# Návrh hydraulického rozváděče a jeho numerické řešení proudění

# Martin Veselý

Vedoucí práce: Ing. Tomáš Hyhlík, Ph.D.

# Abstrakt

Cílem práce je provést geometrický návrh rováděče a numerický výpočet proudění v třípolohovém šoupátkovém elektromagneticky řízeném rozváděči.

# Klíčová slova

Hydraulický rozváděč, CFD, Hydraulika

# 1.Úvod

Tak jako v jiných odvětvích, i vývoj elektromagneticky řízených rováděčů směřuje k úsporám energie. To znamená menší tlakové ztráty a menší síly potřebné k přestavení šoupátka. Cílem práce je popsat princip a funkci, provést geometrický návrh a numericky vypočítat, metodou CFD programem fluent12, síly působící na šoupátko, při rozdílu tlaků 25 MPa.Výsledky by měl sloužit jako základní návrh pro optimalizaci rozváděče.

# 2. Šoupátkové rozváděče

# 2.1 Princip, funkce

Hydraulické rozváděče rozvádí kapalinu k hydromotorům v daném směru, nebo tok kapaliny přerušují. Ovládá se tak pohyb hydromotorů. Jsou to nespojitá zařízení, pracují v diskrétních polohách.



Obr. 2.1a Hydraulický obvod, neutrální poloha [Příručka hydrauliky, 2006]

Na obr.2.1a je znázorněn hydraulický obvod se šoupátkem v základní (neutrální) poloze. V této poloze kapalina rozváděčem neprotéká, všechny kanály jsou uzavřeny a hydrogenerátor se nepohybuje. Kapalina se vrací přes zpětný ventil zpět do nádrže. Tato poloha je určená vratnými pružinami tlačící proti sobě.





Obr. 2.1b Hydraulický obvod, neutrální poloha [Příručka hydrauliky, 2006]

Při sepnutí levého elektromagnetu (obr 2.1b) dojde k přetlačení pravé pružiny a šoupátko se tak posune doprava (do pracovní polohy). Dojde ke spojení kanálů P-A a B-T , kapalina proudí kanálem T do hydrogenerátoru a kanálem P zpět do rozváděče. Hydrogenerátor se tak

pohybuje doprava. Analogicky při sepnutí pravého elektromagnetu dojde k propojení kanálů P-B A-T a generátor se pohybuje doleva.

# 2.2 Rozdělení

Rozváděče můžeme rozdělit dle následujících provedení a parametrů.

podle řídícího elementu	podle ovládání	podle způsobu připojení
šoupátkové	elektromagneticky ovládané	modulové
sedlové	ruční a mechanicky ovládané	sekční
	hydraulicky a pneumaticky ovládané	vestavné

# Tab2.1 [Příručka hydrauliky, 2006]

- Šoupátkové rozváděče

Rozváděče mohou být dvou nebo tří polohové. Geometrií šoupátka, polohou řídících hran, lze docílit různého propojení kanálů v různých polohách a tím i jiný chod hydrogenerátorů. Příklady různých tří polohových propojení na obr.2.2.

Nejčastěji se vyrábí ve světlostech 4, 6 a 10 mm. Tělesa rozvaděčů mohou být odlity (obr.2.3), nebo obráběny s šoupátkem uložených v pouzdře (obr.3.4a,b).



Obr. 2.2[Příručka hydrauliky, 2006]



Obr. 2.3 Šoupátkový třípolohový rozváděč s odlitým tělesem. [Příručka hydrauliky, 2006]

# 2.3Silové poměry na šoupátko

Na šoupátko působí síly ovládací, od elektromagnetů a od pružin, síly vzniklé od proudění kapaliny, viskózní a hydrodynamické, a síly způsobené pohybem šoupátka v tělese, třecí a dynamické.

-Hydrodynamické síly mají dvě příčiny:

a, Změna rychlosti na škrtících hranách.
Zmenšením průřezu u škrtících hran,
dochází k nárůstu rychlosti kapaliny a
tím i k poklesu statického tlaku (obr.
2.4). To má za následek sílu působící ve
směru uzavření hran. Tyto síly jsou
zásadní při přestavování šoupátka.
Lze je ovlivnit úpravou geometrie šoupátka.



Obr. 2.4 Statický tlak [Blackburn,1966]

b, Síly způsobené hydrodynamickým účinkem kapaliny. Jedna z příčin upřednostňování šoupátkové (osově symetrické) rozváděče. Tyto síly se v nich do velké míry vyruší.

