



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

MĚŘENÍ CHARAKTERISTIK ZKRUTNÝCH TYČÍ A STABILIZÁTORŮ

MEASUREMENT OF TORSION BARS AND STABILIZERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. DAVID BLÁHA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. ONDŘEJ BLAŽÁK, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. David Bláha

který/která studuje v **magisterském navazujícím 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:

Měření charakteristik zkrutných tyčí a stabilizátorů

v anglickém jazyce:

Measurement of torsion bars and stabilizers

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro potřeby Ústavu automobilního a dopravního inženýrství navrhnete vhodné zařízení pro měření tuhosti zkrutných tyčí a stabilizátorů.

Cíle diplomové práce:

1. Proved'te konstrukční návrh zařízení pro měření tuhosti zkrutných tyčí a stabilizátorů (torzní tyče pro odpružení vozidla, zkrutné stabilizátory).
2. Proved'te dimenzování navrženého zařízení s ohledem na předpokládaná zatížení.
3. Navrhnete měřicí řetězec pro měření potřebných parametrů, pro určení tuhosti torzních tyčí a stabilizátorů.
4. Určete celkovou chybu určení měřené tuhosti při využití navrženého zařízení (včetně měřicího řetězce).

Seznam odborné literatury:

REIMPELL, Jornsen. The Automotive Chassiss. 2nd edition. Oxford: Butterworth - Heinemann, 2001. 444 s. ISBN 0-7506-5054-0.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas.: Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Ondřej Blaťák, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 18.11.2013

L.S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá měřením charakteristik stabilizačních tyčí. Úkolem této práce je navrhnout měřicí zařízení pro měření zkrutné tuhosti stabilizátorů osobních automobilů, navrhnout měřicí řetězec pro zjištění veličin následně použitých k výpočtu tuhosti a výpočet celkové chyby měření. Měřicí zařízení je určeno pro potřeby ÚADI FSI VUT.

KLÍČOVÁ SLOVA

měření, stabilizátor, tuhost, zkrutná tyč

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the measurement of the anti-roll bar characteristics. The target of this thesis is to design a device for measuring of torsional stiffness of the automobile stabilizer bars, design a measuring sequence for detection values subsequently used to calculate the stiffness, and calculate the total measuring error. The measuring device is designed for the needs of the Institute of Automotive Engineering of FME BUT.

KEYWORDS

anti-roll bar, measurement, stiffness, sway bar



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLÁHA, D. Měření charakteristik zkrutných tyčí a stabilizátorů. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 73 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Ondřej Blatňák, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Ondřeje Blatáka, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 30. května 2014

.....

David Bláha



PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval Ing. Ondřeji Blaťákovi, Ph.D. za odborné vedení, za pomoc a rady při zpracování této diplomové práce.



OBSAH

Úvod.....	11
1 Teoretická část	12
1.1 Historie stabilizátorů.....	12
1.2 Účel stabilizátorů.....	12
1.3 Provedení zkrutných stabilizátorů	14
1.4 Tuhost stabilizátoru.....	16
1.5 Kinematika nápravy	17
1.5.1 Okamžitý střed klopení, osa klopení.....	17
1.5.2 Vratný moment nápravy, klopná tuhost.....	20
1.5.3 Úhel klopení	21
1.5.4 Radiální reakce kol	22
1.5.5 Vliv tuhosti pružin, stabilizátoru	22
1.5.6 Klopení kol.....	23
1.5.7 Samořízení náprav	24
1.6 Způsob výroby.....	24
1.7 Části stabilizátoru	25
1.7.1 Kliková raménka (táhla).....	25
1.7.2 Pouzdra.....	26
1.8 Zkrutné (torzní) tyče	26
1.9 Nápravy osobních automobilů.....	27
1.9.1 Tuhá náprava	27
1.9.2 Lichoběžníková náprava	28
1.9.3 Víceprvkové nápravy	29
1.9.4 Náprava McPherson (MacPherson).....	30
1.9.5 Úhlová náprava.....	30
1.9.6 Kliková náprava.....	31
1.10 Stabilizátory pro sportovní a závodní vozy	32
1.11 Stabilizátory s nastavitelnou tuhostí.....	34
1.12 Kapalinové stabilizátory	35
1.13 Elektronicky řízené stabilizátory.....	36
2 Formulace řešeného problému	37
3 Řešení	38
3.1 Analýza vybraného stabilizátoru	38
3.1.1 Tvorba počítačového modelu	38
3.1.2 Program pevnostní analýzy	38



3.1.3	Pevnostní analýza stabilizátoru	39
3.2	Návrh zařízení	41
3.2.1	Hydromotor	41
3.2.2	Kontrola hydromotoru	42
3.2.3	Hydraulická kapalina	43
3.2.4	Hydraulický agregát.....	44
3.2.5	Čerpadlo	44
3.2.6	Kontrola čerpadla.....	45
3.2.7	Elektromotor.....	47
3.2.8	Kontrola elektromotoru.....	47
3.2.9	Rozvaděč	47
3.2.10	Nádrž na kapalinu	49
3.2.11	Hydraulické tlakové hadice	49
3.2.12	Filtry a příslušenství.....	49
3.2.13	Ovládání hydrauliky	49
3.2.14	Schéma hydraulického obvodu.....	50
3.3	Měřicí řetězec	50
3.3.1	Měření síly.....	50
3.3.2	Měření úhlu zkroucení	51
3.3.3	Výpočet úhlu zkroucení	52
3.3.4	Korekce změny délky ramene	53
4	Měřicí zařízení	54
4.1	Sestava zařízení	54
4.1.1	Pohyblivé části zařízení	55
4.2	Přední stojany	56
4.2.1	Materiály	56
4.2.2	Pevnostní analýza tělesa silentbloku.....	56
4.2.3	Pevnostní analýza předního stojanu.....	58
4.3	Prostřední stojan	60
4.3.1	Materiály	60
4.3.2	Ramena.....	60
4.3.3	Pevnostní analýza prostředního stojanu.....	60
4.4	Kontrola šroubových spojů	63
4.5	Uchycení stabilizátoru.....	64
4.6	Variabilita použití	64
4.7	Přenos dat do PC.....	64



5	Výpočet celkové chyby měření.....	65
5.1	Dané hodnoty.....	65
5.2	Vypočtené hodnoty.....	65
5.2.1	Odhad absolutní chyby	65
5.2.2	Předpokládaná výsledná hodnota	65
5.2.3	Odhad relativní chyby.....	65
	Závěr	66
	Použité informační zdroje	67
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	70
	Seznam příloh.....	73



ÚVOD

Stabilizátory se v dnešní době používají u převážné většiny osobních automobilů. Mají různé podoby a provedení, ale jejich význam je vždy stejný – snižovat naklopení karoserie při průjezdu zatáčkou. Stabilizátory jsou konstruovány tak, aby se při průjezdu zatáčkou nebo přejezdu nerovností kroutily a tím co nejvíce snižovaly rozdíl stlačení pružin na levé a pravé straně nápravy. Míra zkroucení stabilizátoru v závislosti na zatížení se dá vyjádřit pomocí veličiny zvané tuhost stabilizátoru. Tato veličina není od výrobců automobilů standardně udávaná a znalost její velikosti je při výpočtu dynamiky podvozku automobilu nutná, proto je potřeba tuto hodnotu zjistit.

V dnešní době se jako nejdostupnější a nejjednodušší varianta zjištění této hodnoty nabízí použití programů založených na metodě konečných prvků. Ne vždy je však výsledek z těchto programů možno považovat za korektní a závisí na velmi přesném udání vstupních parametrů a také přesné geometrie modelu měřené součásti, proto je potřeba nalézt alternativní možnost, jak hledanou hodnotu zjistit.

Další možností, jak dostat výslednou hodnotu tuhosti stabilizátoru, je zkonstruování univerzálního měřicího zařízení, které bude tuto hodnotu schopno zjistit. Zařízení by mělo být schopno změřit v podstatě každý běžně používaný typ zkrutného stabilizátoru osobních automobilů. Touto možností se v této diplomové práci zabývám. Aby bylo možné takové zařízení zkonstruovat, je potřeba znalosti provozních parametrů měřicího zařízení, návrh jednotlivých částí zařízení, návrh měřicího řetězce a také návrh možnosti zpracování dat z měření.

Tvorbu modelů měřicího zařízení jsem provedl v programu Autodesk Inventor Professional, pevnostní analýzy jsem prováděl v programu Autodesk Simulation Mechanical. Zpracování měřených dat měřicího zařízení bude probíhat pomocí počítačového softwaru Matlab.

Součástí této diplomové práce je teoretická část zabývající se funkcí a provedením stabilizátorů. Tato část je zde uvedena pro obsáhlejší porozumění dané tématice, které je při vypracovávání praktické části nutností.



1 TEORETICKÁ ČÁST

1.1 HISTORIE STABILIZÁTORŮ

Od prvopočátků používání automobilů jako dopravního prostředku uplynulo již více než sto let. S vývojem pohonných jednotek bylo nutné dále vyvíjet i ostatní části vozu, a především také podvozek. Motory dosahovaly vyšších výkonů, bylo možné cestovat vyšší rychlostí, nároky na podvozek rostly, a to jak z hlediska jízdních vlastností, tak také z hlediska komfortu jízdy. Bylo nutné vozy vybavit koly s pneumatikami namísto kol dřevěných, vývoj zaznamenaly také brzdy, které jsou dnes nepostradatelnou součástí vozidel. Z hlediska komfortu by byl vůz bez odpružení nepoužitelný, a proto se začaly vyvíjet pružné části podvozku, a tedy i stabilizátoru.

Dnešní automobily využívají měkké komfortní odpružení s tlumiči, které sice dokáže zachytit nerovnosti vozovky, ale tím je při zatáčení naklápěna karoserie a jízdní vlastnosti nejsou ideální. Použitím stabilizátorů se naklápění omezí a tato nevýhoda je odstraněna, resp. zmenšena.

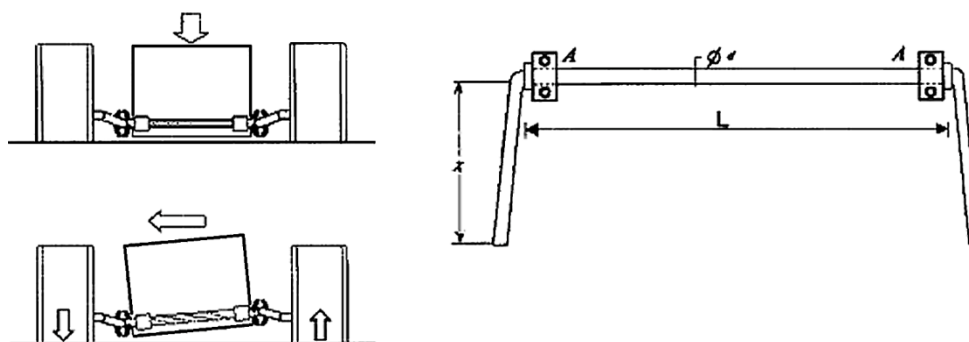
Využívání příčných stabilizačních tyčí jako prvek podporující jízdní vlastnosti vozidla byl vynález, za který S.L.C. Coleman z Frederictonu v Novém Brunswicku v Kanadě získal udělen patent dne 22. dubna roku 1919. Tento typ součásti podvozku byl poté nadále vylepšován a zhruba od poloviny roku 1930 se stabilizační tyče začaly objevovat v nových vozidlech značky Oldsmobile. Od té doby jsou stabilizační tyče součástí většiny závěsných systémů automobilů. [8]

1.2 ÚČEL STABILIZÁTORŮ

Hlavním účelem umístění stabilizátorů u automobilových náprav je zmenšit naklopení karoserie, zejména při průjezdu zatáčkou, a také při najetí vozidla na nerovnost terénu. Jeho použití umožní průjezd zatáčkou vyšší rychlostí a společně s dalšími prvky podvozku zajišťuje vyšší jízdní komfort.

Stabilizace vozidla probíhá v příčném směru. Klopení karoserie při zatáčení vozidla dochází směrem k vnější straně zatáčky. Samotný příčný stabilizátor je torzní kruhová tyč určitého průměru různého provedení. [1] Stabilizátor napomáhá kromě snížení klopení karoserie v zatáčkách také ovlivnit chování vozidla v zatáčce, přetáčivost a nedotáčivost vozu. [4]

Na Obr. 1 je zobrazen princip, na kterém příčný stabilizátor pracuje. Levý obrázek zobrazuje polohu stabilizátoru při jízdě po rovině a při průjezdu zatáčkou. Napravo pak základní provedení stabilizační tyče se základními rozměry a možným způsobem uložení.

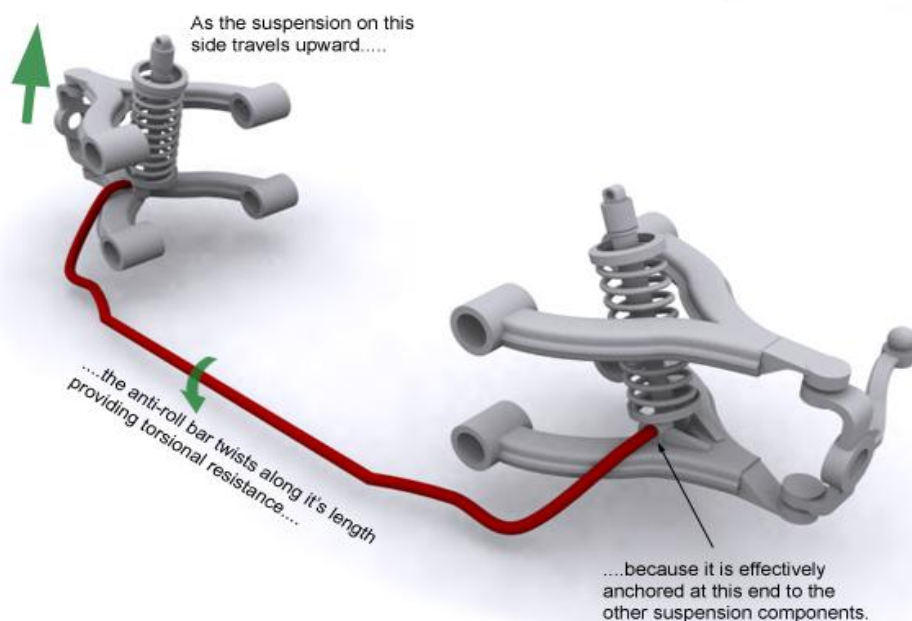


Obr. 1 Princip zkrutných stabilizátorů [1]

Při přejetí překážky na vozovce oběma koly jedné nápravy zároveň, oba konce stabilizátoru se natočí také stejným směrem a nedojde k jeho účinku na odpružení vozidla. Když však na nerovnost najede pouze jedno kolo nápravy nebo je jedno kolo nápravy odpruženo více než druhé, natočí se jeden konec stabilizátoru více, čímž se zkrucuje střední část stabilizátoru. Tímto zkrucením se zmenší prodloužení nápravy a tím naklopení karoserie. [1]

Při průjezdu zatáčkou se budou vnější pružiny stlačovat více než pružiny vnitřní. Rameno na vnitřní straně vozidla se bude zkrucovat směrem nahoru a svojí tuhostí bude pružinu stlačovat (působí tedy proti pružině). Druhé rameno stabilizátoru, které je nyní na vnější straně zatáčení, se bude zkrucovat také směrem nahoru proti stlačující se pružině, a tím bude zmenšovat naklopení karoserie. Stabilizátor je v tu chvíli namáhán na krut a ohyb. [2]

Princip průjezdu zatáčkou, případně přejetí jednostranné nerovnosti, je také graficky znázorněn na Obr. 2, kde je jedna strana nápravy zatížena, tj. síla působí směrem nahoru, a střední část stabilizátoru (vyznačen červeně) je namáhána na krut, který přenáší zatížení na druhou stranu nápravy.



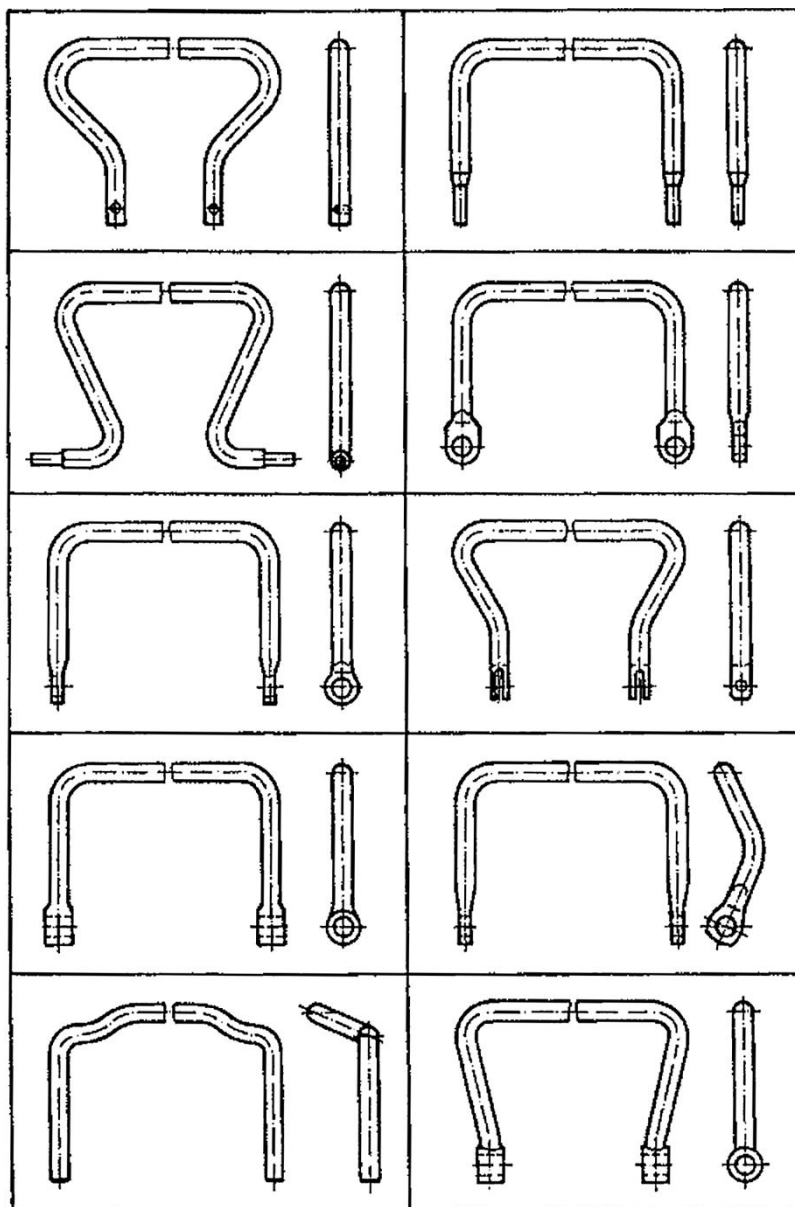
Obr. 2 Princip funkce stabilizátoru nápravy [11]



1.3 PROVEDENÍ ZKRUTNÝCH STABILIZÁTORŮ

Podle typu vozidla a také podle toho, pro jaký provoz je vozidlo určeno, může být stabilizátor použit pouze na přední nebo zadní nápravě nebo na obou nápravách. [10]

Na Obr. 3 jsou zobrazena různá provedení zkrutných „U“ stabilizátorů s různými typy upínání. Obecně má v dnešní době každé vozidlo jiný tvar stabilizační tyče a styl upínání k nápravnici a ramenům kol.



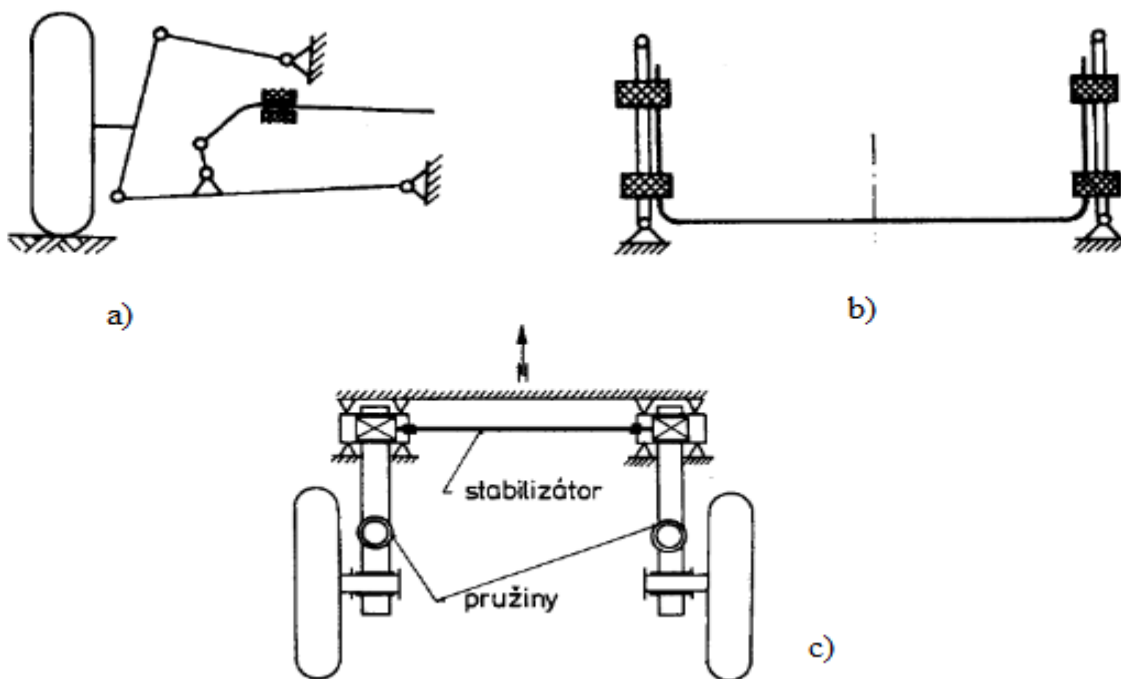
Obr. 3 Provedení zkrutných stabilizátorů [1]

Rozeznáváme tři základní typy příčných stabilizátorů:

- stabilizátor je otočně uložen v pryžových lůžkách v jeho střední části, lůžka jsou připevněna k nápravnici, konce tyče jsou spojeny kloubem pomocí táhla k výkyvným ramenům nápravy, Obr. 5 a)



- stabilizátor připevněn podélně k výkyvným ramenům pomocí pryžových bloků, Obr. 5 b)
 - stabilizátorem je pouze jednoduchá zkrutná tyč uložená v podélných ramenech, Obr. 5c)
- [1]



Obr. 5 a),b),c) Různá provedení stabilizátorů [1]

Další možné provedení stabilizace náprav může být u vozidel s předním náhonem a lehkou a tuhou zadní nápravou, která může být provedena tak, že sama přímo plní stabilizační funkci.[1] Na Obr. 4 je znázorněna zadní vlečená náprava vozu Opel Astra model ročník 2009, kde je ke stabilizaci použita příčka ve tvaru U společně s Wattovým přívodem.



Obr. 4 Zadní vlečená náprava vozu Opel Astra [9]



Příčným stabilizátorem může být i příčně uložené listové pero, které je ve dvou bodech připevněno k rámu vozidla. [1] Na Obr. 6 je znázorněna zadní náprava s příčně uloženou listovou pružinou.



Obr. 6 Zadní náprava s příčně uloženou listovou pružinou [35]

1.4 TUHOST STABILIZÁTORU

Velikost stabilizace závisí na **tuhosti stabilizátoru**. Čím je stabilizátor tužší, tím je naklopení karosérie menší. Při přílišné tuhosti stabilizátoru by však docházelo k nadměrnému odlehčování vnitřního kola (při průjezdu zatáčkou) a tím také ke snižování směrové stability vozidla. [2]

Tuhost je fyzikální veličina charakteristická pro každé stlačitelné těleso a vyjadřuje odolnost tělesa proti namáhání. Týká se celého tělesa či soustavy těles, jejich rozměrů a konstrukcí, a ne jenom jeho materiálu. Tuhost je obecně označována symbolem k . Může být vyjádřena vztahy:

$$k_a = \frac{F}{\Delta l}; \quad (1)$$

Kde k_a je tuhost tělesa [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$], F je síla [N] a Δl je rozdíl délek před a po působení síly [mm].

Rovnice (1) platí například pro stlačování pružin pro kartézské souřadnice. Rovnice, která bude použita k výpočtu zkrutné tuhosti stabilizátoru, je vyjádřena vztahem v polární soustavě souřadnic:

$$k_b = \frac{M_k}{\alpha}; \quad (2)$$

Kde k_b je tuhost tělesa [$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{°}^{-1}$], M_k je kroucí moment [$\text{N} \cdot \text{m}$] a α je úhel zkroucení působením síly [°].

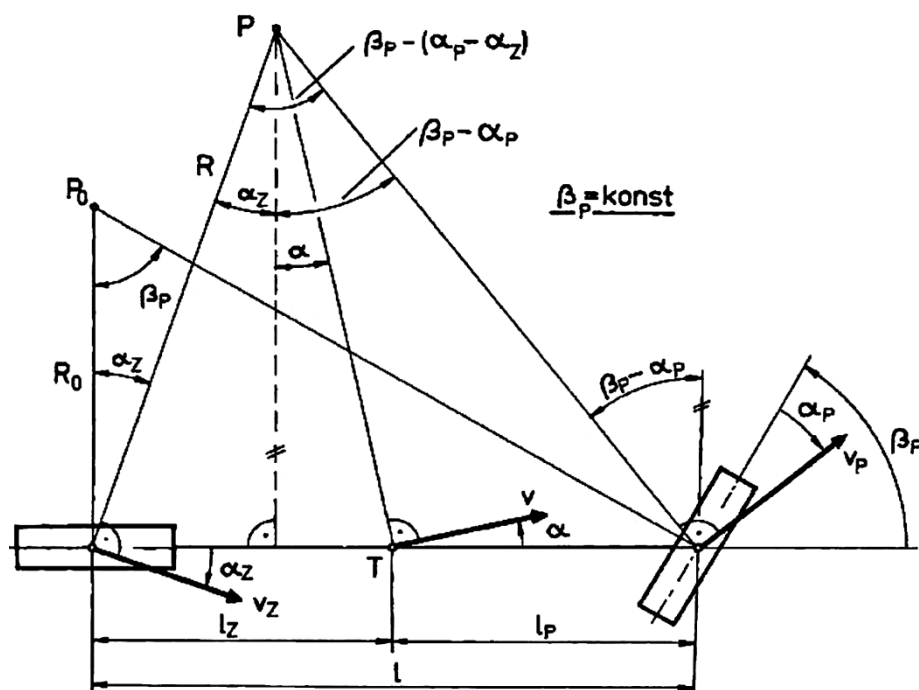


V praxi můžeme u automobilu rozeznávat například tuhosti pružin, klopné tuhosti nápravy atd. Zkrutná tuhost stabilizátoru je tedy závislá na působící síle a délce ramene, tedy geometrii stabilizátoru a jeho materiálu. Nejčastěji je zkrutná tuhost vyjadřována v hodnotách Newton metrů na jeden stupeň, případně jeden radián zkroucení stabilizátoru. Takto vyjádřené hodnoty různých stabilizátorů lze snadno porovnávat.

1.5 KINEMATIKA NÁPRAVY

Ke správnému určení všech zatížení na jednotlivých nápravách vozu při průjezdu zatáčkou je potřeba správně definovat jeho chování v této situaci. Na Obr. 7 je znázorněno schéma jednostopého vozidla s poloměrem a úhlem natočení předního kola, polohou těžiště a směrovými úchytkami.

