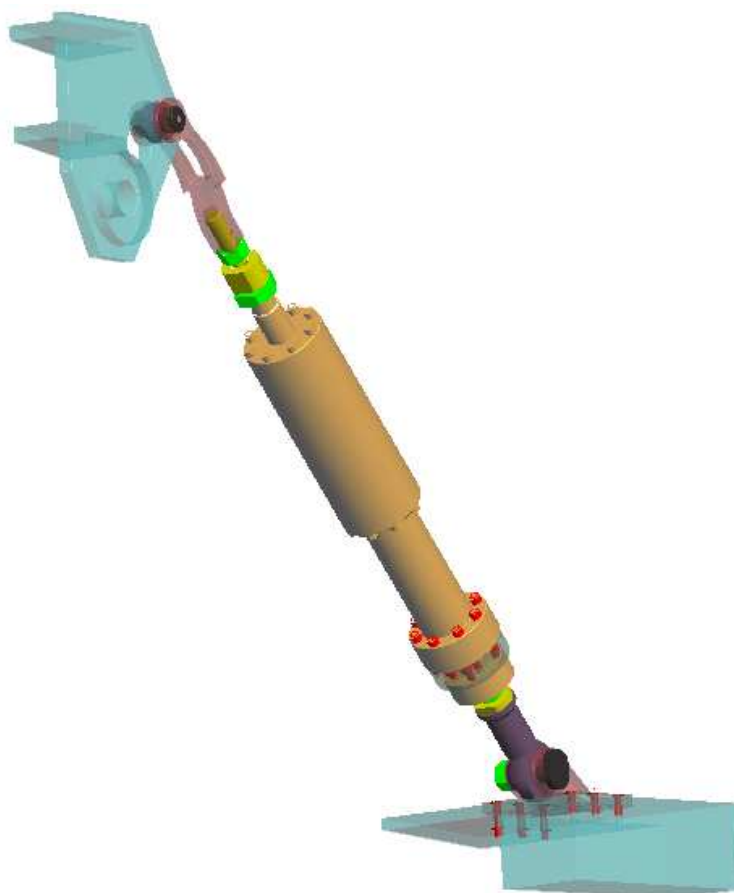


Obr. 6-4 Obrázek 3D modelu sestavení č. 4

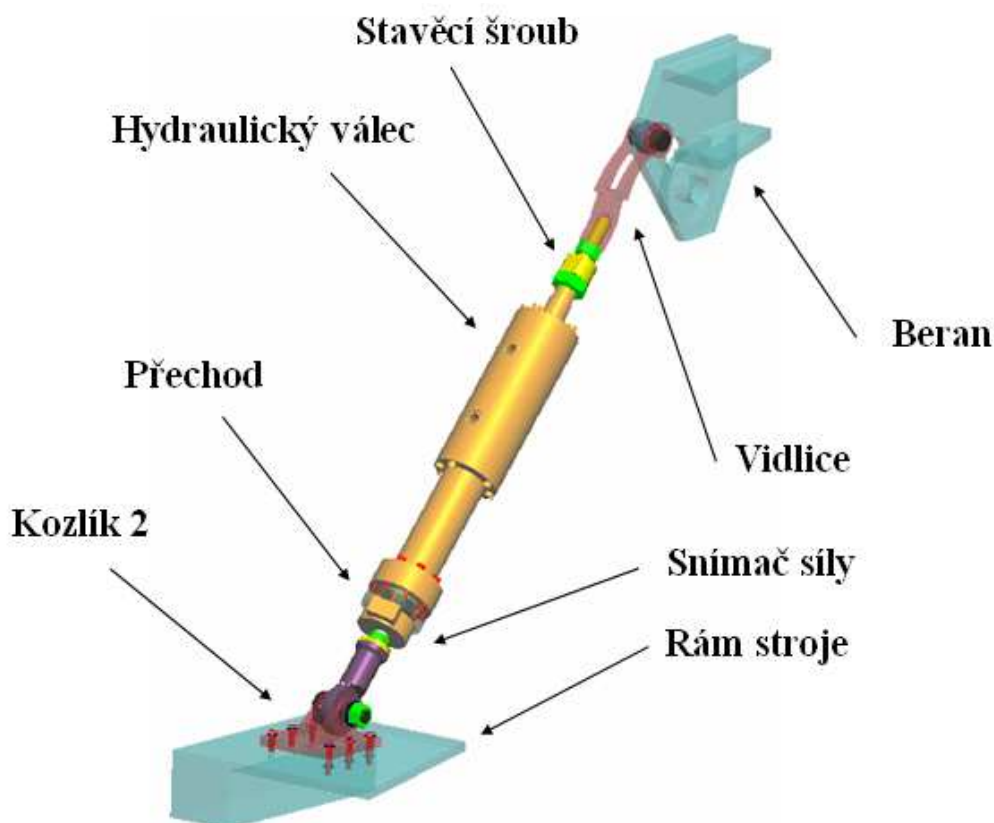


Obr. 6-5 Obrázek 3D modelu sestavení č. 5

