

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní – Katedra vozidel a motorů



Dvouspojkové převodovky DSG

pro osobní automobily

Car Dual Clutch DSG

Transmissions

Bakalářská práce

Jan Vyštejn

2009

ZADÁNÍ PRÁCE



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta strojní

Katedra vozidel a motorů

Studijní rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení: Jan VYŠTĚJN
obor: B2341 Strojírenství
zapsání: 2301R022 stroje a zařízení
dopravní stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

DVOUSPOJKOVÉ PŘEVODOVKY DSG PRO OSOBNÍ AUTOMOBILY

Zásady pro vypracování:

(uveďte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

1. Popište současný stav používaných dvouspojkových převodovek typu DSG u osobních automobilů.
2. Popište uspořádání dvouspojkové převodovky DSG používané u vozidel Škoda Auto, z hlediska celkové koncepce a řešení mechanizmu řazení převodových stupňů.
3. Vysvětlíte toky výkonu převodovkou a zabývejte se kinematickými a silovými poměry v převodovce ve vztahu k momentové charakteristice motoru.
4. Navrhněte vhodné uspořádání výukového modelu převodovky (s částečným odstraněním pláště skříně a řezy uvnitř převodovky). Navrhněte a realizujte stojan pro tento výukový model převodovky.
5. Cílem práce je částečná použitelnost výsledků ve výuce studentů KVM.

Forma zpracování bakalářské práce:

Průvodní zpráva: cca 35 stran včetně příloh (v tištěné i elektronické podobě)
Průvodní zpráva bude odevzdána též na CD nosiči.

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- VLK.F.: Převody motorových vozidel, Brno 2006.
- Časopisy a www stránky.
- Firemní podklady Škoda Auto.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Robert Voženilek

Konzultant bakalářské práce: Ing. Pavel Brabec – KVM - TUL

L.S.

Doc. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.
vedoucí katedry
Prof. Ing. Petr Louda, CSc.
děkan

V Liberci dne 31. 10. 2008

Přímou zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba počítat pracovní dny).
Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem předkládanou práci vypracoval samostatně a na základě literatury a zdrojů uvedených v seznamu zdrojů a literatury.

Souhlasím, aby tato práce byla umístěna ve studovně Technické univerzity Liberec.

V Rozstání dne 31. 5. 2009

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji panu Ing. Robertu Voženílkovi, který mi poskytl cenné rady a konzultace při zpracování této práce. Rovněž děkuji pracovníkovi dílny panu Andělovi za odbornou pomoc při výrobě výukového modelu.

ABSTRAKT

Práce obsahuje v první části, po krátkém historickém úvodu, zhodnocení současné situace na trhu dvouspojkových převodovek se stručným popisem modelů nejvýznamnějších výrobců. Je také nastíněna pravděpodobná blízká budoucnost převodovek tohoto typu. V druhé části práce jsou podrobně popsány typy dvouspojkových převodovek používaných u vozidel značky Škoda. Jde o modely řady DSG firmy Volkswagen, a to šestistupňovou převodovku DQ 250 a sedmistupňovou DQ 200. V následující kapitole jsou uvedena kinematická schémata obou těchto převodovek a následně vzájemné porovnání toku krouticích momentů. U DQ 200 jsou v této kapitole dále vypočteny teoretické jízdní výkony vozidla s touto převodovkou (Škoda Octavia 1.4 TSI) a také silové poměry v převodovce. V poslední kapitole je obrazově zdokumentován výukový model převodovky DQ 200 a krátce nastíněna jeho výroba.

In the first charter, document contains, after a short historical introduction, valuation of contemporary dual clutch transmissions market situation with a brief description of devices made by the most important producers. The probable close future of dual clutch transmissions is also stated. In chapter second part are in detail described all types of dual clutch transmissions mounted in Škoda brand vehicles, which are the six speed DSG DQ 250 and the seven speed DSG DQ 250, both made by Volkswagen. Kinematic schemes of both transmissions stated above are in the next charter together with calculations of theoretical driving performances of a car equipped with the DQ 200 transmission (Škoda Octavia 1.4 TSI). Force reactions within the DQ 200 are also stated in this part. The last charter contains a documentation of educational model of DQ 200 transmission in pictures and a short description of its making process.

KLÍČOVÁ SLOVA

Dvouspojkové převodovky, Dual Clutch Transmissions, DCT, DSG, DQ 250, DQ 200.

OBSAH

1	Současný stav používaných dvouspojkových převodovek typu DSG u osobních automobilů.....	10
1.1	Historie dvouspojkových převodovek:.....	10
1.2	Současnost	11
1.2.1	Koncern Volkswagen AG (Audi, Seat, Škoda, VW).....	12
1.2.2	Koncern Ford (Ford, Lincoln, Mazda, Mercury, Volvo).....	14
1.2.3	Ostatní výrobci	14
1.3	Budoucnost	16
2	Uspořádání dvouspojkové převodovky DSG používané u vozidel Škoda Auto z hlediska celkové koncepce a řešení mechanismu převodových stupňů	21
2.1	Obecný princip dvouspojkových převodovek.	21
2.2	Dvouspojkové převodovky používané ve vozidlech ŠkodaAuto	25
2.2.1	Sedmistupňová DQ 200	31
3	Toky výkonu v převodovkách DQ 250 a DQ 200.....	33
3.1.1	Toky výkonu v převodovkách DQ 250 a DQ 200.....	36
3.1.2	Pilový diagram převodovky DQ 200.....	38
3.1.3	Charakteristika pohonu automobilu Škoda Octavia s motorem 1.4 TSI (90 kW) a DSG převodovkou DQ 200	38
3.1.4	Výpočet silových poměrů v převodovce DQ 200.....	41
4	Výukový model převodovky DQ 200	44
5	Závěry a doporučení	47
6	Použité zdroje a literatura	48
7	Seznam tabulek.....	50
8	Seznam obrázků	51
9	Seznam příloh	53

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

AMT Automated Manual Transmission, automatizovaná manuální převodovka

CVT Continuously Variable Transmission, variátorová převodovka

DQ200 název modelu sedmistupňové dvouspojkové převodovky výrobce VW

DQ250 název modelu šestistupňové dvouspojkové převodovky výrobce VW

DSG Direct Shift Gearbox (německy DirektSchaltGetriebe), označení řady
dvouspojkových převodovek firmy Volkswagen

LCDCT Low Cost Dual Cluth Transmission, nízkonákladová dvouspojková převodovka

VW Volkswagen

d – průměr kola automobilu [m]

n – otáčky motoru [1/min]

R – označení zpětného chodu převodovky

v – teoretická rychlost automobilu [km/h]

ÚVOD

Dvouspojkové převodovky jsou v současnosti novinkou na trhu osobních automobilů a podle vyjádření odborníků, představují budoucnost automobilových převodů. Hlavní důvod jejich zavádění jsou přísné emisní limity a vzrůstající cena pohonných hmot v poslední době, protože se tyto převodovky vyznačují zejména vysokou mechanickou účinností při komfortu klasické automatické převodovky s hydrodynamickým měničem. Na druhou stranu je nevýhodou jejich relativně vysoká cena, která tak brzdí jejich rozšíření.

V současnosti je s dvouspojkovými převodovkami nejdále koncern VW, který má na trhu uvedeny tři modely. Dva pro vozy nižší a střední kategorie, montované příčně, jeden pro vozy nejvyšší třídy, montovaný podélně. Většina ostatních velkých výrobců automobilů má na trhu uvedený jeden model, nebo alespoň nějaký plánuje.

Po technické stránce se dají dvouspojkové převodovky dělit podle typu použité spojky, a to na „mokrou“ a „suchou“. Každá má své výhody i nevýhody. U většiny, již na trhu uvedených převodovek, je použita spojka „mokrá“¹, pouze u nejnovějších modelů jsou v určitých případech spojky „suché“².

Většinou jsou dvouspojkové převodovky montovány k soudobým přeplňovaným dieslovým nebo benzinovým motorům (například motory řady TDi a TSi firmy VW), tedy motorům s relativně plochou charakteristikou krouticího momentu, za účelem dosažení optimálních řadicích bodů.

Vozidly značky Škoda, vybavených dvouspojkovou převodovkou, jsou modely Octavia a Superb. V obou případech se do vozu montují dva typy dvouspojkových převodovek řady DSG firmy VW, podle motorizace vozu.

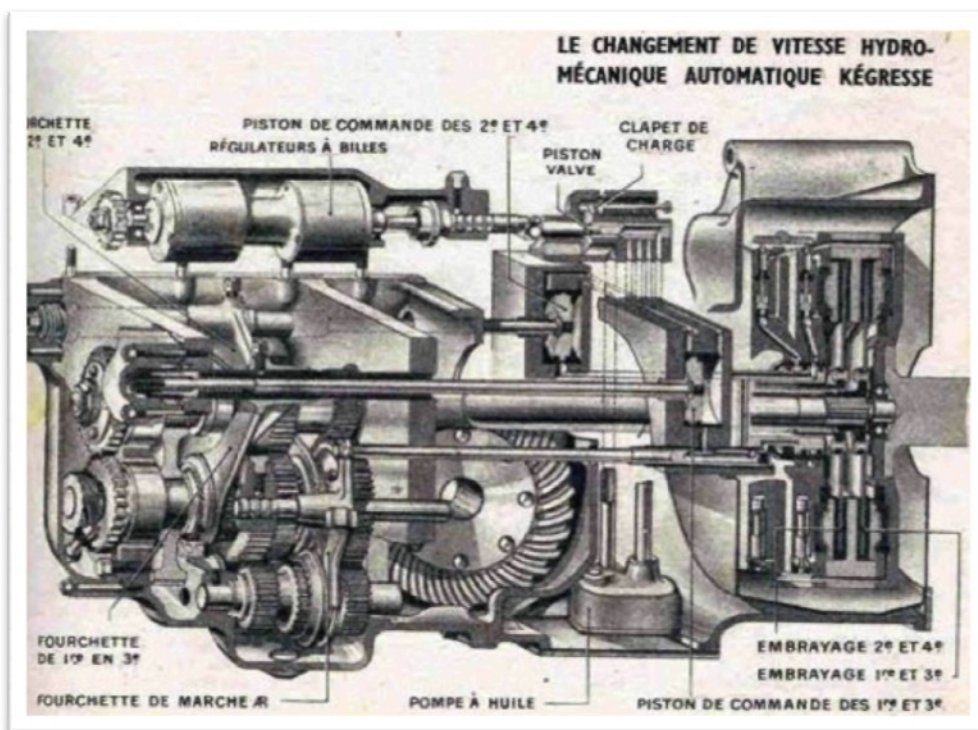
¹ Spojka ponořená v olejové lázni, nebo mazaná olejovým aerosolem.

² Spojka, kterou není potřeba mazat ani chladit žádným speciálním médiem.

1 Současný stav používaných dvouspojkových převodovek typu DSG u osobních automobilů

1.1 Historie dvouspojkových převodovek:

Princip dvouspojkové převodovky přinesl již roku 1935 francouzský inženýr Adolphe Kégresse [1], ale první použití převodovky tohoto typu proběhlo až v roce 1985, kdy automobilka Porsche ve spolupráci s firmou Audi namontovala převodovku PDK (Porsche Doppelkupplungsgetriebe) do závodního vozu Porsche 956 skupiny C určeného pro vytrvalostní okruhové závody. O půl roku později uvedla firma Audi rallyový speciál skupiny B Audi Sport Quattro S1 se stejnou převodovkou. Oba tyto vozy slavily hned po uvedení velký úspěch, ale v obou případech šlo o natolik inovativní koncepcce, že dané úspěchy nelze přisuzovat pouze převodovce.³



Obrázek 1: Schéma dvouspojkové převodovky vynalezené inženýrem Kégresse roku 1935 [2]

³ Například u Audi Sport Quattro S1 bylo naměřeno zlepšení 1,5 s na každých 80 s jízdy na testovacím okruhu Porsche ve Weissachu, ale váha samotné převodovky byla o 30 kg větší, než srovnatelný model klasické manuální koncepce. [28]

Prodleva mezi vynalezením principu a jeho samotným použitím v praxi byla způsobena zejména nedostatečnými technologiemi v oblasti výpočetní techniky, které jsou k řízení DSG převodovky potřeba.

Od této doby se převodovky typu DSG používají v oblasti motorsportu téměř neustále. Nicméně u běžných aut se objevují až v poslední době, kdy je na výrobce automobilů vyvíjen velký tlak v oblasti úspory paliva a snížení emisí. Výhody převodovky, jako je například vyšší jízdní komfort pro řidiče, plynoucí z automatického řazení rychlostních stupňů, patří až mezi druhotné důvody zavádění do výroby.

První sériově použitou dvouspojkovou převodovkou na světě byla šestistupňová DSG převodovka koncernu VW, vyráběná pod označením DQ 250. Poprvé sice byla tato převodovka představena ve voze Audi TT 3.2 quattro, ale první série se dočkala ve voze VW Golf R32 v prvním čtvrtletí roku 2003 [3].

1.2 Současnost

V současnosti dvouspojkovou převodovku vyrábí, anebo přinejmenším vyvíjí pod různými označeními, každý větší výrobce automobilů na světě. Přední výrobci mají na trhu uveden minimálně jeden model, ale nedá se říci, že by současnými modely bylo pokryto celé spektrum převodovek a už pouze docházelo k modernizaci či přímo obnově jednotlivých modelů.

Velký podíl na vývoji dvouspojkových převodovek mají firmy specializované na tento obor, nebo na jeho část, jako jsou například BorgWarner, LuK, Getrag, Ricardo, atd. Tyto firmy ve většině případů dodávají část převodovky vyvíjené přímo automobilkou, na které úzce spolupracují, nebo přímo vyvíjí celé převodovky a následně prodávají v licenci.

V roce 2008 byl podíl automobilů s dvouspojkovou převodovkou na západoevropském trhu přibližně 3,5%, drtivá většina těchto vozů byla vybavena převodovkami DSG. [4]

1.2.1 Koncern Volkswagen AG (Audi, Seat, Škoda, VW)

Pravděpodobně nepokročilejším výrobcem dvouspojkových převodovek je momentálně automobilový koncern Volkswagen, který má již na trhu uvedeny tři převodovky tohoto typu. Pod dvěma typy, montovanými příčně a s maximálními krouticími momenty 250 Nm, resp. 350 Nm, je podepsána přímo značka VW. Třetí typ, sedmistupňový S-tronic, s maximálním krouticím momentem 600 Nm a montáží podélně, nese logo Audi.