1.5.1 OKAMŽITÝ STŘED KLOPENÍ, OSA KLOPENÍ



Obr. 7 Schéma jednostopého vozidla [5]

Při nenulové rychlosti vznikají na nápravách boční síly a tím i směrové úchytky přední nápravy α_p a zadní nápravy α_z , střed zatažení vozidla P_o je dán poloměrem R_o , pro který platí vztah [5]:

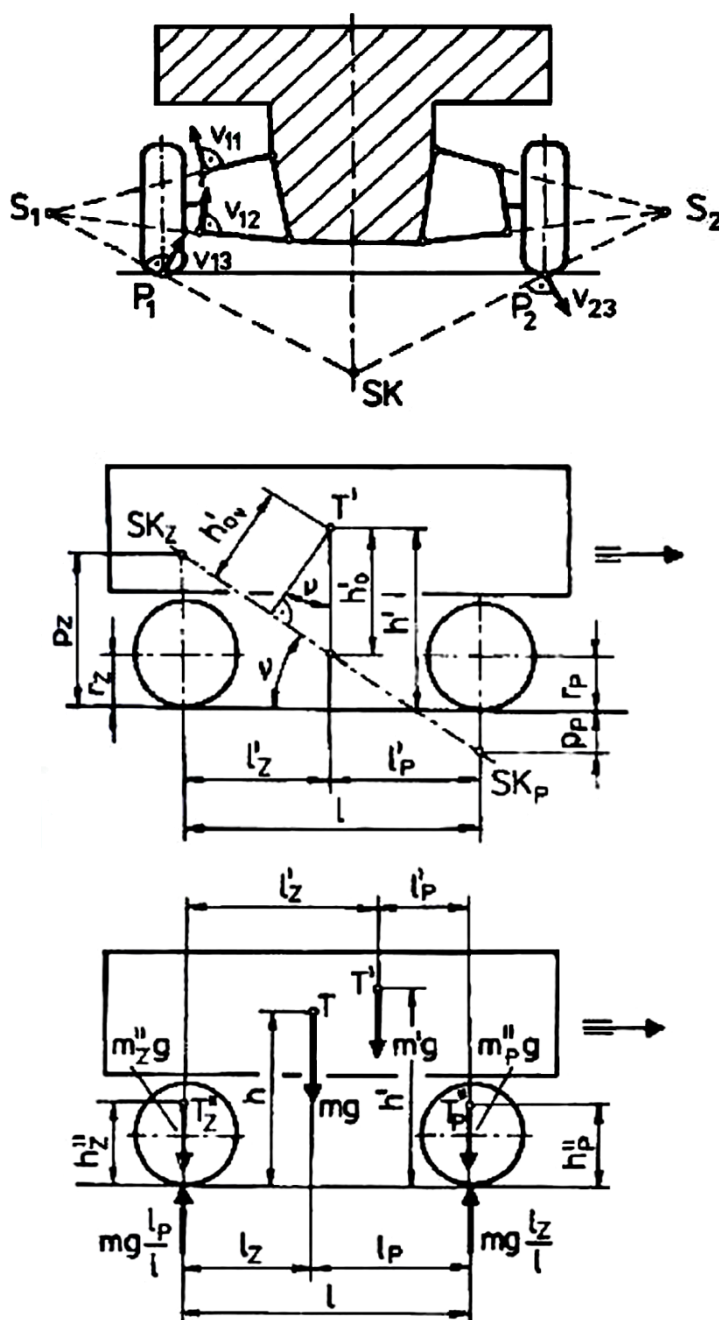
$$R_o = \frac{l}{\beta_p - (\alpha_p - \alpha_z)}; \quad (3)$$

Kde β_p je úhel rejdu [°] a l je rozvor náprav [mm].

Poloměr zatažení tedy závisí na rozvoru, úhlu rejdu a na rozdílu směrových úchylek. Tímto lze definovat **nedotáčivost** a **přetáčivost** vozidla. Pro rozdíl $\alpha_p - \alpha_z > 0$ platí nedotáčivost a pro $\alpha_p - \alpha_z < 0$ platí přetáčivost. Pro nulový rozdíl směrových úchylek platí neutrální

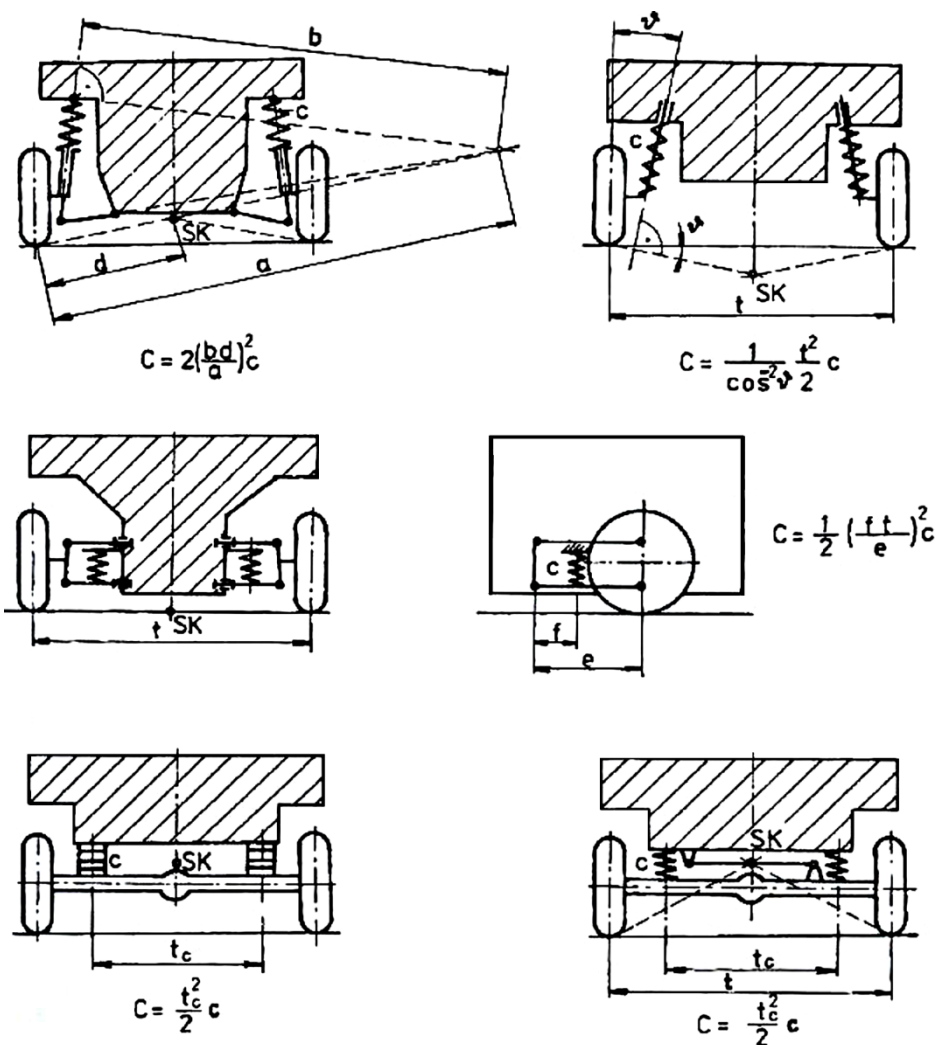


zatáčivost. Jedná se o teoretické definice a pro praxi platí, že řidič natáčí kola nepřímo a přímo natáčí volant. Proto se úhel rejdu v praxi liší o převod řízení a tuhost řízení. [5]



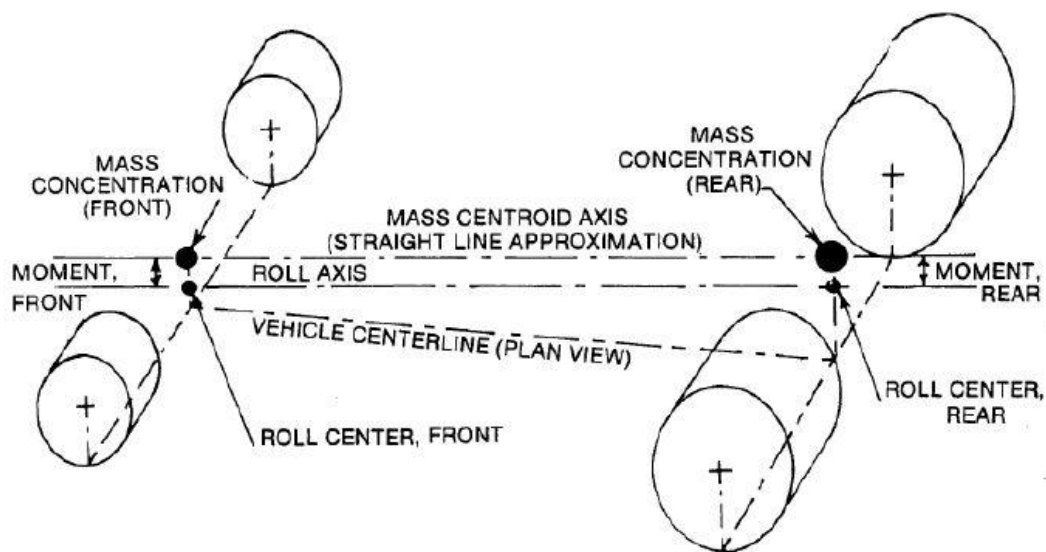
Obr. 8 a) Střed klopění kol a karoserie [5]; Obr. 9 b) Osa klopění karoserie [5]; Obr. 9 c) Těžiště karoserie [5]

Poloha středu klopění závisí na konstrukci nápravy, lze sestavit podle Obr. 8 a). Karoserie se naklápí podle středu klopění SK , pro tuhou nápravu okolo osy klopění na Obr. 8 b), která probíhá středy klopění přední a zadní nápravy. Je nutné určit těžiště karoserie z Obr. 8 c) a hmotnosti odpružených částí vozidla. [5] Na Obr. 9 jsou znázorněny některé typy náprav a jejich poloha středu klopění a vratné tuhosti.



Obr. 9 Poloha středu klopení a vratná tuhost některých náprav [5]

Poloha osy klopení a rozložení odpružených hmotností vozidla dle Obr. 10.



Obr. 10 Konstrukce osy klopení [7]



1.5.2 VRATNÝ MOMENT NÁPRAVY, KLOPNÁ TUHOST

Naklápění karoserie o úhel ψ lze nahradit příčným nakloněním vozovky o tento úhel. V místě styku kola s vozovkou dochází ke svislé výchylce kola o hodnotu Δh_k danou vztahem [5]:

$$\Delta h_k = \psi \frac{t}{2}; \quad (4)$$

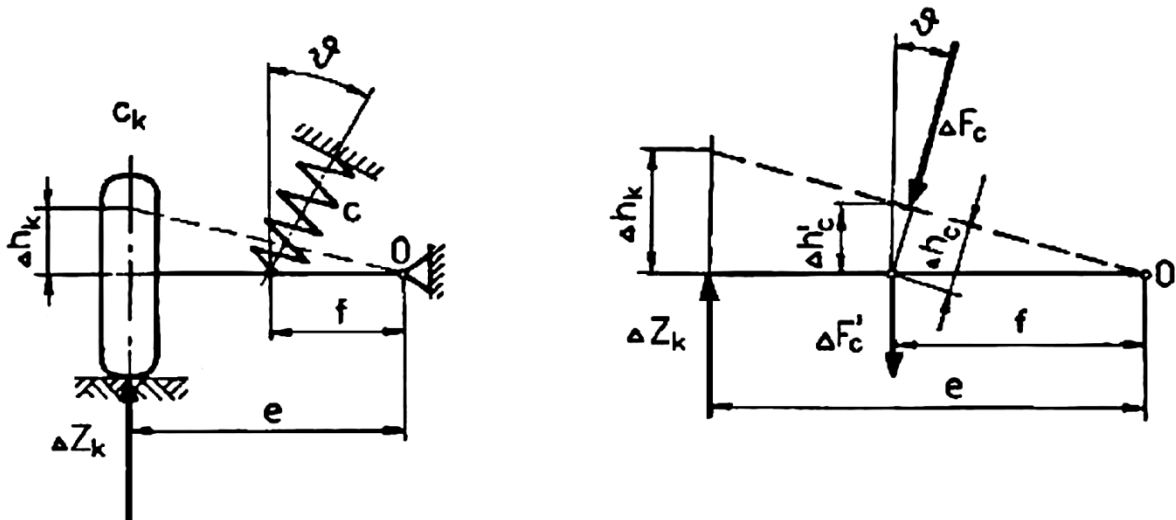
Kde t je rozchod kol [mm].

Tím vzniká změna zatížení kol, resp. změna radiální reakce kola ΔZ_k , která je dána vztahem [5]:

$$\pm \Delta Z_k = \frac{c_k}{\Delta h_k}; \quad (5)$$

Kde c_k je tuhost odpružení kola [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$].

Hodnota c_k závisí na převodu mezi pružinou a kolem, zobrazeno na Obr. 11.



Obr. 11 Schéma pro výpočet tuhosti odpružení kola [5]

Změny radiálních reakcí kola ΔZ_k poté vyvolávají vratný moment M_v , který působí proti naklápění nápravy. Je dán vztahem:

$$M_v = \Delta Z_k t = \Delta h_k c_k t = c_k \frac{t^2}{2} \psi = C \psi; \quad (6)$$

kde: C ...klopná (vratná) tuhost nápravy [$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$].

Klopná tuhost nápravy C se liší pro různé typy náprav, viz. Obr. 9. Příklad vztahu pro konstantu klopné tuhosti kyvadlové nápravy:

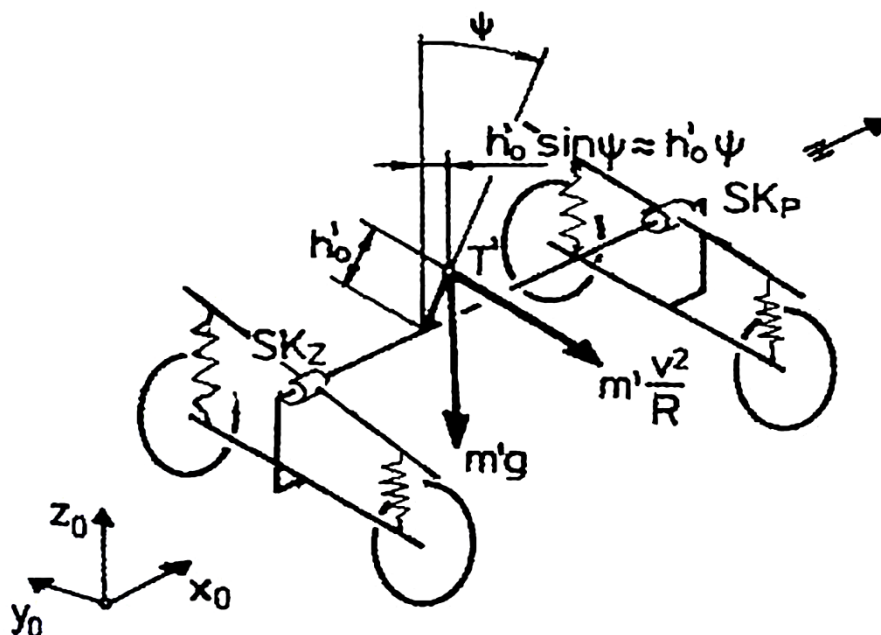
$$C = \frac{1}{2} \left(\frac{ft}{e} \right)^2 c \psi; \quad (7)$$

Kde c je tuhost pružiny [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$].

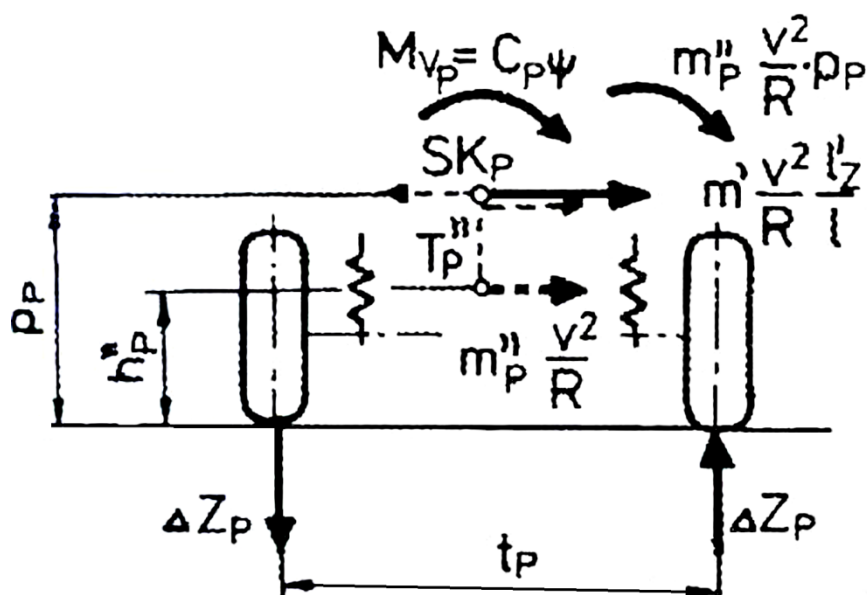


1.5.3 ÚHEL KLOPENÍ

Při naklápění se těžiště karoserie přesune o jistou hodnotu bočně, klopný moment se tedy změní o hodnotu dle vztahu níže. Na Obr. 12 je znázorněno nahrazení karoserie pomocí prutové konstrukce, která je otočně uložena ve středech klopění přední a zadní nápravy SK_p resp. SK_z a je pružinami připojena k nápravám. [5] Na Obr. 13 jsou znázorněny síly a momenty na přední nápravě. Rozložení sil na zadní nápravě vypadá analogicky.



Obr. 12 Prutová konstrukce karoserie [5]



Obr. 13 Silové poměry na přední nápravě [5]



Celkový klopňý moment M [N·m] vyvolaný odstředivou silou při zatáčení vozidla je tedy dán vztahem [5]:

$$M = m' h_o' \left(\frac{v^2}{R} + g\psi \right) - [m_p''(p_p - h_p'') + m_z''(p_z - h_z'')] \frac{v^2}{R}; \quad (8)$$

Kde m_p'' , m_z'' je hmotnost přední, resp. zadní nápravy [kg]; h_p'' , h_z'' je výška těžiště přední, resp. zadní nápravy [m]; m' je odpružená hmotnost vozidla [kg]; h_o' je poloha těžiště vůči ose klopení [m]; g je tíhové zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]; v je rychlost vozidla [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]; p_p , p_z je poloha středu klopení přední, resp. zadní nápravy [m] a R je poloměr rejdu [m].

1.5.4 RADIÁLNÍ REAKCE KOL

Radiální reakce kol můžeme získat z momentové rovnováhy, která vznikne při výpočtu úhlu naklopení ψ . Je však nutné zde uvažovat smysl momentů vzhledem k nápravám. Odstředivé síly působící ve střezech klopení náprav SK_p a SK_z mají opačný smysl, jak je znázorněno výše na Obr. 13. Z tohoto obrázku lze sestavit rovnice rovnováhy momentů, ze kterých radiální reakce kol vypočteme. [5]

1.5.5 VLIV TUHOSTI PRUŽIN, STABILIZÁTORU

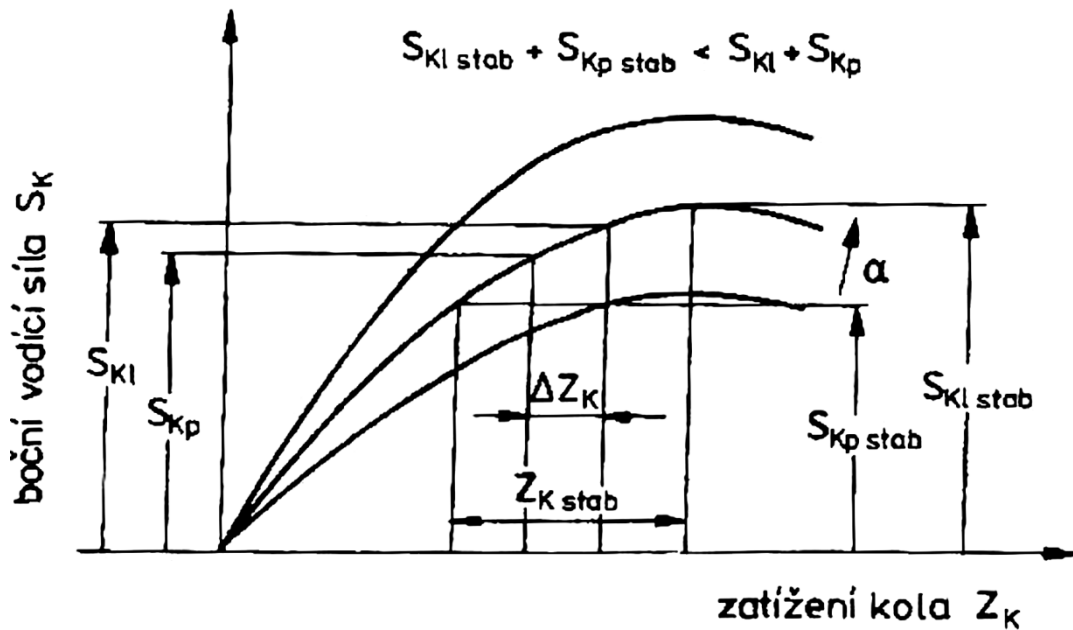
Rozdíl radiálních reakcí na kolech jedné nápravy závisí na klopňé tuhosti nápravy. Tento rozdíl určuje velikost směrové úchytky nápravy a můžeme tedy volbou klopňých tuhostí náprav ovlivnit jízdní vlastnosti vozu. [5]

Vratný moment stabilizátoru můžeme určit vztahem:

$$M = c_{SK} \frac{t^2}{2} \psi = C_S \psi; \quad (10)$$

Kde c_{SK} je tuhost stabilizátoru přepočtená k rovině kola [$\text{N} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{°}^{-1}$] a C_S je tuhost stabilizátoru [$\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{°}^{-1}$].

Ovlivňování otáčivosti vozidla spočívá ve zmenšování rozdílu radiálních reakcí kol. To se provádí zmenšením klopňé tuhosti nápravy. Při naklopení karosérie je vratný moment a tedy i rozdíl radiálních reakcí menší, než odpovídá celkové tuhosti odpružení. Účinek stabilizátoru na velikost bočních sil je znázorněn na Obr. 14. [5]



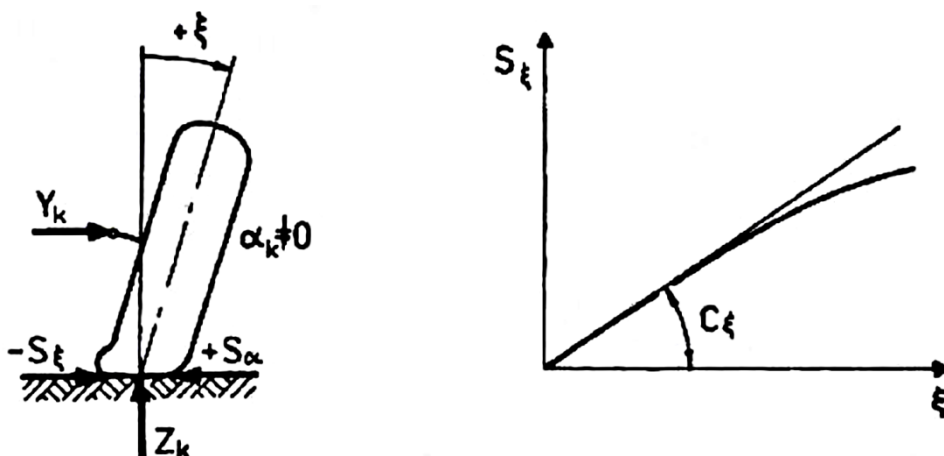
Obr. 14 Vliv stabilizátoru na boční vodící síly [5]

1.5.6 KLOPENÍ KOL

Pro vypracování této diplomové práce proberu tuto podkapitulu pouze okrajově. Jedná se o jev, při kterém vlivem konstrukce nápravy při klopení karosérie dochází také k naklápění kol. Tím vzniká ve stopě pneumatiky boční síla S_{ξ} [N]. Díky téměř lineární závislosti této síly na úhlu naklápění kola ξ [rad] lze definovat klopnou tuhost pneumatiky C_{ξ} [N·rad⁻¹] a boční síla naklápění kola je pak definována vztahem dle [5]:

$$S_{\xi} = -C_{\xi} \xi; \quad (11)$$

Na Obr. 15 a) je znázorněn vliv naklápění kola na boční sílu a na Obr. 15 b) lze sledovat závislost boční síly na úhlu naklápění [5].



Obr. 15 a) Vliv naklápění kola na boční sílu [5]; Obr. 16 b) Závislost boční síly na úhlu naklápění pneumatiky [5]



1.5.7 SAMOŘÍZENÍ NÁPRAV

Již bylo výše zmíněno, že řídicí ústrojí je pružné a je tedy nutné korigovat úhel rejdu pomocí natáčení volantu. Pružné uložení náprav také způsobuje přidavné natočení kol na obou nápravách. K tomuto natáčení kol dochází také při naklápění vozidla. Přídavný úhel natočení kol vlivem klopení vozu [°] vyjádříme vztahem [5]:

$$\beta_{p,z} = \left(\frac{\partial \beta}{\partial \psi} \right)_{p,z} \psi; \quad (12)$$

Kde $(\partial \beta / \partial \psi)_{p,z}$ je součinitel samořízení vlivem klopení [-].

Natáčení kol vyvolané odstředivou silou a kinematikou zavěšení vzniká nezávisle na vůli řidiče, a toto samovolné řízení se nazývá samořízení. [5]

1.6 ZPŮSOB VÝROBY

Obecně můžeme říci, že co model vozu, to jiný tvar stabilizátoru. Je to z důvodu jiných rozměrů každého modelu vozu, různého typu nápravy a tím rozmístění jednotlivých prvků nápravy. Stabilizátor se často musí vejít do minimálního prostoru, ale zároveň musí plnit správně svou funkci. Proto má stabilizátor často složitou konstrukci, která však musí mít jistou tvarovou a rozměrovou přesnost.

Pro klasický typ zkrutných stabilizátoru vyobrazených na Obr. 3 se využívá dvou základních typů polotovarů, a to tyčových plných a trubkových. Již při volbě polotovaru je nutné předpokládat výsledný tvar stabilizátoru.

Stabilizátor z trubkového polotovaru bude mít jistou nevýhodu v menší odolnosti vůči deformaci, a to při namáhání ohybem, kde může dojít k jevu zploštění průřezu, což je negativní vliv na další funkci stabilizátoru. Naopak výhodou trubkového polotovaru je nižší hmotnost součásti, která svým dílem částečně přispívá k finálnímu snížení hmotnosti celého vozu a tím i jistému snížení spotřeby. To je v dnešní době vítaným jevem.

Polotovar stabilizátoru, uříznutý na požadovaný rozměr, prochází procesem tvarování do požadovaného tvaru. Dalším krokem je vytvoření ploch pro uchycení tyče do pryžových lůžek připevněných k nápravnicí. Dále je potřeba vytvarovat konce stabilizátoru do potřebných rozměrů, které závisí dle Obr. 3 na způsobu upevnění konců stabilizátoru k ramenům nápravy. Toto tvarování probíhá pomocí tváření za tepla, případně obráběním pro některé konce stabilizátorů. S tímto krokem souvisí také vytvoření děr pro uchycení stabilizátoru a další obrábění na požadovaný tvar. Posledním krokem výroby je ohýbání na potřebný rozměr, a to bez nežádoucího zploštění průřezu. Tomu se předchází výpočtem, který zde ale není třeba uvádět. Ohýbání poté probíhá například na jednoduchých ohýbačkách, lze vidět na Obr. 16. Při ohýbání je také potřeba počítat s nežádoucím odpružením polotovaru. Při každém kroku výroby je nutné dbát na danou přesnost určenou zákazníkem, tedy výrobcem vozu.

Další operace závisí na objednavce zákazníka a patří mezi ně různé opracování povrchu, zejména operací tryskání, pískování, brokování atd. Po této operaci následuje lakování. Zde je definovaná hloubka vrstvy kalu pro určitá místa výrobku. Lakování se provádí hlavně kvůli ochraně výrobku proti vlivům počasí, zejména pak koroze, která snižuje životnost výrobku.