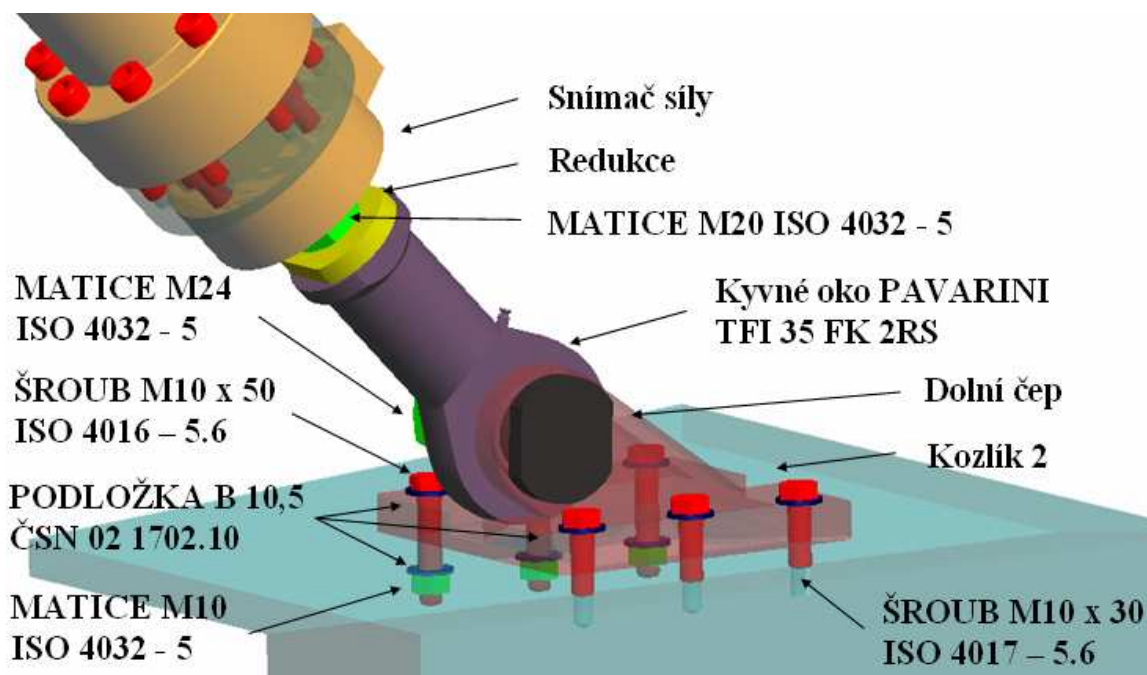
6.2 3D model sestavení (klopný moment 17[°])



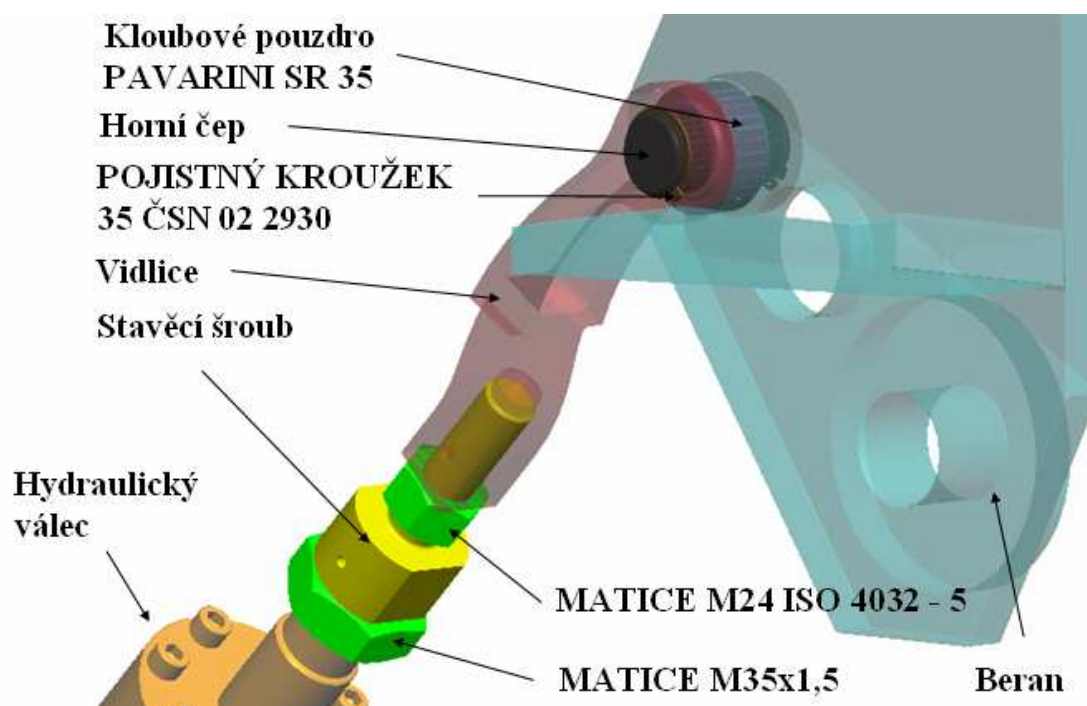
Obr. 6-6 Obrázek 3D modelu sestavení č. 6