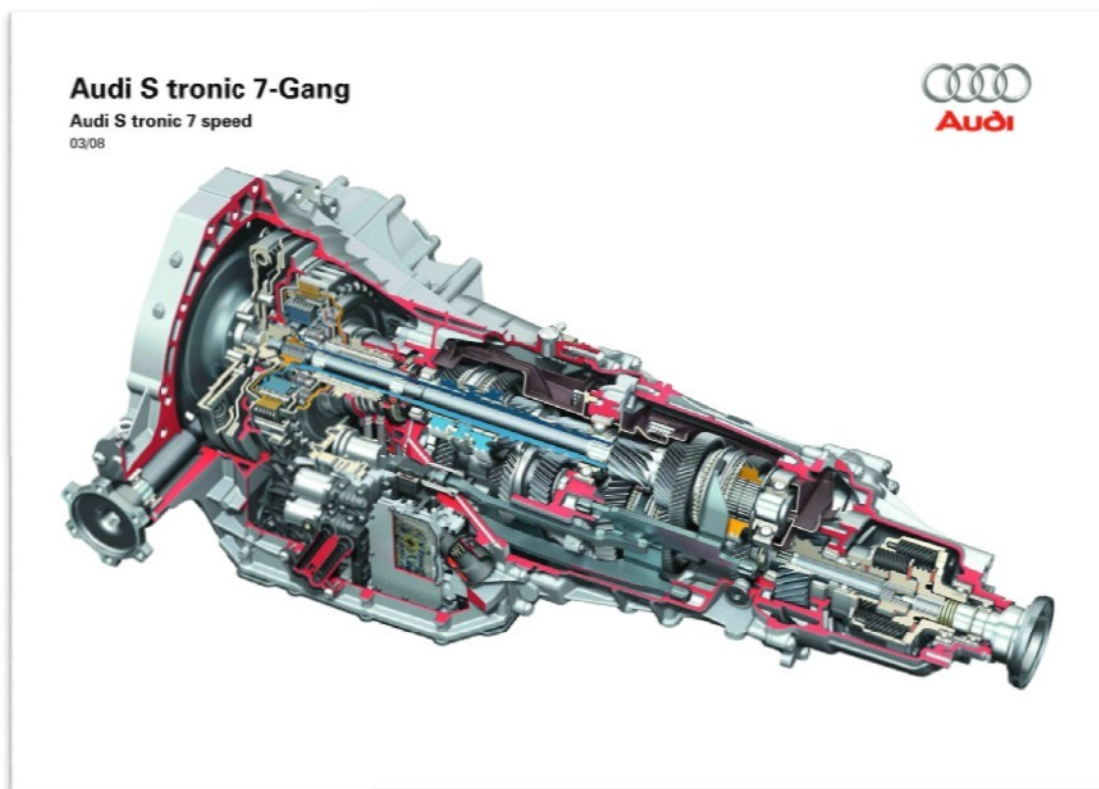
Modely přímo od firmy VW jsou navrženy pro auta zejména nižší a střední třídy. Z toho vyplývá jak příčné montážní uspořádání, tak i spíše nižší, nebo střední, maximální přenositelné krouticí momenty těchto převodovek. Starší model, označený DQ 250, již zmiňovaný v souvislosti s historicky prvním použitím dvouspojkové převodovky ve velkosériové výrobě, má šest rychlostních stupňů a používá dvojici spojek ponořených v olejové lázni. Maximální krouticí moment přenositelný touto převodovkou je 350 Nm. Novější model nese označení DQ 200. Používá dvojici suchých spojek a má sedm rychlostních stupňů. Maximální krouticí moment, na který je tato převodovka konstruována, je 250 Nm. Oba tyto modely se v praxi osvědčily, a i přes vyšší pořizovací cenu⁴ jdou rychle na odbyt. V současnosti jsou obě převodovky montovány do široké palety vozů všech značek koncernu VW (viz

Tabulka 1).

Převodovka S-tronic od firmy Audi je označována DL 501 a je určena zejména pro osobní automobily nejvyšší třídy. Audi je v současné době jediným výrobcem prémiových vozů, který má v nabídce dvouspojkový typ převodovky pro většinu svých vyráběných modelů.

Tato převodovka je zatím montována pouze do vozů Audi, ale dá se předpokládat, že v budoucnosti ji bude možné vidět i v určitých vozech značky VW, jako je například Touareg nebo Phaeton.

⁴ 1,4 TSI VW Golf s dvouspojkovou převodovkou DQ 200 v současnosti stojí v České republice přibližně o 54 000 Kč více než stejný model s šestistupňovou manuální převodovkou, která je pro tento vůz a motor montována jako základ. [27]



Obrázek 2: Řez sedmistupňovou dvouspojkovou převodovkou Audi DL 501 se středovým diferenciálem [5]

Tabulka 1: Současné použití dvoustupňových převodovek ve vozidlech koncernu VW

Typ vozidla	Montované dvouspojkové převodovky	Typ vozidla	Montované dvouspojkové převodovky
Škoda		SEAT	
Octavia	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace	Ibiza	DQ 200
Superb	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace	Leon	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
		Altea	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
Audi		VW	
A3	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace	Golf	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
A4	DL 501 (DQ 250?)	Jetta	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
(A6) nema	DL 501	Touran	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
Q5	DL 501 (DQ 250?)	EOS	DQ 250
S3	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace	Passat	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
S4	DL 501	Scirocco	DQ 200 a DQ 250, podle motorizace
TT	DQ 250		
TTS	SQ 250		

Zdroj: new.skoda-auto.com., www.audi.cz, www.seat.cz, www.volkswagen.cz a [6]

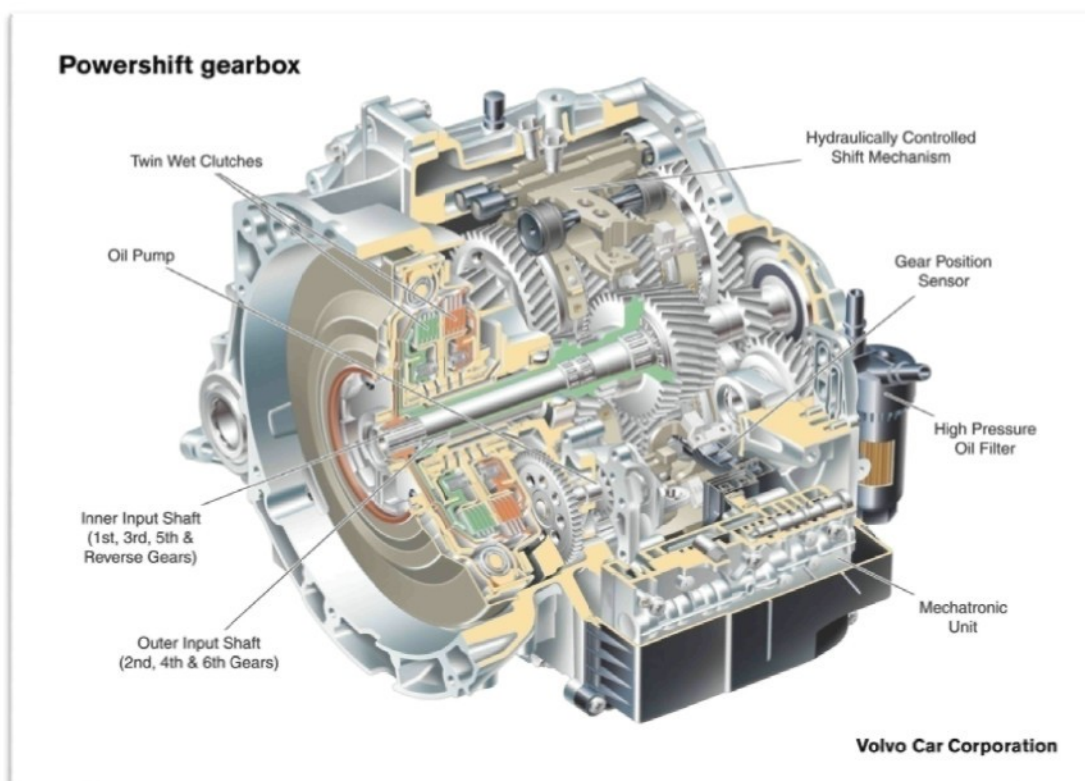
1.2.2 Koncern Ford (Ford, Lincoln, Mazda, Mercury, Volvo)

Dalším výrobcem automobilů, který je ve vývoji dvouspojkových převodovek v porovnání s širší konkurencí napřed, je koncern Ford. Ford, tedy spíše jeho partnerská značka Volvo, stejně jako VW, vyvinul jako první šestistupňovou dvouspojkovou převodovku s mokkými spojkami (maximální krouticí moment 450 Nm). Stejně tak má již Ford hotovou převodovku, byť jen šestistupňovou, se spojkami suchými, která však ještě na sériovou výrobu čeká. [7] Obě převodovky jsou svými parametry i motory, pro které jsou konstruovány, velmi podobné DSG převodovkám VW, pouze přicházejí s přibližně dvouletým zpožděním. Toto zpoždění má na druhou stranu výhodu v drobných vylepšeních ve srovnání s jejich DSG rivaly. Je to například funkce rozpojení obou spojek při použití brzd, která má za cíl zlepšit průběh podřazování a snížení třecích ztrát, nebo přesně řízený prokluz spojky použitý jako dodatečný torzní tlumící efekt, snižující hluk a vibrace při nízkých otáčkách a velkých zatíženích. Obě tato vylepšení jsou ovšem pouze u novějšího „suchého“ modelu.

Není bez zajímavosti, že Ford plánuje od roku 2013 většinu vozů pro severoamerický trh právě s těmito převodovkami a chce tímto z dvouspojkových převodovek udělat jeden ze základních kamenů své marketingové strategie. [8]

1.2.3 Ostatní výrobci

Přestože se většina odborníků shoduje, že dvouspojkové převodovky jsou budoucností převodů, firma BMW, byť má také na trhu již jeden typ této technologie, dává přednost vylepšené automatické převodovce s hydrodynamickým měničem. Tato převodovka, vyvinutá ve spolupráci s firmou ZF, má osm rychlostních stupňů a dokáže řadit srovnatelně rychle jako by řadila dvouspojková převodovka. I v účinnosti se tato převodovka vyrovná dvouspojkové, (hydrodynamický měnič je používán pouze k rozjezdu, při 1000 ot/min se odpojuje). Nevýhodou této převodovky jsou ve srovnání s dvouspojkovým rivalem, nízké maximální otáčky, při kterých dokáže tato jednotka pracovat. [9] Dvouspojkovou převodovku, označenou jako M-DCT, dodávanou firmou Getrag, montuje BMW pouze do aut sportovnějšího charakteru, jako jsou modely M3 nebo Z4. [10]



Obrázek 3: Řez šestistupňovou dvouspojkovou převodovkou Volvo Powershift⁵; Zdroj [11]

Mnoho dalších firem má také na trhu již uvedenou dvouspojkovou převodovku, nebo ji alespoň uvedly v jednom ze svých konceptů jako případnou budoucnost. Tyto převodovky nejsou svým zpracováním většinou nijak výjimečné, nebo o nic ještě není dostatek informací, a proto nejsou v této práci konkrétně zmiňovány. Mezi firmy montující takovéto převodovky patří například Chrysler, Mitsubishi, Renault, Hyundai, Nissan a mnoho dalších.

Nastávající obecný trend DSG převodovek ukazuje i motocyklové odvětví firmy Honda, která oznámila vývoj DSG převodovky pro její budoucí řadu „V“ (následník řady Honda VFR). [1]

⁵ Šestistupňová dvouspojková převodovka Volvo Powershift je celkovým uspořádáním velmi podobná převodovce DQ 250.

1.3 Budoucnost

„Dvoustupňové převodovky stahují, ale neberou trh útokem“

(Andrew Close, technický analytik pro IHS Global Insight automotive group.)

V blízké budoucnosti se předpokládá růst podílu prodeje dvoustupňových převodovek na trhu na úkor ostatních typů převodovek, ale tempo bude pravděpodobně poněkud pozvolné.

Tabulka 2: Prodej dvoustupňových převodovek v zemích západní Evropy [12]

West European Light Vehicle Production by Transmission Type			
Region	2003	2009	2015
AMT	2.33%	3.75%	5.75%
Automatic	15.81%	14.87%	11.94%
CVT	1.10%	2.38%	1.51%
DCT	0.10%	3.47%	12.29%
Manual	80.66%	75.52%	68.51%

Copyright © 2009 CSM Worldwide, Inc.

Tabulka zachycuje trend prodeje dvoustupňových převodovek pouze v zemích západní Evropy. Zde je vidět, že dvoustupňové převodovky se pravděpodobně budou prodávat zejména jako náhrada klasických automatických převodovek s hydrodynamickým měničem, nebo namísto klasických převodovek manuálních. Zde je však v Evropě problém s poněkud zarytým konzervatismem zákazníků preferujících výhradně manuální převodovky.

Výrazný nárůst podílů na trhu ostatních typů převodovek se neočekává. Pouze u automatizovaných manuálních převodovek (AMT) se předpokládá lehký nárůst prodeje. AMT představuje levnou alternativu k automatickým převodovkám s možností naprogramování řazení s dobrými emisními výsledky, což pak ale nemusí vést

k optimálním jízdním vlastnostem. Nevýhodou těchto převodovek je na druhou stranu přerušení toku krouticího momentu při změně rychlostního stupně, to je však možné relativně snadno napravit u hybridních vozidel, kdy se počítá s možností krátkodobého připojování elektromotoru při řazení a docílení tak plynulé jízdy.

Hodnoty pro ostatní části světa se budou zcela jistě lišit. V zemích, kde mají klasické automatické převodovky silnější uživatelskou základnu, jako jsou například Severní Amerika, Japonsko nebo země Arabského poloostrova, se předpokládá nárůst podílu dvouspojkových převodovek na trhu podstatně strmější, protože zde nenastává problém s konzervatismem zákazníků. Naopak v chudších zemích se dá očekávat růst trendu menší jak v západní Evropě a Severní Americe a to zejména z důvodu vyšší pořizovací ceny těchto převodovek. [13]

Tabulka 3: Podíl Evropy na celkové produkci DSG převodovek, prognóza do 2015 [14]

DCT share of global and European production								
Region	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
GLOBAL DCT	0.57%	1.17%	1.72%	2.73%	3.83%	4.52%	4.92%	5.15%
Western Europe DCT	1.89%	4.34%	5.91%	7.65%	10.36%	11.66%	12.67%	13.56%

Source: I H S Global Insight

Tabulka ukazuje předpoklad vrůstajícího trendu produkce, resp. prodeje DSG převodovek se zaměřením na země západní Evropy do roku 2015.

Nízkonákladové dvouspojkové převodovky

(LCDCT – Low Cost Dual Clutch Transmissions)

V současnosti, kdy se automobilový průmysl vyrovnává s následky finanční krize, se předpokládá nárůst prodeje zejména úsporných aut nižší cenové kategorie⁶.

⁶ Agentura JD Power uvádí, že zavedení šrotovného, jako hospodářská pomoc automobilovému průmyslu v zemích západní Evropy, přinese v roce 1,2 milionu nových automobilů na trh. Půjde zejména o automobily nižší cenové kategorie.