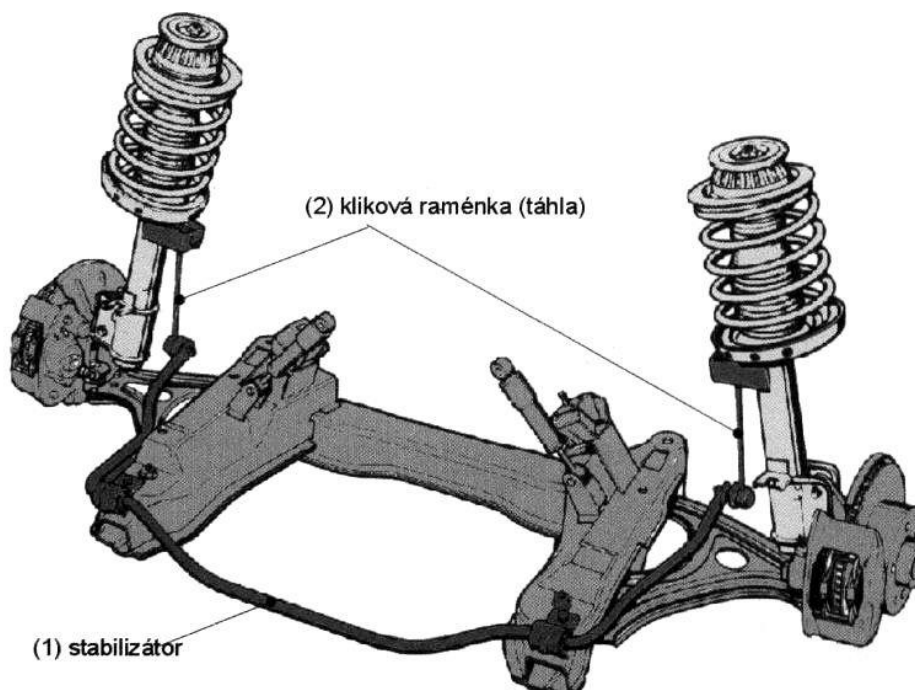


Obr. 16 Hydraulická ohýbačka trubek [12]

Takto opracovaný stabilizátor může být namontován na vozidlo. Před montáží je potřeba nasadit gumová ochranná pouzdra chránící stabilizátor před poškozením.

1.7 ČÁSTI STABILIZÁTORU

1.7.1 KLIKOVÁ RAMÉNKA (TÁHLA)



Obr. 17 Stabilizátor s klikovými ramínky na nápravě s vinutými pružinami [2]

Kliková raménka na Obr. 17 slouží k dodatečnému spojení konců stabilizátoru s rameny nápravy (zde přímo s tlumičovými vzpěrami). Jsou vyrobená z tenkého tyčového polotovaru na koncích většinou s oky pro smontování s koncem stabilizátoru pomocí šroubů.



1.7.2 POUZDRA

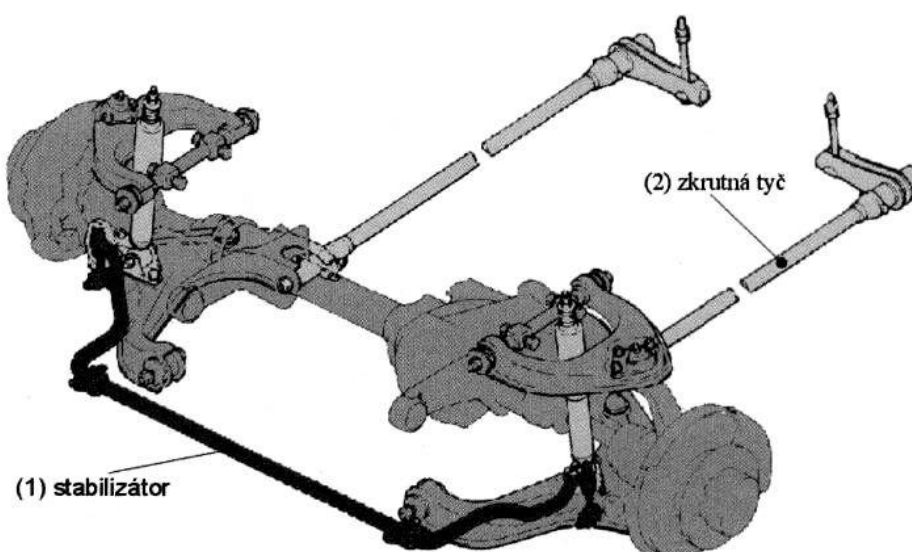
Pomocí pouzdra je stabilizátor upevněn ke střední části nápravy. Nejčastěji je toto upevnění realizováno pomocí gumového (pryžového) kroužku, přes který je následně kovové pouzdro nasazeno na stabilizátor a pomocí šroubů upevněno k nápravě. Pouzdra jsou použita na obou stranách analogicky a zajišťují pohyb stabilizátoru ve dvou směrech (pohyb okolo středové osy musí zůstat povolen). Na Obr. 18 je znázorněno upevnění stabilizátoru k nápravě pomocí tohoto pouzdra.



Obr. 18 Upevnění stabilizátoru k nápravě [14]

1.8 ZKRUTNÉ (TORZNÍ) TYČE

Jako zkrutná tyč se obecně označuje jakákoliv tyčová součást namáhaná na krut. U automobilů rozeznáváme podélné a příčné zkrutné tyče. Na Obr. 19 je znázorněna náprava s příčným stabilizátorem a dvěma podélnými zkrutnými tyčemi, které plní funkci pružin.



Obr. 19 Příčný stabilizátor a podélné zkrutné tyče umístěné na nápravě [2]



Příčné zkrutné tyče se pak nejčastěji používají pro stabilizaci zadních náprav automobilů. Samotná zkrutná tyč má jednoduchou kruhovou konstrukci a bývá spojena na koncích s rameny, které, spojeny s rameny nápravy, určují pohyb stabilizátoru. Příčné tyče bývají opatřeny ochranným obalem z plastu, který ji chrání proti poškození, nebo bývá uložena v ocelové trubce, které navíc brání jejímu namáhání na ohyb. [2]



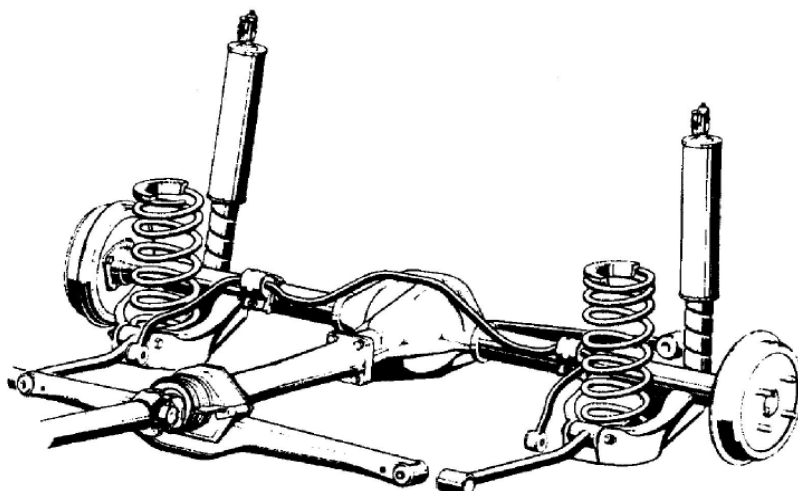
Obr. 20 Zkrutná tyč jako stabilizátor zadní nápravy [13]

1.9 NÁPRAVY OSOBNÍCH AUTOMOBILŮ

Tento prostor diplomové práce je vyhrazen pro zobrazení různých provedení předních a zadních náprav osobních automobilů. Protože je v dnešní době trh s automobily plný automobilek ze všech částí světa, je i provedení náprav často i v rámci jednotlivých modelů jedné firmy rozdílné. Nedá se přesně říct, jaký typ nápravy je ze současných hledisek porovnávání nejvýhodnější. Dají se však definovat výhody či nevýhody alespoň z hlediska jízdních vlastností vozidla. V této kapitole se snažím zobrazit provedení stabilizátoru na různých typech náprav. Jak lze z následujících obrázků vidět, jejich provedení je velmi různorodé.

1.9.1 TUHÁ NÁPRAVA

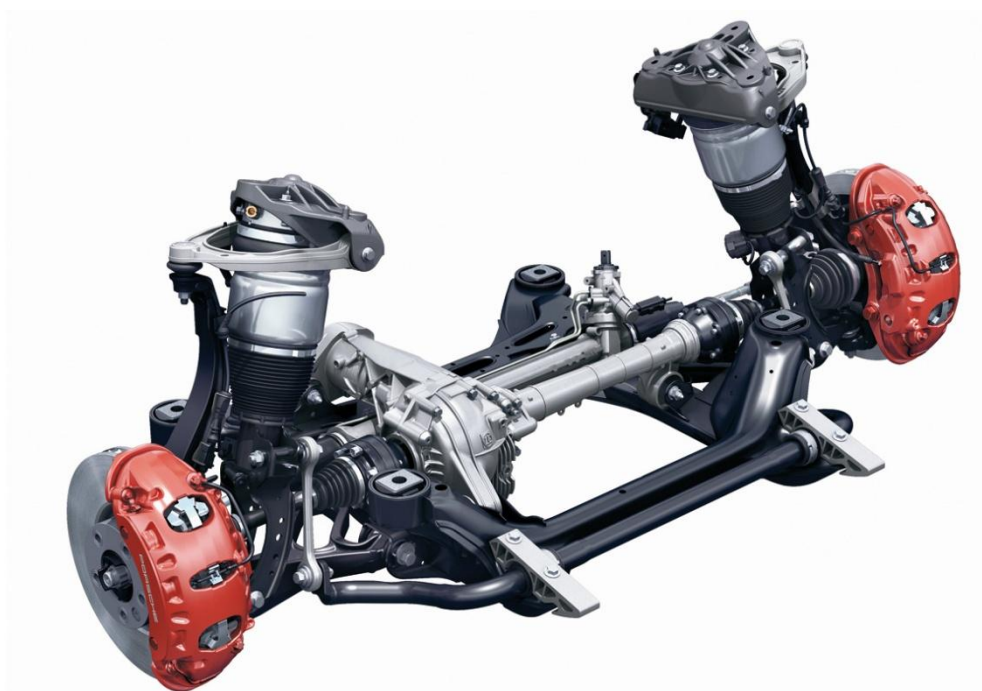
Nejstarší druh zavěšení kol, používaný hlavně u nákladních automobilů, autobusů a terénních vozidel. Vzájemná poloha kol zůstává při všech pohybech nápravy nezměněna. Hlavní pohyby jsou nadnášení a třepetání, úhel samořízení pak na rovné vozovce zlepšuje směrovou stabilitu vozidla. Na nerovné vozovce je však nežádoucí. K odpružení jsou využívány listové nebo vinuté pružiny a stabilizaci zajišťuje buď zkrutný rám, nebo příčný stabilizátor. K vedení vozidla se často používá Panhardská tyč, Wattův přímovod či oboje. Na Obr. 21 je zobrazena zadní poháněná tuhá náprava vozu Opel Manta, kde je použita Panhardská tyč. [1]



Obr. 21 Zadní tuhá náprava Opel Manta s ojniovým vedením a Panhardskou tyčí [1]

1.9.2 LICHOBĚŽNÍKOVÁ NÁPRAVA

Lichoběžníková náprava je tvořena dvojicí nad sebou umístěných příčných ramen obvykle „A“ tvaru. Při propružení kola dochází ke změně odklonu kol, bočním posuvům a samořízení. Při propružení může také docházet k malým změnám rozchodu a odklonu kol. Poloha středu klopení plyne ze vzájemného sklonu příčných ramen. Výhodou lichoběžníkové nápravy je určení výšky středu klopení i středu klonění díky poloze ramen. Další výhodou této konstrukce je dostatek místa pro hnací jednotku vozu s motorem vpředu. Na Obr. 22 je vyobrazena přední poháněná lichoběžníková náprava vozu Porsche Cayenne s dvojitými příčnými rameny v pomocném rámu. [1]



Obr. 22 Přední lichoběžníková náprava Porsche Cayenne [15]

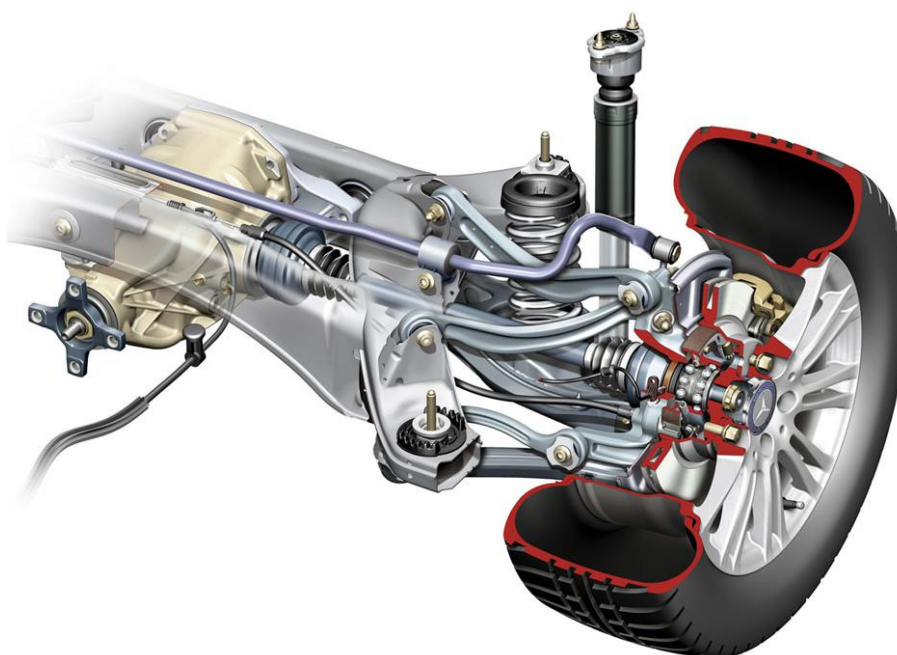


1.9.3 VÍCEPRVKOVÉ NÁPRAVY

Často používané označení „multi-link suspension“. Vyznačuje se možností lepšího naladění podvozku pomocí jednotlivého nastavení každého z ramen. Nevýhodou je ale vyšší konstrukční náročnost. Používá se často u závodních vozů a formulí. Z hlediska dynamických požadavků je nejlepším současným sériovým systémem. Má také nízkou hmotnost, nízké tření a potlačené vibrace a hluk. [1] Na Obr. 23 je zobrazena zadní víceprvková náprava vozu Volkswagen Golf V.



Obr. 23 Víceprvková zadní náprava Volkswagen Golf V. [16]

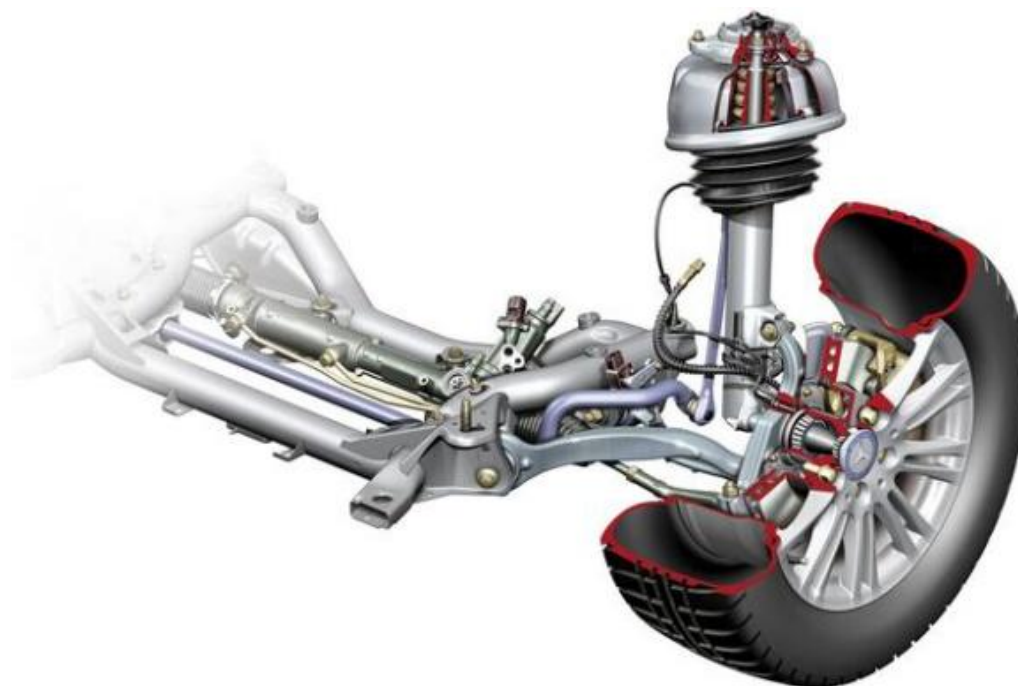


Obr. 24 Víceprvková náprava Mercedes-Benz E-Class 2010 [9]



1.9.4 NÁPRAVA MCPHERSON (MACPHERSON)

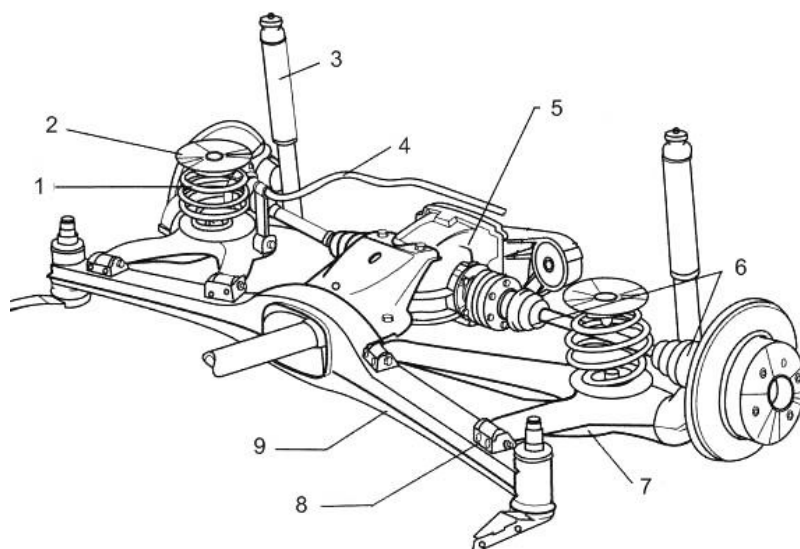
Vychází z lichoběžníkové nápravy, horní rameno je nahrazeno posuvným vedením. Tím je získán další prostor v horní části, využívaný jako zavazadlový či pro hnací jednotku. Vedení vzpěrou je konstruováno přímo jako tlumič, což má za následek snížení tření ložisek, na kluzných místech je tření zesílené. [1] Náprava má jednoduchou konstrukci, nízké výrobní náklady, ale zhoršené jízdní vlastnosti a ovladatelnost vozidla. Nevýhodou je také přenos hluku a vibrací z vozovky přímo na nápravu a drahá výměna vzpěry. Náprava McPherson je i přes své nevýhody stále využívána, a to i výkonnějšími vozy typu Porsche 911, BMW atd. [14]



Obr. 25 Náprava McPherson Mercedes-Benz E-Class [9]

1.9.5 ÚHLOVÁ NÁPRAVA

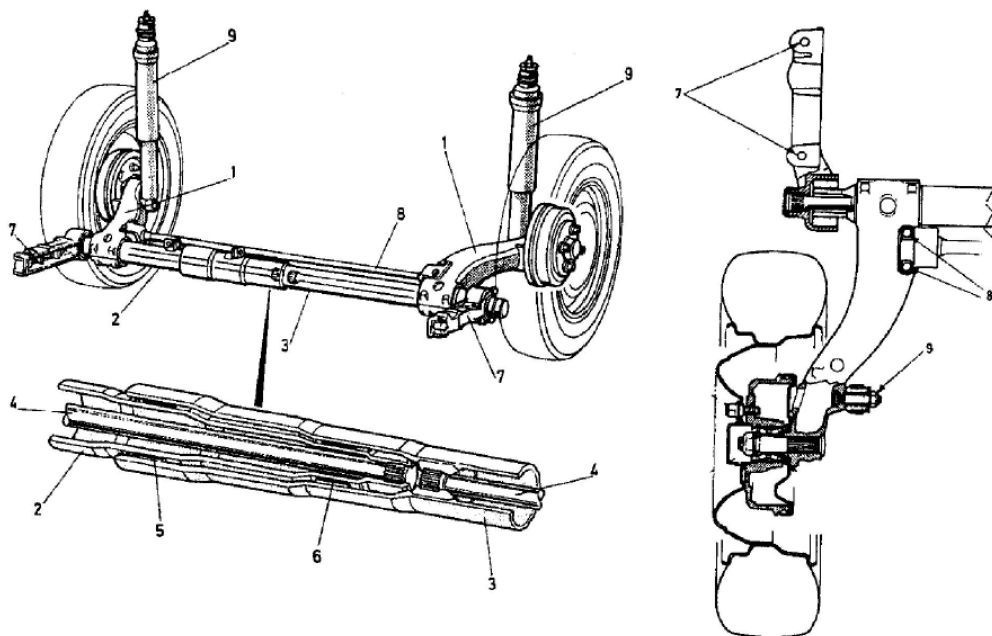
Kyvadlová úhlová náprava se používá jako zadní náprava hnací i hnaná, nelze ji však použít jako nápravu řídicí. Na Obr. 26 je schematicky zobrazena zadní náprava vozů BMW řady 3, číselně jsou označeny jednotlivé části: 1-vinutá pružina, 2-horní opěra pružiny, 3-tlumič, 4-torzní stabilizátor, 5-rozvodovka, 6-klouby poloosy, 7-vlečené rameno, 8-úchyt vlečného ramene, 9-nápravnice [9]



Obr. 26 Zadní úhlová náprava BMW řady 3 [9]

1.9.6 KLIKOVÁ NÁPRAVA

Polotuhá náprava s vlečnými rameny. V současnosti se nejvíce používá jako zadní hnaná náprava. Má podélná ramena s příčnou osou kývání, uložení ramen pomocí pryžových ložisek. Na Obr. 27 je zobrazena zadní nepoháněná kliková náprava vozů Renault 9/11. [1]



Obr. 27 Zadní nepoháněná kliková náprava Renault [1]

Výhoda klikových náprav je v jejich prostorové nenáročnosti, díky kterým lze zvětšit zavazadlový prostor, případně páté dveře vozu. Dalším typem klikové nápravy je tzv. Kliková náprava s torzním propojovacím prvkem. U tohoto provedení, zobrazeného na Obr. 28, jsou obě podélná ramena spojena ohybově tuhou příčkou, která slouží jako příčný stabilizátor.



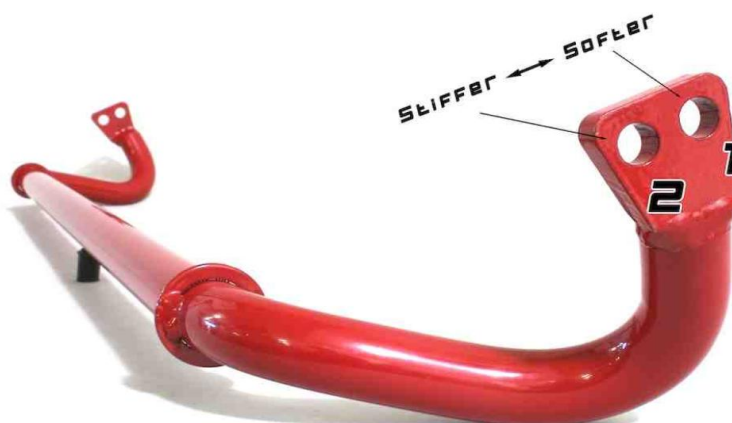
Dalšími výhodami propojené klikové nápravy je její snadná montáž a demontáž, jednoduché konstrukční provedení a malá změna sbíhavosti, rozchodu a odklonu kol. Nevýhodou je tendence k přetáčivosti a omezené zatížení zadní nápravy. [1]



Obr. 28 Zadní náprava s vlečenými rameny Volkswagen Polo [9]

1.10 STABILIZÁTORY PRO SPORTOVNÍ A ZÁVODNÍ VOZY

Sportovní vozy s motorem vpředu, nebo i vzadu či uprostřed, mají vysoký výkon a nízkou hmotnost. Projíždějí přes nerovnosti a zatáčkami ve vyšších rychlostech než osobní automobily, a proto by při použití běžných stabilizátorů bylo v zatáčce vnitřní kolo nadzvedáváno, což by mělo za důsledek ztrátu kontaktu s vozovkou a tudíž nepříznivý vliv na ovládání vozu a přenos sil mezi vozem a vozovkou. Proto je zde stabilizátor přední nápravy použit většího průměru a vyšší tuhosti. [2] U sportovních vozů je také kladen hlavní důraz na jízdní vlastnosti, namísto jízdního komfortu. Proto jsou sportovní podvozky velmi tuhé a pro každodenní používání vcelku nevhodné. Na Obr. 29 je zobrazen přední stabilizátor značky PERRIN používaný pro WRX/STI vozy. Tento je význačný možností upnutí dvěma způsoby, „softer“ s nižší tuhostí a „stiffer“ s tuhostí vyšší.



Obr. 29 Přední stabilizátor značky PERRIN pro WRX/STI použití [17]



Z Obr. 29 vyplývá, že tuhost stabilizátoru se mění se vzdáleností uchycení konců stabilizátoru od částí uložených v silentblocích. Změna této vzdálenosti a změna polohy stabilizátoru ve vozidle má za výsledek změnu tuhosti. Počet a poloha otvorů pro upnutí tedy definují, kolika způsoby je možné tuhost použitím téhož stabilizátoru změnit. Limitujícím faktorem zde bude velikost, hmotnost a tvar stabilizátoru, a malý prostor pro jeho umístění.

Obecně se dá opět říci, že co model vozu, to jiné použití typu náprav. Tím se také liší různá provedení příčné stabilizace. Kapitola o stabilizátorech sportovních vozů je velmi rozsáhlá a také zde mnoho zásadních informací podléhá utajení v rámci automobilek před veřejností. Proto zde bude pro získání představy uveden pouze jeden příklad uložení kol u závodního a sportovního vozu. Jako příklad závodního vozu s motorem vpředu je na Obr. 30 a) zobrazena přední a Obr. 30 b) zadní náprava vozu Subaru WRX STI 2011-2013. Přední zavěšení je zde použito se vzpěrami McPherson s přítomností předního příčného stabilizátoru. Zavěšení zadních kol je dvojitá lichoběžníkové s pomocným rámem a s použitím stabilizátorů zadní nápravy.



Obr. 30 a) Zavěšení předních kol (vlevo) [18]; Obr. 30 b) Zavěšení zadních kol (vpravo) Subaru Impreza WRX STI 2011-2013 [18]

Jako příklad sportovního vozu s motorem uprostřed je na Obr. 31 zobrazena přední a na Obr. 32 zadní náprava vozu Lamborghini Aventador 2012. Zde jsou zavěšení kol obou náprav v provedení „double wishbone“, tedy nezávislá zavěšení dvojitá lichoběžníková. Tato zavěšení mohou být nazvána „pushrod suspension“, to z důvodu přítomnosti pushrod tyčí. Na těchto dvou obrázcích je také dobře viditelné umístění stabilizátoru. Toto zavěšení je často používáno u vozů střední a vyšší třídy, sportovních a závodních vozů a například také u vozů Formule 1, a to z důvodu možnosti pečlivého ovládnutí pohybu kol, při dodržení parametrů jako odklon kola, záklon rejdového čepu, sbíhavost kol, střed naklonění, poloměr řízení, tření atd. [14]



Obr. 31 Zavěšení předních kol Lamborghini Aventador 2012 [19]



Obr. 32 Zavěšení zadních kol Lamborghini Aventador 2012 [19]

1.11 STABILIZÁTORY S NASTAVITELNOU TUHOSTÍ

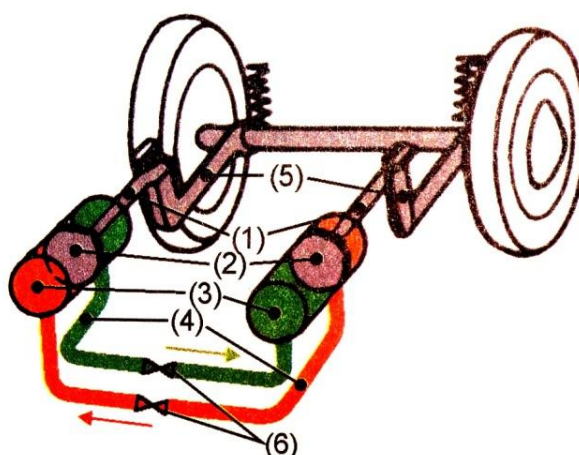
V této kapitole bych rád obeznámil čtenáře této práce se stabilizátory s možností okamžitého nastavení tuhosti. Tato metoda je používána nejčastěji u formulí, má mnoho variant, proto bych zde pro porozumění uvedl jednu variantu. Tato varianta využívá krátkého „U“ stabilizátoru uprostřed otočně uchyceného v pryžovém pouzdře a na krajích napojeného na kliková raménka. Tato ramena jsou plochá s možností otáčení kolem své osy. Otočením kolem své osy se změní průřez ramena ve směru působení síly, působící síla tedy způsobí menší deformaci, a tuhost je tedy zvýšena. Nastavení, resp. možnost změny tuhosti, je docíleno pomocí ručního nastavení ramen o určitý úhel, což je méně přesné, nebo pomocí otáčení mechanického potenciometru pákově spojeného s ramenem. To může provést přímo řidič za jízdy a toto nastavení je přesnější. Stabilizátory s nastavitelnou tuhostí jsou vyobrazeny na Obr. 33.