Obr. 6-7 Obrázek 3D modelu sestavení č. 7

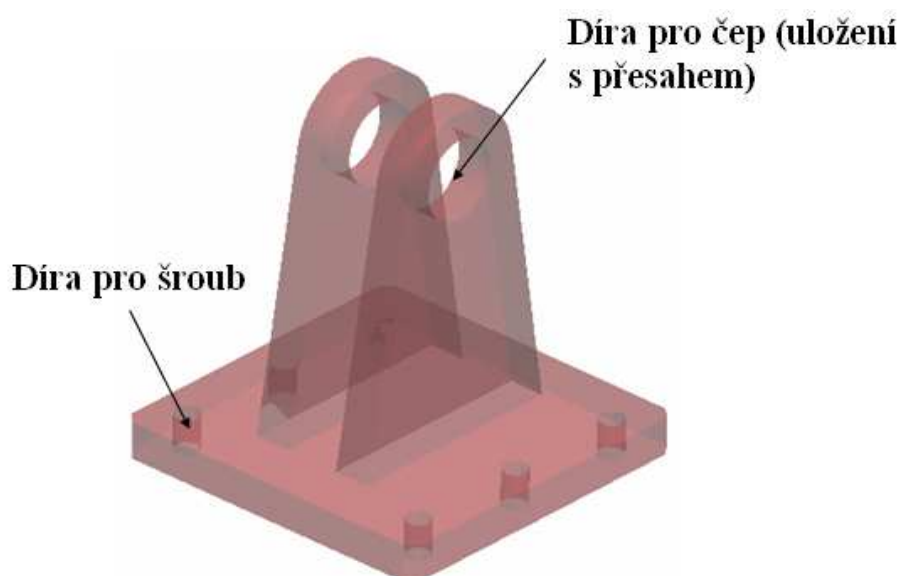


Obr. 6-8 Obrázek 3D modelu sestavení č. 8

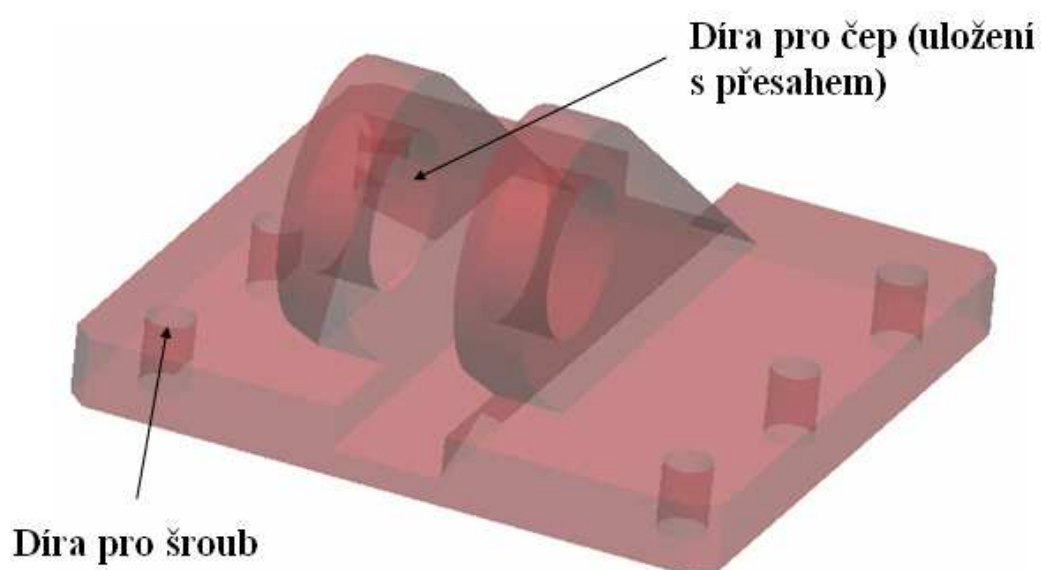


Obr. 6-9 3D model sestavení č.9

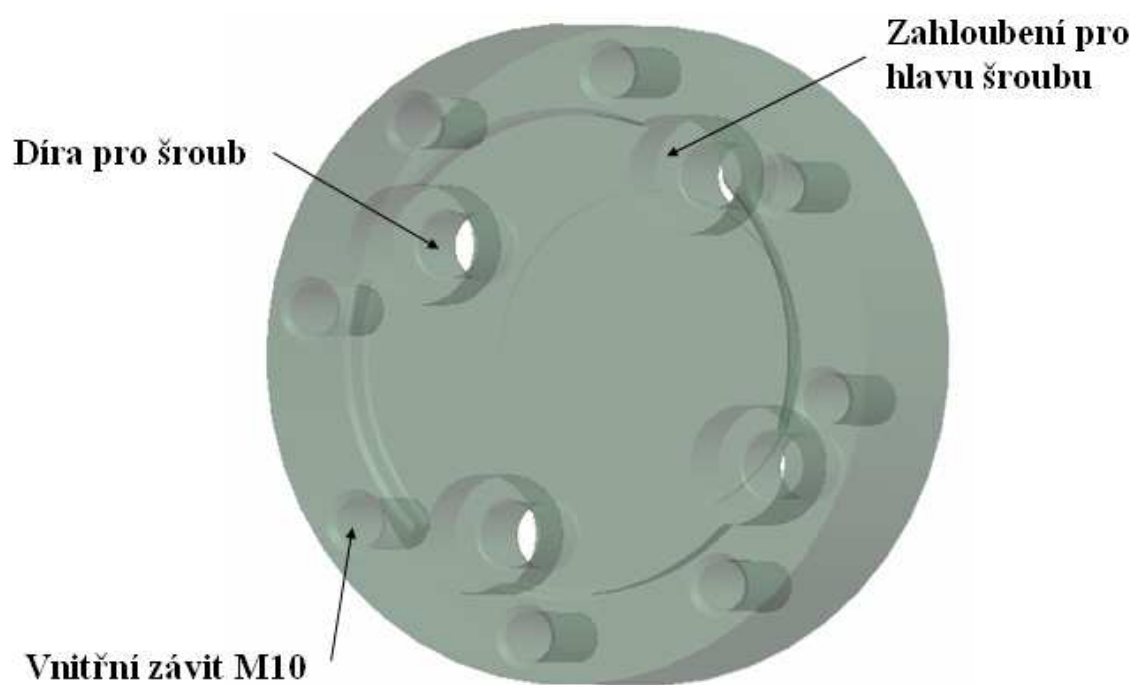
6.3 Jednotlivé součásti



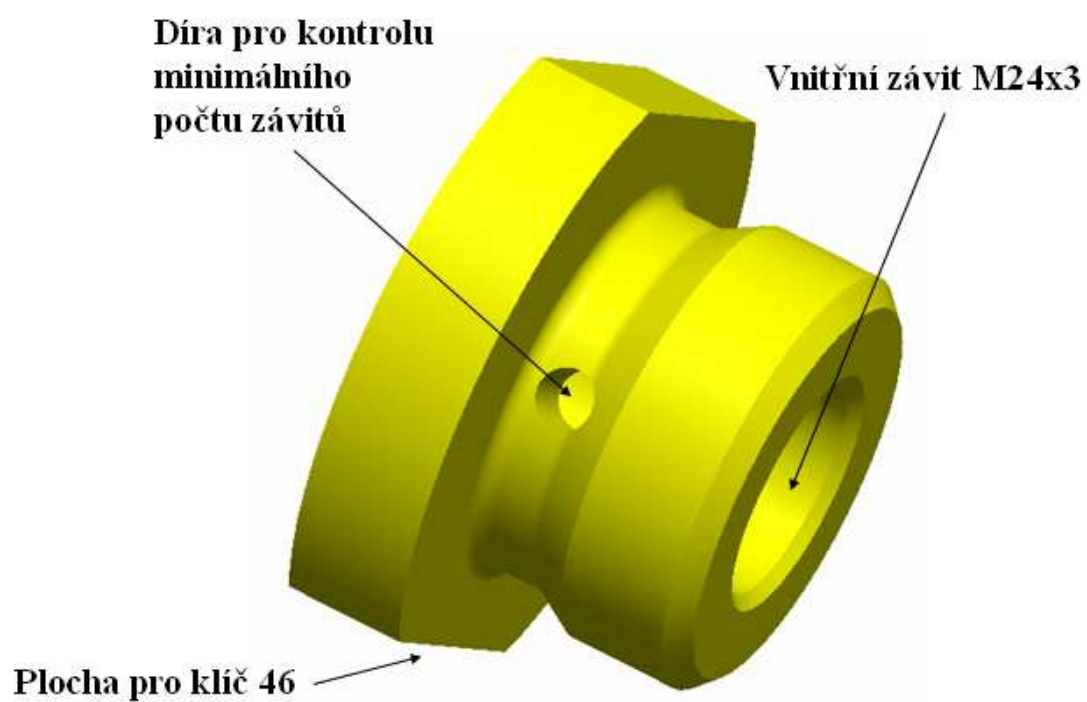
Obr. 6-10 Kozlík 1



Obr. 6-11 Kozlík 2



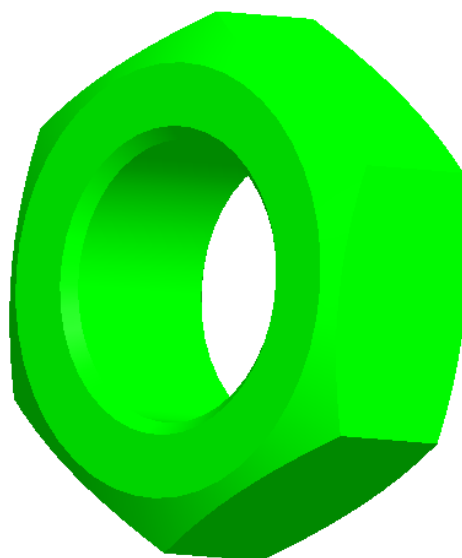
Obr. 6-12 Přechod



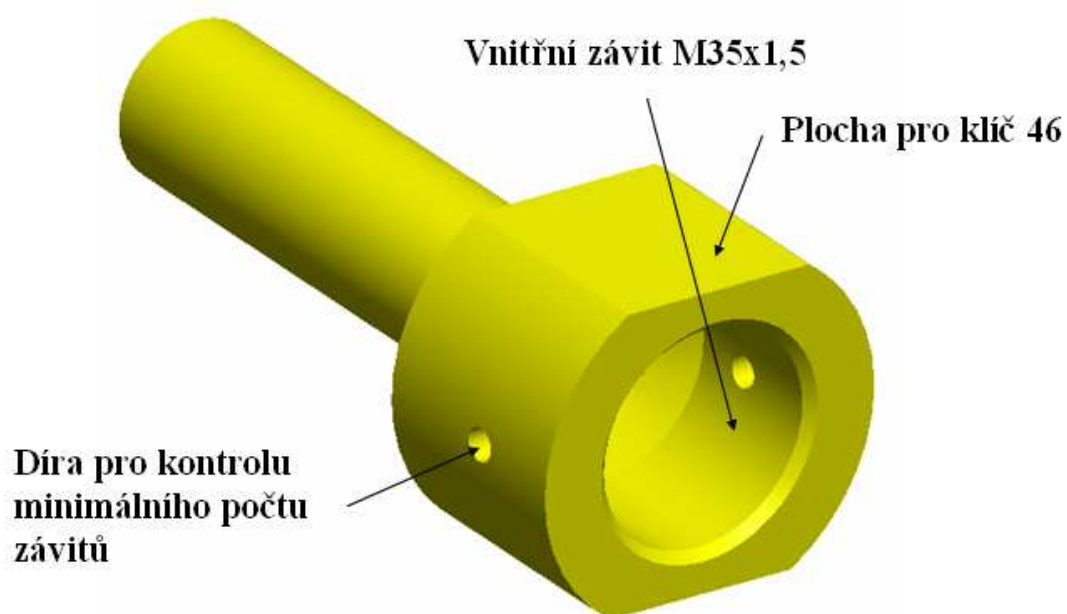
Obr. 6-13 Redukce



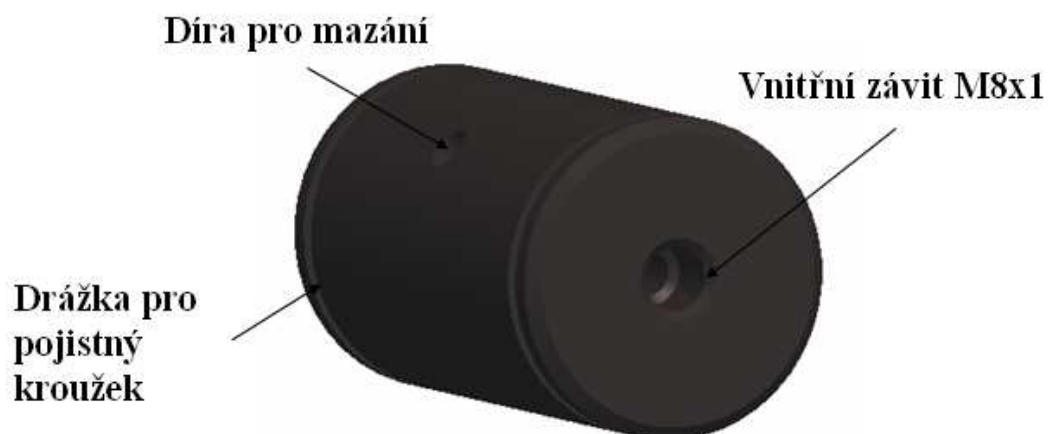
Obr. 6-14 Dolní čep



Obr. 6-15 Matice M35x1,5



Obr. 6-16 Stavěcí šroub



Obr. 6-17 Horní šroub



Obr. 6-18 Vidlice

7 ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce je vytvoření optimálního projektu pro firmu TRW-DAS Dačice a.s.. Jedná se o zařazení hydraulického válce do testovacího zařízení kulových kloubů. Společnost požaduje pouze kvalitní konstrukci a křivky průběhů budící síly hydraulického válce v závislosti na frekvenci a klopném úhlu. Rešerše a text v diplomové práci není pro firmu podstatný. Konstrukce musí splňovat mnoho požadavků, které jsem popsal v kapitole č.3. Společnosti nezáleží na způsobu jejich dosažení. Podstatný je pro ní výsledek. Stroj po jeho výrobě, montáži a předepsaném používání musí správně fungovat po celou dobu předpokládané životnosti. Je tedy požadována 100%-tní funkčnost a 100%-tní vyrobiteľnost při přiměřených nákladech.