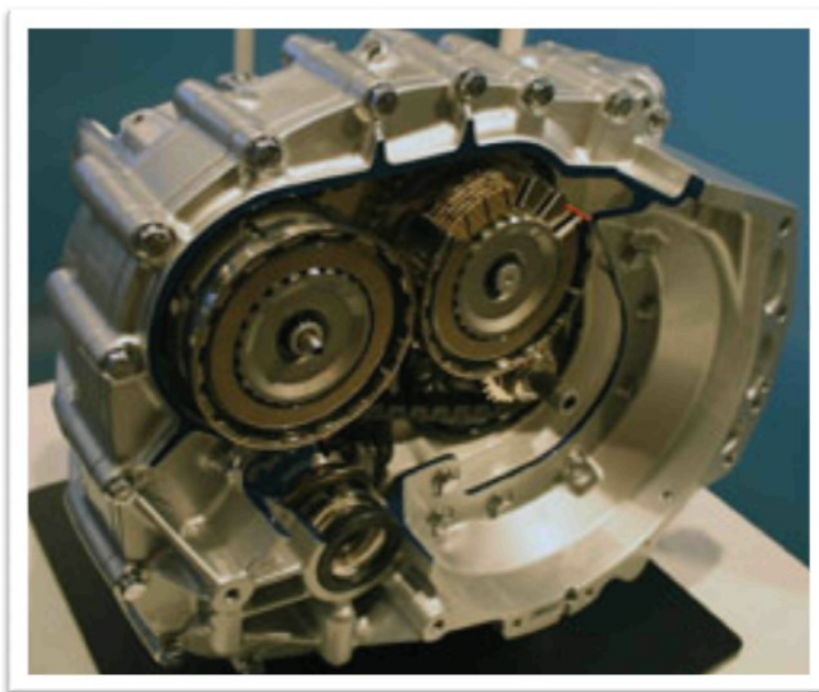
Tento fakt na jednu stranu dvouspojkovým, v současnosti relativně drahým převodovkám, moc nepřeje. Na druhou stranu účinnost těchto převodovek je přímo předurčuje k použití do aut této třídy. Jde jen o to, jak rychle automobilky dokážou vyvinout dvouspojkové převodovky s dostatečně nízkými výrobními náklady, aby dokázaly zaujmout zákazníky, kteří hledí zejména na nízkou pořizovací cenu.

Firmy, které jsou v současné době ve vývoji nízkonákladových dvouspojkových převodovek (LCDCT) nejdále, Getrag, Ricardo a BorgWarner, se shodují, že ušetřit při konstrukci převodovky lze zejména na akčních členech řazení, senzorech a elektronických kontrolních mechanismech. Na samotných převodech se větší úspory podle odborníků dělat nedají.

Stejně tak se firmy shodují v použití takzvané „mokrý“ spojky. To se může zdát na první pohled překvapivé, protože „mokrý“ spojka je po technické stránce složitější řešení ve srovnání se spojkou „suchou“. U LCDCT převodovek se předpokládá použití společně s maloobjemovými benzínovými motory, u kterých hrozí riziko, že je budou uživatelé vytáčet do vysokých otáček, aby dostali požadovaný výkon. To by mělo za následek velké zahřívání spojky, s nímž by „suchá“ spojka mohla mít problémy. Podobné následky by mohlo mít i popojíždění v koloně.

Výjimku zde dělá firma Ricardo, která by měla uvést v létě roku 2009 svou první nízkonákladovou dvouspojkovou převodovku pod označením eDCT. Převodovka se vyznačuje „suchou“ spojkou a novátorským systémem akčních členů, kdy jeden člen má za úkol jak obsluhovat spojku, tak zároveň řadit rychlostní stupně. V převodovce jsou takovéto členy dva, pro každou spojku jeden.

Po firmě Ricardo, která má již podle všeho svůj model LCDCT převodovky připravený, je asi nejbližší k uvedení převodovky na trh firma BorgWarner, která je již ve stádiu zkoušek. Její model, označený DT170, zaujme zejména úsporným řešením spojek, kde namísto dvou spojek rozdílných průměrů montovaných soustředně, jsou použity dvě shodné spojky spojené řetězem.

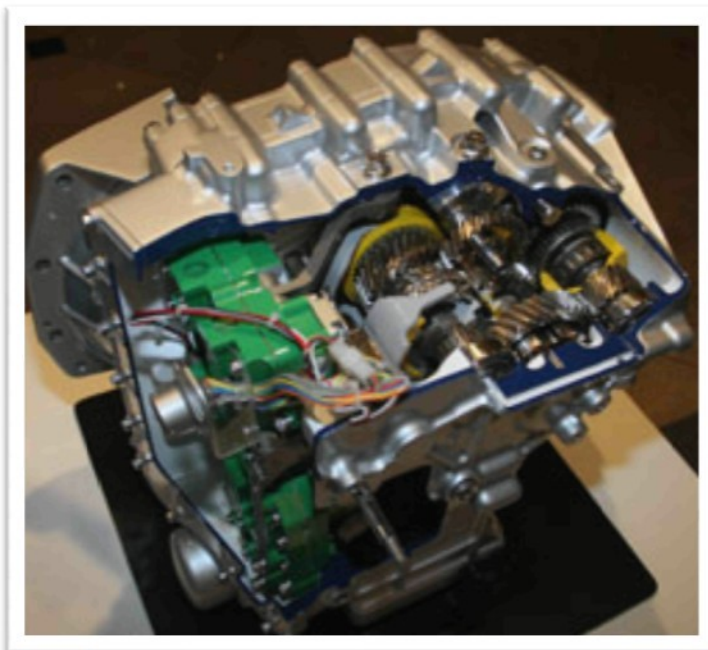


Obrázek 4: Vedle sebe uložené „mokrý“ spojky LCDCT převodovky BorgWarner, model DT 170 [15]

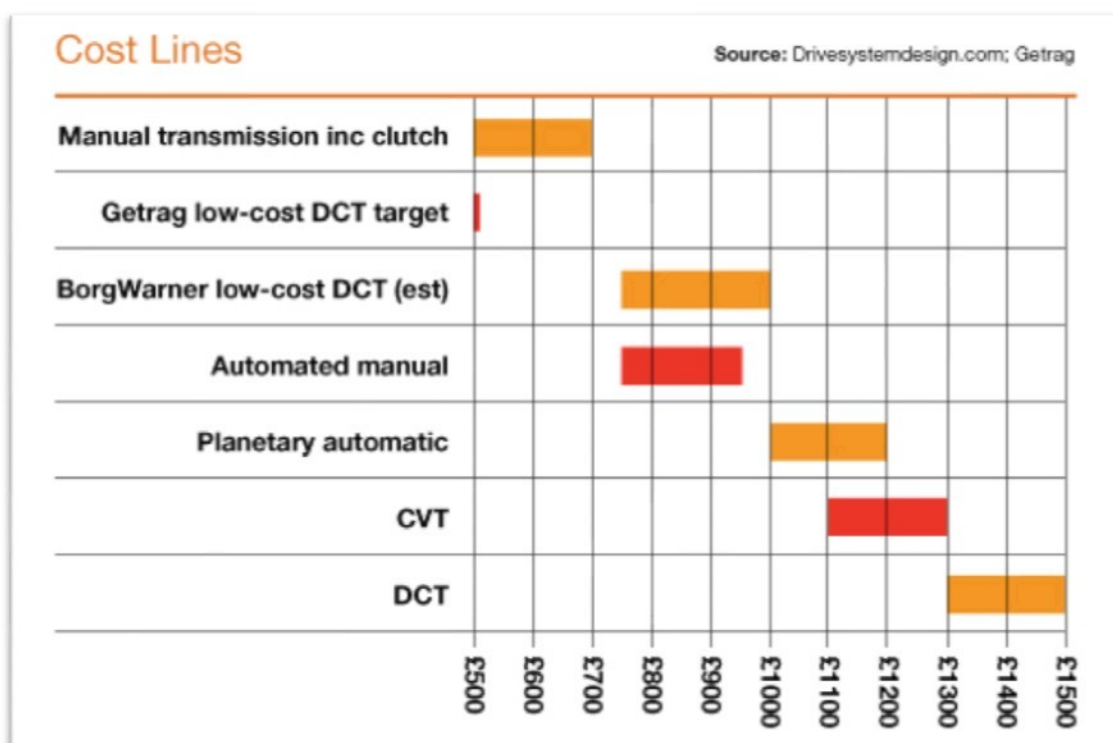
Toto uspořádání umožňuje velmi krátkou konstrukci převodovky a zároveň i samotné spojky mohou být menší a méně nákladné, protože rotují menší rychlostí než motor. Toto řešení podle dostupných informací také umožňuje odstranění akčního členu a synchronu pro první rychlostní stupeň.

O modelu poslední zde jmenované firmy Getrag není v současné době příliš známých informací, nicméně podle předběžných odhadů by se měla cena převodovky pohybovat kolem € 500, což je zatím nejméně ze všech zmiňovaných LCDCT modelů.[15]

Je třeba poznamenat, že veškeré informace uvedené v této části jsou pouze odborné odhady. Další vývoj bude záležet na mnoha, v této době velmi obtížně určitelných, faktorech, např. zejména na ceně ropy, době, po jakou vydrží obecný trend migrace k malým vozům a na velikosti pokut za překročení emisních limitů. [13]



Obrázek 5: LCDCT převodovka Getrag [15]



Obrázek 6: Přibližné ceny nízkonákladových převodovek dle typů v £ (1 GBP= 0.8758 EUR k 22. 05. 09) [16]

2 Uspořádání dvouspojkové převodovky DSG používané u vozidel Škoda Auto z hlediska celkové koncepce a řešení mechanismu převodových stupňů

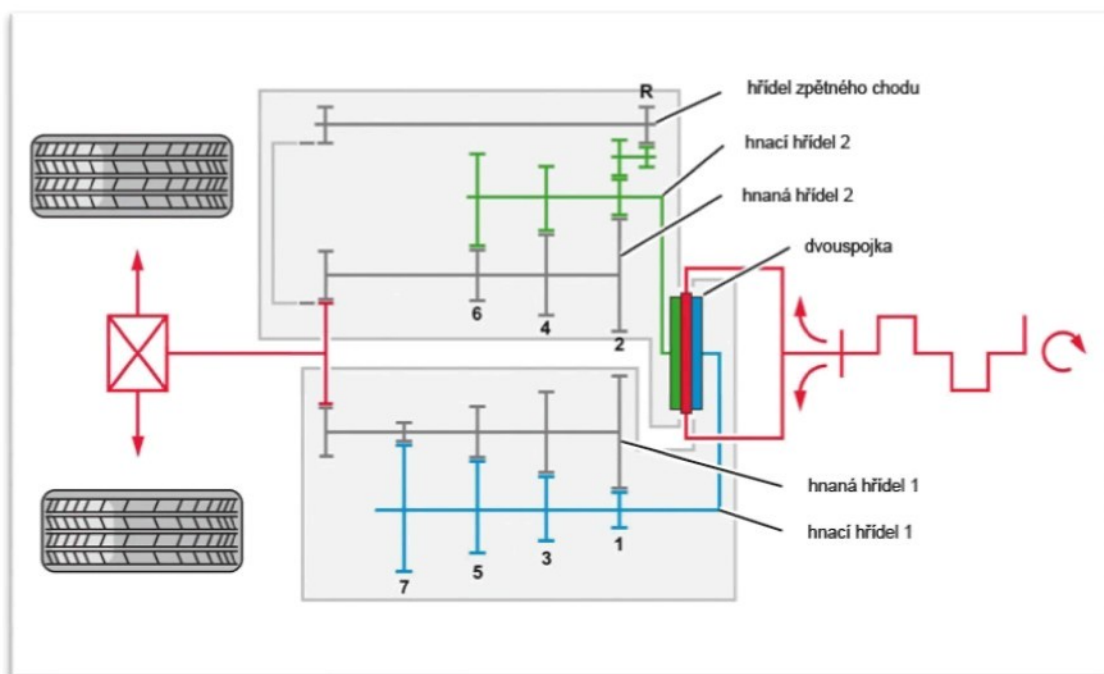
2.1 Obecný princip dvouspojkových převodovek.

Dvouspojková převodovka je spojením automatické a manuální převodovky. Vlastním principem je velmi blízká manuální převodovce s klasickou třecí spojkou, nicméně mechatronická jednotka zajišťující samočinné řazení rychlostních stupňů bez potřeby interakce řidiče posunuje převodovku spíše do kategorie převodovek automatických. Asi nejlépe lze vysvětlit princip dvouspojkové převodovky na představě dvou oddělených manuálních převodovek v jedné skříni. Jedna řadí liché převodové stupně a druhá sudé plus zpátečku.

Hlavní výhodou tohoto uspořádání je schopnost přenosu nepřerušovaného krouticího momentu při účinnosti klasické manuální převodovky, čímž se nejenom dosahuje lepších jízdních výkonů, ale v neposlední řadě i úspory paliva ve srovnání s automatickými převodovkami s hydrodynamickým měničem. U posledních modelů dvouspojkových převodovek se „suchou“ spojkou je jejich účinnost dokonce lehce větší než u klasických manuálních.

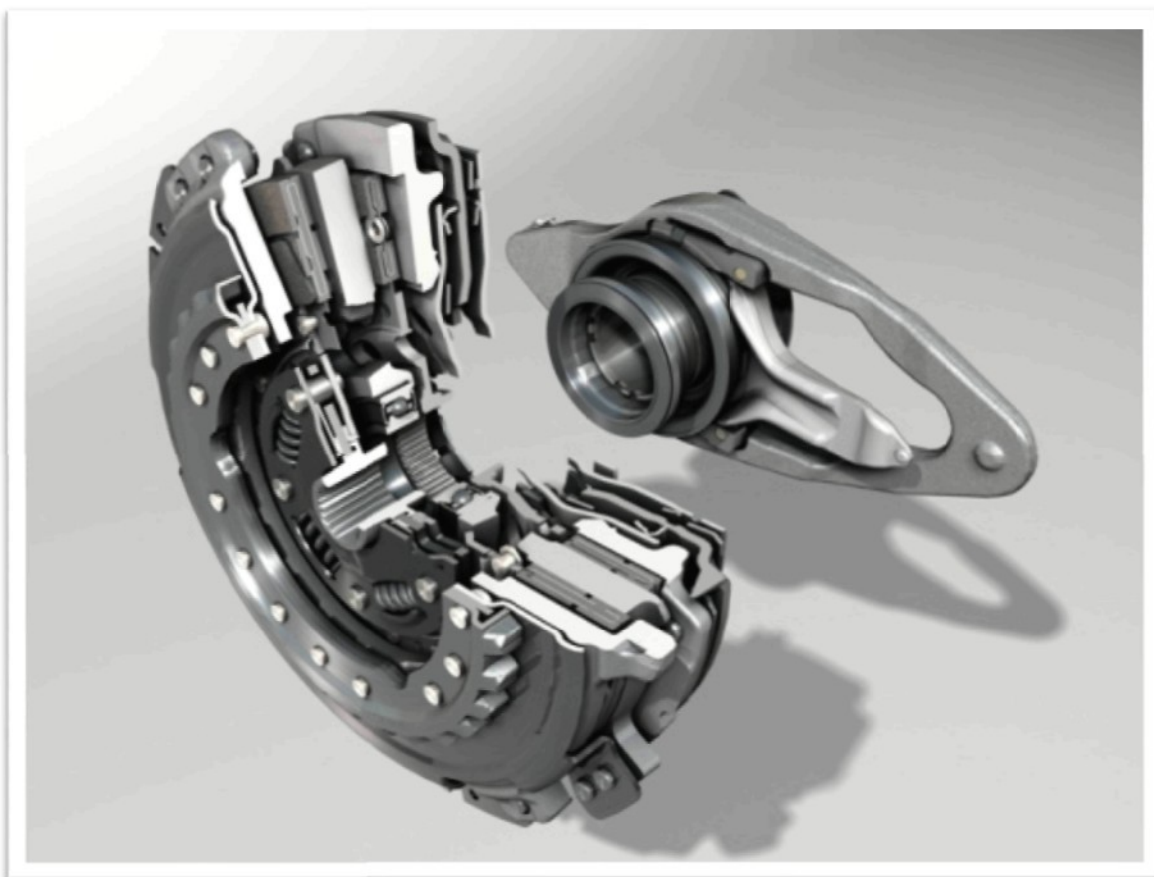
V praxi je toto uspořádání realizováno dvěma souose uloženými hnacími hřídeli, kdy jeden je dutý a umožňuje tak uložení druhého. Každému hřídeli náleží jedna třecí spojka. Obě spojky jsou u všech současných modelů umístěny v jednom tělese společně.