Obr. 33 Přední stabilizátor modelu formule Serpent F180 [19]

1.12 KAPALINOVÉ STABILIZÁTORY

Tato metoda stabilizace je tvořena hydraulickými členy, konkrétně olejové tlumiče spojené potrubím. V tlumičích jsou písty, které jsou pákovým převodem spojeny s rameny nápravy. Naklonění karosérie v zatáčce vyvolá prostřednictvím ramene nápravy pohyb pístu v jednom válci. Kapalina, vytlačená z tohoto válce, vede potrubím přes škrťací ventil do prostoru druhého válce, který se tlakem kapaliny posune ve stejném směru jako první válec. Tím se vyvolá na obou stranách vozidla silový účinek, který zmenšuje naklonění karosérie. Schéma kapalinového stabilizátoru vyobrazeno na Obr. 34. [2]



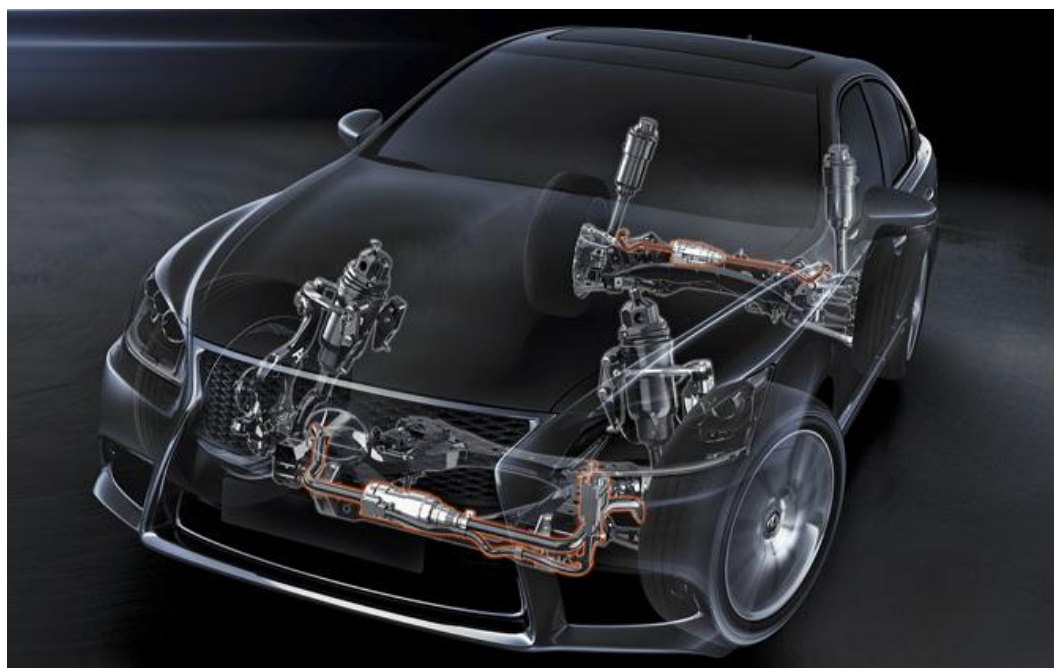
- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| (1) - pístnice | (4) - spojovací potrubí |
| (2) - píst | (5) - klikové rameno |
| (3) - hydraulický válec | (6) škrťací ventil |

Obr. 34 Schéma kapalinového stabilizátoru [2]



1.13 ELEKTRONICKY ŘÍZENÉ STABILIZÁTORY

Jsou kombinací činnosti zkrutných a kapalinových stabilizátorů. Skládají se ze zkrutného stabilizátoru klasické konstrukce, dvou hydraulických válců (pro každou stranu nápravy jeden), z elektrohydraulické jednotky a elektronické řídicí jednotky. Řídicí jednotka získává informace ze senzorů o bočním zrychlení, úhlu řízení, stáčivé rychlosti a rychlosti vozidla. Pomocí těchto veličin vypočítá ideální tlak kapaliny v hydraulickém válci pro daný moment. [2] Tlak dodává příslušný hydraulický zdroj, nejčastěji čerpadlo poháněné elektromotorem. Tlak je tedy rozveden do hydraulických válců v příslušném poměru. Válce vyvíjejí sílu na koncích stabilizátorů a tím mění jeho tuhost. Ta je tedy různá při jízdě v různých situacích. Při jízdě po dálnici je tuhost nastavena menší a jízda je pohodlnější, při jízdě zatáčkami naopak tuhost vyšší a naklápění je redukováno. Snaha je vždy o kompromis mezi minimalizací náklonu karoserie a tím zvýšení agility automobilu, a zpříjemněním jízdy. [33] Lze použít pro přední i zadní nápravy, často používáno na obou nápravách zároveň pro zvýšení účinnosti. Používané systémy se liší podle výrobců vozidel, mohou zde zmínit systém Dynamic Drive automobilky BMW, nebo například KDSS (Kinetic Dynamic Suspension System) od výrobce Toyota. Tzv. Aktivní stabilizátory jsou zobrazeny na Obr. 35.



Obr. 35 Elektronicky řízené stabilizátory vozu Lexus 600 H F Sport [21]



2 FORMULACE ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

Charakteristiky stabilizátorů jsou potřebnými údaji při výpočtech silových působení na nápravě, jak bylo vysvětleno v kapitole Kinematika nápravy. Dostupnost těchto informací od výrobců je však nedostatečná a proto je často potřeba hledané hodnoty získat jiným způsobem. Výrobci automobilů veškeré údaje veřejně neuvádějí a jsou často skoupí i k jejich zveřejnění pro soukromé účely.

Vedle možnosti zkoumaný stabilizátor vymodelovat a pro zjištění charakteristik podrobit FEM analýzám je zde i možnost konstrukce měřícího zařízení. Toto zařízení by mělo mít univerzální použití na co možná nejvíce typů stabilizátorů v určité třídě vozidel. Zařízení, které konstruuji, bude mít použití na osobní automobily všech tříd, sportovní a závodní sportovní automobily, sportovně užitkové vozy (SUV) a některé terénní vozy, které tento typ stabilizátorů používají.

Měřící zařízení má dvě posuvné upínací části pro upnutí stabilizátoru, hlavní stojan držící zařízení vytvářející deformaci stabilizátoru, pohonnou jednotku tohoto zařízení a měřidla potřebných veličin. Vytváření síly konající deformaci mají na starost dva přímočaré hydraulické válce poháněné hydraulickým agregátem.

Veličiny měřené jednotlivými měřicími přístroji jsou následně přenášeny do počítače a pomocí programu Matlab načteny a přepočteny za použití příslušných matematických vztahů na výslednou veličinu, kterou je tuhost stabilizátoru.



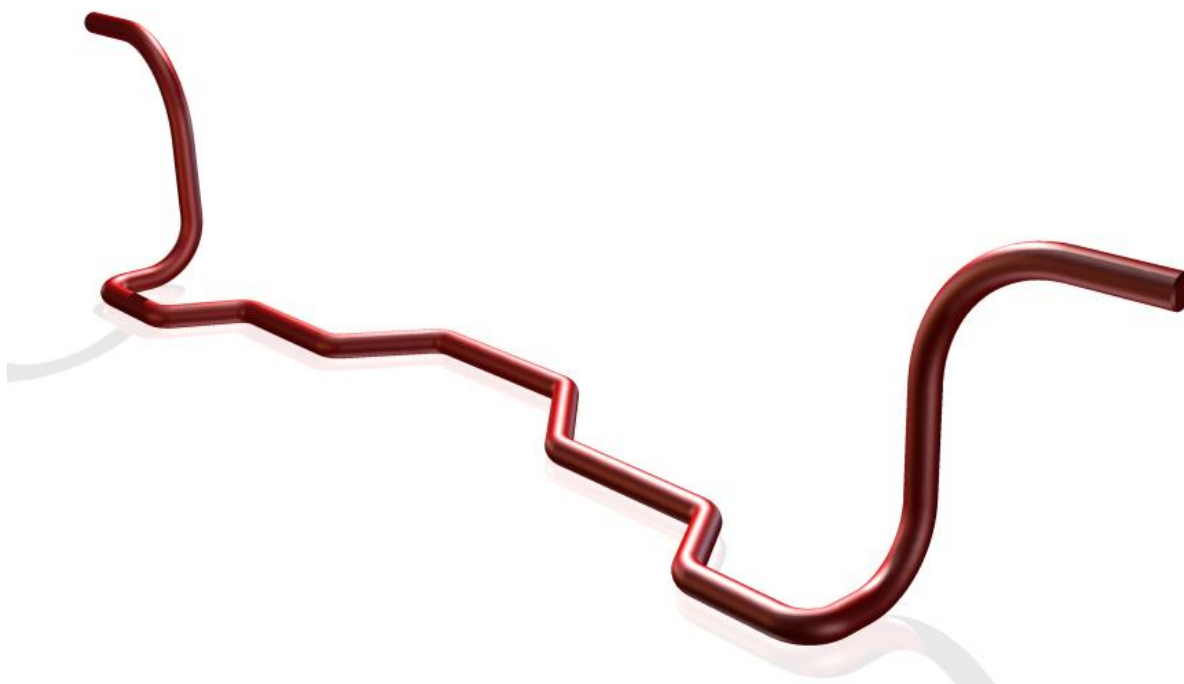
3 ŘEŠENÍ

3.1 ANALÝZA VYBRANÉHO STABILIZÁTORU

Pro návrh měřicího zařízení je nejprve nutno získat údaje o rozměrech, materiálech a silových působeních na skutečném stabilizátoru odpovídající třídy vozů. Jako zkušební prvek mi posloužil stabilizátor osobního vozu značky Fiat, který mám fyzicky k dispozici. Tento byl nejprve změřen, poté vymodelován v programu Autodesk Inventor a následně podroben pevnostní analýze.

3.1.1 TVORBA POČÍTAČOVÉHO MODELU

Stabilizátor byl změřen pomocí běžně dostupných měřidel. V době měření měl stabilizátor už svou provozní životnost za sebou, na mnoha místech je lehce deformován, a proto nebylo možné jeho rozměry měřit příliš přesně. Bylo však potřeba po naměření odhadnout jeho původní stav. Protože výsledné hodnoty tuhosti nebudou v rámci této práce porovnávány s hodnotami skutečnými, můžeme výsledný model stabilizátoru považovat z hlediska účelu za tvarově přesný. Na Obr. 36 je výsledný 3D model měřeného stabilizátoru.



Obr. 36 Model stabilizátoru v programu Autodesk Inventor Professional

3.1.2 PROGRAM PEVNOSTNÍ ANALÝZY

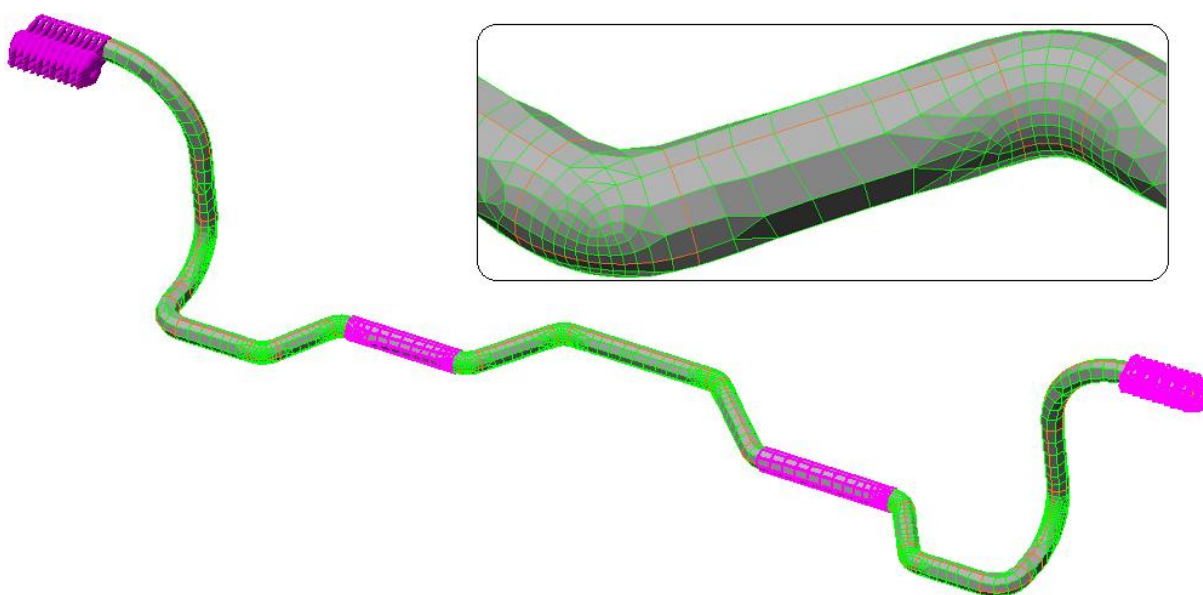
Pevnostní analýzu jsem nejdříve provedl předběžně v programu Autodesk Inventor Professional, pomocí integrované pevnostní analýzy. Tato metoda slouží k přibližnému odhadu zatížení. Po provedení předběžné analýzy jsem získal hodnoty napětí a deformací, které jsem potřeboval k následnému návrhu celého zařízení. Poté jsem provedl přesnější pevnostní analýzu v programu Autodesk Simulation Mechanical. Tato metoda je již plnohodnotnou pevnostní analýzou.



3.1.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA STABILIZÁTORU

Výsledky pevnostní analýzy stabilizátoru v programu Autodesk Simulation Mechanical (dále ASM). Na Obr. 37 je pohled na síťovaný stabilizátor. Síťování jsem provedl mapovaně pomocí prvků „brick“ a „tetrahedra“, velikost prvků jsem volil s ohledem na požadovanou přesnost a časové požadavky síťování a analýzy. V místech s předpokládaným zvýšeným napětím jsem zvolil menší velikost prvků, také vyobrazeno na Obr. 37.

Pro provedení analýzy je třeba určit materiál součásti, vazby a zatížení. Materiál stabilizátoru jsem zvolil dle ČSN 15 142 (W. Nr. 1,7225). Uložení a zatížení je znázorněno fialovou barvou. Na jeden konec tyče je umístěna pevná vazba, na dva průměry stejně jako ve vozidle otočná vazba, síla působí na druhém konci tyče. Jako referenční zatížení stabilizátoru jsem po pár pokusech zvolil sílu 1kN působící stejně jako ve vozidle ve směru, kde bude součást namáhána převážně na krut. Hodnota síly 1kN je zvolena na základě výsledků předběžné pevnostní analýzy. Pro následný návrh měřicího zařízení není nutné zjistit a do pevnostní analýzy aplikovat hodnotu síly, která by přesně odpovídala zatížení tohoto konkrétního stabilizátoru při provozu. Podstatné zde je, aby byla zjištěna přibližná síla, která na tento stabilizátor působí, a tedy síla, kterou bude možno použít jako zatížení při měření.



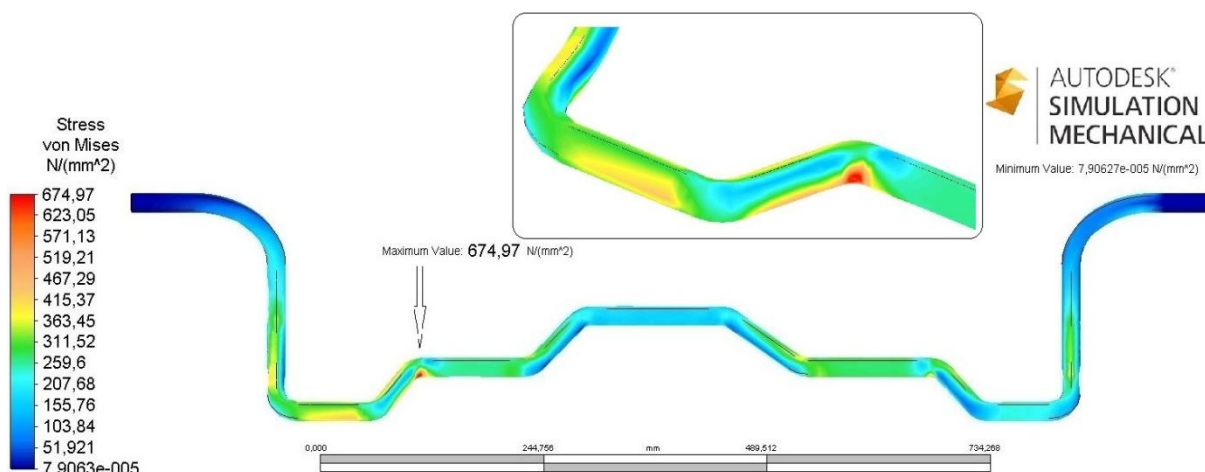
Obr. 37 Síťovaný model stabilizátoru v programu ASM

Tabulka 1 Mechanické vlastnosti oceli W. Nr. 1,7225 [22]

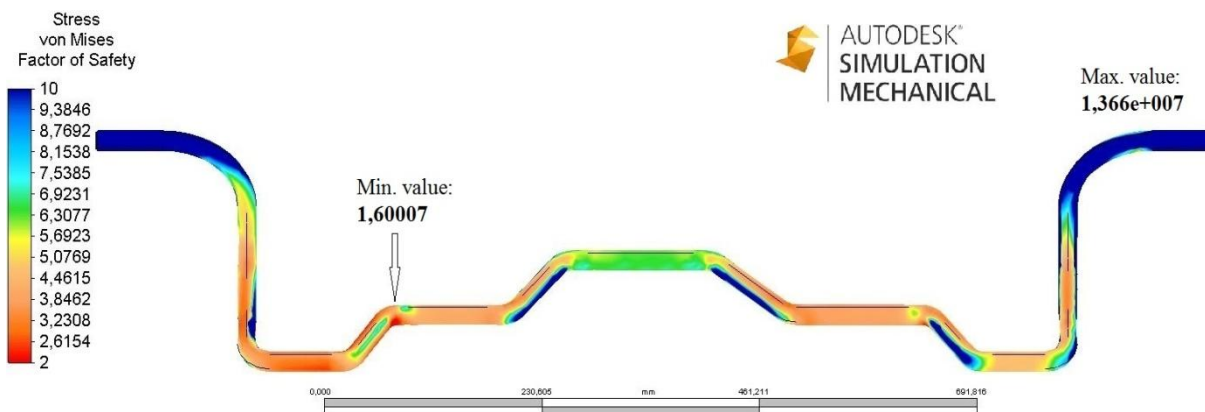
1.7225	Hodnota
Pevnost v tahu R _m (MPa)	≥1030
Tažnost A ₅ (%)	≥10
Zúžení Z (%)	≥45
Mez kluzu Re (R _{0,2}) (MPa)	≥880
Nárazová práce KU ₂ (J)	≥56



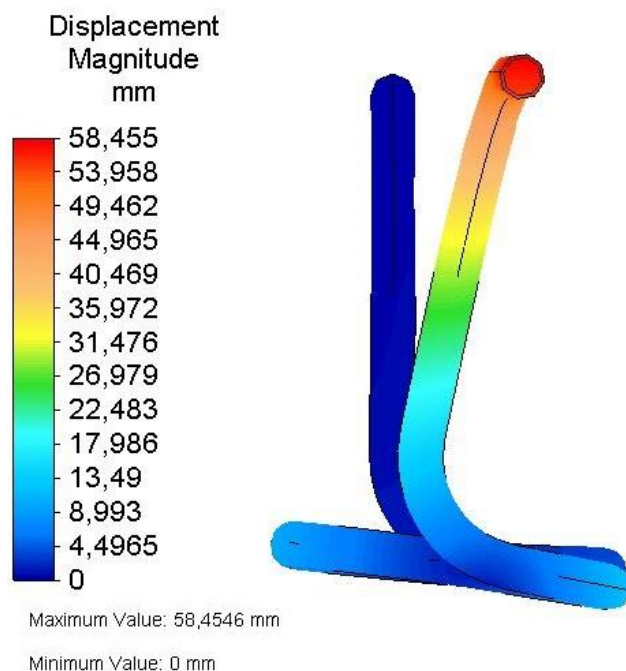
Na následujících obrázcích (Obr. 38 - Obr. 40) jsou výsledky pevnostní analýzy pro zatížení 1kN. Jsou znázorněna místa s maximální hodnotou napětí a tedy minimální bezpečností napětí von Mises. Kritické místo je dle této analýzy v zaoblení v části, která je uložena v silentbloku. Minimální bezpečnost, pro kterou jsem celé zařízení navrhoval, je 2,0. Při této analýze se však nejedná o návrh tvaru stabilizátoru pro definovanou působící sílu, hodnota bezpečnosti 1,6 tedy není známkou porušení této podmínky.



Obr. 38 Analýza stabilizátoru – Napětí von Mises v programu ASM



Obr. 39 Analýza stabilizátoru – Součinitel bezpečnosti v programu ASM



Obr. 40 Analýza stabilizátoru – Boční pohled, posunutí v programu ASM

Z pevnostní analýzy vyplývá, že stabilizátor vydrží s bezpečností 1,60 sílu 1kN. Zde platí, že čím větší síla, tím větší deformace a tedy hodnota posunutí, se kterou bude počítáno dále. Tato síla bude brána jako střední zatížení. Pro univerzálnost navrhovaného zařízení zvolím však sílu větší, aby zařízení bylo schopno stejně efektivně deformovat i silnější tyče. Volím proto sílu F_{max} 1kN pro každý hydromotor, tedy celková síla 2kN.

Jak bylo již výše zmíněno, stabilizátor je namáhaný především na krut, ale také na ohyb. Ohybové napětí zde však tvoří jen nepatrnou složku, proto bude při návrhu zařízení zanedbáno (deformace stabilizátoru v ohybu je velmi malá a také nežádoucí pro návrh zařízení).

3.2 NÁVRH ZAŘÍZENÍ

Po vytvoření modelu a analýze stabilizátoru již znám všechny potřebné informace k návrhu zařízení. Postupně zde navrhnu pohonnou jednotku a všechny její části, stojan měřicího zařízení a jeho analýzy následují v dalších kapitolách.

3.2.1 HYDROMOTOR

Pro vyvinutí síly na tyč stabilizátoru jsem zvolil přímočarý hydromotor série ZH1 výrobce HYDRAULICS s.r.o. Tento výrobce ve svém katalogu, který je k dispozici na jeho internetových stránkách [23], uvádí širokou škálu katalogových hydromotorů, ale také nabízí výrobu komponent na míru podle zakázky. Velký výběr komponent a srozumitelný katalog výrobků dostupný veřejně mě vedl k volbě tohoto výrobce před širokou konkurencí v tomto oboru.



Tabulka 2 Technické informace a hlavní rozměry hydromotoru ZH1 [23]

TECHNICKÉ PODMÍNKY	
Pracovní kapalina	– hydraulický minerální olej (OH-HM 32, OH-HM 46 , OH-HM 64)
Požadovaná filtrace	– min. 40 μm , doporučujeme 25 μm
Teplotní rozsah	– kapaliny $-20^{\circ}\text{C} \div +80^{\circ}\text{C}$ – okolí $-20^{\circ}\text{C} \div +70^{\circ}\text{C}$
Klimatická odolnost	– mírné klima WT
Jmenovitý tlak	– 16 MPa
Maximální tlak	– 20 MPa
Zkušební tlak	– 25 MPa
Pracovní rychlost	– maximální $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
Hodnota odolnosti pístní tyče v solné komoře dle ISO 4540	– 120 hodin
ROZMĚRY	
Průměr pístu $\varnothing D$	– 32 mm
Průměr pístní tyče $\varnothing d$	– 20 mm
Vnější průměr válce $\varnothing D_1$	– 42 mm
Délka válce L_0+Z	– 440 mm
Zvolený zdvih Z	– 350 mm
Maximální doporučené zdvihy dle zvol. $\varnothing d$	– 400 mm
Hmotnost při zdvihu $Z = 1,60 + Z \cdot 0,00703$	– 4,0605 kg

Výrobce tohoto hydromotoru nabízí zakončení válce a pístní tyče tradičně pomocí návarových, šroubovaných, nebo závěsných ok. Zakončení válce navrhuji pomocí návarového oka TYP 2 označení 202 s průměrem oka 20 mm. Tímto okem bude hydromotor spojen s hlavním stojanem. Jako zakončení pístní tyče navrhuji závit M12x1,5, pomocí něhož bude hydromotor dále spojen s tenzometrickou hlavou a přes šroubení dále pomocí závěsného oka TYP 3 označení 301A ke konci stabilizátoru. Součástí ok jsou kloubová ložiska v pouzdrech.

3.2.2 KONTROLA HYDROMOTORU

TLAK

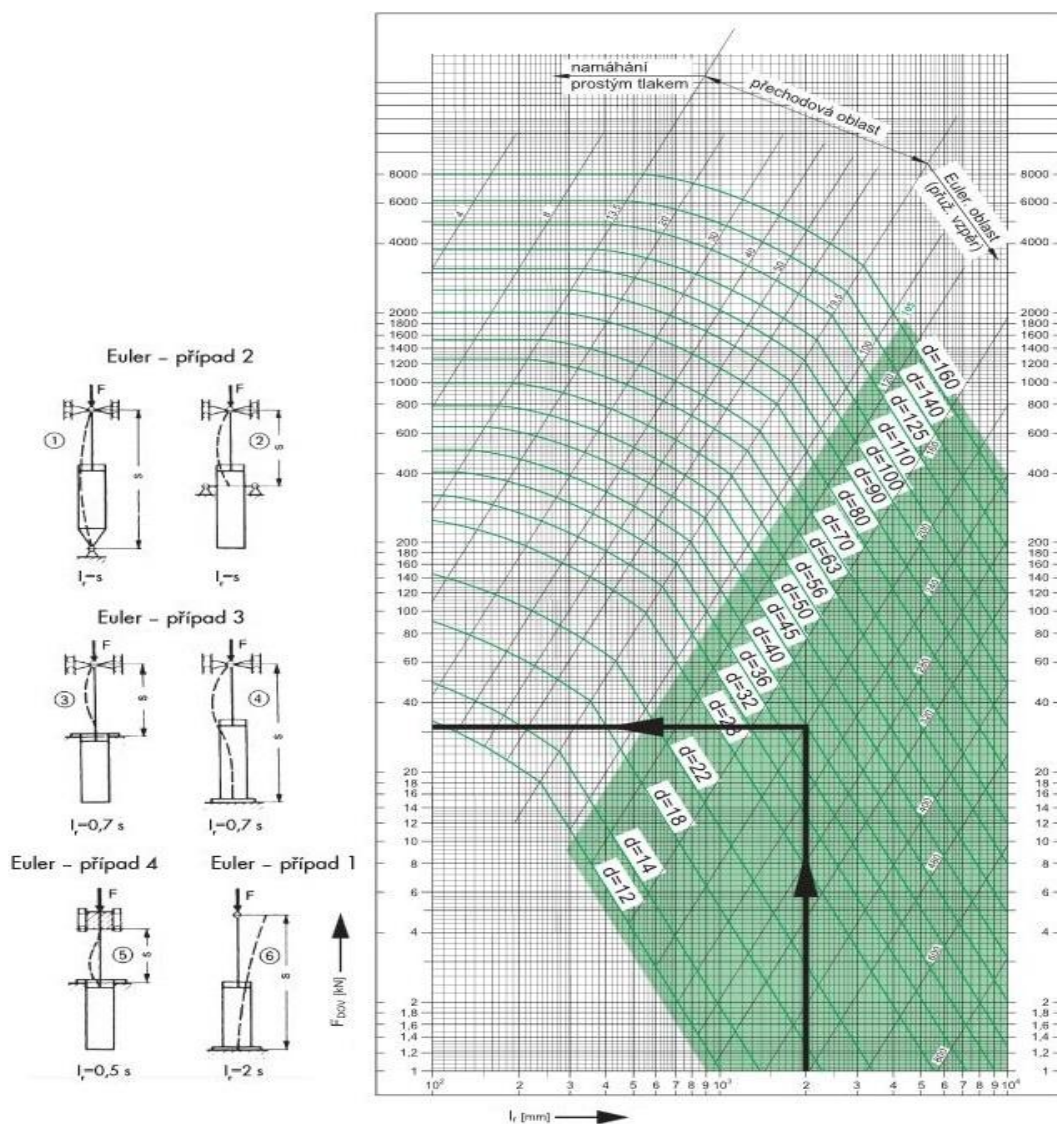
Kontrola hydromotoru na maximální provozní tlak p_{prov} , kterým bude stabilizátor zatěžován:

$$p_{prov} = \frac{F_{max}}{S_{pist}} = \frac{1000}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{1000}{\frac{\pi \cdot 32^2}{4}} = \frac{1000}{804,2477} = 1,2434 \text{ MPa} \quad (13)$$

Kde S_{pist} je průřez pístu [mm^2].