Pro společnost TRW-DAS Dačice a.s. jsem vyhotovil projekt. Prokázal jsem, že jsem schopen řešit úlohy v praxi pomocí teorie získané na univerzitě. Konstruování je iterační operace, nebo-li opakovanými výpočty a obměnou konstrukčních řešení jsem se k dokonalému výsledku pouze přibližoval. Množství nutných iterací a tedy i časová náročnost byla závislá na mých zkušenostech, znalostech a dovednostech.

Pro výpočet kinematiky a dynamiky jsem použil software Adams, pevnostní výpočty jsem provedl analyticky v softwaru Mathcad, 3D model za pomoci softwaru Pro Engineer, veškerá výkresová dokumentace pak v AutoCADu.

Cíle diplomové práce jsem splnil. Upozorňuji, že nebyla provedena pevnostní kontrola v softwaru Ansys z důvodu snahy o co nejlepší analytické výpočty. Numerické pevnostní výpočty nemají vliv na danou konstrukci, jelikož je konstrukce namáhána cyklickým zatížením a kritickými místy v konstrukci jsou šroubové spoje s tlakovým spojením. Z výše uvedených jsem v Metodě konečných prvků schopen řešit jenom tlakový lisovaný spoj.

Součástí diplomové práce jsou přílohy obsahující cca. 130 stránek pevnostních výpočtů a 3 výkresy sestavení s 6 kusovníky a 21 výrobními výkresy.