Nevýhodami dvouspojkových převodovek jsou jak relativní mechanická komplikovanost ve srovnání s ostatními běžně používanými typy, tak i nutnost řídicí jednotky. Obě tyto nevýhody se promítají zejména na ceně těchto převodovek, což je v současné době hlavní důvod vcelku pozvolného uvádění na trh.

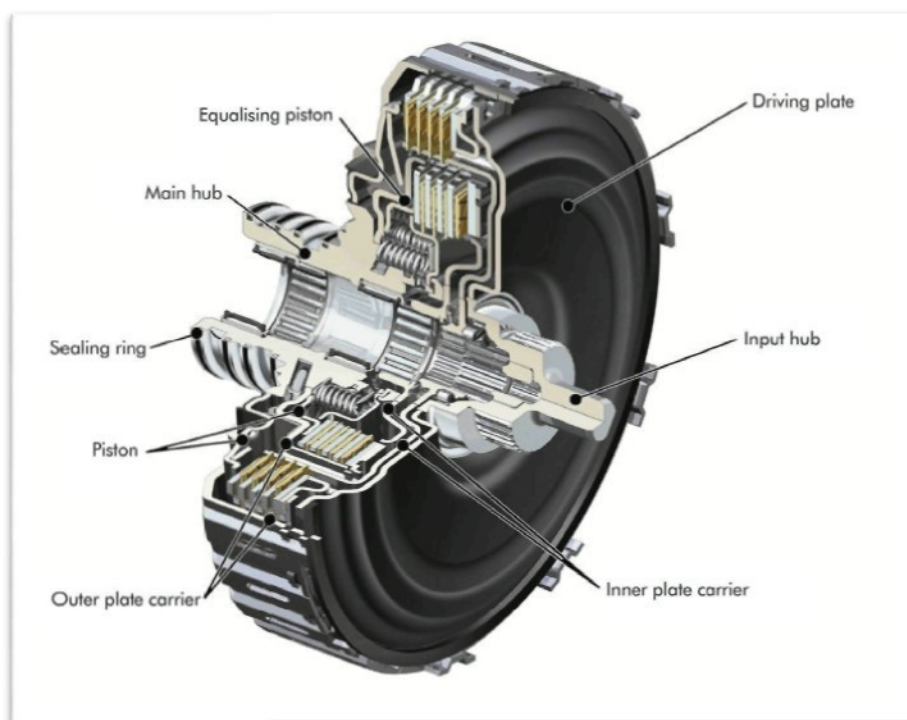


Obrázek 7: Schéma sedmistupňové DSG převodovky [17]

Při akceleraci a postupném řazení je vždy jedna spojka sepnuta, zatímco druhá je rozepnuta a řadící mechanismus řadí další, vyšší rychlostní stupeň na druhé převodovce. Samotné přeřazení probíhá pouhým rozepnutím jedné spojky a zároveň sepnutím druhé. Sepínání, resp. rozepínání spojky, probíhá zároveň a trvá řádově v desítkách milisekund. Bod, kdy jsou obě spojky stejně povoleny, je přibližně na 60% sepnutí. Při podřazování je princip stejný. Mechatronická jednotka převodovky určuje podle aktuální jízdy vozidla, (zda zrychluje nebo zpomaluje), jaký bude zařazen další rychlostní stupeň. Při neočekávané prudké změně jízdy může převodovka mít zařazeno nevhodně, v tom případě pak přeřazení proběhne s malým zpožděním, kdy převodovka musí změnit předřazený rychlostní stupeň na správný a pak teprve pomocí spojek přeřadit.



Obrázek 8: Řez „suchým“ dvouspojkovým tělesem převodovky DQ200 [18]



Obrázek 9: Řez „mokrým“ dvouspojkovým tělesem šestistupňové DSG převodovky DQ 250 [19]

Samotným mechanickým řazením jednotlivých rychlostních stupňů jsou dvouspojkové převodovky shodné s klasickými převodovkami manuálními, pouze funkce řidiče (sešlapávání, resp. pouštění, pedálu spojky a pohyb řadicí pákou) jsou zde nahrazeny pohybem elektrohydraulických ventilů, ovládaných řídicí jednotkou převodovky.

Olejová náplň

Důležitou roli u dvouspojkových převodovek hrají oleje, které, pokud se jedná o převodovku s „mokrou“ spojkou, musí většinou plnit širokou škálu požadavků, mezi které patří zejména:

- Optimální viskozita - mazání spojek, zaručení optimálního tření na lamelách.
- Dobrá tepelná vodivost - odvod tepla z celého systému.
- Nepěnivost - ovládání spojek a změny rychlostních stupňů.
- Mazání ostatních mechanických částí převodovky.
- Ochrana převodovky proti opotřebení a korozi.

Nutno dodat, že požadavky musí být splněny v celém rozsahu pracovních teplot i zatížení a samozřejmě po co nejdelší možnou dobu. U převodovek se „suchou“ spojkou nejsou nároky na oleje takové, protože není potřeba mazat spojku. [20]

2.2 Dvouspojkové převodovky používané ve vozidlech ŠkodaAuto

V současnosti se do vozidel značky Škoda montují dva typy dvouspojkových převodovek. V obou případech jde o DSG převodovky vyvinuté automobilkou VW, a to o model DQ 250 (šestistupňová) a DQ 200 (sedmistupňová).

Tabulka 4: Přehled hlavních parametrů převodovek DQ 250 a DQ 200 [vlastní]

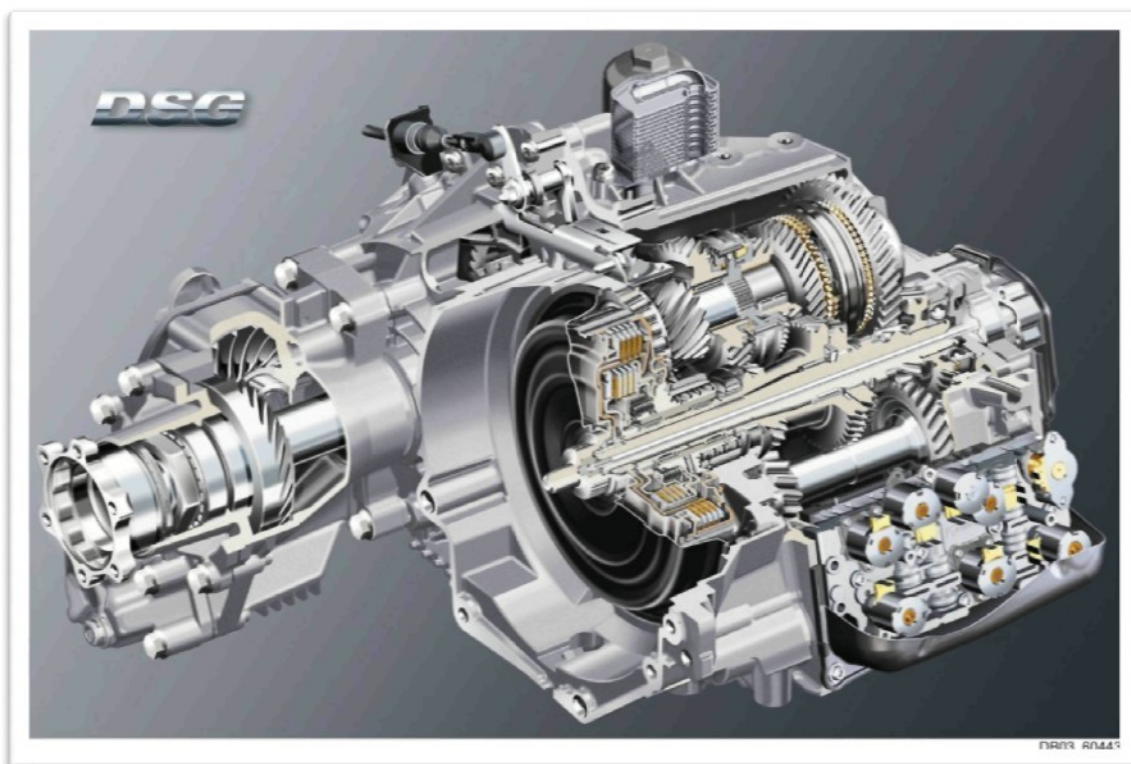
Parametr	Typ převodovky	
Oficiální označení převodovky	DQ 250	DQ 200
Výrobce	Volkswagen AG	Volkswagen AG
Hlavní vývojářská firma	Borg Warner	LuK
Rok zavedení do výroby	2003	2008
Počet vyrobených kusů	1 200 000	250 000
Počet vyráběných kusů za den	750	750
Max. únosný krouticí moment	350 Nm	250 Nm
Počet rychlostních stupňů	6 + 1	7 + 1
Typ spojky	Dvojitá vícelamelová třecí, ponořená v olejové lázni	Dvojitá lamelová „suchá“, třecí
Váha	90 kg	70 kg
Množství oleje	6,5 l	1,7 l (převodový olej)
Max. provozní teplota	150 °C	Neudává se
Princip řadičímho mechanismu	Elektrohydraulický	Elektrohydraulický

Největší rozdíl mezi oběma modely je zcela jistě v použití spojky. U DQ 250 byla použita „mokrá“ spojka, která dokáže přenést větší krouticí momenty než „suchá“ spojka modelu DQ 200. Nicméně je to vyváženo menší celkovou účinností převodovky, způsobenou zejména nutností použití olejového čerpadla a také samotným třením spojky v olejové lázni. Model DQ 250, vývojově o pět let starší, má o jeden rychlostní stupeň méně, takže z hlediska účinnosti převodovky je na tom o něco hůř než jeho novější kolega, protože při vzájemném porovnání sedmistupňový model DQ 200 dokáže lépe kopírovat křivku ideálního zatížení motoru. U DQ 200 bylo možné díky jednomu rychlostnímu stupni navíc položit první více do pomala a umožnit tak snazší rozjezdy. Zároveň je převodový poměr sedmého rychlostního stupně přibližně o 0,32 víc do rychla, což umožňuje jízdu při nižších otáčkách za vysokých rychlostí.

Tabulka 5: Převodové poměry převodovek DQ 250 a DQ 200. Zdroj vlastní a [21]

Parametr	DQ 250	DQ 200	DQ 250	DQ 200
	i		$v[\text{km/h}]; n=2500 \text{ ot/min}, d=0,60\text{m}$	
1	14,05	15,72	20,11	17,98
2	8,32	9,49	33,97	29,79
3	5,89	6,40	47,98	44,21
4	4,38	4,69	64,52	60,34
5	3,49	3,8	80,97	74,47
6	2,89	3,07	97,79	92,10
7		2,57		110,14
R	12,57	17,41	22,48	16,24

Vysvětlivky: d – průměr kola automobilu v metrech; n – otáčky motoru za minutu; v – rychlost vozidla v kilometrech za hodinu; i – celkový převodový poměr převodovky.



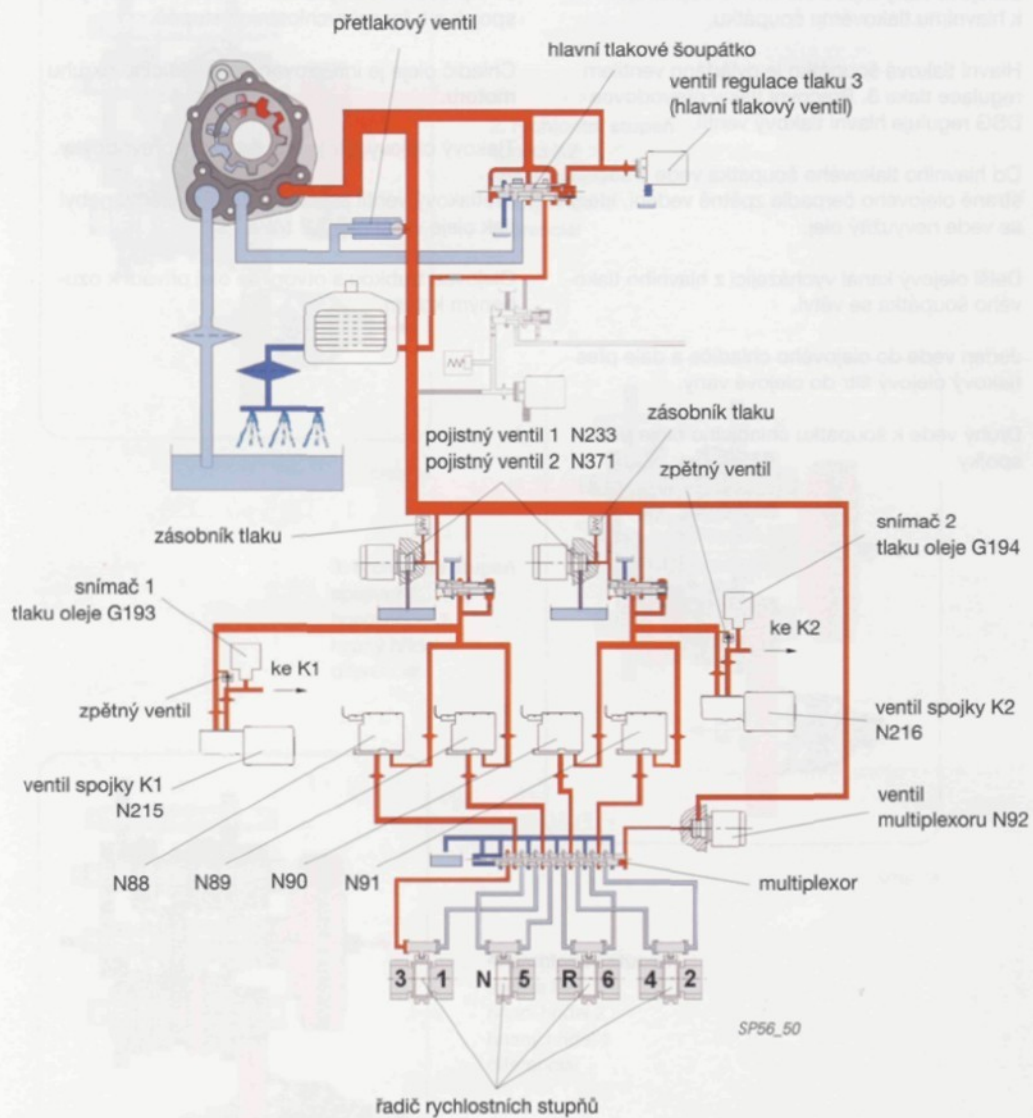
Obrázek 10: Řez převodovkou DQ 250 s mezinápravovým diferenciálem ⁷ Zdroj [19]

⁷ Za pozornost stojí externě umístěný chladič oleje převodovky (v horní části obrázku) a mezinápravový diferenciál (v levé části obrázku).