VZPĚR

Výrobce dimenzuje pístní tyče s ohledem na vzpěrné namáhání, v katalogu uvádí diagram vzpěrné pevnosti, ze kterého podle navržených veličin určíme dovolenou sílu F_{DOV} , která musí být nižší, než síla F_{max} . Tento diagram je navržen s ohledem na koeficient bezpečnosti 2. Postup určení dovoleného namáhání: Určit Eulerův případ, stanovit redukovanou délku l_r , pro daný $\varnothing d$ určit dovolené zatížení silou F_{DOV} . [23] Pro navrhovaný hydromotor vychází při maximálním vysunutí pístu dovolená síla F_{DOV} 18 kN, což při porovnání s 1 kN maximální provozní síly vyhovuje podmínce.



Obr. 41 Diagram vzpěrné pevnosti hydromotoru [23]

3.2.3 HYDRAULICKÁ KAPALINA

Hydraulická kapalina musí vyhovovat svými vlastnostmi všem částem navrhovaného zařízení, aby bylo schopno správně pracovat. Zvolil jsem hydraulický olej OH-HM 46 s parametry:

Tabulka 3 Parametry hydraulického oleje [30]

Hustota při 15 °C	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	880	ČSN EN ISO 12185
Kinematická viskozita při 40°C	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	46	ČSN EN ISO 3104
Kinematická viskozita při 100°C	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	6,9	ČSN EN ISO 3104
Viskozitní index		115	ČSN ISO 2909
Bod vzplanutí	°C	239	ČSN EN ISO 2592
Bod tekutosti	°C	-30	ČSN ISO 3016
Barva ISO		2,0	ČSN 65 6076



3.2.4 HYDRAULICKÝ AGREGÁT

Pro vytvoření tlaku v hydraulickém válci jsem vybral hydraulický agregát firmy Hydronit Srl [26], který se skládá z třífázového asynchronního elektromotoru přírubami spojeného se zubovým čerpadlem, které je umístěno uvnitř nádrže s hydraulickou kapalinou a filtračním systémem. Agregát je navržen podle katalogu [27]. Součástí tzv. „Power Packu“ je rozvaděcí kostka, která odvádí hydraulickou kapalinu z čerpadla do rozvaděče. Na kostce je umístěn pojistný ventil a manometr, spojení kostky s rozvaděčem je provedeno vrchní plochou kostky. Na Obr. 42 je znázorněn hydraulický agregát [27] bez rozvaděče. Rozvaděč je navržen zvlášť.



Obr. 42 Hydraulický agregát [27]

3.2.5 ČERPADLO

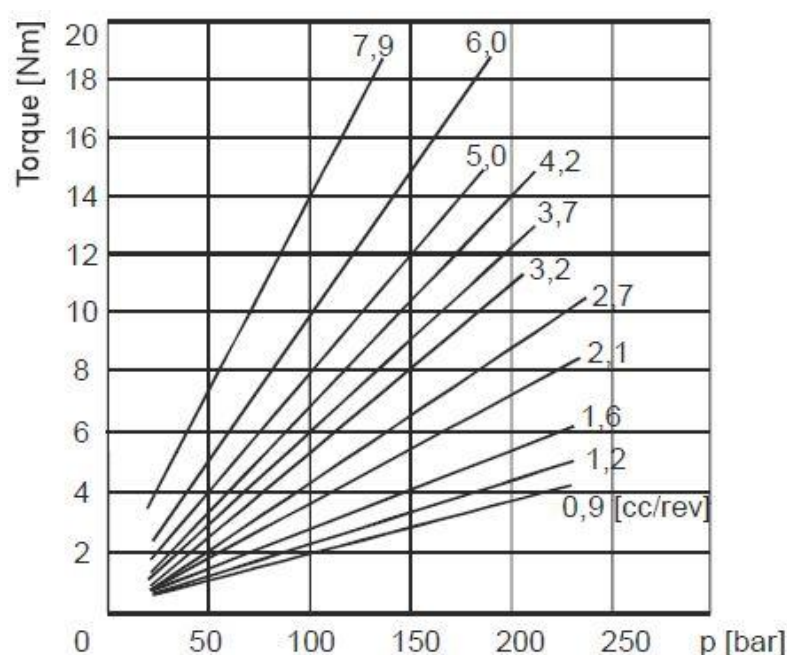
Navržené čerpadlo je dle [27] K type gear pump group 1 s označením E60604009. V tabulce Tabulka 4 jsou parametry čerpadla, na Obr. 43 je vyobrazeno navržené čerpadlo a na Obr. 44 jeho M/p charakteristika.

Tabulka 4 Parametry čerpadla [27]

Sací tlak	$0,7 < p_{\text{sací}} < 3,0 \text{ bar}$
Nominální posunutí	$5,0 \text{ cm}^3 \text{ za } 1 \text{ otáčku}$
Maximální tlak	210 bar
Střední tlak	180 bar
Provozní tlak	140
Maximální otáčky	3000 min^{-1}
Hmotnost	0,94 kg



Obr. 43 Čerpadlo K type gear pump group 1 [27]



Obr. 44 M/p Charakteristika čerpadla [27]

3.2.6 KONTROLA ČERPADLA

Maximální průtok

Čerpadlo je schopno dodat pouze omezený objem kapaliny za jednotku času. Tento průtok musí být vyšší, než maximální průtok, který je potřeba do hydromotoru dodat, tj. při maximálních otáčkách. Zároveň je průtok limitován maximálním průtokem ostatních částí řetězce a také maximální rychlostí kapaliny uvnitř.

Dopravní výška

Čerpadlo musí poskytnout dostatečně vysoký výstupní tlak, aby i při započítání všech ztrát v řetězci byl dodaný tlak na píst hydromotoru podle navržené síly, kterou hydromotor musí působit. Tuto kontrolu jsem provedl pomocí sestaveného výpočtového algoritmu dostupného v textové podobě na [28]. Podle tohoto algoritmu je možné spočítat dopravní výšku čerpadla, tj. minimální tlak dodaný čerpadlem pro splnění zadaných podmínek. Tabulka 5 je tabulka hodnot pro výpočet dopravní výšky.



Tabulka 5 Výpočet dopravní výšky čerpadla [28]

dynamická viskozita kapaliny (doporučujeme hodnotu 0,00131) [Pas]	0,04048
měrná hmotnost kapaliny (doporučujeme hodnotu 1 000) [kg/m ³]	880
čerpaný průtok kapaliny [l/s]	0,1208

Sací potrubí

délka potrubí [m]	0
vnitřní průměr potrubí [mm]	10
výškový rozdíl mezi nejnižší hladinou vody a čerpadlem [m]	0,05
drsnost potrubí (doporučujeme hodnotu 0,01) [mm]	0,01
rychlost proudění [m/s]	1,539
celkový počet oblouků 90°, šoupátek, .. [ks]	1
celkový počet "T kusů", zpět. klapky .. [ks]	0
Re	380
a	9,002E+14
b	8,142E+31
součinitel tření	1,684E-01

Sací výška [m]	1,2
----------------	-----

Výtlačné potrubí

délka potrubí [m]	3
vnitřní průměr potrubí [mm]	7,9
výškový rozdíl mezi nejnižší hladinou vody a čerpadlem [m]	1
drsnost potrubí (doporučujeme hodnotu 0,01) [mm]	0,01
rychlost proudění [m/s]	2,466
celkový počet oblouků 90°, šoupátek, .. [ks]	1
celkový počet "T kusů", zpět. klapky .. [ks]	1
Re	481
a	2,108E+15
b	1,874E+30
součinitel tření	1,330E-01

Výtlačná výška [m]	19,6
--------------------	------

Dopravní výška [m]:	20,8
----------------------------	-------------

Požadovaný tlak na konci výtlačného potrubí [MPa]: 1 bar = 1 Atm. = 0,1 MPa	1,25
--	------

Minimální dopravní výška pro výběr čerpadla [m]:	148,3
---	--------------

Z tohoto výpočtu vyplývá, že minimální dopravní výška čerpadla je 148,3 m. Navržené čerpadlo tedy splňuje tuto podmínku.



3.2.7 ELEKTROMOTOR

Navržený elektromotor je dle [27] motor Integral AC framesize 90 s označením E300AC343S3. V tabulce Tabulka 6 jsou parametry elektromotoru.

Tabulka 6 Parametry elektromotoru [27]

Pracovní podmínky	3-fázový 4 póly
Maximální otáčky	1450 min ⁻¹
Frekvence	50 Hz
Maximální výkon	2,2 kW
Točivý moment	14,5 N·m
Hmotnost	16 kg

3.2.8 KONTROLA ELEKTROMOTORU

Výkon elektromotoru

Elektromotor musí mít minimální výkon k roztočení čerpadla, který se získá přepočtem z momentu čerpadla $M_{\text{čerp}} 11 \text{ N}\cdot\text{m}$ zjištěného z charakteristiky čerpadla na Obr. 44 a účinnosti čerpadla $\eta_{\text{čerp}} 0,92$ dle [27].

$$P_{\text{mot}} = M_{\text{čerp}} \omega \eta_{\text{čerp}} = M_{\text{čerp}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_{\text{mot}}}{60} \cdot \eta_{\text{čerp}} = 11 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1450}{60} \cdot 0,92 = 1536,66 \text{ W} \quad (14)$$

Kde P_{mot} je výkon elektromotoru [W], ω je úhlová rychlost čerpadla [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] a n_{mot} jsou provozní otáčky elektromotoru [min^{-1}].

Proto je zvolen elektromotor o výkonu 2,2 kW a točivém momentu 14,5 N·m.

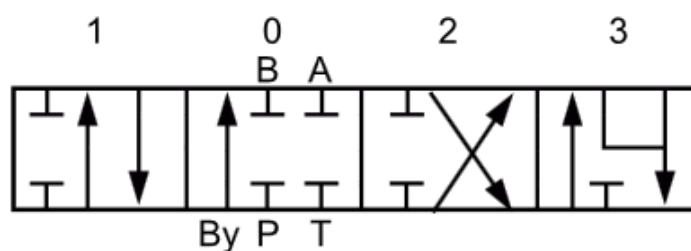
3.2.9 ROZVADĚČ

Pro ovládání toku hydraulické kapaliny musí být agregát osazen rozvaděčem, který bude mít konstrukci odpovídající konkrétnímu využití. Pro tento účel jsem po uvážení všech nutných parametrů zvolil elektromagnety ovládaný 4-polohový rozvaděč se čtvrtou aretovanou polohou. Rozvaděč je firmy Hydrocom spol. s.r.o. [29] typ HDM 140 Z s ovladačem typu 04 a šoupátkem typu Z. Parametry rozvaděče jsou v tabulce Tabulka 7, schéma funkce rozvaděče je na Obr. 45. Poloha 0 je klidový stav, poloha 1 je cyklus v jednom směru, poloha 2 je cyklus v druhém směru a aretovaná poloha 3 slouží k uvolnění tlaku v hydromotorech a následně možnosti jejich ručního nastavení při uchycování stabilizátoru. Zobrazení rozvaděče ovšem s mechanickým ovládním je na Obr. 46, elektromagneticky ovládaný rozvaděč má místo ovládací páky na každé straně elektromagnet. Navržený rozvaděč má vstup P a výstup T z bočních stran, propojení mezi hydraulickým agregátem (konkrétně přípojovací deskou) bude provedeno pomocí ocelových trubiček. Detail tohoto spojení zde nebudu uvádět, jedná se o zde nepodstatnou část, v praxi jednoduše řešitelnou.



Tabulka 7 Parametry rozvaděče [29]

Maximální průtok Q: [l·min ⁻¹]	40
Max. stálý provozní tlak na vstupu [bar]	250
Max. špičkový tlak na výstupech [bar]	320
Max. tlak na výstupu [bar]	30
Teplota oleje [°C]	-10 až 80
Viskozita oleje [mm ² ·s ⁻¹]	16 až 75
Filtrace oleje [μm] (max)	30



Obr. 45 Schéma rozvaděče [29]



Obr. 46 Příklad rozvaděče HDM 140 s mechanickým ovládním [29]

Elektromagnetické ovládní 4-polohového ventilu je podle dostupných materiálů zvláštností výše uvedené firmy. Pro uvedení šoupátka do třetí polohy jsou sepnuty oba elektromagnety, ostatní polohy jsou ovládnuty sepnutím buď jednoho, druhého nebo žádného elektromagnetu, což je klasické provedení.



3.2.10 NÁDRŽ NA KAPALINU

Na Obr. 42 na straně 44 je vyobrazen hydraulický agregát i s nádrží na hydraulickou kapalinu. Nádrž je válcová, vyrobená z hlubokotažné oceli válcované za studena o tloušťce pláště 1,5 mm, dle ČSN EN 10130, má objem 5 litrů, označení E60303006 dle [27], vnější průměr 180 mm, délku 300 mm a hmotnost 1,82 kg.

3.2.11 HYDRAULICKÉ TLAKOVÉ HADICE

Tlakový olej bude od hydraulického agregátu dopravován k hydromotorům pomocí hydraulických hadic. Pro tento účel volím typ hadice 2SN DN8 s vnitřním průměrem 7,9 mm a pracovním tlakem do 350 barů [31]. Tyto hadice mají 2krát kovový opleť, na jednom konci budou zakončeny šroubením s vnitřním závitem G 3/8'' (tzv. převlečná matice) s 90° úhlem kolene, na druhém konci budou s rozvaděčem spojeny rovným šroubením s vnějším závitem G 3/8''. Hadice budou použity čtyři o délce nejvýše 3 m. Pracovní vstupy A a B rozvaděče jsou dva, a tudíž na ně bude nasazeno šroubení typu „T“ pro rozdělení každé cesty na dvě. Pro navržené šroubení a hydraulické hadice zde nebudu uvádět výrobce, hlavní parametry hydraulických prvků jsou normované, tudíž navzájem kompatibilní, a proto je výrobce nepodstatné při navrhování volit.

3.2.12 FILTRY A PŘÍSLUŠENSTVÍ

Součástí agregátu je i filtrační systém, který je složen z jednoho vstupního sítkového filtru a jednoho vratného filtru. Sítkový filtr označen C34100005 a vratný filtr C34200001, oba s filtrací 90 µm a splňují podmínku maximálního průtoku. [27]

Součástí objednávky hydraulického agregátu jsou automaticky všechny prvky, které jsou potřeba pro správné fungování agregátu. Tyto prvky (šroubení, redukce, zátky, těsnění apod.) zde nebudou vypisovány a budou se brát jako samozřejmost, protože je v zájmu dodavatele, aby tyto prvky správně do agregátu doplnil a zákazník tak nemusí dopodrobna objednávku zadávat.

3.2.13 OVLÁDÁNÍ HYDRAULIKY

Pro co nejkomfortnější ovládání zařízení uživatelem se jako nejvhodnější způsob jeví ruční tlačítkový ovladač, který bude uživatel moci mít neustále u sebe. Ovladač bude mít tři ovládací tlačítka, dvě pro spuštění toku oleje v daném směru, třetí pro aretaci ve třetí poloze. Poslední tlačítko je bezpečnostní pro nouzové vypnutí. Uživatel může v jakékoliv chvíli tlačítko pustit a elektromagnety rozvaděč pomocí pružin vrátit do uzavřené polohy, ve které se budou měřit jednotlivé veličiny. Jak může být ovladač realizován je zobrazeno na Obr. 47.

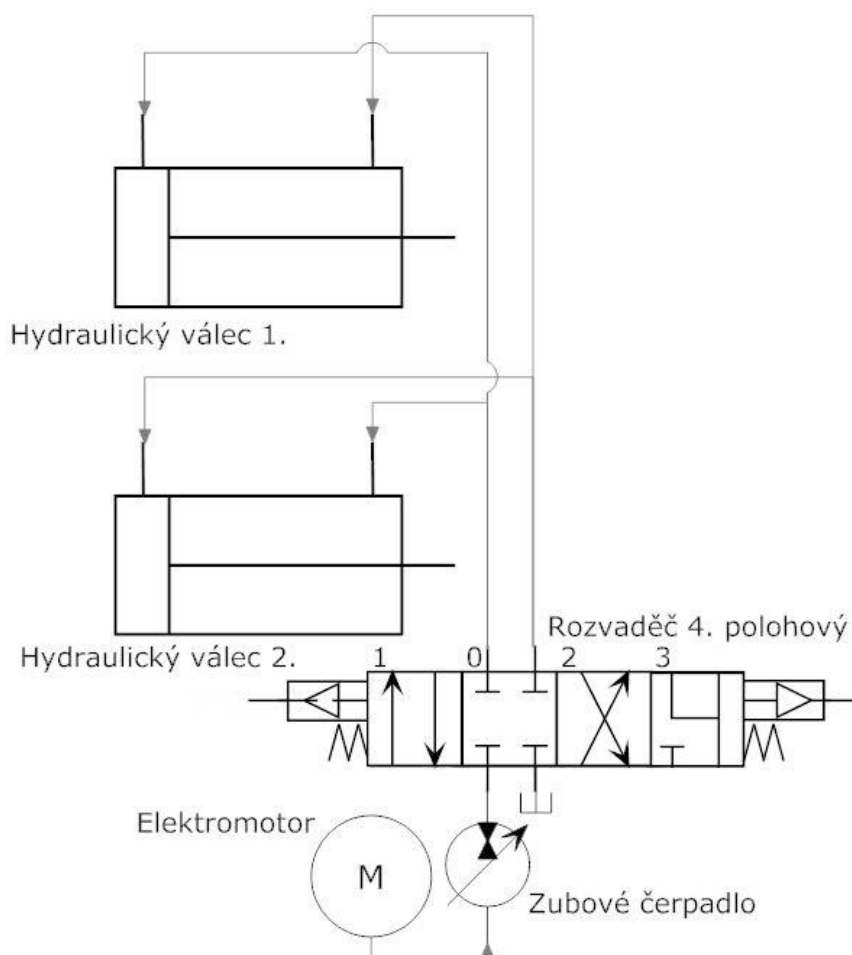


Obr. 47 Příklad ovladače hydrauliky [32]



3.2.14 SCHÉMA HYDRAULICKÉHO OBVODU

Na Obr. 48 je znázorněno schéma, jakým bude hydraulický obvod realizován. Hydromotory budou zapojeny do obvodu opačně, tzn., když první vyvíjí tlak, druhý tah. Tím bude stabilizátor kroucen.



Obr. 48 Schéma hydraulického obvodu v programu Smart Draw

3.3 MĚŘICÍ ŘETĚZEC

Měřicí zařízení pro účel měření tuhosti se skládá z měření síly působení na stabilizátor a z měření úhlu zkroucení stabilizátoru. Naměřená síla bude následně dosazena do vzorce (2) po přepočtení na krouticí moment.

3.3.1 MĚŘENÍ SÍLY

K určení silového působení na stabilizátor co nejpřesněji je potřeba použít měřidlo síly. Zde se jako nejvhodnější použití nabízejí dvě varianty:

měřidlo tlaku ve válci – manometr, který měří přesný aktuální tlak v hydraulickém válci, nebo tenzometrické měřidlo, které měří působící sílu na základě změny elektrického odporu při deformaci měřidla.



Pro tento účel jsem zvolil tenzometrické měřidlo. Jedná se o snímač síly FTSTM typu S od výrobce SIKA [24] pro přesné měření tlaku a tahových sil zkušebních strojů. Jeho výhody jsou vysoká přesnost měření, kompaktní provedení a snadná instalace na zařízení. Parametry měřidla:

Tabulka 8 Parametry tenzometru [24]

Rozsah sil	0,5 až 5 kN
Směr působení síly:	tlak a tah
Třída přesnosti	00; 0,5 nebo 1 dle ISO 376
Jmenovitý výstup	2 mV·V ⁻¹
Materiál	nerezová ocel
Stupeň krytí	IP 67 (IP 65 s rozsahem 0,5 kN)
Délka kabelu	5 m



Obr. 49 Tenzometrické měřidlo [24]

3.3.2 MĚŘENÍ ÚHLU ZKROUCENÍ

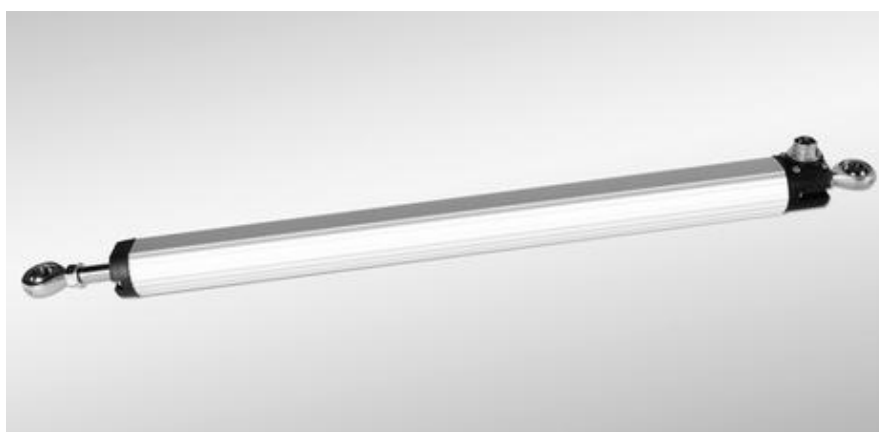
Úhel zkroucení bude přepočítáván ze změřené délky posunutí jednoho bodu na stabilizátoru, na který bude působit síla. Pro měření délky se jako nejvhodnější měřidla nabízejí tři varianty: digitální posuvné měřidlo, laserový měřič vzdálenosti, nebo lineární potenciometrický snímač. Laserové měřidlo je však vhodné pro minimální měřené vzdálenosti řádově od 0,05m, proto pro použití zde ne zcela vhodné.

Pro použití zde jsem po konzultaci s vedoucím práce zvolil potenciometrické měřidlo. Jedná se o průmyslový kompaktní lineární snímač typu RC35 výrobce MEGATRON, s.r.o. Měří změnu odporu při vysouvání a zasouvání měřicího pístu do válce. Základní parametry měřidla jsou v tabulce Tabulka 9. Potenciometr je vyobrazen na Obr. 50. Základním zakončením válce a pístu potenciometru jsou závěsná oka, pro použití zde jsou však oka vynechána a na straně pístní tyče nahrazena pouze zápichem na tyči, který bude připevněn k válci hydromotoru pomocí utahovacích spon.



Tabulka 9 Parametry potenciometrického měřidla [25]

Měřicí rozsah	50 – 750 mm
Rozlišení	lepší než 0,01 mm
Tolerance linearity	±0,05 %
Doporučený proud jezdcem	(typ.) 1 μA
El. Zatížitelnost	3 W
Životnost (pohybů)	100 mil.
Max.rychlost pohybu jezdce	5 m·s ⁻¹
Odpor	5 kΩ / 10 kΩ



Obr. 50 Potenciometrické měřidlo [25]

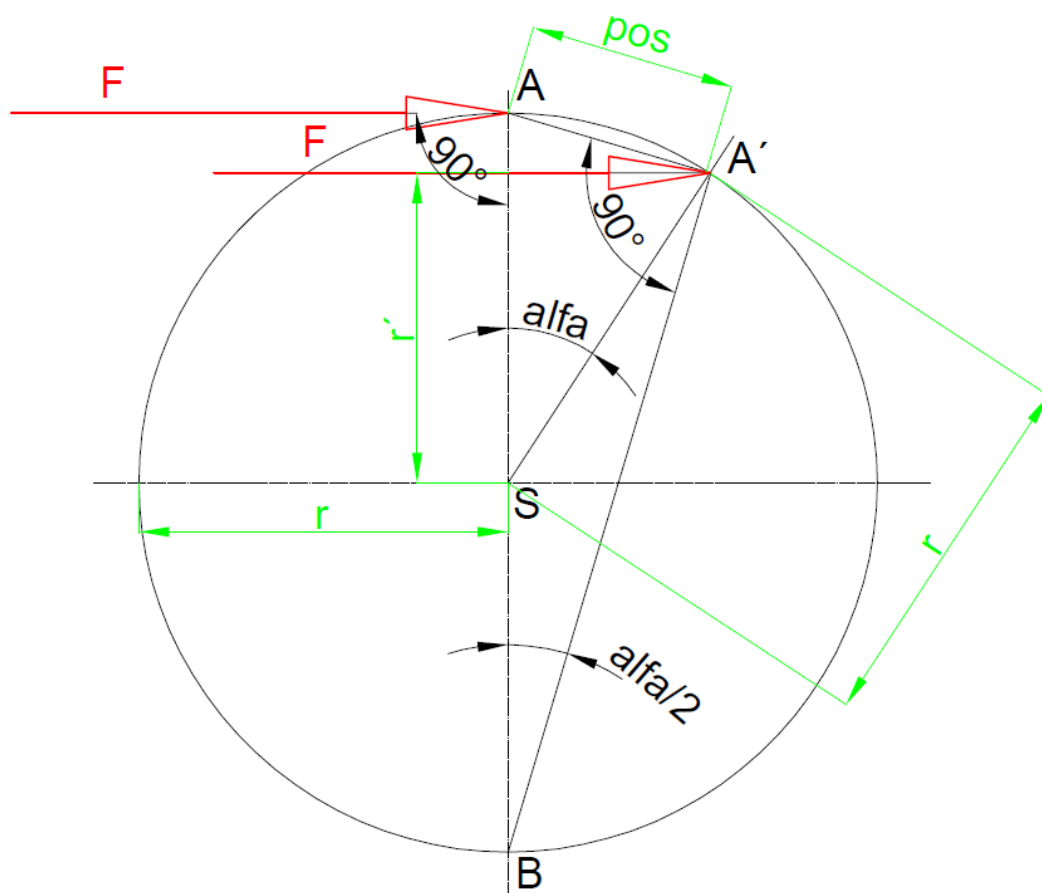
3.3.3 VÝPOČET ÚHLU ZKROUCENÍ

Navrženými měřidly jsem nyní schopen měřit potřebné veličiny. Dalším krokem je výpočet úhlu zkroucení z naměřeného posunutí a známé geometrie stabilizátoru. Na Obr. 51 je znázorněno schéma, podle kterého se bude úhel zkroucení počítat. Přepočet bude probíhat pomocí některého výpočtového programu, který bude pro shromažďování dat z měření a přepočty zvolen. Vzorec pro přepočet:

$$\alpha = \frac{(\sin^{-1}(\frac{pos}{2r}))}{2} \quad (15)$$

Kde *pos* je délka posunutí určeného bodu stabilizátoru [mm], *r* [mm] je rameno, na kterém působí síla *F*.

Rameno *r* vyplývá z geometrie stabilizátoru, je to vzdálenost osy válcové plochy uložené v silentbloku od osy plochy, na kterou působí síla *F*.



Obr. 51 Výpočet úhlu zkroucení, schéma korekce změny délky ramene

3.3.4 KOREKCE ZMĚNY DÉLKY RAMENE

Dalším krokem je korekce změny délky ramene v závislosti na posunutí určeného bodu na stabilizátoru působením síly. Před začátkem působení je působící síla tečná ke kružnici, kterou bude stabilizátor při deformaci opisovat. Tečnost se však ztratí vlivem deformace a rameno, na kterém síla působí, se bude zkracovat. Tím se bude zmenšovat i kroučící moment. Vzhledem ke vcelku malému výslednému úhlu zkroucení bude tento jev mít malý vliv na další výpočty, pro přesnost však musí být uveden a brán v potaz, bude počítán opět pomocí navrženého výpočtového programu. Navržené schéma popisující tento jev je na Obr. 51, výpočet ramene v každém bodě výpočtu je znázorněn ve vzorci (16).

$$r' = \frac{\cos(\alpha)}{r} \quad (16)$$

Kde r' je zmenšené rameno [mm].