8 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] ŠKOPÁN, M.: *Hydraulické pohony strojů - sylabus* , Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2004
- [2] VÁVRA, P.-KŘÍŽ, R.: *Strojírenská příručka – svazek č.4*, SCIENTIA spol. s.r.o , Praha 1994, ISBN 80-85827-58-1
- [3] JAN, Z.-VÉMOLA, A.-ŽDÁNSKÝ, B.: *Automobily – podvozek a převodová ústrojí*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno 2003, ISBN 80-7204-262-9
- [4] Materiály a vědomosti z TRW-DAS Dačice a.s.. Dačice (CZ), 2009
- [5] SVOBODA,P.-BRANDEJS,J.-KOVAŘÍK,R.-SOBEK,E: *Základy konstruování – výběry z norem pro konstrukční cvičení*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o Brno 2001, ISBN 80 – 7204 – 214 – 9
- [6] LEINVEBER,J.-ŘASA,,J.-VÁVRA,P: *Strojnické tabulky*, SCIENTIA spol. s.r.o , Brno 2000, ISBN 80-7183-164-6
- [7] SOBEK,E.-BRANDEJS,J.-MAZAL,P.-DVOŘÁČEK,J.-SVOBODA,J: *Základy konstruování – návody pro konstrukční cvičení*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o Brno 2004, ISBN 80-7204-331-5
- [8] SVOBODA,P.-BRANDEJS,J.-PROKEŠ,F.: *Základy konstruování*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o Brno 2003, ISBN 80-7204-306-4