Hlavní výhody použití „mokrý“ spojky jsou zřejmé – lepší odvod tepla z třecích lamel spojek a tudíž i možnost přenosu větších krouticích momentů. Nicméně mezi další výhody se dá počítat i možnost vcelku elegantního řešení ovládání celé převodovky pomocí tlaku oleje, který je dodáván olejovým čerpadlem nutným k chlazení spojek.

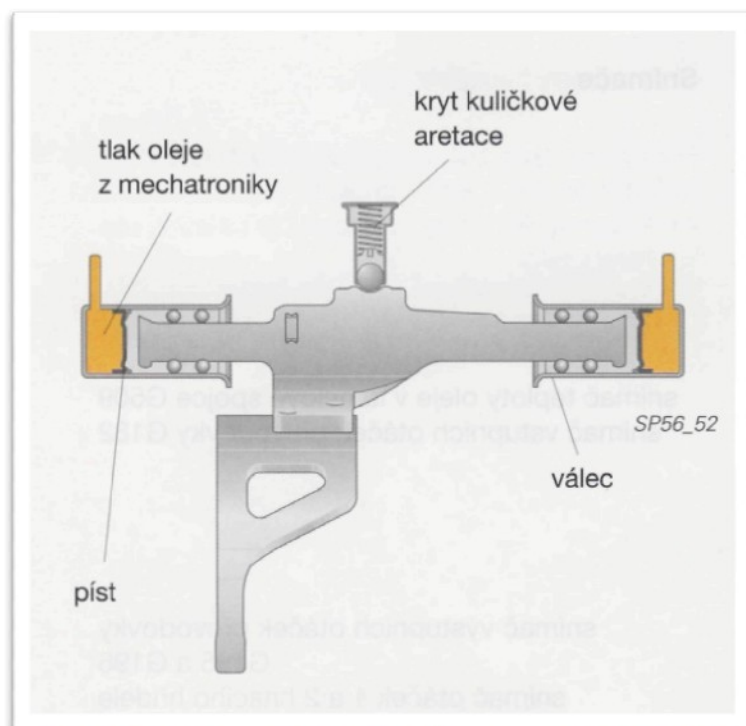
DQ 250 je vybavena zubovým olejovým čerpadlem uloženým na konci vnitřní hnací hřídele převodovky. Čerpadlo je poháněno vlastní hřídelí, procházející v ose skrz obě hnané hřídele, přímo od motoru (otáčky čerpadla jsou tedy stejné jako otáčky motoru) a jeho maximální výkon je 100l/min při tlaku 2 MPa. Proud oleje nasátý z olejové vany, následně přefiltrovaný a přečerpaný čerpadlem, se dělí do dvou větví. Jedna vede do všech ovládacích prvků převodovky (dvě spojky a čtyři řadiče rychlostních stupňů) a druhá vede k hlavnímu tlakovému šoupátku, kde se proud dále znovu dělí na proud jdoucí zpět do čerpadla, zatímco zbytek se dále dělí na olej tekoucí přes chladič na ozubená kola a olej ke chlazení spojek. Chladič oleje je umístěn vně převodovky a je připojen ke chladicímu systému motoru.

Hydraulické prvky v olejovém okruhu



Obrázek 11: Schéma olejového okruhu převodovky DQ250 [22]

Spojky nesmí být v žádném případě obě seplé najednou z důvodu zablokování



Obrázek 12: Schéma ovládání řadicí vidličky převodovky DQ250 [22]

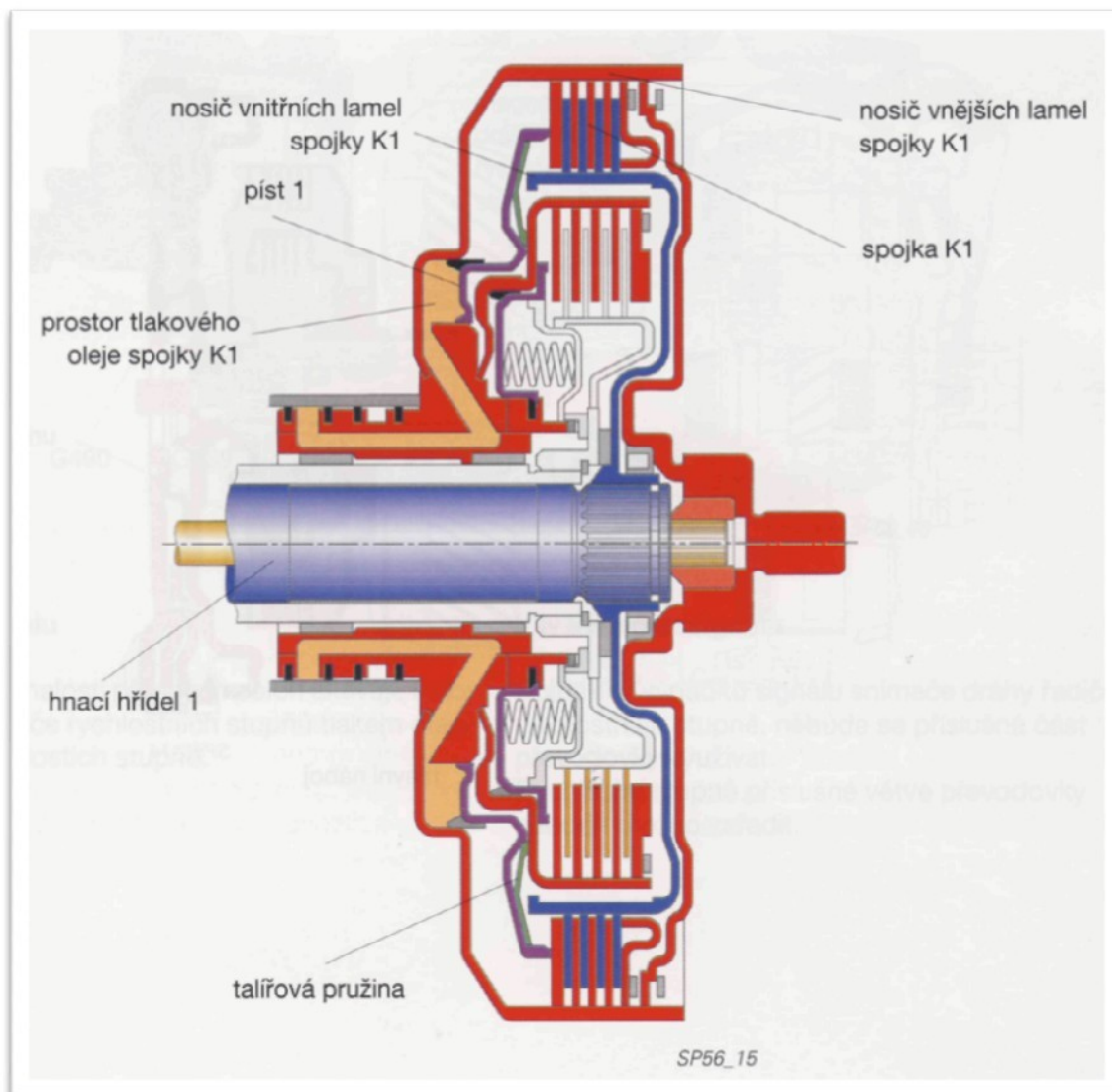
převodovky a případného vážného poškození z toho plynoucího. Proto je výchozím stavem obou spojek rozepnutá poloha. Až následným přivedením tlaku oleje se spojka sepne. Z toho je zřejmé, že převodovka nepřenáší krouticí moment, když v systému není tlak. Výkyvy tlaku oleje v systému plynoucí z přímého pohonu čerpadla motorem řeší

soustava zásobníků tlaku a přetlakový ventil. Maximální tlak oleje v systému je 3,2 MPa.

Řadiče rychlostních stupňů fungují na principu pístu, kde je olej přiváděn střídavě z obou stran podle potřeby. Po zařazení, (vychýlení řadicí vidličky z neutrální pozice), není dále potřeba udržovat v systému řadiče tlak, protože řadicí ozubení je podbroušené a také vidlička sama je udržována ve své poloze pomocí kuličkové aretace, která je součástí skříně převodovky. Na každé řadicí vidličce je umístěn i jeden permanentní magnet, který přes čidlo slouží k snímání polohy vidličky. Otáčky hřídelí jsou snímány pomocí impulzních kol, na nich umístěných

Převodovka má vlastní řídicí mechatrickou jednotku, umístěnou uvnitř, připojenou k olejovému okruhu převodovky, která obsahuje jak výpočetní elektroniku k řízení převodovky, tak i elektrohydraulické akční členy k mechanickému ovládání. Kvůli této kombinaci je jednotka vysoce tepelně namáhána, a proto je maximální přípustná teplota převodového oleje v převodovce 150 °C. Jednotka je připojena k řídicí jednotce vozidla pomocí vícepólové svorkovnice. [22]

Spojka použitá u modelu DQ 250 je ovládaná tlakem oleje převodovky a má dvě sady kruhových lamel po čtyřech, umístěných soustředně. Díky většímu rozdílu vnitřních a vnějších průměrů vnitřních lamel, mají obě sady stejnou velikost třecích ploch. Spojka je konstruována pro celou životnost převodovky, což je přibližně $2 \cdot 10^6$ zařazení. Opotřebení lamel se v průběhu životnosti předpokládá, a aby byla zachována po celou dobu stejná kvalita řazení, je mechatronická jednotka naprogramována ke změně řadicích poloh v průběhu času.



Obrázek 13: Schéma dvouspojkového tělesa převodovky DQ 250 [22]

Skříň převodovky je dvoudílná s dělicí rovinou přibližně v rovině kola stálého převodu diferenciálu, vyrobená litím z hliníkové slitiny. [23] Hřídele jsou vždy uloženy ve dvou

bodech na kuželíkových, případně kuličkových nebo válečkových ložiscích. Souosé hnací hřídele jsou uloženy vzájemně na ložiscích jehličkových, také ve dvou bodech.

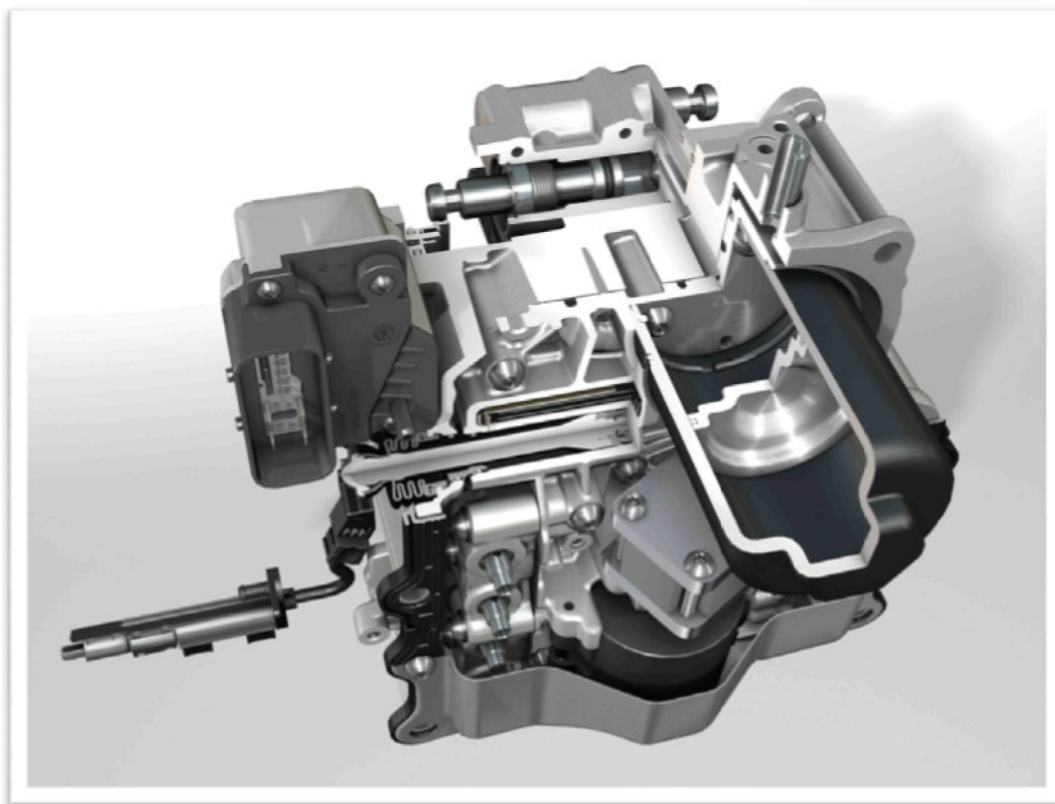
2.2.1 Sedmistupňová DQ 200



Obrázek 14: Rozložená převodovka DQ 200 [18]

Převodovka DQ 200, se od modelu DQ 250 liší zejména v částech přímo souvisejících se změnou typu spojky. Části, které jsou u DQ 250 ovládány tlakem oleje, jsou zde ovládány pákami vystupujícími z profilu mechatronické jednotky umístěné na boku převodovky. Samotná mechatronická jednotka má vlastní uzavřený olejový okruh, kde je olej využíván jako pracovní medium pro posun externě vyvedených pák. Oleje je přibližně 0,5 litru a odlišný od oleje v převodové skříni, který je určen k mazání mechanických částí. Toto rozdělení olejového okruhu na dva má pozitivní vliv na spolehlivost převodovky, protože takto nehrozí nebezpečí ucpání řídicích ventilů mechanickými nečistotami, které mohou vzniknout opotřebením samotných převodů.

Těleso spojky, na rozdíl od „mokrý“ spojky staršího předchůdce, je větší a přenese menší krouticí moment a obsahuje pouze jednu třecí lamelu pro každou hřídel. Obě spojky jsou ovládány soustavou pák z mechatronické jednotky.



Obrázek 15: Mechatronická jednotka převodovky DQ 200⁸; Zdroj [18]

Obě převodovky jsou blokovány při stání pomocí parkovacího kola, akorát zatímco u DQ 250 je parkovací kolo umístěno na těle diferenciálu, u DQ 200 je umístěno na hřídeli zpátečky. Ve zbylých částech se převodovky nijak výrazně neliší. Elektronika je použita jiná, ale její funkce zůstává shodná.

Celkově je tato sedmistupňová převodovka menší a přibližně o 20 kg lehčí. To je dáno zejména nadimenzováním převodů na menší krouticí moment a také jak absencí olejového čerpadla, tak i menším množstvím potřebného oleje.

⁸ Na obrázku jsou dobře vidět páky (dvě z celkových čtyř) ovládající řadící vidličky (na obrázku nahoře) a také jedna ze dvou pák ovládající spojku (na obrázku vlevo uprostřed).

3 Toky výkonu v převodovkách DQ 250 a DQ 200

Charakteristika pohonu vozu Škoda Octavia 1.4 TSi s DSG DQ 200 a silové poměry v převodovce DQ 200

Pro doplnění druhé kapitoly této práce jsou na následujících stránkách zobrazena kinematická schémata obou modelů výše zmiňovaných DSG převodovek. Schémata byla vytištěna každé ve dvou hladinách pro větší názornost. Na podkladových obrázcích je vždy vyobrazen lomený řez skutečnou převodovkou. V levém dolním rohu schématu je vždy zobrazeno skutečné uspořádání jednotlivých hřídelí v prostoru.