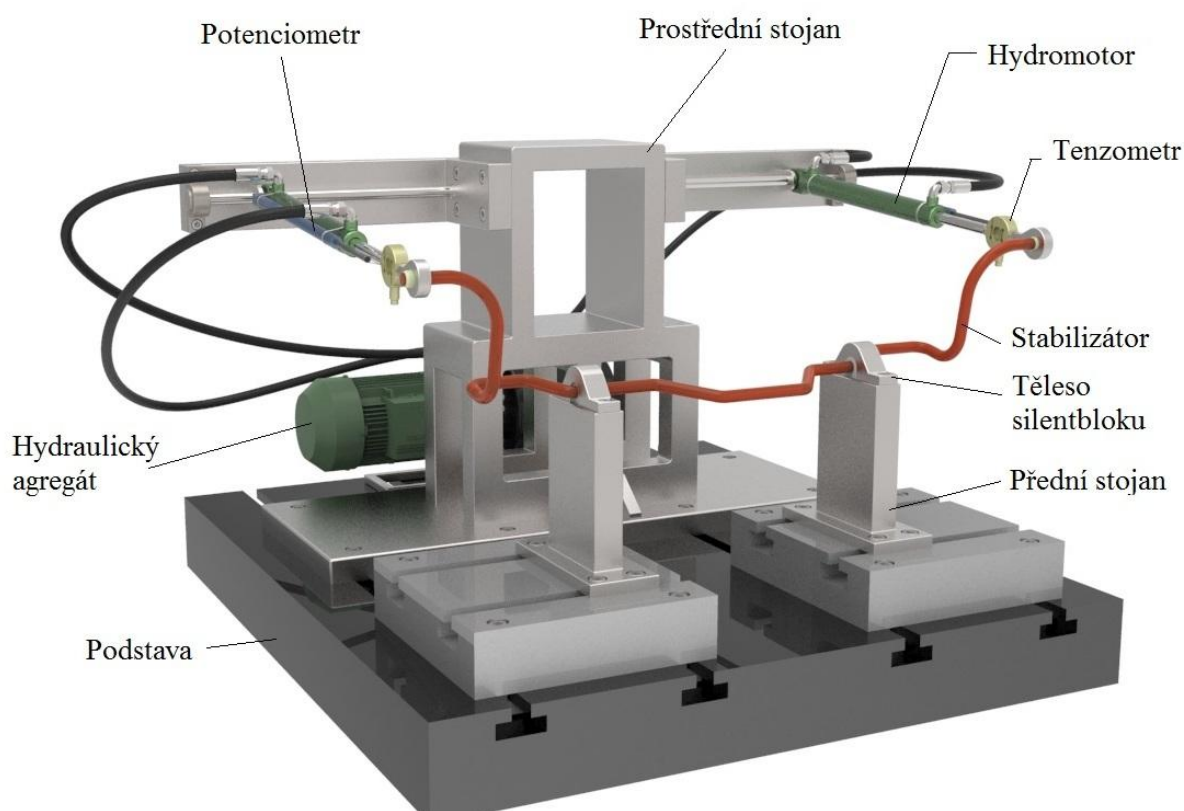
4 MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ

V této kapitole představím model sestaveného měřicího zařízení se všemi jeho částmi a definuji jejich jednotlivé funkce. Modely zařízení jsem vytvořil v programu Autodesk Inventor Professional, pevnostní analýzy jsem provedl v programu Autodesk Simulation Mechanical. Veškeré provedené analýzy jsou analýzy statického namáhání s modely z lineárních materiálů („Static stress with linear material models“).

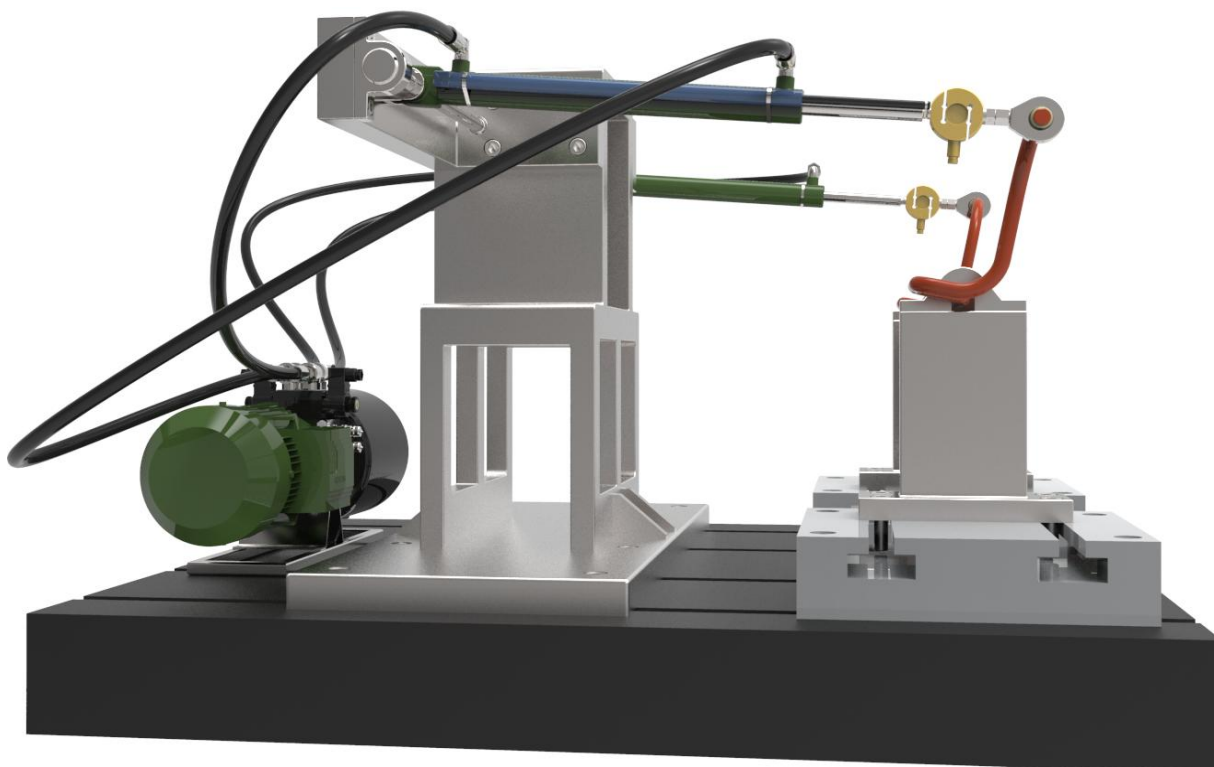
Zde zobrazená sestava zařízení obsahuje některé komponenty složitější geometrie, které zde nebudou detailně zobrazovány. Jedná se především o modely hydraulického agregátu a jejich částí, šroubení a spoje mezi rozvaděčem a agregátem, které zde budou vykreslovány pouze informativně tak, aby byla srozumitelná jejich funkce. Protože se jedná o komponenty různých výrobců a modely těchto komponent nejsou veřejně k dostání, jejich geometrie je zde zjednodušená a jejich detailní vykreslování není pro pochopení funkce potřeba.

4.1 SESTAVA ZAŘÍZENÍ

Sestava měřicího zařízení se skládá dle Obr. 52 z podstavy, dvou stojanů umístěných vepředu zařízení, prostředního stojanu se dvěma rameny a již objasněných částí měřicího řetězce a hydraulického agregátu. Na Obr. 53 je potom znázorněna sestava měřicího zařízení při pohledu ze strany.



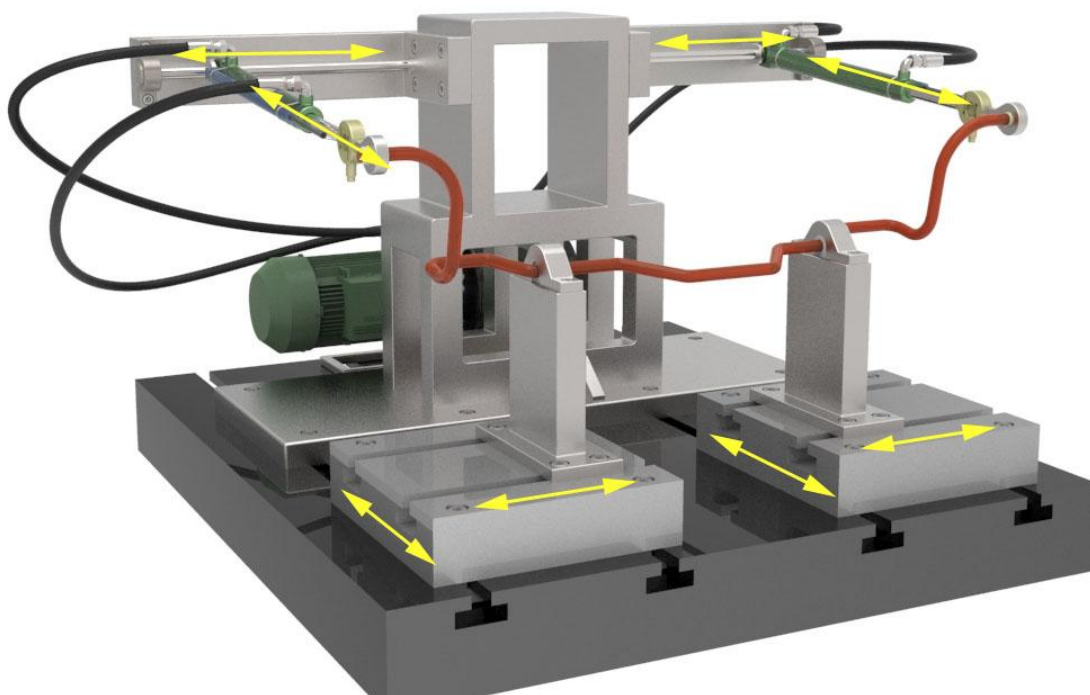
Obr. 52 Sestava měřicího zařízení s popisem jednotlivých částí



Obr. 53 Sestava měřicího zařízení, pohled ze strany

4.1.1 POHYBLIVÉ ČÁSTI ZAŘÍZENÍ

Aby bylo zařízení univerzální, je nutné, aby bylo některými částmi možno pohybovat, a tím umožnit uchycení různých stabilizátorů. Na Obr. 54 je znázorněno, ve kterých směrech lze zařízení nastavovat.



Obr. 54 Pohyblivé části měřicího zařízení



4.2 PŘEDNÍ STOJANY

Přední stojany mají za úkol uchytit a zajistit stabilizátor proti nežádoucím pohybům. Stojany jsou posuvné ve dvou lineárních směrech tak, aby bylo možné uchytit stabilizátory různých tvarů. Stojany se skládají z podstavy, samotného stojanu a tělesa silentbloku. Silentbloky se mění v závislosti na průměru měřeného stabilizátoru, tento je v nich otočně upevněn.

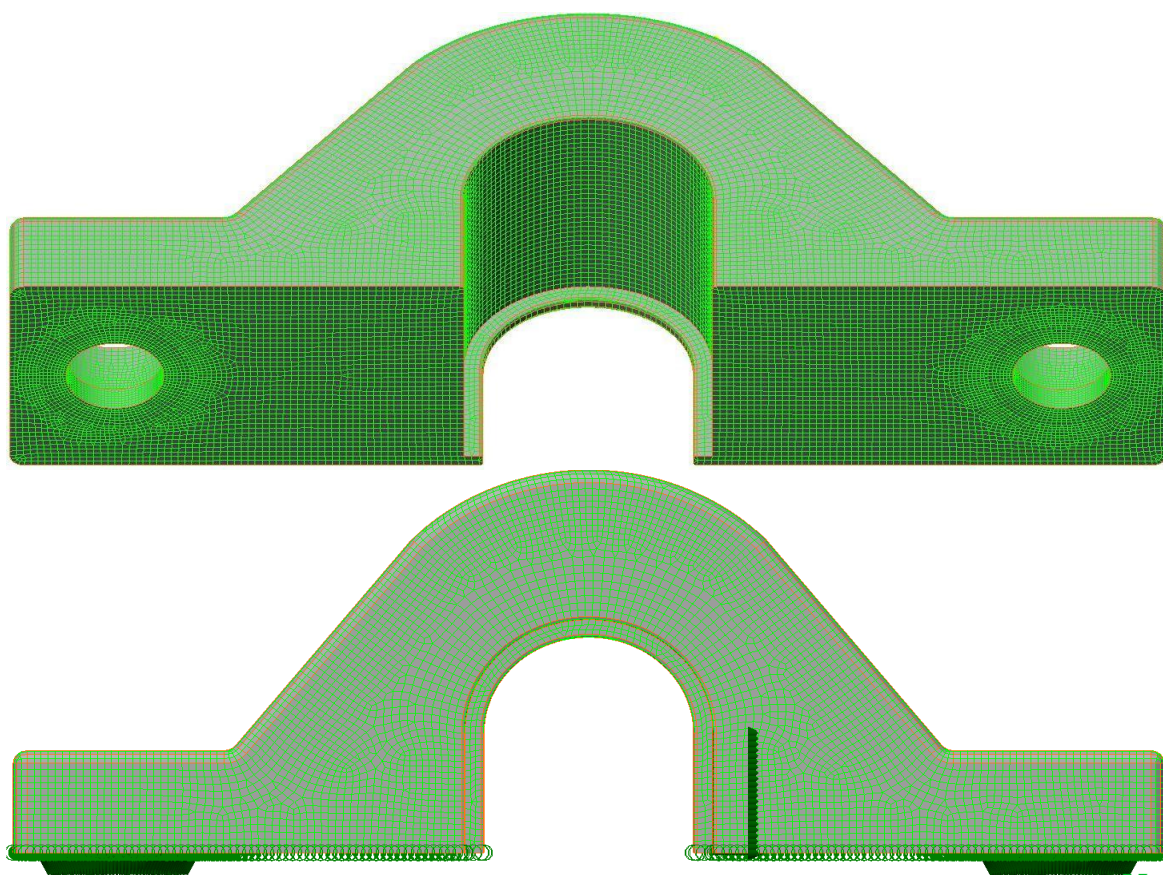
4.2.1 MATERIÁLY

Tabulka 10 Materiál a mez kluzu částí předního stojanu

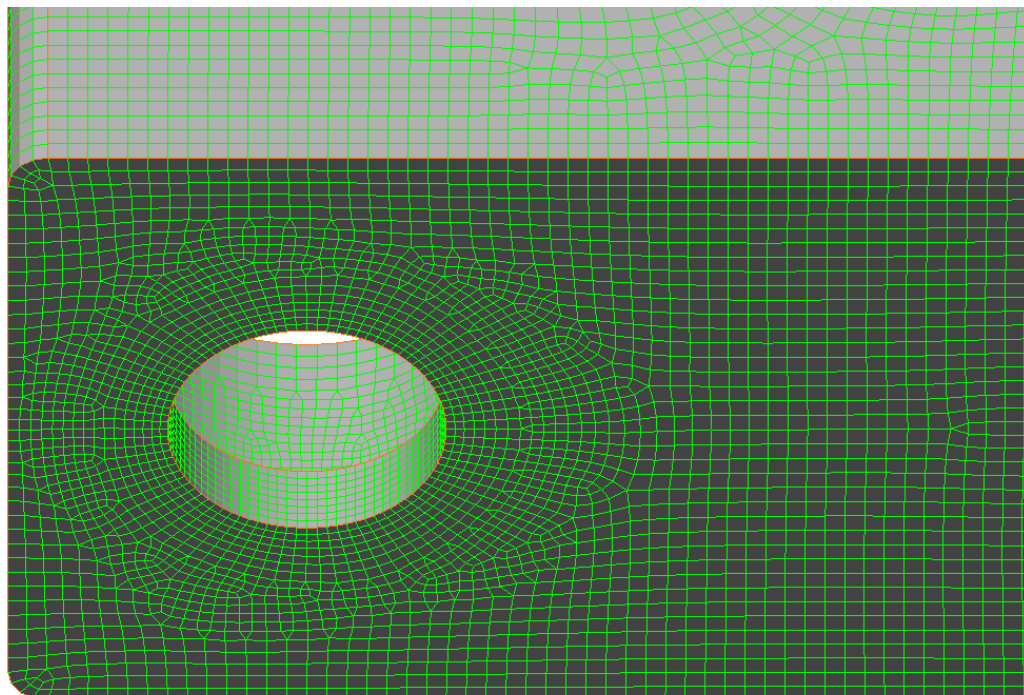
Část zařízení	Materiál dle ČSN [6]	Mez kluzu [MPa] [6]
Stojan	11 523.0	333
Podstava	11 523.0	333
Těleso silentbloku	13 141.6	450

4.2.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA TĚLESA SILENTBLOKU

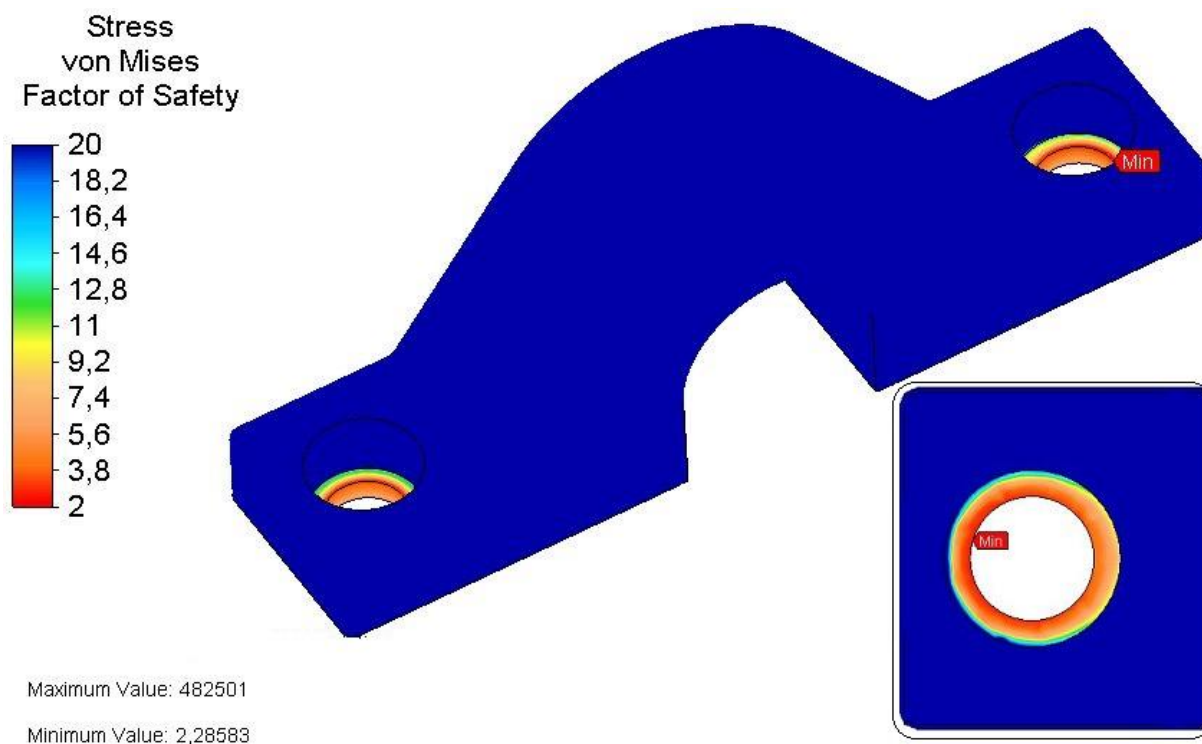
Na Obr. 55 je znázorněn síťovaný model tělesa silentbloku s počátečními podmínkami. Zatížení přenášené od stabilizátoru jsem zde zanesl formou silového působení na jednu část vnitřní plochy. Předpětí šroubového spoje jsem zvolil formou sil působících proti pevné vazbě, která je na celé spodní části. Velikost prvků jsem navrhl tak, aby se projevila předpokládaná napětí v místech šroubového spoje (Obr. 56) a na boční části.



Obr. 55 Síťovaný model tělesa silentbloku ve dvou pohledech



Obr. 56 Detail síťování tělesa silentbloku



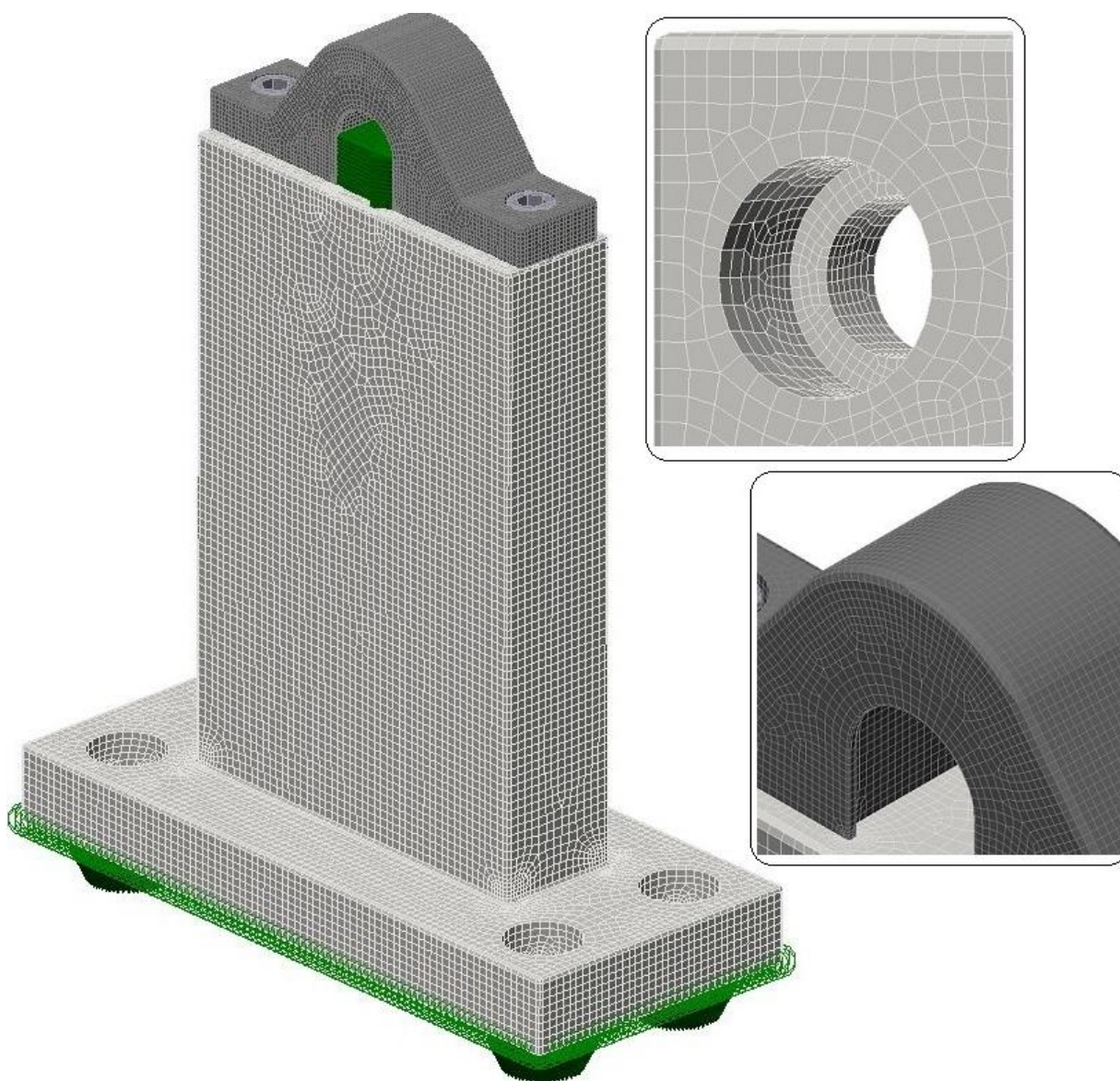
Obr. 57 Pevnostní analýza tělesa silentbloku – Součinitel bezpečnosti

Výsledky pevnostní analýzy tělesa silentbloku jsou zobrazeny na Obr. 57 pomocí bezpečnosti napětí von Mises zobrazené od 2 do 20. Analýza ukazuje, že nejvíce namáhaná místa jsou ve šroubových spojích. Minimální bezpečnost napětí von Mises je 2,286.



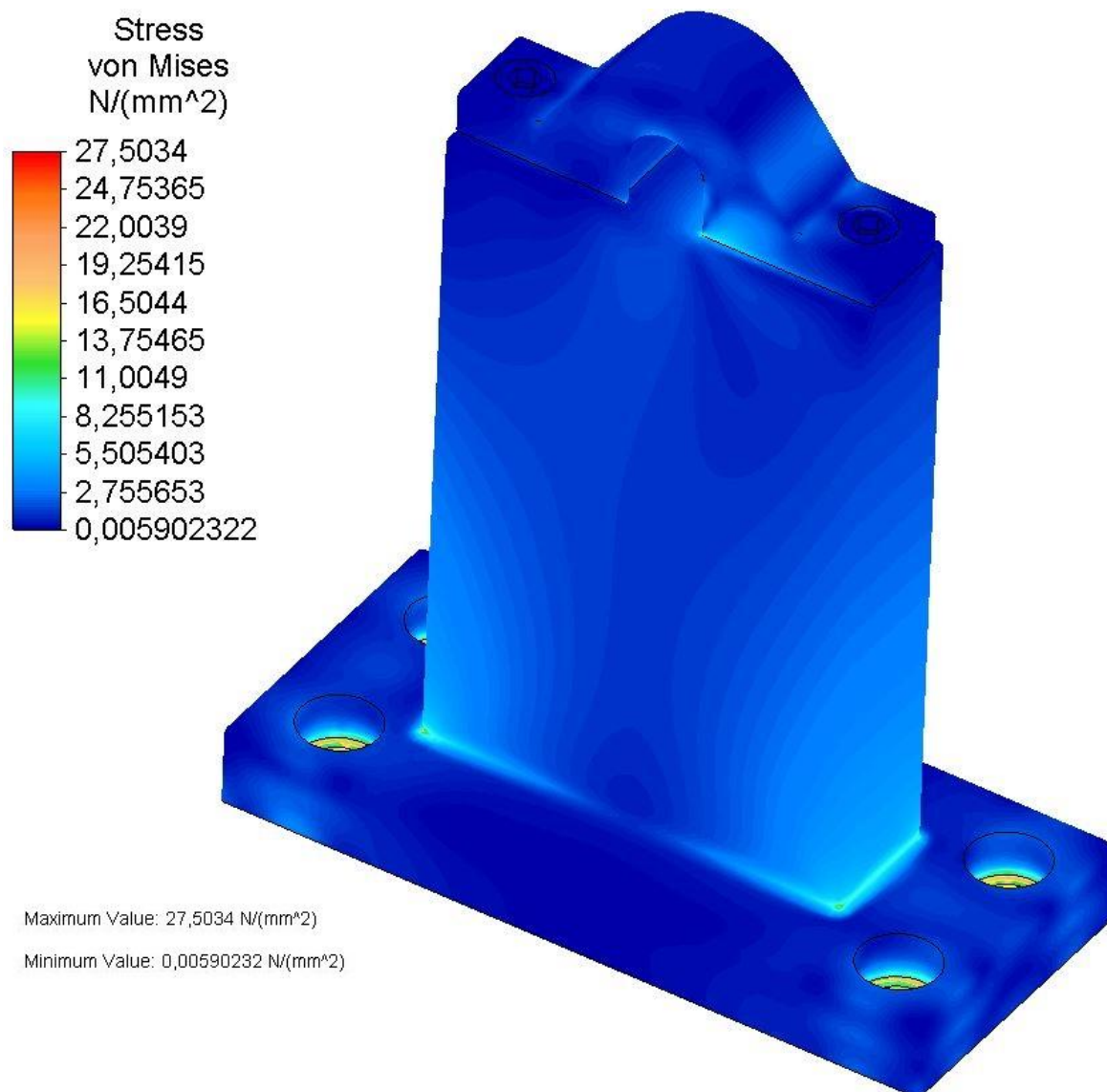
4.2.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PŘEDNÍHO STOJANU

Na Obr. 58 je zobrazen síťovaný model předního stojanu s počátečními podmínkami a detail síťování spodní části. Tato analýza má za úkol především zjistit, jaký je průběh napětí ve spodní části, především v místech šroubového spoje a v místech svaru spodní desky se stojanem. Svary zde nejsou naznačeny, spoj je vyřešen jako „lepený“. Velikost prvků síťování modelu jsem tedy opět volil s předpokladem většího namáhání ve výše definovaných částech stojanu, větší plochy stojanu jsou síťovány pokud možno mapovaně, 194 404 prvků v objemu stojanu, 248 383 prvků v objemu této sestavy.