- [9] JANÍČEK,P.-ONDRÁČEK,E.-VRBKA,J.-BURŠA,J.: *Mechanika těles – Pružnost a pevnost* , Akademické nakladatelství CERM, s.r.o Brno 2004, ISBN 80 – 214 – 2592 – X
- [10] ONDRÁČEK,E.-VRBKA,J.-JANÍČEK,P.: *Mechanika těles – Pružnost a pevnost II*, Akademické nakladatelství CERM, s.r.o Brno 2002, ISBN 80 – 214 – 2214 – 9
- [11] VÁVRA,P.-KŘÍŽ,R.: *Strojírenská příručka – Svazek č.5*, SCIENTIA spol. s.r.o , Praha 1995, ISBN 80-85827-59-X
- [12] VÁVRA,P.-KŘÍŽ,R.: *Strojírenská příručka – Svazek č.6*, SCIENTIA spol. s.r.o , Praha 1994, ISBN 80-85827-88-3
- [11] AKADEMIČTÍ PRACOVNÍCI VUTBR/FSI/UK– *Přednáška předmětu Konstruování strojů – strojní součásti – Porušování při cyklickém zatěžování, Poškození při cyklickém zatěžování, Šrouby a šroubové spoje, Předepjaté šroubové spoje, Svary lepené a nýtované, Kluzná ložiska I, Kluzná ložiska II*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování.
- [12] AKADEMIČTÍ PRACOVNÍCI VUTBR/FSI/UK– *Poškození při cyklickém zatěžování I, Poškození při cyklickém zatěžování II, Pohybové šrouby, staticky zatížené šroubové spoje, Předepjaté šroubové spoje, Předepjaté šroubové spoje zatížené staticky, Předepjaté šroubové spoje zatížené cyklicky, Pevnostní výpočet svarových spojů*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování.