Síly působící na šoupátko jsou závislé na průchodové ploše u škrtících hran, charakteristice pružin a elektromagnetů (př. obr 2.5).



Obr. 2.5 [Příručka hydrauliky, 2006]

Při přestavení šoupátka do pracovní polohy musí být výslednice všech sil, působící na šoupátko, ve směru přestavení. To znamená (při zanedbání třecích a setrvačných sil), že výslednice sil od pružin a od elektromagnetu musí být větší než síly hydrodynamické.

#### 3. Návrh šoupátkového, třípolohového, elektromagneticky řízeného rozváděče

Při návrhu rozváděče je třeba uvažovat s následujícími kritérii: ekonomická, technologická, konstrukční. Tyto kritéria jsou vzájemně závislá. Obecně je cílem zkonstruovat rozváděč s co nejmenšími tlakovými ztrátami, s co nejmenšími silami potřebné k přestavení šoupátka, za co nejnižší cenu. To ve výsledku znamená použití standardních tvářecích metod (pro malé série tělesa obráběná, neodlévaná) a s co nejlepší geometrickou optimalizací šoupátka.

#### 3.1 Návrh tělesa a pouzdra

Uvažuji malé série, proto volím hliníkové obráběné těleso s ocelovým pouzdrem. Světlost rozváděče (vnitřní průměr pouzdra) se volí podle průtoku kapaliny. Volím pro uvažovaný průtok Q=60l/min a dle doporučení F. Veselého světlost D=12mm. Do pouzdra jsou vyvrtány

vtokové a výtokové otvory. Ty ovlivňují velikost vtokových a výtokových ploch a tím i velikost hydrodynamických sil (obr.3.1) Proto by bylo vhodné zvolit velké množství malých děr. Avšak vrtání děr do pouzdra je nejdelším strojním časem při

výrobě pouzdra. Počet děr tak zásadně ovlivňuje jeho cenu. Proto volím kompromisní řešení 6 děr o průměru 5 mm. Kanály jsou uspořádány následovně: T A P B T. Toto uspořádání je výhodné pro částečné vyrušení



Obr.3.1 závislost výtokové lochy S na posuvu x



hydrodynamických sil mezi oběma toky oleje (obr 3.2).

Obr. 3.2 Základní rozměry pouzdra rozváděče.

# 3.2 Návrh šoupátka

Správná funkce rozváděče je určená polohou škrtících hran šoupátka, tak aby v neutrální poloze byli všechny kanály uzavřené a v pracovních polohách byli propojeny správné kanály mezi sebou. Při neutrální poleze je zapotřebí dostatečné překrytí děr pouzdra a šoupátka aby nedocházelo k samovolnému průniku kapaliny mezi kanály s rozdílnými tlaky. V pracovní poloze je zapotřebí co největšího otevření kanálů, aby byly co nejmenší tlakové ztráty. Zároveň je však třeba co nejmenší posuv šoupátka Xmax, aby byli co nejmenší pracovní síly. Jako kompromis volím překrytí hrany šoupátka s otvory 1 mm a posuv šoupátka Xmax=2.5mm . Základní rozměry volím dle [3]. Základní tvar šoupátka je na obr.3.3 a celý rozvaděč pak na obr 3.4a,b.





# 4. Numerický výpočet proudění

Při návrhu hydraulického rozváděče je zapotřebí znát hydrodynamické síly působící na šoupátko pro správné zvolení velikosti pružin a elektromagnetů a celkovou tlakovou ztrátu rozváděče pro správné nastavení hydraulického obvodu. Pro tvarovou složitost rozváděče je nezbytné tyto parametry počítat numericky. V rámci bakalářského projektu jsem se zaměřil pouze na orientační výpočet 1. Průtoku oleje rozvaděčem, tj. z kanálu P do A (obr.2.4b) při rozdílu tlaků250 bar a vysunutí šoupátka 2 mm.

# 4.1 Tvorba modelu kanálu P-B a sítě, programem Gambit 2.4

Dle práce [4] ,výsledky proudění rozvaděčem na 2D síti nejsou dostatečně přesné. Modeluji proto vnitřní prostor trojrozměrně. Všechny plynule přecházející plochy jsem spojil příkazem 'Smooth Real Edges'. Velikost buněk sítě by se měla měnit s gradientem parametrů proudící tekutiny. Proto jsem použil příkaz 'Create Size Function'. Vytvořil jsem plošnou trojúhelníkovou síť. Zadal jsem okrajové podmínky vstup "Pressure inlet", výstup "Pressure Outlet" a ostatní stěny "Wall". Bylo dosaženo šikmosti buněk 0,85 (Equi Angle skew).