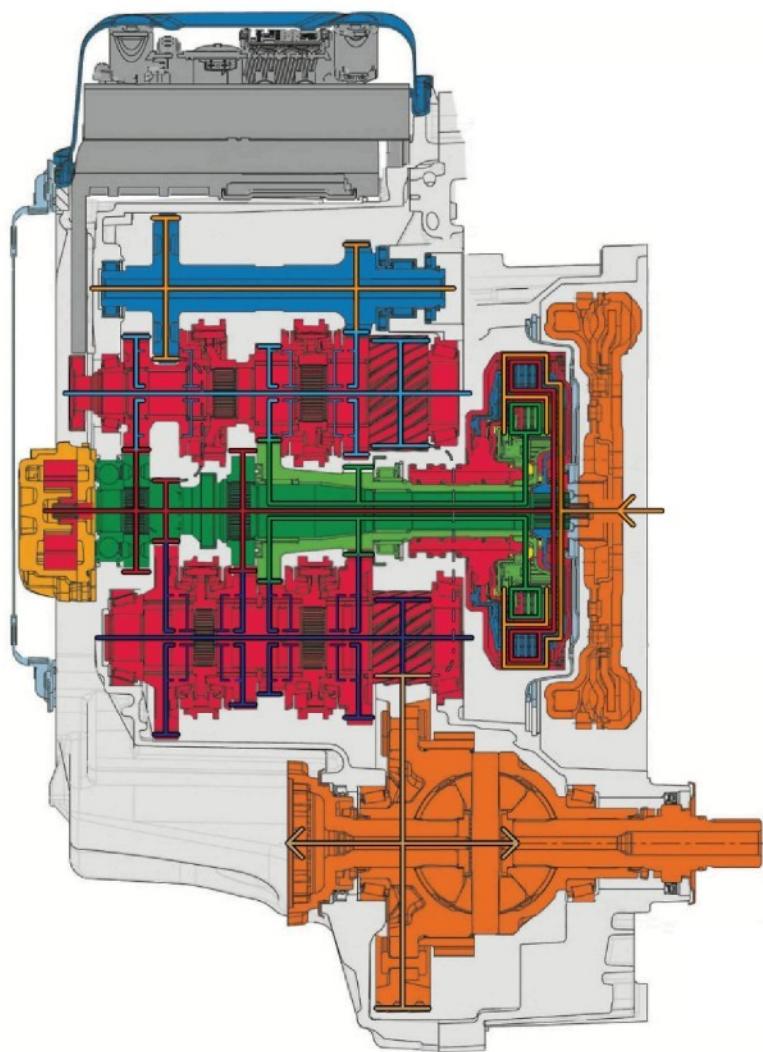
Jedná se o tyto obrázky zobrazené na následujících stranách:

Obrázek 16: Kinematické schéma dvouspojkové DSG převodovky DQ 250 [24]

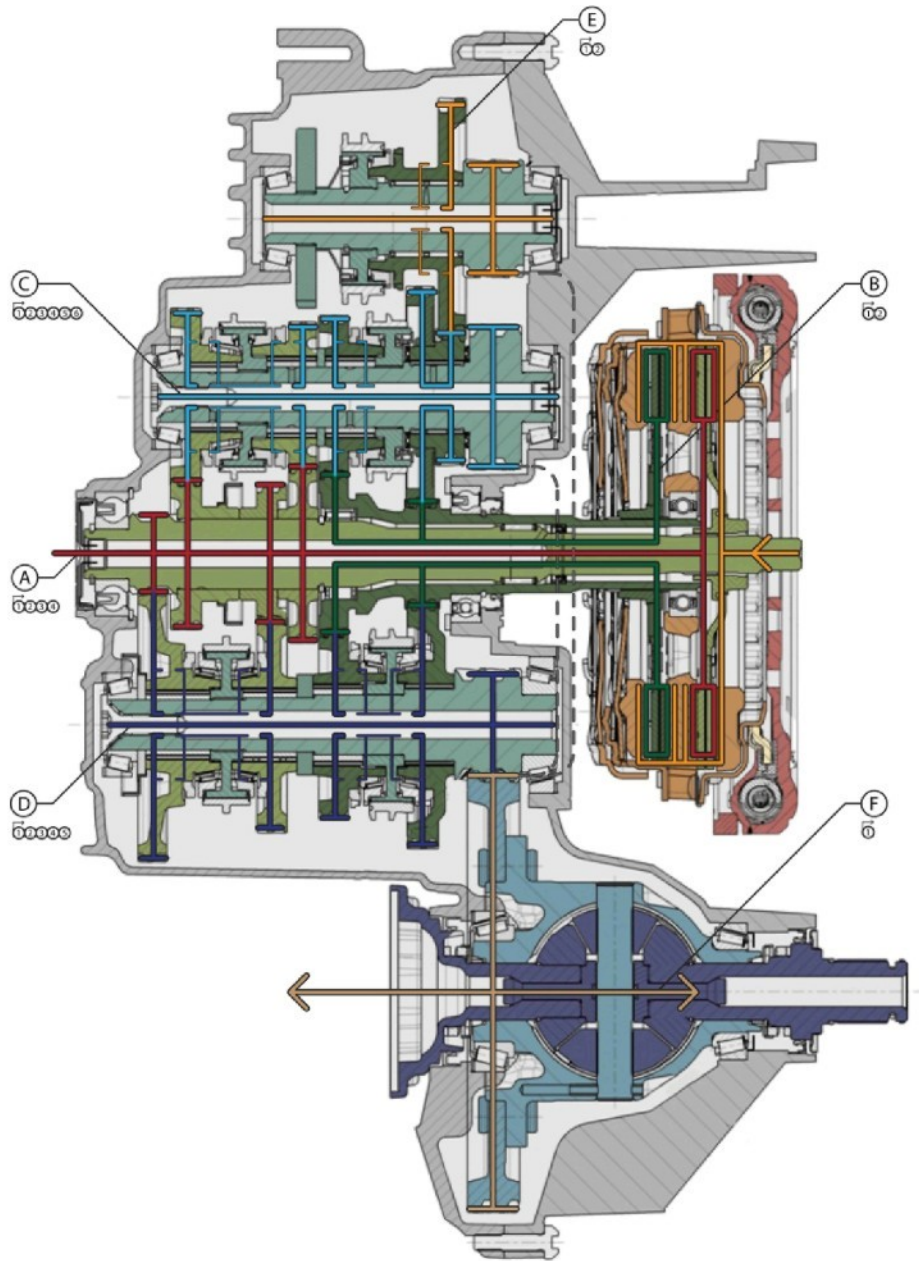
Obrázek 17: Kinematické schéma dvouspojkové DSG převodovky DQ 200 [18]

Poznámka:

Ve schématu převodovky DQ 200 jsou uvedeny popisky jednotlivých hřídelí a kol (pořadí vzrůstající zleva), použitých pro výpočet silových poměrů v převodovce v části 3.1.4 této práce.



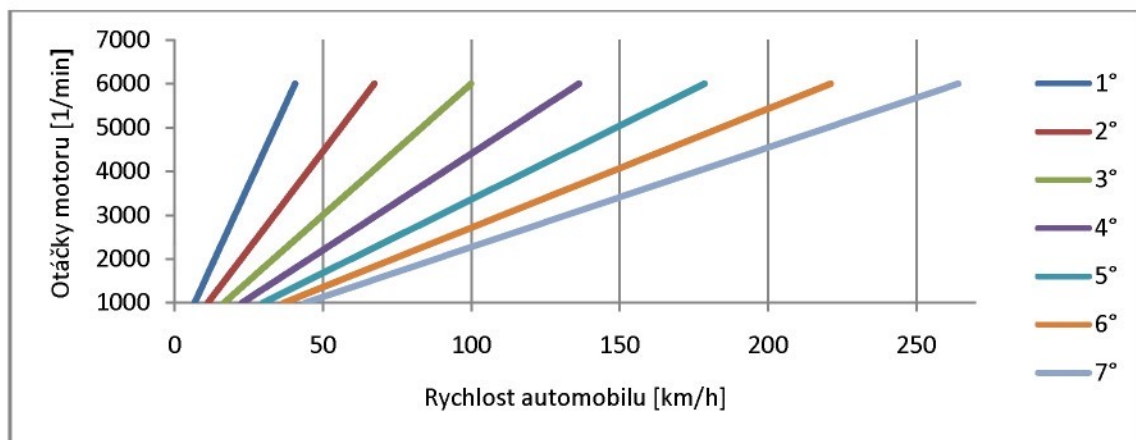
DB02_60791



3.1.1 Toky výkonu v převodovkách DQ 250 a DQ 200

Obě převodovky jsou, co se týče přenosu krouticích momentů, vzájemně velmi podobné. Jediný významný rozdíl, není-li uvažován rozdílný počet rychlostních stupňů každé převodovky, je u řazení zpátečky. U DQ 200 je krouticí moment při jízdě na zpátečku přenášen z jiné hnací hřídele než při prvním rychlostním stupni. Přes hnanou hřídel pro stupně pět, šest a sedm, na hřídel zpětného chodu a pak přímo na stálý převod diferenciálu. U DQ 250 teče krouticí moment ze stejné hnací hřídele, jaká je v záběru při jízdě vpřed na první rychlostní stupeň, přímo na hřídel zpětného chodu, pak na hnanou hřídel používanou pro rychlostní stupně pět a šest a odtud na stálý převod diferenciálu. Jako další rozdíl, již ne tak zásadní, lze uvést rozdílné pořadí kol na hnací hřídeli pro liché rychlostní stupně u obou převodovek, kdy u DQ 200 je to (bráno zleva): 1°, 5°, 3°, 7° a u DQ 250: 5°, 1°, 3°.

3.1.2 Pilový diagram převodovky DQ 200

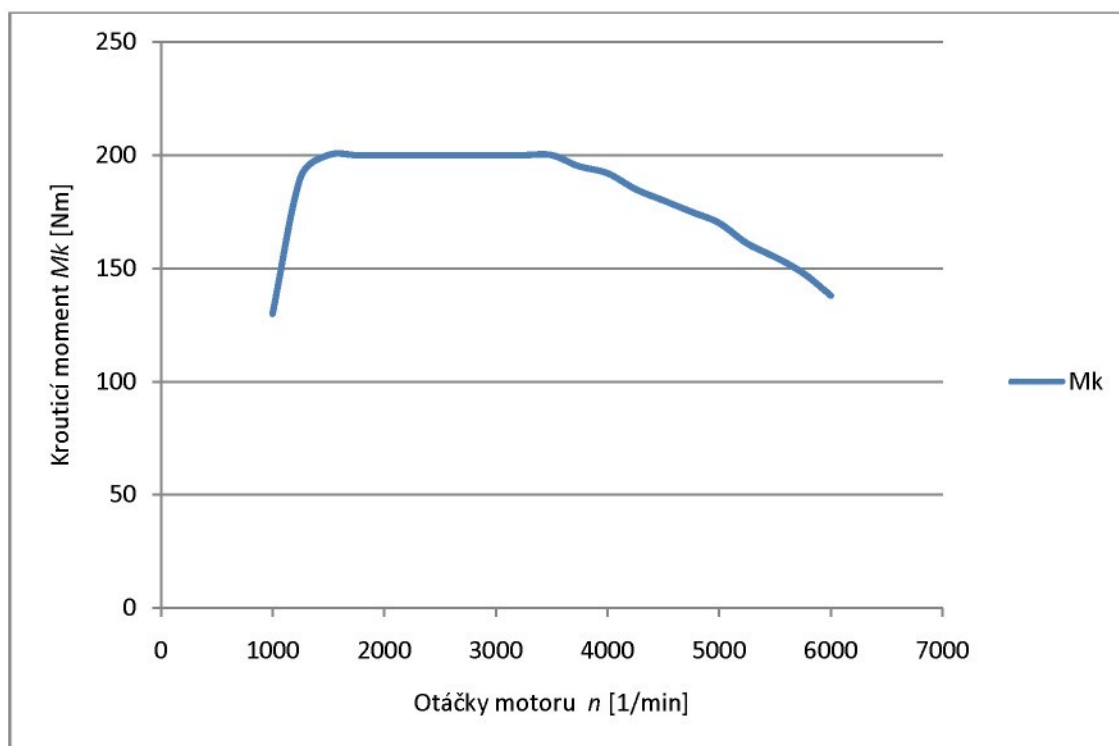


Obrázek 18: Pilový diagram převodovky DQ200 [vlastní]

Pilový diagram byl vypočítán s uvažovaným průměrem kola $d = 0,6\text{m}$, což představuje kolo s 15" ráfkem a střední výškou profilu pneumatiky. Z diagramu je zřejmé, že sedm rychlostních stupňů převodovky umožňuje dobré využití křivky krouticího momentu, protože rozdíly otáček při přeřazení jsou, zvláště u vyšších rychlostních stupňů, velmi malé.

3.1.3 Charakteristika pohonu automobilu Škoda Octavia s motorem 1.4 TSI (90 kW) a DSG převodovkou DQ 200

Jako modelový vůz byl vybrán automobil Škoda Octavia s jednonásobně přeplňovaným benzínovým motorem 1.4 TSI o výkonu 90 kW. Tento motor byl ze všech motorů, které se s převodovkou DQ 200 v současnosti používají, vybrán jako nejzajímavější, protože dohromady s převodovkou představuje novou řadu pohonů koncernu VW, zaměřujících se zejména na dobrou spotřebu a malé emise.