9 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Náprava McPherson [4]	16
Obr. 1-2 Hlavní části řízení a tuhé nápravy [3]	17
Obr. 1-3 Kulový kloub OBJ [4]	17
Obr. 1-4 Kulový kloub IBJ [4]	18
Obr. 2-1 Hydrogenerátor s vnějším ozubením [2]	22
Obr. 2-2 Hydrogenerátor s vnitřním ozubením [2]	22
Obr. 2-3 Šroubový hydrogenerátor [2]	23
Obr. 2-4 Hydrogenerátor s kruhovým statorem [2]	23
Obr. 2-5 Hydrogenerátor s oválným statorem [2]	23
Obr. 2-6 Hydrogenerátor radiální s písty vedenými ve statoru [2]	24
Obr. 2-7 Hydrogenerátor radiální s rotujícím blokem válců [2]	24
Obr. 2-8 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [2]	24
Obr. 2-11 Řadový pístový hydrogenerátor [2]	25
Obr. 2-10 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněným blokem [2]	25
Obr. 2-9 Axiální pístový hydrogenerátor s nakloněnou deskou [2]	25
Obr. 2-12 Schéma motorů s kyvným pohybem [2]	26
Obr. 2-13 Konstrukční typy přímočarých hydromotorů [1]	27
Obr. 2-14 Konstrukční možnosti spojení vík s válcem přímočarého hydromotoru [1]	27
Obr. 2-15 Příklad konstrukce přímočarého hydromotoru [2]	28
Obr. 2-16 Jednosměrný ventil s kuželkou [2]	28
Obr. 2-17 Jednosměrný ventil s destičkou [2]	28
Obr. 2-18 Hydraulický zámek [1]	29
Obr. 2-19 Uzavírací ventil [2]	29
Obr. 2-20 Druhy rozváděčů [1]	30
Obr. 2-21 Geometrie clony a trysky a jejich rozdíly [1]	30
Obr. 2-22 Konstrukční provedení proměnlivého průřezu škrtkových ventilů [1]	31
Obr. 2-23 Přímočarý pojistný ventil [2]	31
Obr. 2-24 Konstrukce hydraulické nádrže [1]	32
Obr. 2-25 Závažový akumulátor a jeho tlaková charakteristika [1]	33
Obr. 2-26 Pružinový akumulátor a jeho tlaková charakteristika [1]	33
Obr. 2-27 Plynový akumulátor a průběh stavové změny plynu [1]	33
Obr. 3-1 Hydraulický válec	35
Obr. 3-2 Testovací zařízení	36
Obr. 3-3 Snímač síly	36
Obr. 3-2 Testovací zařízení	36
Obr. 3-4 Elektromotor a excentricky uložená ojnice	37
Obr. 5-1 Schéma uložení pro určení stupňů volnosti	41
Obr. 5-2 Model v Adamsu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	41
Obr. 5-3 Model v Adamsu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	42
Obr. 5-4 3D model beranu 1	42
Obr. 5-5 3D model beranu 2	43
Obr. 5-6 Setrvačné hmoty beranu zjištěné v Pro ENGINEERu	43
Obr. 5-7 Setrvačné hmoty beranu zapsané do Adamsu	44
Obr. 5-8 3D model horní části uložení vykonávající obecný rovinný pohyb	44
Obr. 5-9 Setrvačné hmoty horní části uložení zjištěné v Pro ENGINEERu	45
Obr. 5-10 Setrvačné hmoty horní části uložení zapsané do Adamsu	45