# 4.2 Optimalizace sítě Tigrid 4.0

Kvalita objemové sítě závisí na kvalitě plošné sítě. Proto jsem nejhorší buňky upravil programem Tgrid40. Dosáhl jsem tak šikmosti buněk 0,48. Dále jsem vytvořil čtvercovou síť u stěn a vygeneroval 3D síť.3D sít měla šikmost objemových buněk 0,85 což není vhodné pro výpočty programem fluent12 proto jsem ji dále upravil v programu fluent12 na polyhedrární (obr 4.1) o 1.8 mil buňkách.



Mesh

Mar 19, 2010 ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, rngke)

Obr.4.1 Výsledná polyhedrární síť

#### 4.3 Výpočet programem Fluent 12 4.3.1 Nastavení řešiče Fluent 12

- Model: K-epsilon, RNG, Near-Wall Treatment, Non-Equibrium Wall Functions

- Tekutina: hustota  $\rho = 850 \frac{kg}{m^3}$ , viskosita  $\eta = 0.0272 \frac{kg}{ms}$  (olej)

Boundary Conditions (okrajové podmínky)			
-Pressure inlet (tlakový vstup) :	-celkový tlak 25 Mpa		
	-Turbulent Intensity 1%		
	-Hydraulic Diameter 10 mm		
-Pressure outlet (tlakový výstup):	-Back flow intensity 10%		
	-Back flow turbulent length scale 10 mm		
	-Gauge pressure 0 Pa (atmosférický tlak)		
Solution Method (metoda řešení): -Second Oder UnWind			

olution Method (metoda resent): -Second Oder UpWind



Obr.4.2 Řezy modelem



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s)

ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, rngke) Obr.4.3 Rychlostní pole řez A

Pří daném rozdílu tlaků 25 MPa byl průtok kanálem Q=0,0038 $m^3/_s = 216 l/_{min}$ .

Rychlost proudění na vstup v=48.4 m/s. Nejvyšší rychlosti pak kapalina dosahuje u škrtící hrany  $v_{max} = 178m/s$ .





U škrtící hrany je vidět nárůst rychlosti (obr.4.3) a tím i pokles tlaku (obr.4.4). Rozdílem tlaků působí síla na šoupátko ve směru x Fx1=202 N, síla způsobená třešním ve směru x Fx2=-7N a výsledná síla pak Fx=195N. Dále je vidět že největší tlaková ztráta je právě na šktící hraně.



Contours of Static Pressure (pascal)

Mar 18, 2010 ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, rngke)

Obr.4.5 Statický tlak řez B

Na obr.4.5 je vidět nerovnoměrné rozložení tlaků a rychlostí obr.4.6, kolem šoupátka. Je to způsobeno přívodem oleje k pouzdru pouze z jedné strany. Rozdílný tlak vyvolá na šoupátko sílu ve směru y F=-7.3 N Tato síla bude mít za následek zvýšenou třecí sílu při přestavování šoupátka a tedy i vyšší potřebný příkon elektromagnetů.



Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude (m/s) Mar 19, 2010 ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, rngke)

Obr.4.6 detail rychlostního pole u výstupní škrtící hrany řez C

# Závěr

Ve zprávě jsem popsal funkci rozváděče a jeho princip. Dále jsem navrhl jeho základní tvar s přihlédnutím na konstrukční, technologické a ekonomické aspekty. Pro zkonstruovaný model jsem provedl výpočet mezi kanály P-A. Pro zadaný rozdíl tlaků 25 MPa a vysunutí šoupátka x=2mm. Vypočítaná axiální síla na šoupátko je Fx=195NN a průtok kanálem je Q=216l/min.

# Seznam symbolů

Q	průtok kanálem	$[1/min], [m^3/_S]$
ρ	hustota oleje	$[{}^{kg}/{}_{m^3}]$
η	dynamická viskozita	$\left[\frac{kg}{ms}\right]$
F	síla	[N]
v	rychlost proudění	[m/s]
D	světlost	[mm]
р	tlak	[MPa]
х	posuv šoupátka	[mm]
	· ·	

#### Použitá literatura

[1] 2006, Příručka hydrauliky, Argo-Hytos
[2] Blacburn, 1996, Fluid Power Control, Wiesbaden
[3]Feigel, H-J., 1992 Stromungskompesation in direktgesteuerten elektrohydralischen Stetigventilen, Aachen
[4] Ing. Blejchař J. Matematické modelování nestacionárního prodění, kavitace a akustických jevů v hydraulickém ventilu Ostrava: VŠB-TU 2005