Obrázek 19: Momentová charakteristika motoru 1,4 TSI (90 kW) [24]

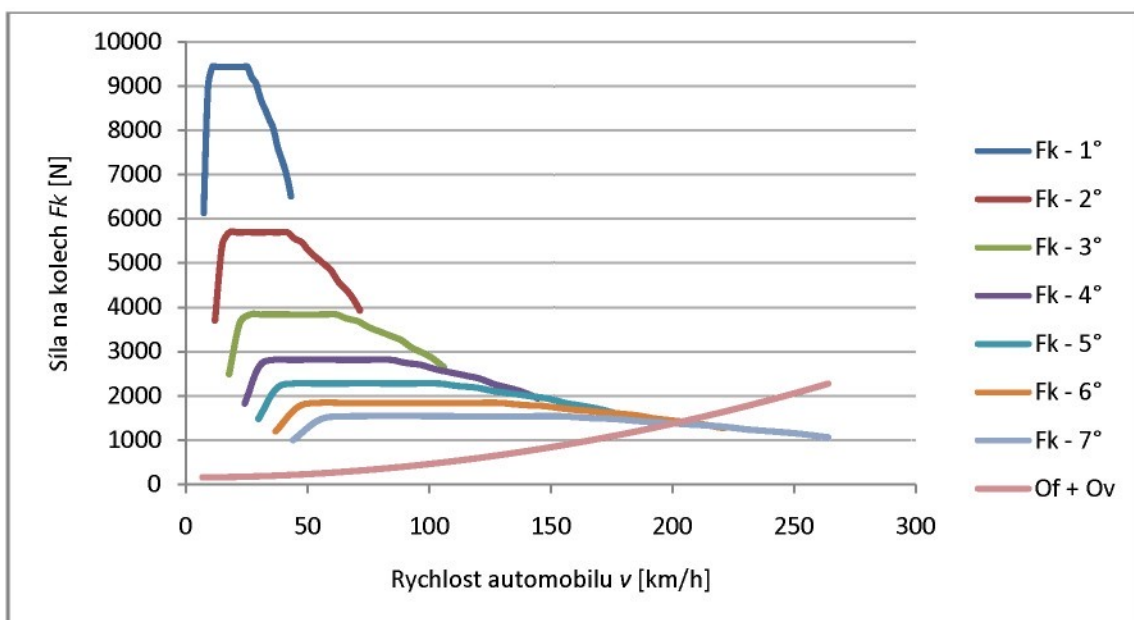
Tabulka 6: Tabulka hodnot potřebných k výpočtu [25]

$\mu(m)^*$	$r(\text{kola})$	S_x	c_x	ρ	f	J_m^*	ΣJ_k^*	m
[-]	[m]	[m ²]	[-]	[kg/m ³]	[-]	[kg.m ²]	[kg.m ²]	[kg]
0,90	0,3	2,1	0,3	1,25	0,012	4,2	0,3	1320

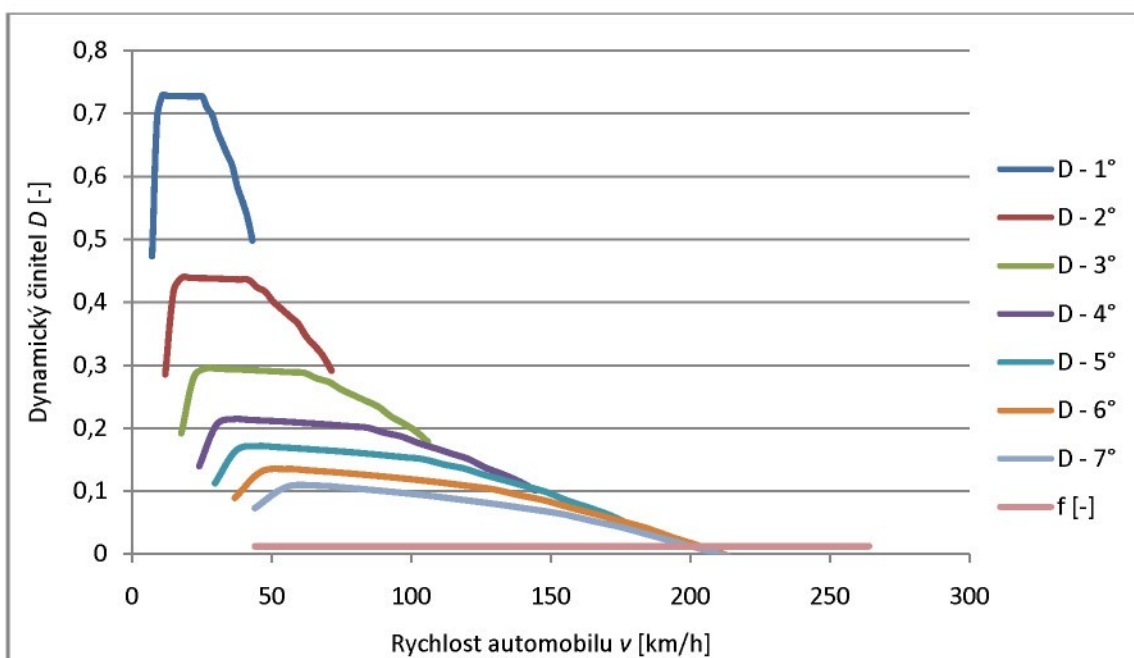
Vysvětlivky: $\mu(m)$ – mechanická účinnost převodů; $r(\text{kola})$ – poloměr kola vozu; S_x – čelní plocha vozu; c_x – koeficient tvaru vozu; ρ – hustota vzduchu prostředí; f – součinitel valivého tření; J_m – moment setrvačnosti motoru; ΣJ_k – moment setrvačnosti rotačních ploch; m – hmotnost vozidla.

Poznámka:

Ne všechny hodnoty bylo možné přesně určit, neboť závisí na konkrétních podmínkách. Proto byly tyto hodnoty zvoleny přibližně s ohledem na běžnou praxi. Tyto hodnoty jsou označeny „“.*



Obrázek 20: Silová charakteristika pohonu v automobilu Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200 se zobrazenou křivkou odporů vzduchu a valení ($Of+Ov$), [vlastní]



Obrázek 21: Dynamická charakteristika pohonu v automobilu Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200 se zobrazením funkce koeficientu valivého odporu (f), [vlastní]

Z charakteristik vyplývá, že teoretická maximální rychlost se pohybuje přesně kolem hranice 200 km/h. Zajímavé je, že podle výpočtů bude nejvyšší rychlost dosažena na šestý rychlostní stupeň, protože při jízdě na sedmý stupeň už motor nemá dostatečnou sílu.

Tabulka 7: Dodatečné výsledky charakteristiky pohonu vozidla Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200, [vlastní výpočty]

Rychlostní stupeň	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°
$i [-]$	16,71	10,08	6,79	4,98	3,80	3,07	2,57
$v(max) [km/h]$	40,61	67,32	99,94	136,26	178,57	202,62	198,03
$F_k(max) [N]$	9867,48	5884,00	3899,64	2797,35	2064,06	1593,84	1254,23
$s(max) [\%]$	99,12	45,56	28,06	19,23	14,69	10,85	8,05
$a(max) [m/s^2]$	2,09	2,25	1,99	1,63	1,37	1,11	0,89

Vysvětlivky: i – celkový převodový poměr; v – maximální rychlost vozidla; F_k – maximální síla na kole při uvažování odporu vzduchu a valivého odporu; $s(max)$ – maximální stoupání vozidla; $a(max)$ – maximální zrychlení vozidla.

Díky plochému průběhu krouticího momentu je vždy maximální síla na kolech při 1500 otáčkách za minutu, kdy vozidlo jede relativně malou rychlostí, ale motor dodává maximální krouticí moment.

3.1.4 Výpočet silových poměrů v převodovce DQ 200

U převodovky byly počítány reakce v jednotlivých soukolích pro maximální přípustný krouticí moment – 250 Nm, aby bylo možné si přibližně představit velikost namáhání jednotlivých komponentů mechanismu. Při výpočtech byl kladen důraz pouze na velikost jednotlivých reakcí, ne již na jejich skutečný směr. Moduly a úhly stoupání ozubení byly uvažovány pro všechna kola převodovky stejné, vyjma kol stálého převodu diferenciálu. Hodnoty, ze kterých výpočet vychází, byly odměřeny ze skutečného modelu. Označení jednotlivých kol použité ve výpočtu je graficky zobrazeno na obrázku č. 16 této práce. Podrobné výpočty silových poměrů jsou uvedeny v příloze č.2.

Tabulka 8: Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]

Kolo	Počet zubů	Průměr valivé kružnice [mm]
A1	17	35,93
A2	34	73,15
A3	32	67,63
A4	44	88,67
B1	41	80,68
B2	22	52,31
C1	40	86,05
C2	35	70,53
C3	39	77,61
C4	45	106,93
C5	26	59,17
C6	22	67,32
D1	64	135,27
D2	49	103,57
D3	46	90,52
D4	50	118,89
D5	17	52,00
E1	53	120,63
E2	17	52,00
F1	71	217,20

Tabulka 9: Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]

Úhly v ozubení [°]:	
α	20,0
β_1	30,0
β_2	34,0

Vysvětlivky: α – úhel záběru ozubení; β_1 – úhel stoupání ozubení všech kol vyjma kol stálého převodu diferenciálu; β_2 – úhel stoupání ozubení kol stálého převodu diferenciálu.

Tabulka 10: Tabulka výsledků výpočtu silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]

Soukolí:	Tečná složka reakce [N]	Radiální složka reakce [N]	Axiální složka reakce [N]	Výsledná síla [N]
A1-D1	13 915,6	5 848,4	8 034,2	17 099,6
A2-C1	6 835,6	2 872,9	3 946,6	8 399,7
A3-D2	7 392,7	3 107,0	4 268,2	9 084,2
A4-C2	5 639,0	2 369,9	3 255,7	6 929,2
B1-D3	6 197,3	2 604,6	3 578,0	7 615,3
B1-C3	6 197,3	2 604,6	3 578,0	7 615,3
B2-D4	9 558,2	4 017,1	5 518,4	11 745,2
B2-C4	9 558,2	4 017,1	5 518,4	11 745,2

C5-E1	17 271,1	7 258,7	9 971,5	21 222,9
E2-F1	40 060,7	17 587,7	27 021,3	51 423,1
C6-F1-5°	8 737,3	3 835,9	5 893,4	11 215,4
D5-F1-1°	36 195,9	15 891,0	24 414,5	46 462,2
D5F1-2°	21 851,2	9 593,3	14 738,8	28 048,9
D5F1-3°	14 722,3	6 463,5	9 930,3	18 898,0
D5F1-4°	10 787,0	4 735,8	7 276,0	13 846,6
C6F1-6°	7 144,1	3 136,4	4 818,7	9 170,3
C6F1-7°	5 907,6	2 593,6	3 984,7	7 583,2

Vysvětlivky: Označení soukolí $XX-YY-Z^\circ$, kde XX a YY jsou označení jednotlivých kol soukolí, Z° je zařazený převodový stupeň.

Hodnoty pod čarou vyznačené kurzívou jsou velikostí menší reakce na určených soukolích při vyšších rychlostních stupních.

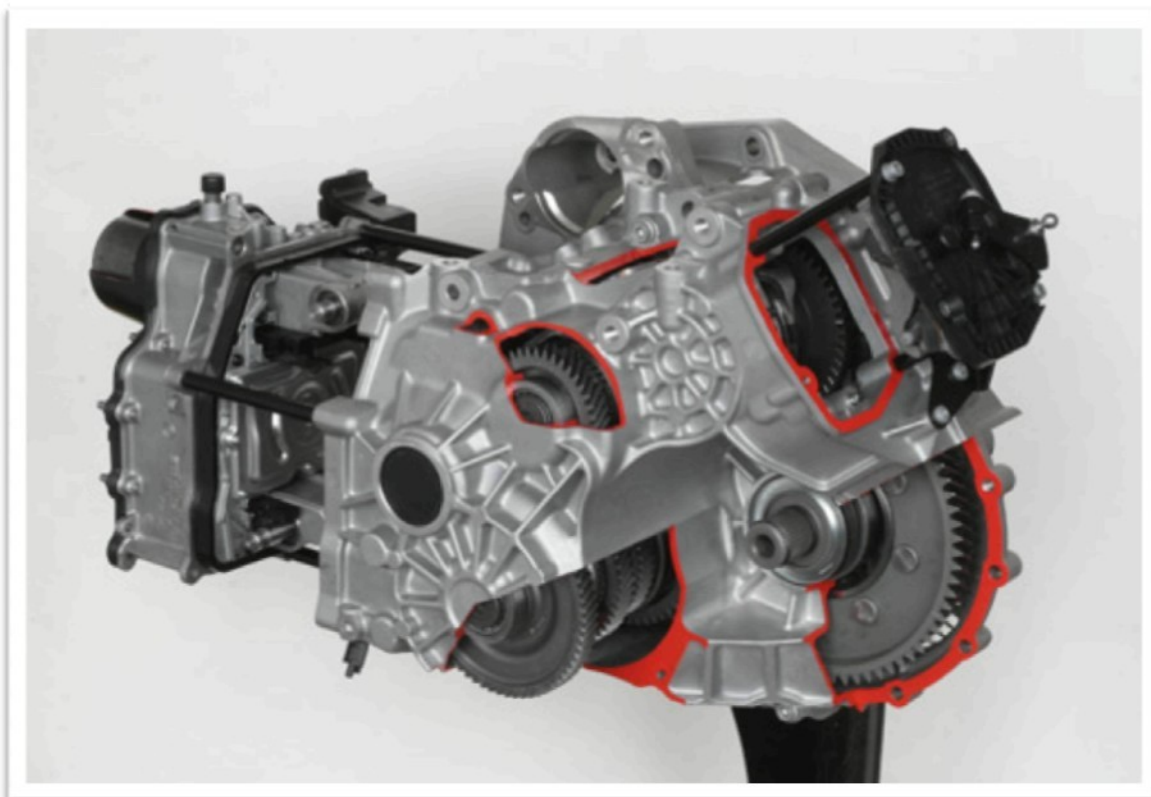
Z výpočtů vyplývá, že jednotlivé síly jsou značné. Je potřeba však upozornit, že tyto síly vznikají zejména při jízdě na malé rychlostní stupně a při maximálním přípustném zatížení, což úplně neodpovídá režimu, ve kterém bude převodovka pravděpodobně provozována nejvíce (nejvyšší rychlostní stupně).

4 Výukový model převodovky DQ 200

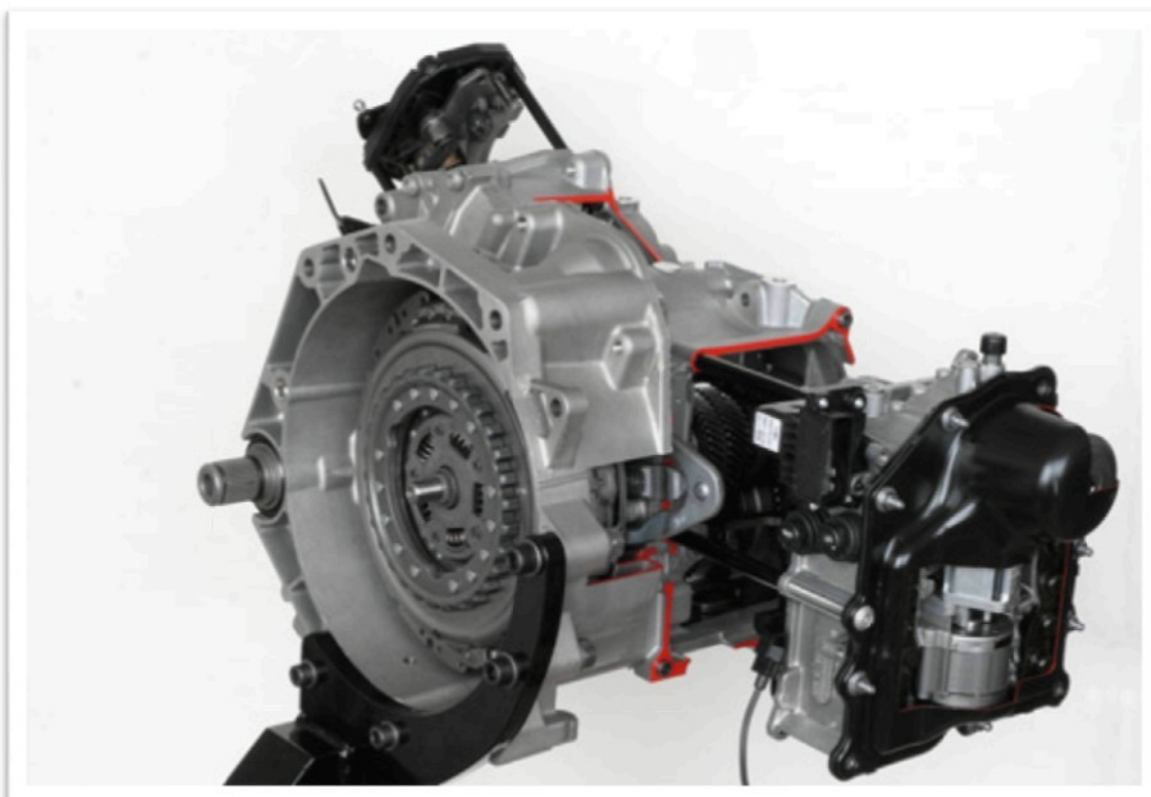
Při tvorbě modelu bylo provedeno celkem 9 řezů v obou částech pláště převodovky za účelem pokud možno co nejlepšího zpřístupnění vnitřních částí. Řezy byly provedeny na manuálně řízené horizontální frézce v laboratořích Katedry vozidel a motorů Technické univerzity v Liberci. Z důvodu přílišné technologické náročnosti nebyl proveden řez spojkovým tělesem, o kterém se delší dobu uvažovalo. Mechatronická jednotka a parkovací mechanismus byly k modelu přimontovány přes prodlužovací tyče, což také umožňuje lepší přístup k vnitřním částem převodovky. Plochy řezů byly natřeny červenou barvou, aby bylo zřejmé, že nejde o původní úpravy. Stojan na výukový model je svařenec z ocelových profilů a laserového výpalku z plechu o tloušťce 16 mm. Byl zhotoven v laboratořích Katedry vozidel a motorů TUL a následně externě práškově lakován černou barvou. Převodovka je na stojanu ve stejné poloze, jako je namontována ve voze.