Obr. 5-11 3D model spodní části uložení vykonávající rotační pohyb – bez souřadných systémů	46
Obr. 5-12 3D model spodní části uložení vykonávající rotační pohyb – se souřadnými systémy	46
Obr. 5-13 Setrvačné hmoty spodní části uložení odečtené v Pro ENGINEERu	47
Obr. 5-14 Setrvačné hmoty spodní části uložení zapsané do Adamsu	47
Obr. 5-15 Průběh klopení beranu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	48
Obr. 5-16 Průběh kývání dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	48
Obr. 5-17 Průběh klopení beranu konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	49
Obr. 5-18 Průběh kývání spodní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	49
Obr. 5-19 Průběh sil v ose x v horní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	50
Obr. 5-20 Průběh sil v ose y v horní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	50
Obr. 5-21 Průběh sil v ose x v dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	50
Obr. 5-22 Průběh sil v ose y v dolní části uložení konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-2/00	51
Obr. 5-23 Průběh sil v ose x konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	51
Obr. 5-24 Průběh sil v ose y konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	51
Obr. 5-25 Předpokládaná hodnota na snímači síly konstrukce s výkresem sestavení 1-5O31-3/00	52
Obr. 5-26 Předpokládaná hodnota na snímači konstrukce 1-5O31-2/00, poč. úhel 0 [°]	52
Obr. 5-27 Předpokládaná hodnota na snímači konstrukce 1-5O31-2/00, poč. úhel 20 [°]	52
Obr. 6-1 Obrázek 3D modelu sestavení č. 1	53
Obr. 6-2 Obrázek 3D modelu sestavení č. 2	53
Obr. 6-3 Obrázek 3D modelu sestavení č. 3	54
Obr. 6-4 Obrázek 3D modelu sestavení č. 4	54
Obr. 6-5 Obrázek 3D modelu sestavení č. 5	55
Obr. 6-6 Obrázek 3D modelu sestavení č. 6	55
Obr. 6-7 Obrázek 3D modelu sestavení č. 7	56
Obr. 6-8 Obrázek 3D modelu sestavení č. 8	56
Obr. 6-9 3D model sestavení č.9	57
Obr. 6-10 Kozlík 1	57
Obr. 6-11 Kozlík 2	58
Obr. 6-12 Přechod	58
Obr. 6-13 Redukce	59
Obr. 6-14 Dolní čep	59
Obr. 6-15 Matice M35x1,5	60
Obr. 6-16 Stavěcí šroub	60
Obr. 6-17 Horní šroub	61
Obr. 6-18 Vidlice	61

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č.1	Uložení hydraulického válce do testovacího stroje - Pevnostní výpočty – cca. 130 stránek		
Příloha č.2	Číslo výkresu	1-5O31-0/00	Výkres setavení + kusovník
		3-5O31-1/00	Výkres svarku pro svařování a obrábění
		4-5O31-1/01	Výkres součásti svarku
		4-5O31-1/02	Výkres součástí svarku
		1-5O31-0/01	Výrobní výkres
		3-5O31-0/02	Výrobní výkres
		3-5O31-0/03	Výrobní výkres
		4-5O31-0/04	Výrobní výkres
		3-5O31-0/05	Výrobní výkres
		4-5O31-0/06	Výrobní výkres
		3-5O31-0/07	Výrobní výkres
		4-5O31-0/08	Výrobní výkres
		4-5O31-0/09	Výrobní výkres
		4-5O31-0/10	Výrobní výkres
Příloha č.3	Číslo výkresu	1-5O31-2/00	Výkres sestavení + kusovník
		3-5O31-4/00	Výkres svarku pro svařování a obrábění
		4-5O31-4/01	Výkres součásti svarku
		4-5O31-4/02	Výkres součástí svarku
		3-5O31-5/00	Výkres svarku pro svařování a obrábění
		4-5O31-5/01	Výkres součásti svarku
		4-5O31-5/02	Výkres součástí svarku
		4-5O31-5/03	Výkres součástí svarku
		3-5O31-2/01	Výrobní výkres
		3-5O31-2/02	Výrobní výkres
		3-5O31-2/03	Výrobní výkres
		4-5O31-2/04	Výrobní výkres
		4-5O31-2/05	Výrobní výkres
		3-5O31-2/06	Výrobní výkres
		4-5O31-2/07	Výrobní výkres
Příloha č.4	Číslo výkresu	1-5O31-3/00	Výkres sestavení