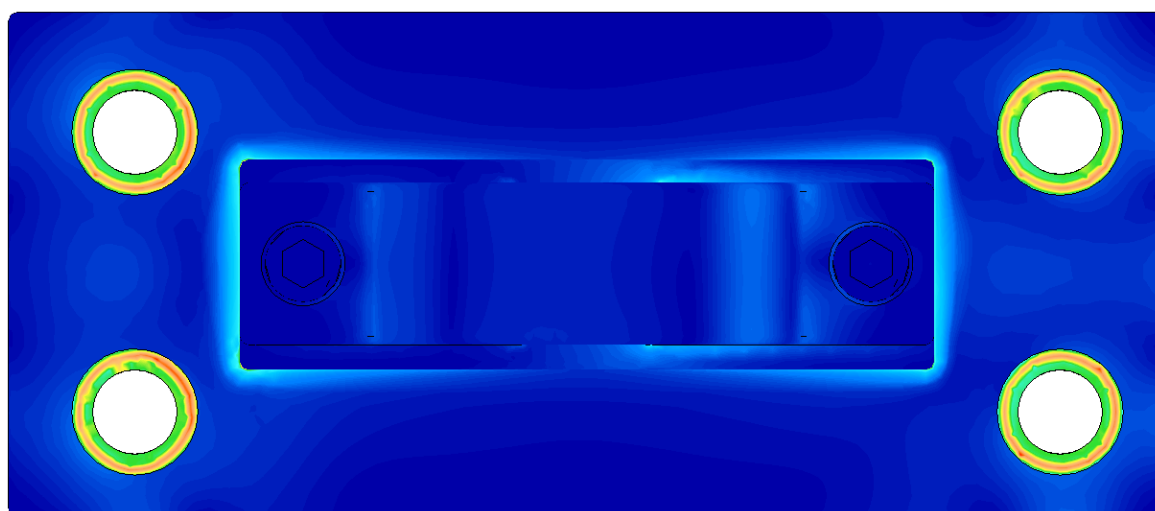


Obr. 58 Síťovaný model předního stojanu s počátečními podmínkami

Z výsledků pevnostní analýzy znázorněné na Obr. 59 a Obr. 60 je patrné, že předpoklad je správný a napětí zde nepřesahují 30MPa. Největší napětí vznikají ve šroubových spojih stojanu s podstavou (nutno podotknout, že tato analýza se nezaobírala šroubovým spojem tělesa silentbloku a stojanu, tento spoj a celé těleso silentbloku bylo analyzováno v předchozí kapitole).



Obr. 59 Pevnostní analýza předního stojanu – Napětí von Mises



Obr. 60 Pevnostní analýza předního stojanu – Napětí von Mises – pohled ze shora



4.3 PROSTŘEDNÍ STOJAN

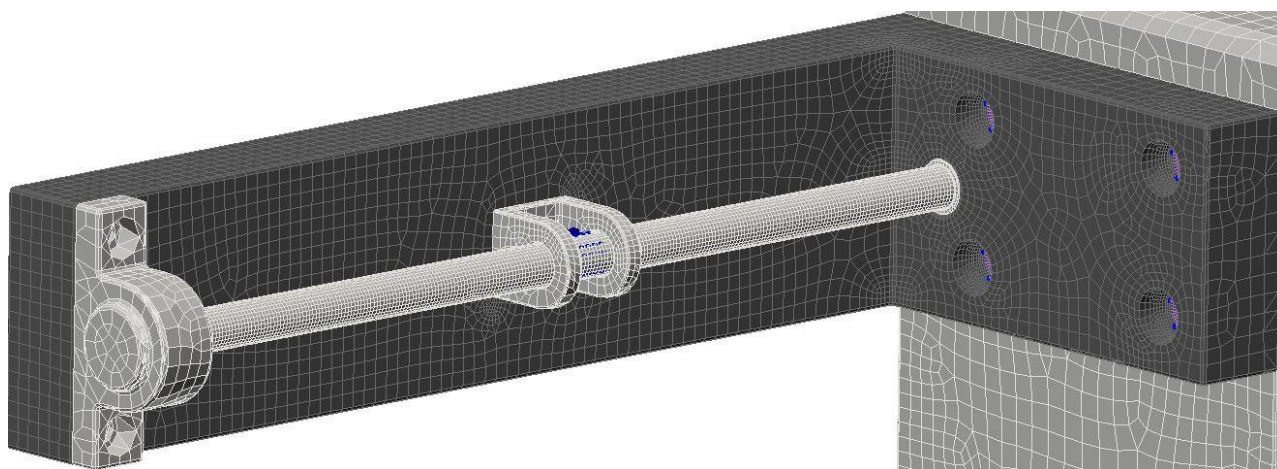
Prostřední stojan má za úkol držet dvě ramena, na kterých jsou pomocí úložného tělesa umístěny tyče, po kterých se pohybují hydromotory. Tyče jsou v místě hydromotoru podepřeny podpěrným tělesem.

4.3.1 MATERIÁLY

Tabulka 11 Materiál a mez kluzu částí prostředního stojanu

Část zařízení	Materiál dle ČSN [6]	Mez kluzu [MPa] [6]
Stojan	11 523.0	333
Podstava	11 523.0	333
Rameno	11 523.0	333
Tyč	12 010.0	295
Úložné těleso	11 523.0	333
Podpěra	11 523.0	333

4.3.2 RAMENA



Obr. 61 Detail síťování ramene prostředního stojanu

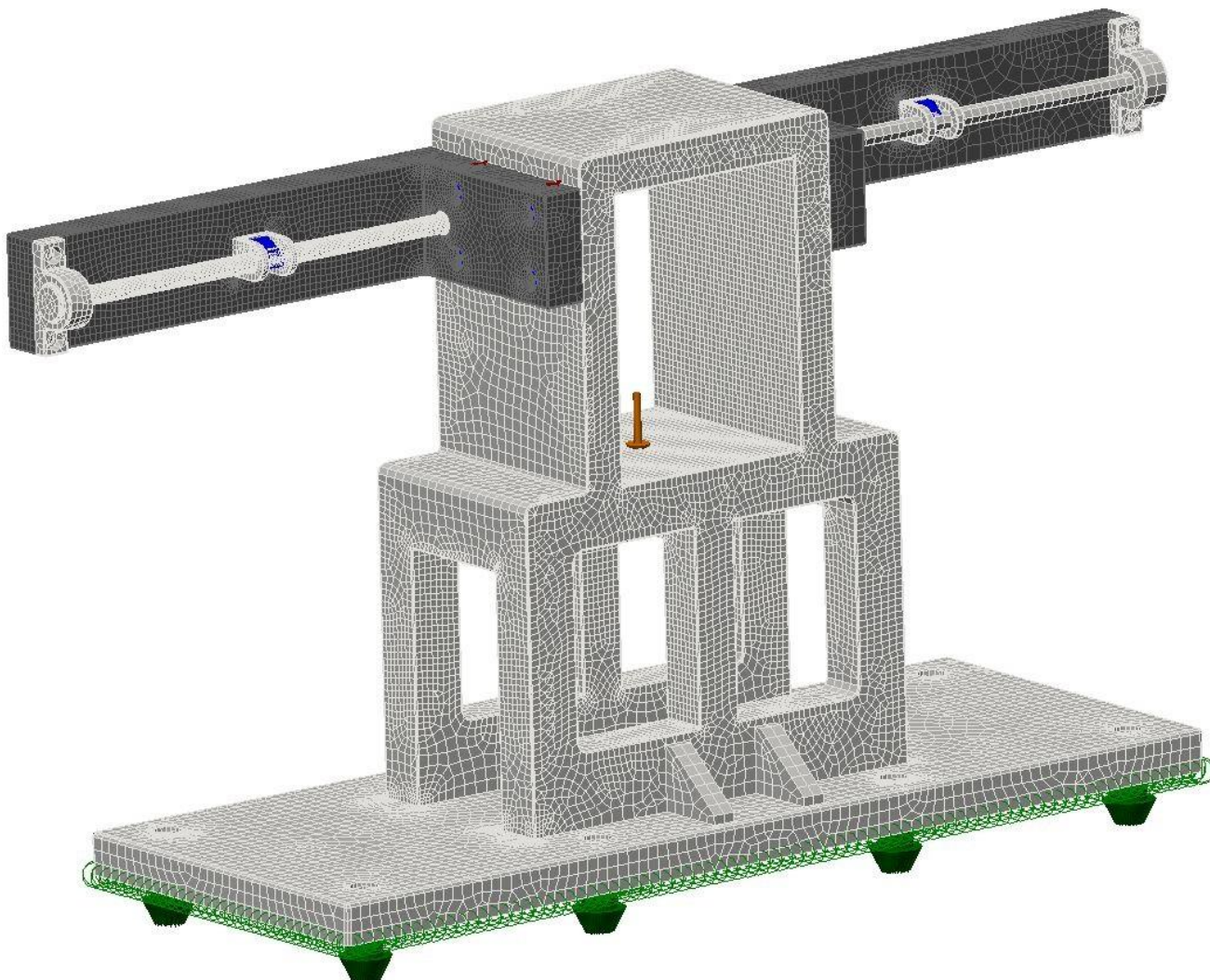
Ramena jsou umístěna po obou bocích prostředního stojanu. Pevnostní analýza těchto komponent probíhala společně s analýzou celého prostředního stojanu. Při potřebě vyjmout hydromotory se uvolní šrouby úložného tělesa, to se vysune a následně je možno vysunout hydromotor. Podpěra zde slouží k minimalizování průhybu tyče a je na ní uložena s možností lineárního pohybu v ose tyče.

4.3.3 PEVNOSTNÍ ANALÝZA PROSTŘEDNÍHO STOJANU

Tato analýza je počtem součástí, zatížení a prvků složitá, při jejím síťování jsem z důvodu náročnosti výpočtů volil na velkých plochách větší prvky, v místech s předpokládanými napěťovými špičkami jsem volil přesnější síťování. Síťování je složeno z prvků „bricks, wedges, pyramids a tetrahedra“, snaha o mapované síťování. Celkový počet prvků je v objemu 511 857. Šroubové spoje jsem zde vyřešil pomocí nástroje „Bolt grounded“ a prvků



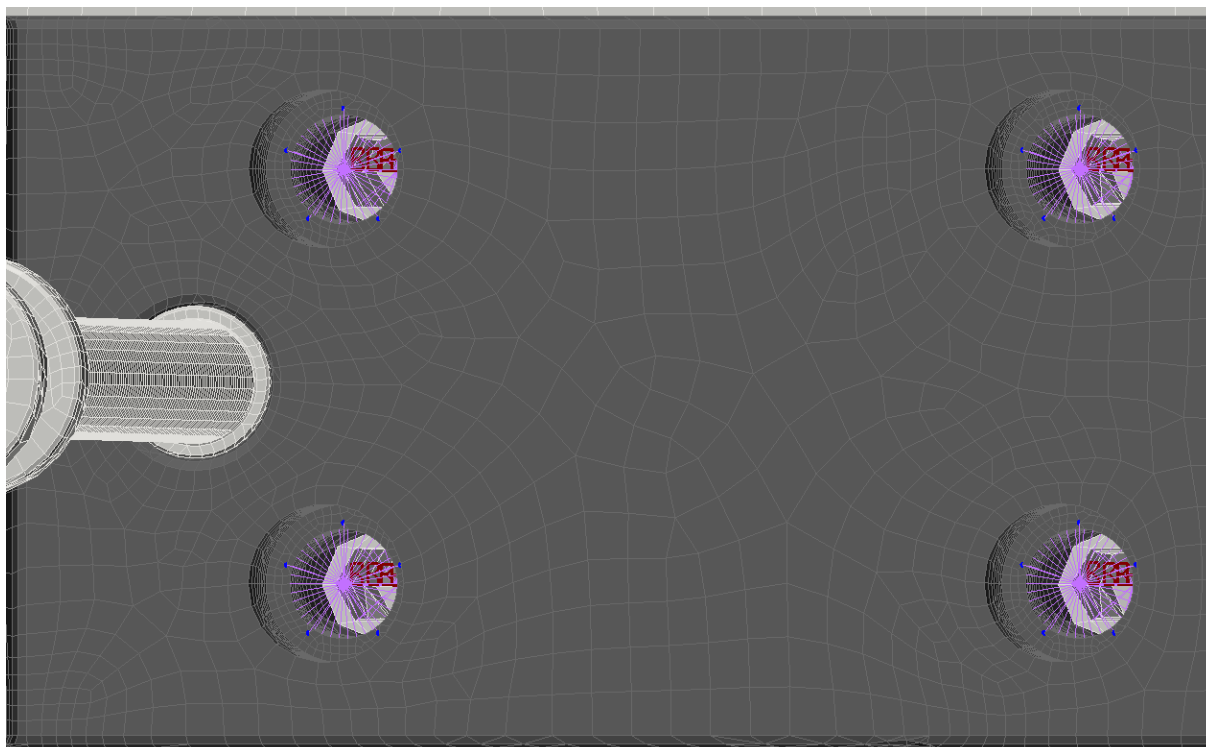
„Beam“, tedy předepjaté šrouby s prutovými prvky. Šroubové spoje na spodní desce jsou řešeny opět formou silového působení proti pevné vazbě. Znázorněno na obrázcích Obr. 62 a Obr. 63. Síla od hydromotorů působí v místech podepření tyče (znázorněno pomocí modrých šipek), zároveň na model působí gravitační síla (znázorněna hnědou šipkou uprostřed).



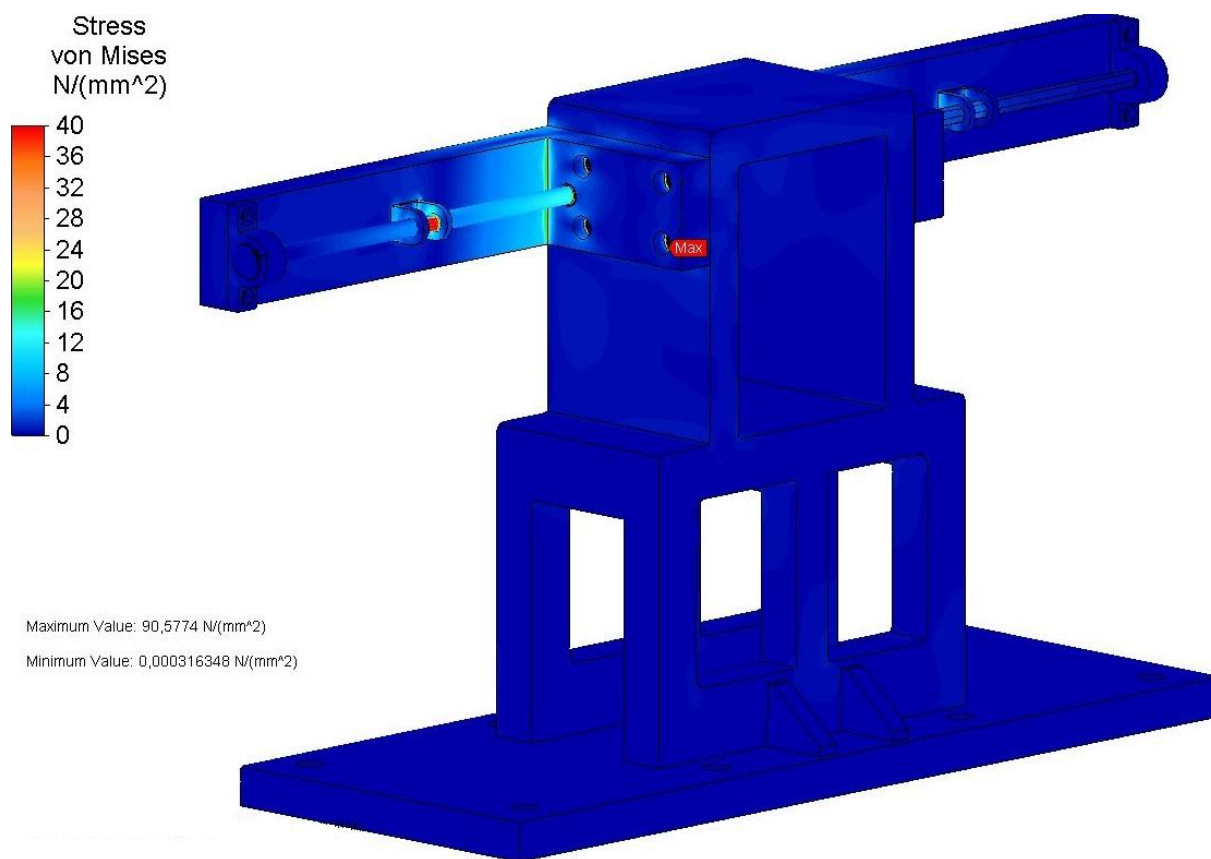
Obr. 62 Síťovaný model prostředního stojanu s počátečními podmínkami

Pevnostní analýza na Obr. 64, Obr. 65 a Obr. 66 ukazuje, že držák je podle předpokladů namáhán málo, vyšší namáhání vzniká v místě působení síly od hydromotorů. To je způsobeno umístěním této síly do bodů a ne na plochu (z důvodu konstrukce modelu tyče). Ve skutečnosti síla působí na větší plochu a napětí se rozloží, proto tento jev můžeme přehlédnout. Nejvyšší napětí vzniká ve šroubových spojích ramene se stojanem. Tato napětí by měla být rovnoměrněji rozložena po plochách zahloubení pro hlavy šroubů, avšak vlivem různého síťování a použitými prvky „beam“ jsou zobrazeny nerovnoměrně.

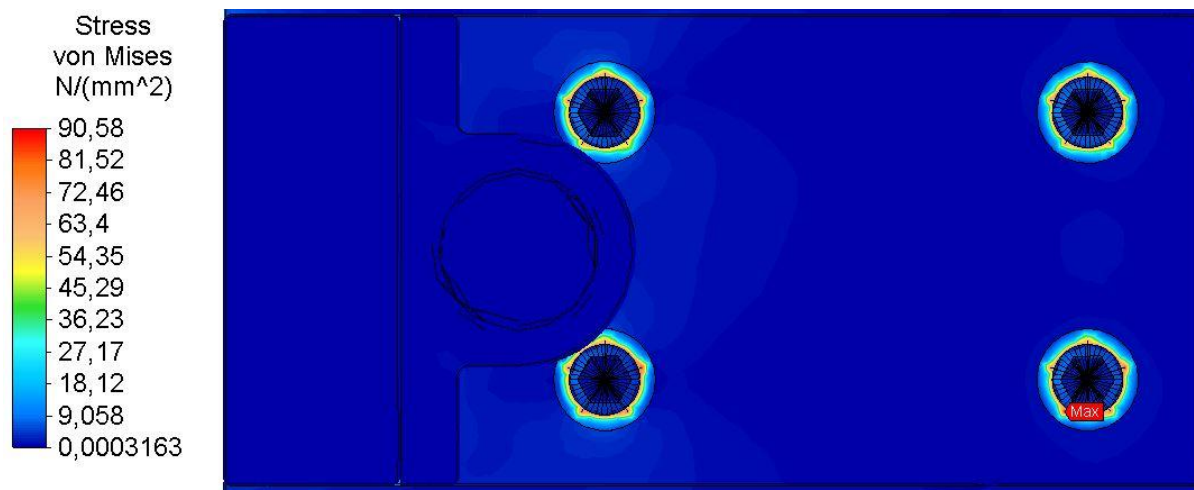
Prostřední stojan je z důvodu požadavku na co nejnižší posunutí („displacement“) obou ramen a těla stojanu z důvodu jeho funkce jako pevného měřicího podloží navržen velmi robustní. Z tohoto důvodu je však jeho nevýhodou vysoká hmotnost a náročnější výroba. Samotný stojan by mohl být dále podroben optimalizaci při zachování jeho určené funkce.



Obr. 63 Detail síťování ramene s prvky „Beam“



Obr. 64 Pevnostní analýza prostředního stojanu – Napětí von Mises



Obr. 65 Pevnostní analýza prostředního stojanu – Napětí von Mises – detail předepjatého šroubového spoje ramene se stojanem



Obr. 66 Pevnostní analýza prostředního stojanu – Napětí von Mises – detail předepjatého šroubového spoje spodního

4.4 KONTROLA ŠROUBOVÝCH SPOJŮ

Kontrolu šroubových spojů vůči provoznímu namáhání a předpětí jsem provedl v programu MITCalc pomocí modulu „Předepjatý šroubový spoj.“ V tomto programu se zvolí tvar a materiál šroubu, zatížení spoje, jednotlivé požadované minimální bezpečnosti, tření mezi jednotlivými částmi spoje a program dopočítá provozní předpětí, tahové a krutové napětí v jádře šroubu, přídatná ohybová napětí, výsledné redukované napětí, bezpečnost na mezi kluzu a kontroluje tlak v dosedací ploše matice. Zde v tabulce Tabulka 12 uvádím výsledné hodnoty bezpečností na mezi kluzu a volené rozměry pro jednotlivé šroubové spoje.

Tabulka 12 Kontrola šroubových spojů

Číslo spoje	ISO	Průměr závitu	Síla předpětí [N]	Bezpečnost na mezi kluzu
1.	6,8	M18x1,5	1 250	4,48
2.	6,8	M16x1,5	3 971	4,33
3.	6,8	M12x1,5	1 001	3,09
4.	8,8	M18x1,5	10 101	3,3
5.	8,8	M12x1,5	11 111	2,55



Kde číslo 1. je 8 šroubů, které spojují prostřední stojan s podstavou; 2. jsou 4 šrouby, které spojují prostřední stojan a rameno; 3. jsou dva šrouby, které spojují úložné těleso s ramenem; 4. jsou 4 šrouby, které spojují přední stojan s podstavou a 5. jsou dva šrouby spojující těleso silentbloku s předním stojanem.

4.5 UCHYCENÍ STABILIZÁTORU

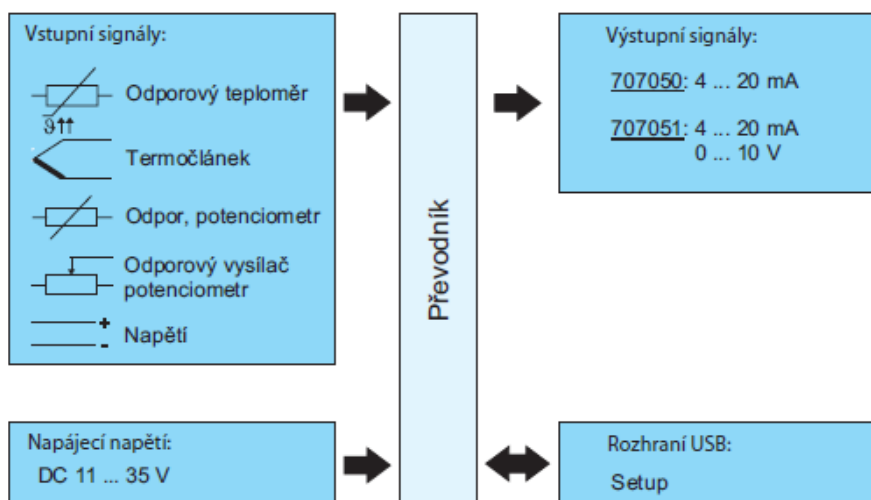
Spojení konců stabilizátoru s hydromotory probíhá v tomto případě pomocí normalizovaného oka se závitem. Pro uchycení stabilizátorů s ukončením pro napojení zkrutné tyče by bylo nutné navrhnout místo oka uchycení ve tvaru háku. Princip zařízení a měření veličin se přitom nezmění.

4.6 VARIABILITA POUŽITÍ

Toto měřicí zařízení je navrženo pro měření stabilizátorů o největším průměru v místě uložení 28mm, přičemž se s průměrem stabilizátoru mění silentbloky a kloubová ložiska ok na koncích stabilizátoru. Rozsah délek stabilizátorů je od 410mm do 1350mm a rozsah vzdáleností uchycení v silentblocích od 280mm do 1010mm, čímž zařízení získává variabilitu v rámci definované třídy automobilů.

4.7 PŘENOS DAT DO PC

Potenciometrické i tenzometrické měřidlo má třípólový výstup. Pro přenos měřených hodnot je využit programovatelný převodník signálu propojený pomocí USB portu počítače bez nutnosti dalšího napájení. Přenos signálu je zprostředkován pomocí „setup softwaru“ dodávaného s převodníkem, naměřené hodnoty jsou následně importovány do programového prostředí Matlab pomocí příkazů k tomu určených. Provozní stav převodníku je signalizován kontrolní dvoubarevnou LED diodou. [34] V programu Matlab jsou naměřené veličiny následně pomocí již definovaných vztahů přepočítávány na hledanou hodnotu tuhosti stabilizátoru. Blokové schéma spojení měřidel s PC je znázorněno na Obr. 67.



Obr. 67 Blokové schéma přenosu dat do PC [34]



5 VÝPOČET CELKOVÉ CHYBY MĚŘENÍ

Jelikož se zařízení v rámci této diplomové práce vyrábět nebude, je potřeba, aby byla definována jeho přesnost bez zkušebních měření. Proto jsem zde použil pro zjištění chyby metodu odhadu absolutní chyby měřicího řetězce před měřením, a to pro nepřímé měření výsledné veličiny pomocí měření dvou veličin přímo. Tato metoda pomocí součtu parciálních derivací vztahu pro tuhost stabilizátoru a jejím vynásobením chybami jednotlivých použitých měřidel odhadne absolutní chybu měřicího řetězce a následně vydělením této hodnoty předpokládanou hodnotou tuhosti odhadne relativní chybu měřicího řetězce.

5.1 DANÉ HODNOTY

Rameno působící síly: $r = 0,2\text{m}$
 Posunutí vlivem deformace: $x = 0,0584\text{m}$
 Působící síla: $F_{max} = 1\text{kN}$
 Chyba tenzometru: $\Delta F = 0,9\text{N}$
 Chyba potenciometru: $\Delta x = 0,00001\text{m}$

5.2 VYPOČTENÉ HODNOTY

5.2.1 ODHAD ABSOLUTNÍ CHYBY

$$\begin{aligned} \Delta k &= \frac{r\Delta F}{2\sin^{-1}\left(\frac{x}{2r}\right)} + \frac{F_{max}\Delta x}{2\sqrt{4 - \frac{x^2}{r^2}} \cdot \sin^{-2}\left(\frac{x}{2r}\right)} \\ &= \frac{0,2 \cdot 0,9}{2\sin^{-1}\left(\frac{0,0584}{2 \cdot 0,2}\right)} + \frac{1000 \cdot 0,00001}{2\sqrt{4 - \frac{0,0584^2}{0,2^2}} \cdot \sin^{-2}\left(\frac{0,0584}{2 \cdot 0,2}\right)} \\ &= 0,013 [N \cdot m \cdot \text{°}^{-1}] \end{aligned} \quad (17)$$

Kde Δk je absolutní chyba měřicího řetězce.

5.2.2 PŘEDPOKLÁDANÁ VÝSLEDNÁ HODNOTA

$$k = \frac{rF_{max}}{2\sin^{-1}\left(\frac{x}{2r}\right)} = \frac{0,2 \cdot 1000}{2\sin^{-1}\left(\frac{0,0584}{2 \cdot 0,2}\right)} = 11,912 [N \cdot m \cdot \text{°}^{-1}] \quad (18)$$

Kde k je předpokládaná tuhost stabilizátoru.

5.2.3 ODHAD RELATIVNÍ CHYBY

$$\frac{\Delta k}{k} = \frac{0,013}{11,912} = 0,00107 = 0,1\% \quad (19)$$

Kde $\Delta k/k$ je relativní chyba měřicího řetězce.



ZÁVĚR

Při volbě stabilizátoru je nutné najít jistý kompromis mezi jízdním komfortem a jízdními vlastnostmi. Stabilizační tyč lze na vozidle většinou nenáročným způsobem vyměnit za tyč jinou a docílit tak požadovaných vlastností. Obecně se však tato výměna u osobních aut moc neuskutečňuje, výměna probíhá nejčastěji u vozidel závodních, viz. kapitola Stabilizátory pro sportovní vozy. Jízdní vlastnosti jsou samozřejmě závislé na mnoha faktorech, jako je typ náprav, rozložení hmotnosti a sil na nápravy a na kola, konstrukce karoserie vozidla, a mnoho dalších, a tuhost stabilizátoru je jedním z nich. Dalším důležitým prvkem, který musí výsledné řešení stabilizace vozu splňovat, je bezesporu jistá úroveň bezpečnosti při jízdě.

V rámci této diplomové práce jsem nejprve vytvořil model stabilizátoru, který jsem následně podrobil pevnostní analýze pro získání potřebných hodnot napětí a deformací, které při zatížení zvolenou silou nastanou. Zvolenou sílu jsem určil právě na základě těchto analýz při definování materiálu stabilizátoru. Získané hodnoty následně sloužily jako referenční pro další návrhy, hodnotu síly jsem pro výpočty navýšil pro získání větších deformací pro případ měření stabilizátorů s vyšší tuhostí.

Pro výpočet tuhosti stabilizátoru jsem zkonstruoval univerzální měřicí zařízení určené pro stabilizátory osobních automobilů se stabilizátory maximálního průměru 28mm, rozsahu délek stabilizátorů od 410mm do 1350mm a vzdáleností uchycení v silentblocích od 280mm do 1010mm. Navrhl jsem pohonnou hydraulickou jednotku složenou z asynchronního elektromotoru a zubového čerpadla, deformační sílu vykonávají hydromotory, ovládání toku tlakového oleje zajišťuje rozvaděč s elektromagnety. Stabilizátor je uchycen stejně jako ve vozidle a na obou koncích působí deformační síly.

Měřicí řetězec se skládá z potenciometrického snímače a lineárního tenzometrického měřidla. Varianta použití těchto dvou měřidel se zdá být výhodná, jedná se o přesná měřidla s jednoduchým připojením k PC. Byly zde nastíněny i jiné varianty, použita je však výše uvedená. Naměřené veličiny jsou přenášeny do počítače a podle uvedeného vztahu se přepočítávají na výslednou hodnotu tuhosti stabilizátoru pomocí softwaru. Provedl jsem odhad chyby měřicího řetězce, výsledkem odhadu je absolutní a relativní chyba měřicího řetězce.

Hlavní části měřicího zařízení jsem podrobil pevnostním analýzám s využitím softwaru pracujícího na základě metody konečných prvků, s definováním počátečních podmínek a předpokládaných silových působení. Při síťování jednotlivých modelů jsem volil velikosti prvků s přihlédnutím na požadovanou přesnost výsledků a na časovou náročnost výpočtů, v předpokládaných místech jsem zvolil prvky menších rozměrů pro dosažení vyšší přesnosti výsledků. Z provedených pevnostních analýz lze vyvodit, že navržené zařízení je konstruováno s ohledem na předpokládaná zatížení.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] JAN, Zdeněk, Bronislav ŽDÁNSKÝ a Jiří ČUPERA. *Automobily*. 2. vyd. Brno: Avid, 2009, xxviii, 890 s. ISBN 978-80-87143-11-7.
- [3] MILLIKEN, William F. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.
- [4] REIMPELL, Jörn a Helmut STOLL. *The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice*. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.
- [5] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. 2. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk,DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006. ISBN 80-239-0024-2.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] SMITH, Carroll. *Tune to Win: The art and science of race car development and tuning*. Fallbrook: Aero Publishers, 1978. ISBN 08-793-8071-3.
- [8] REYNOLDS, Aaron. *EHow: What Is a Stabilizer Bar?*. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.ehow.com/facts_6179660_stabilizer-bar_.html
- [9] *Autolexicon* [online]. © 2013 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: www.autolexicon.net
- [10] VLČEK, Richard. *Zákruta.cz: Jaká je funkce stabilizátorů u auta?*. [online]. Praha: People For Net a.s., © 2007, 19. března 2010 [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.zakruta.cz/magazin/ze-sveta-motorismu/2817/jaka-je-funkce-stabilizatoru-u-auta/>
- [11] LONGHURST, Chris. *The Suspension Bible: Variable-camber suspension for steering*. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: http://www.carbibles.com/suspension_bible_pg4.html
- [12] *RKMservis* [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://www.rkmservis.cz/>
- [13] *Grassroots Motorsports*. [online]. [cit. 2014-01-29]. Dostupné z: <http://grassrootsmotorsports.com/>
- [14] *Wikipedie: Otevřená encyklopedie* [online]. [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org>
- [15] *Km77: Porsche Cayenne* [online]. [cit. 2014-01-30]. Dostupné z: <http://www.km77.com/>



- [16] VONDRUSKA, Jamie. *Volkswagen news: Golf V Part V: Chassis and Production* [online]. 23.9.2003 [cit. 2014-01-30]. Dostupné z: <http://www.vwvortex.com/news/volkswagen-news/golf-v-part-v-chassis-and-production/>
- [17] *Perrin performance: 22mm Front WRX/STI Adjustable Sway Bar*. [online]. [cit. 2014-01-30]. Dostupné z: <http://perrinperformance.com/attachment/74918-.pdf>
- [18] *Subaru Plzeň* [online]. [cit. 2014-01-30]. Dostupné z: <http://www.subaruplzen.cz/>
- [19] EDMUNDS, Dan. *Edmunds.com: 2012 Lamborghini Aventador: Suspension Walkaround* [online]. 21.8.2012 [cit. 2014-01-30]. Dostupné z: <http://www.edmunds.com/car-reviews/track-tests/2012-lamborghini-aventador-suspension-walkaround.html>
- [20] SERPENT MRC. *Serpent the racing experience: Serpent F180 kit with Engine & Starter* [online]. © 2000 [cit. 2014-03-13]. Dostupné z: <http://www.serpent.com/product/300001/>
- [21] LEXUS. *Lexus LS 600H F Sport* [online]. © 2014 [cit. 2014-03-13]. Dostupné z: <http://www.lexus.cz/>
- [22] AKROSTAL. *Technická podpora: 1.7225/42CrMo4/15142*. [online]. 2010 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: <http://www.akrostal.pl/cs/1722540HM.html>
- [23] HYDRAULICS S.R.O. *Výrobní katalog přímočarých hydromotorů* [online]. © 2011 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [24] SIKA CO. *Force and weight measuring instruments* [online]. [2012] [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: http://www.sika.net/images/Datasheets/Mechanical_Measuring_Instruments/DS_Force_and_weight_measuring_instruments.pdf
- [25] MEGATRON, s.r.o. *Lineární snímače polohy: Potenciometrické*. [online]. © 2011 [cit. 2014-04-09]. Dostupné z: [24] <http://www.megatron.cz/katalog-produktu/linearni-snimace-polohy/potenciometricke/>
- [26] HYDRONIT SRL. *Products* [online]. ©2014 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://hydronit.it/products/>
- [27] AC & DC Hydraulic Power Packs Compact. HYTECH CR SPOL S R.O. [online]. © 2010 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://www.hytech.cz/wp-content/uploads/2011/05/PPC2011-02EN.pdf>
- [28] Výpočet dopravní výšky. E-CERPADLA.CZ. [online]. [2009] [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: http://www.e-cerpadla.cz/calculation_high.html
- [29] Monoblokové rozvaděče Bucher. HYDROCOM, spol s r.o. [online]. [2012] [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: http://hydrocom.xred.cz/doc/hdm_1401.pdf



- [30] Paramo HM. PARAMO, a.s. [online]. © 2013 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: http://www.mogul.cz/data/VyrobkovaDokumentace/ti_paramo_hm.pdf
- [31] Gumex katalog. GUMEX, s.r.o. [online]. © 2013 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://www.gumex.cz/katalogy/katalog-hlavni-2013/FLASH/index.html>
- [32] AGADOS, spol. s r.o. *Agados trailers* [online]. © 2014 [cit. 2014-05-02]. Dostupné z: <http://www.agados.cz>
- [33] BWI GROUP. *ASBS* [online]. © 2013 [cit. 2014-05-24]. Dostupné z: [33] <http://www.bwigroup.com/>
- [34] JUMO MĚŘENÍ A REGULACE S.R.O. *Jumo* [online]. © 2014 [cit. 2014-05-24]. Dostupné z: <http://www.jumo.cz/>
- [35] *Triumph Spitfire* [online]. 2014 [cit. 2014-05-26]. Dostupné z: <http://www.triumphspitfire.com/>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$(\partial\beta/\partial\psi)_{p,z}$	[m]	poloha středu klopení přední nápravy
A	[%]	tažnost
C	[N·m·rad]	klopná tuhost nápravy
c	[N·m ⁻¹]	tuhost pružiny
c _k	[N·m ⁻¹]	tuhost odpružení kola
C _S	[N·m·° ⁻¹]	tuhost stabilizátoru
c _{SK}	[N·m ⁻¹ ·° ⁻¹]	tuhost stabilizátoru přepočtená k rovině kola
C _ξ	[N·rad ⁻¹]	klopná tuhost pneumatiky
D	[mm]	průměr pístu
d	[mm]	průměr pístní tyče
D ₁	[mm]	vnější průměr válce
F	[N]	síla
F _{DOV}	[N]	dovolené zatížení
F _{max}	[N]	maximální síla
F _{zat}	[N]	zatěžující síla
g	[m·s ⁻²]	tíhové zrychlení
h _p ^{''}	[m]	výška těžiště přední nápravy
h _z ^{''}	[m]	výška těžiště zadní nápravy
h _o [']	[m]	poloha těžiště vůči ose klopení
k _a	[N·m ⁻¹]	tuhost
k _b	[N·m·° ⁻¹]	tuhost v polární soustavě souřadnic
KU	[J]	Nárazová práce
l	[mm]	rozvor náprav
l _r	[mm]	redukováná délka
M	[N·m]	celkový klopný moment
m [']	[kg]	odpružená hmotnost
m _p ^{''}	[kg]	hmotnost přední nápravy
m _z ^{''}	[kg]	hmotnost zadní nápravy
M _{čerp}	[N·m]	krouticí moment čerpadla
M _k	[N·m]	krouticí moment
M _v	[N·m]	vratný moment
n _{Mmax}	[min ⁻¹]	maximální otáčky elektromotoru



P_{mot}	[W]	výkon elektromotoru
P_o	[1]	střed zatáčení vozidla
pos,x	[mm]	posunutí vlivem deformace
p_p	[m]	poloha středu klopení přední nápravy
p_{prov}	[MPa]	provozní tlak
$p_{\text{sací}}$	[bar]	sací tlak
p_z	[m]	poloha středu klopení zadní nápravy
Q	[l·min ⁻¹]	maximální průtok rozvaděčem
R	[m]	poloměr rejdu
r	[mm]	rameno působení síly
r'	[mm]	zmenšené rameno
R_e	[MPa]	mez kluzu
R_m	[MPa]	mez pevnosti
R_o	[mm]	poloměr zatáčení
SK_p	[1]	střed klopení přední nápravy
SK_z	[1]	střed klopení přední nápravy
S_{pist}	[mm ²]	průřez pístu
S_{ξ}	[N]	boční síla
t	[mm]	rozchod kol
Z	[%]	zúžení
Z	[mm]	zdvih hydromotoru
α	[°]	úhel zkroucení
α_p	[°]	směrové úchyly přední nápravy
α_z	[°]	směrové úchyly zadní nápravy
β_p	[°]	úhel rejdu
$\beta_{p,z}$	[°]	přídavný úhel natočení kol vlivem klopení vozu
ΔF	[N]	chyba tenzometru
Δh_k	[1]	svislá výchylka kola
Δk	[N·m·° ⁻¹]	absolutní chyba měřicího řetězce
$\Delta k/k$	[%]	relativní chyba měřicího řetězce
Δl	[mm]	rozdíl délek
Δx	[m]	chyba potenciometru
ΔZ_k	[1]	změna radiální reakce kola



$\eta_{\text{čerp}}$	[1]	účinnost čerpadla
ν	[mm ² ·s ⁻¹]	kinematická viskozita
ξ	[rad]	úhel naklopení kola
ψ	[°]	úhel naklápění karoserie



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1. – Model měřicího zařízení, pohled zepředu

Příloha 2. – Model měřicího zařízení, pohled ze shora

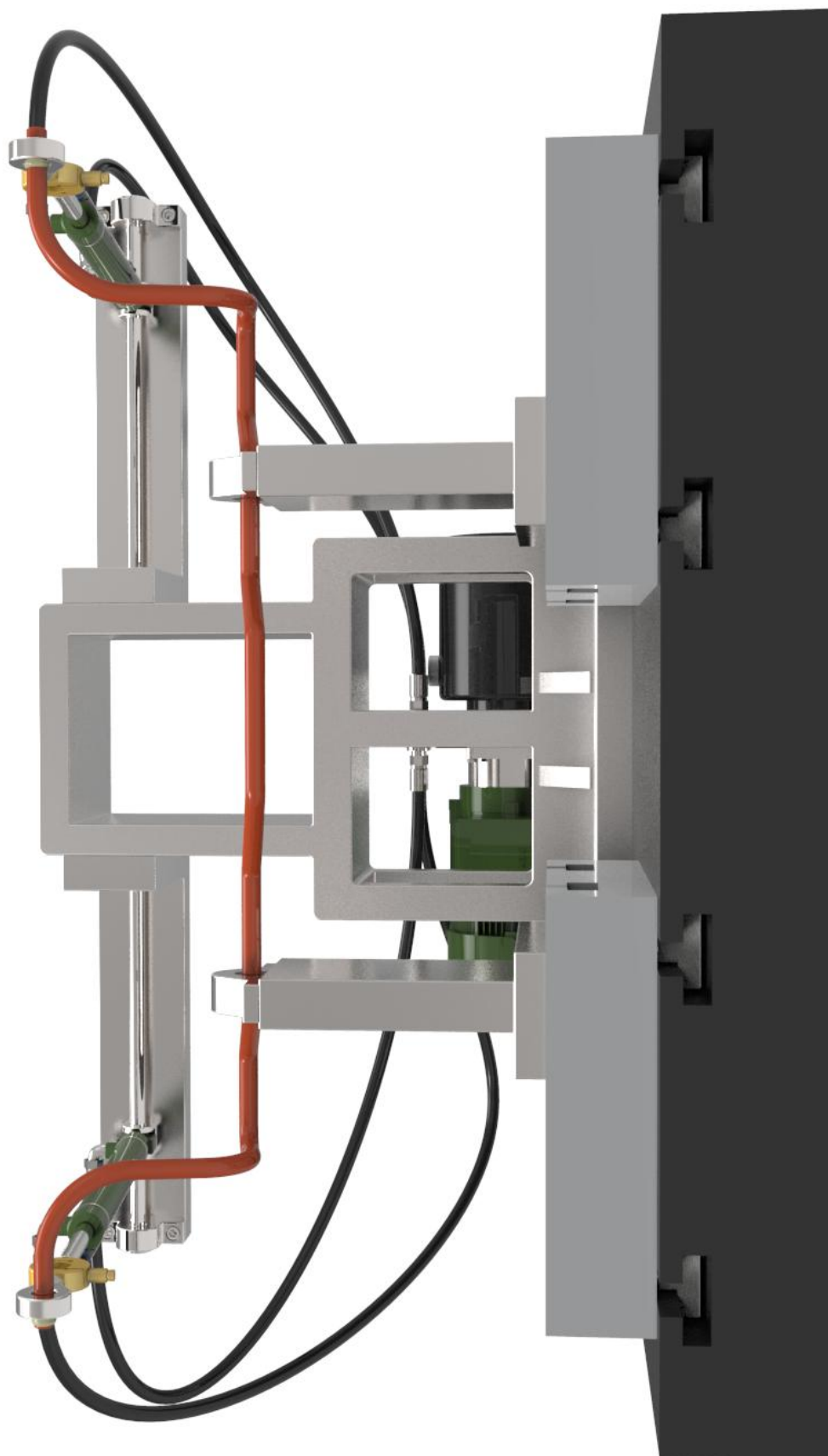
Příloha 3. – Model měřicího zařízení, pohled zezadu

Příloha 4. – Model měřicího zařízení, bližší pohled

Příloha 5. – Model měřicího zařízení, 3D pohled

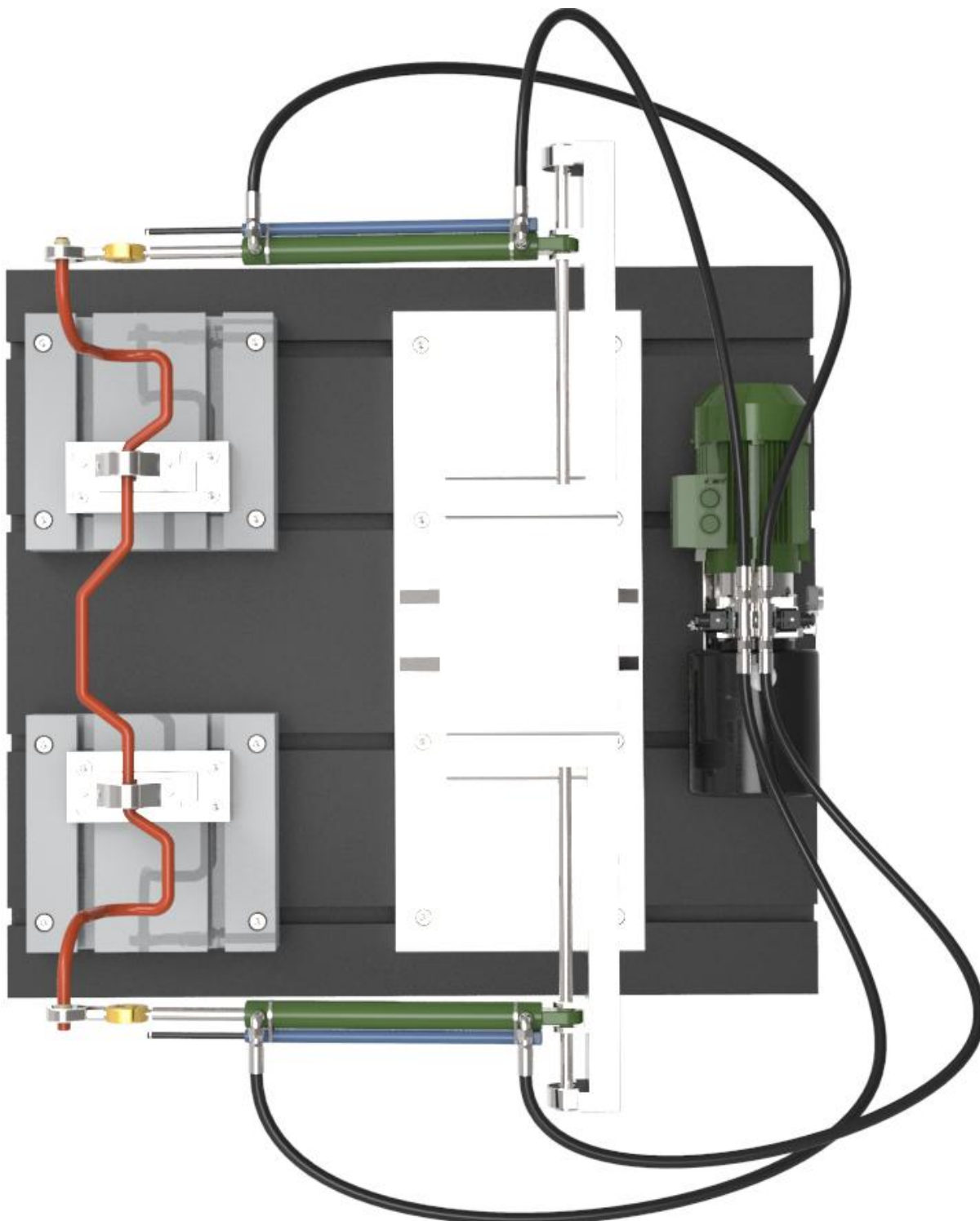


PŘÍLOHA 1. – MODEL MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ, POHLED ZEPŘEDU



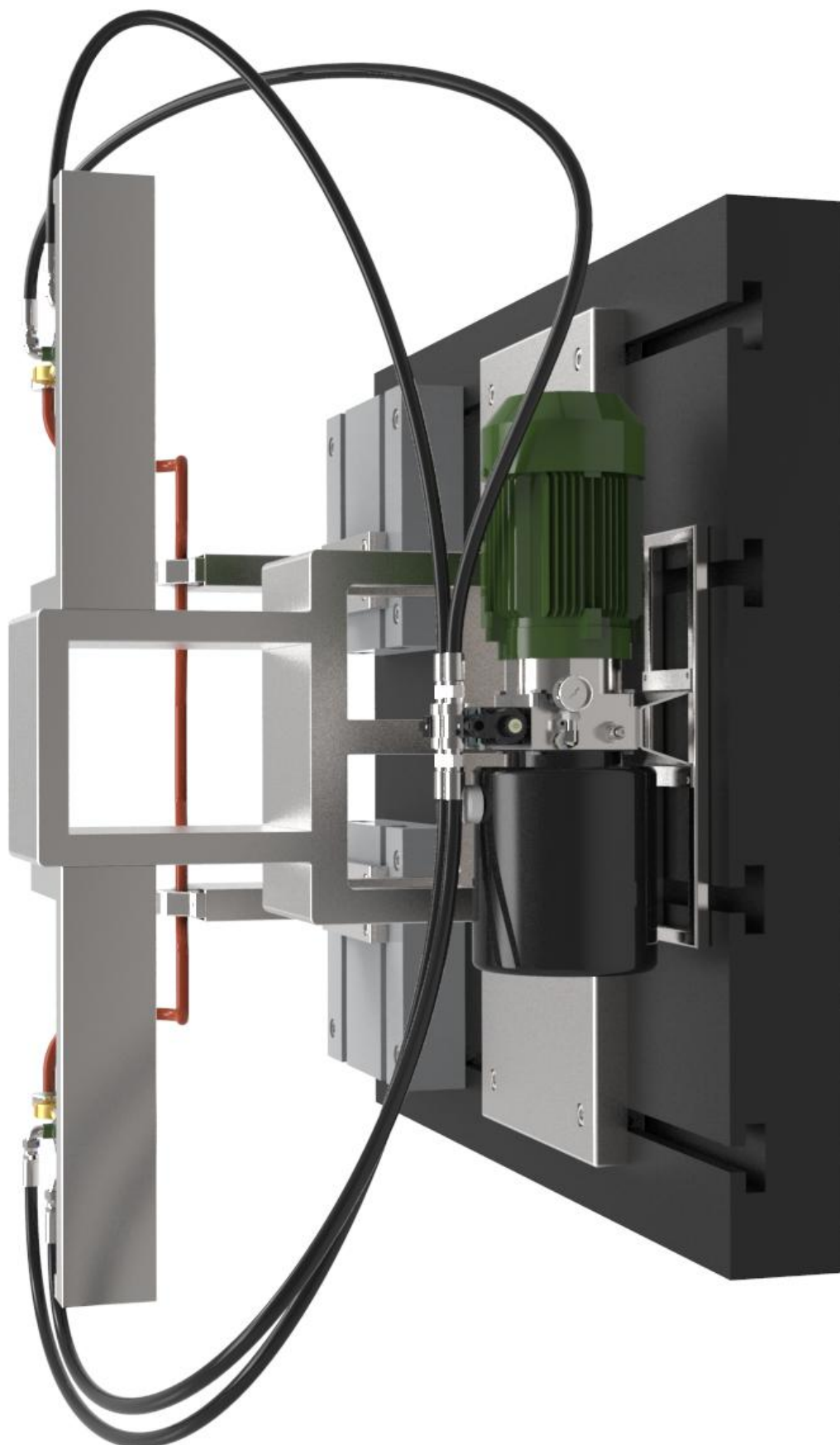


PŘÍLOHA 2. – MODEL MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ, POHLED ZE SHORA



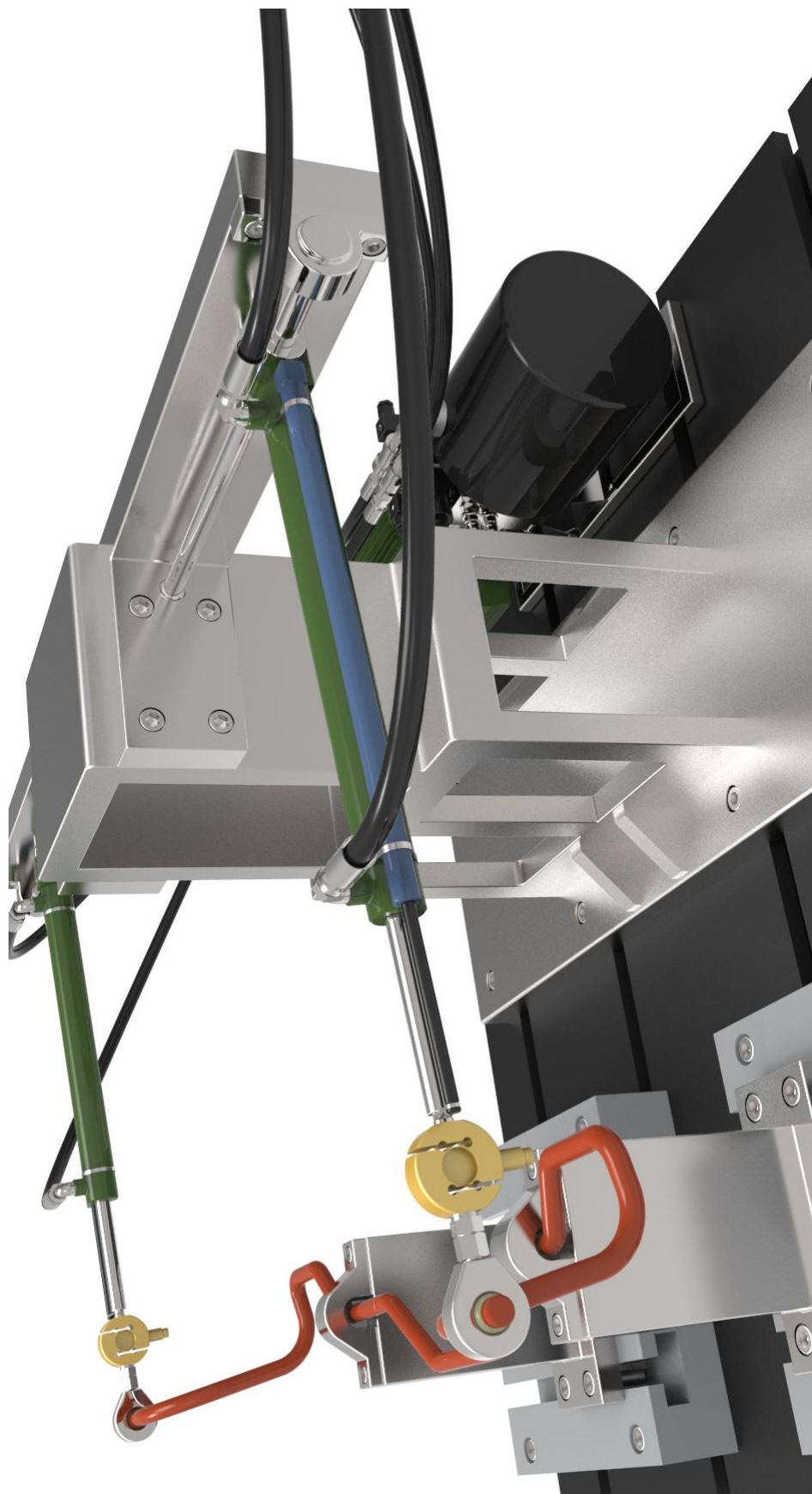


PŘÍLOHA 3. – MODEL MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ, POHLED ZE ZADU





PŘÍLOHA 4. – MODEL MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ, BLIŽŠÍ POHLED





PŘÍLOHA 5. – MODEL MĚŘICÍHO ZAŘÍZENÍ, 3D POHLED