Obrázek 22: Fotografie celého výukového modelu se svařovaným stojanem, [vlastní]



Obrázek 23: Detail výukového modelu převodovky DQ 200, [vlastní]



Obrázek 24: Detail výukového modelu ze strany od motoru [vlastní]

5 Závěry a doporučení

Dvouspojkové převodovky budou s velkou pravděpodobností převodovkami budoucnosti, zvláště jestliže se podaří výrobcům dostatečně snížit jejich výrobní náklady a umožnit tak těmto převodovkám konkurovat manuálním převodovkám pro osobní automobily nejnižší cenové kategorie. Se stejnou jistotou však nejde již říct, jaký typ spojky tyto převodovky budou mít. Oba principy, jak „mokrý“ tak „suchý“, mají rozdílné výhody a nevýhody a proto se dá soudit, že se budou u budoucích dvouspojkových převodovek objevovat oba typy spojky.

Protože byly oba modely DSG převodovek, jak šestistupňová DQ 250, tak i novější sedmistupňová DQ 200, navrženy, aby se vzájemně na trhu doplňovaly a ne nahradily, nelze řádně tyto srovnávat. Přesto by se dalo použití „suché“ spojky u DQ 200 považovat jako jistý technologický pokrok, protože zvyšuje celkovou mechanickou účinnost převodovky. Toto je ovšem vyváжено menším maximálním přenositelným krouticím momentem na rozdíl od starší DQ 250. Dalším podobným krokem kupředu by mohl být jeden rychlostní stupeň navíc, který umožňuje lepší pokrytí momentové charakteristiky uvažovaného motoru, ale i ten je ovlivněn menším maximálním krouticím momentem, protože převody nemusí být tak masivní a je proto možné jeden přidat při zachování přibližně stejných rozměrů.

6 Použité zdroje a literatura

1. Wikipedia. *en.wikipedia.org*. [Online] 2009. http://en.wikipedia.org/wiki/Twin-clutch_gearbox.
2. H-Histomobile. [Online] 2009.
http://www.histomobile.com/dvd_histomobile/histomo/tech/122-2.asp.
3. News Auto. *news.auto.cz*. [Online] 2009. <http://news.auto.cz/nove-modely/vw-golf-r32-prvni-seriove-pouziti-prevodovky-dsg.html>.
4. Dual Clutch Transmissions. [Online] 2009. <http://www.dctfacts.com/hmStory5a.asp>.
5. Eurocar | blog. [Online] 2009. <http://www.eurocarblogger.com/post/677/the-new-audi-s-tronic-7-speed-gearbox>.
6. *Dual Clutch Transmissions*. [Online] 2009.
http://www.dctfacts.com/indusln_pg3.asp.
7. Dual Clutch Transmissions. [Online] 2009. <http://www.dctfacts.com/hmStory1e.asp>.
8. Dual Clutch Transmission. [Online] 2009. <http://www.dctfacts.com/hmStory1f.asp>.
9. Motor Authority. [Online] 2009. <http://www.motorauthority.com/zf-developing-new-8-speed-auto-for-bmw.html>.
10. Dual Clutch Transmissions. [Online] 2009.
http://www.dctfacts.com/lnws_pg10a.asp.
11. Automobiles Rewieu. [Online] 2008. <http://www.automobilesreview.com/auto-news/smooth-powershift-gearbox-cuts-fuel-consumption-by-8-percent-in-the-volvo-c30-s40-and-v50/1087/>.
12. CSM Worldwide, Inc. [Online] 2009.
13. Dual Clutch Transmissions. [Online] 2009.
<http://www.dctfacts.com/hmStory5a.asp>.
14. IHS Global Insight. [Online] 2009. <http://www.globalinsight.com/>.
15. Dual Clutch Transmissions. [Online] 2009.
<http://www.dctfacts.com/hmStory1b.asp>.
16. Drive System Design. [Online] 2009.
<http://www.drivesystemdesign.com/index.html>.

17. Automotorevue. [Online] 2008.
<http://www.automotorevue.cz/auto/technika/dvouspojko-va-prevodovka-dsg-pdk-dkg.html>.
18. The German Car Blog. [Online] 2009.
http://www.germancarblog.com/2008_01_01_archive.html.
19. About.com. [Online] 2009.
<http://cars.about.com/od/thingsyouneedtoknow/ig/VW-Audi-DSG-S-tronic-transmiss/>.
20. [Online] 2009. <http://www.dctfacts.com/hmStory2a.asp>.
21. VWvortex. [Online] 2009. [VWvortex.com](http://www.vwvortex.com).
22. **Auto, Škoda.** *Automatická převodovka DSG-02E, dílenská učební pomůcka.* 2008.
23. **Hadler, Dr. Jens.** Přednáška na TUL. 27.5.2009.
24. Holt.us. [Online] 2009. http://www.holt.us/tdi/vw_dsg_diagram_lg.jpg.
25. Green Car Congress. [Online] June 2009.
http://www.greencarcongress.com/2007/05/vws_new_90_kw_v.html.
26. Auto CZ. [Online] 2009. <http://news.auto.cz/aktuality/kompletni-technicka-data-nove-octavie.html>.
27. Volkswagen CZ. [Online] <http://www.volkswagen.cz>.
28. CRF - Czech Rally Fans. www.rallyfans.info. [Online] 2009.
<http://www.rallyfans.info/audi-sport-quattro-s1-ing-otakar-gregora-díl-druhýUT>.
29. **Švec, Vladimír.** *Části a mechanismy strojů, příklady.* Praha : ČVUT, 2003.
30. **Fiala, Svoboda, Šťastný.** *Strojnické tabulky/3.* Praha : SNTL, 1989.

7 Seznam tabulek

Tabulka 1: Současné použití dvoustupňových převodovek ve vozidlech koncernu VW	13
Tabulka 2: Prodej dvoustupňových převodovek v zemích západní Evropy [12]	16
Tabulka 3: Podíl Evropy na celkové produkci DSG převodovek, prognóza do 2015 [14]	17
Tabulka 4: Přehled hlavních parametrů převodovek DQ 250 a DQ 200 [vlastní]	25
Tabulka 5: Převodové poměry převodovek DQ 250 a DQ 200. Zdroj vlastní a [21]	26
Tabulka 6: Tabulka hodnot potřebných k výpočtu [25]	39
Tabulka 7: Dodatečné výsledky charakteristiky pohonu vozidla Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200, [vlastní výpočty]	41
Tabulka 8: Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]	42
Tabulka 9: Tabulka vstupních hodnot pro výpočet silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]	42
Tabulka 10: Tabulka výsledků výpočtu silových poměrů v převodovce DQ200 [vlastní]	42

8 Seznam obrázků

Obrázek 1: Schéma dvouspojkové převodovky vynalezené inženýrem Kégresse roku 1935 [2]	10
Obrázek 2: Řez sedmistupňovou dvouspojkovou převodovkou Audi DL 501 se středovým diferenciálem [5]	13
Obrázek 3: Řez šestistupňovou dvouspojkovou převodovkou Volvo Powershift; Zdroj [11]	15
Obrázek 4: Vedle sebe uložené „mokré“ spojky LCDCT převodovky BorgWarner, model DT 170 [15].....	19
Obrázek 5: LCDCT převodovka Getrag [15]	20
Obrázek 6: Přibližné ceny nízkonákladových převodovek dle typů v £ (1 GBP= 0.8758 EUR k 22. 05. 09) [16]	20
Obrázek 7: Schéma sedmistupňové DSG převodovky [17]	22
Obrázek 8: Řez „suchým“ dvouspojkovým tělesem převodovky DQ200 [18].....	23
Obrázek 9: Řez „mokrým“ dvouspojkovým tělesem šestistupňové DSG převodovky DQ 250 [19]	23
Obrázek 10: Řez převodovkou DQ 250 s mezinápravovým diferenciálem Zdroj [19] ...	26
Obrázek 11: Schéma olejového okruhu převodovky DQ250 [22]	28
Obrázek 12: Schéma ovládání řadicí vidličky převodovky DQ250 [22]	29
Obrázek 13: Schéma dvouspojkového tělesa převodovky DQ 250 [22]	30
Obrázek 14: Rozložená převodovka DQ 200 [18]	31
Obrázek 15: Mechatronická jednotka převodovky DQ 200 ; Zdroj [18].....	32
Obrázek 16: Kinematické schéma dvouspojkové DSG převodovky DQ 250 [24]	33
Obrázek 17: Kinematické schéma dvouspojkové DSG převodovky DQ 200 [18]	33
Obrázek 18: Pilový diagram převodovky DQ200 [vlastní]	38
Obrázek 19: Momentová charakteristika motoru 1,4 TSI (90 kW) [24]	39
Obrázek 20: Silová charakteristika pohonu v automobilu Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200 se zobrazenou křivkou odporů vzduchu a valení (Of+Ov), [vlastní].....	40

Obrázek 21: Dynamická charakteristika pohonu v automobilu Škoda Octavia 1.4 TSI o výkonu 90 kW s převodovkou DQ200 se zobrazením funkce koeficientu valivého odporu (f), [vlastní]	40
Obrázek 22: Fotografie celého výukového modelu se svařovaným stojanem, [vlastní]	45
Obrázek 23: Detail výukového modelu převodovky DQ 200, [vlastní]	46
Obrázek 24: Detail výukového modelu ze strany od motoru [vlastní]	46

9 Seznam příloh

Příloha 1: Výpočet charakteristik pohonu automobilu Škoda Octavia s motorem 1.4 TSI (90 kW) a DSG převodovkou DQ 200

Příloha 2: Detailní výpočet silových poměrů v převodovce DQ 200

Příloha 3: Výkres stojanu na výukový model převodovky.

Příloha 1:

Výpočet charakteristik pohonu automobilu Škoda Octavia s motorem 1.4 TSI (90 kW) a DSG převodovkou DQ 200

Výpočet hodnot pilového diagramu:

Vstupní hodnoty:

i_x [1] – celkový převodový poměr pro určitý rychlostní stupeň, kde X je číslo stupně

d [m] – uvažovaný průměr kola automobilu

n [1/min] – otáčky motoru

Výpočet rychlosti automobilu v [km/h]:

$$v = \frac{n * \pi * d * 60}{1000 * i_x}$$

Výpočet hodnot charakteristik pohonu automobilu Škoda Octavia s motorem 1.4 TSI (90 kW) a DSG převodovkou DQ 200:

Vstupní hodnoty:

M_k [Nm] – Krouticí moment motoru jako funkce otáček motoru

i_x [1] – celkový převodový poměr pro určitý rychlostní stupeň, kde X je číslo stupně

μ [1] – celková mechanická účinnost převodovky

r [m] – poloměr uvažovaného kola automobilu

ρ [kg/m³] – hustota vzduchu

c_x [1] – součinitel odporu vzduchu vozidla

S_x [m²] – čelní plocha vozu

$g \text{ [m/s}^2\text{]}$ – gravitační zrychlení = 9,81

$m \text{ [kg]}$ – hmotnost vozu

$J_m \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – moment setrvačnosti motoru

$\Sigma J_k \text{ [kg/m}^3\text{]}$ – moment setrvačnosti rotačních ploch

Výpočet síly na kolech F_{kx} [N] pro jednotlivé rychlostní stupně a otáčky:

$$F_{kx} = \frac{M_k * i_x * \mu}{r}$$

Výpočet odporu vzduchu O_v [N] pro jednotlivé rychlostní stupně a otáčky:

$$O_v = \frac{1}{2} * \rho * c_x * S_x * v^2$$

Poznámka: Odpor větru se neuvažuje.

Výpočet dynamického činitele D [1] pro jednotlivé rychlostní stupně a otáčky:

$$D = \frac{F_{kx} - O_v}{m * g}$$

Výpočet valivého odporu O_f [N] pro jednotlivé rychlostní stupně a otáčky:

$$O_f = f * m * g$$

Poznámka: Předpokládá se jízda po rovině.

Určení maximální rychlosti vozidla v_{max} pro jednotlivé rychlostní stupně:

Maximální rychlost se určuje ze silové nebo dynamické charakteristiky. Jedná se o bod, kde buď končí křivka průběhu sledované veličiny charakteristiky při maximální rychlosti, v případě, že křivka sledované veličiny neprotíná křivku odporové síly $O_f + O_v$, resp křivku součinitele valivého odporu f , nebo je to právě hodnota rychlosti v tomto průsečíku. Průsečík značí bod, kdy se síla motoru rovná součtu odporových sil působících na vozidlo.

Určení maximální síly na kolech $F_{k(max)}$ pro jednotlivé rychlostní stupně:

Maximální síla na kolech se určuje ze silové charakteristiky a jedná se o maximální velikost rozdílu mezi silou F_k a $O_f + O_v$.

Výpočet maximálního stoupání vozidla s [%] pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$s = tg \frac{\alpha}{100} \quad \text{kde} \quad \alpha = \arctg \frac{F_{k(max)} - O_f - O_v}{m * g}$$

Poznámka: vzorec pro výpočet α (úhel stoupání [°]) je zjednodušen za předpokladu: $\cos \alpha = 1$
a zároveň $\sin \alpha = tg \alpha$

Výpočet maximálního zrychlení vozidla a [m/s²] pro jednotlivé rychlostní stupně:

$$a = \frac{F_{k(max)}}{\xi * m} \quad \text{kde} \quad \xi = 1 + \frac{J_m * i_x^2 * \mu * \Sigma J_k}{r^2 * m}$$

ξ [1] je součinitel rotačních ploch.

Příloha č. 2

Detailní výpočet silových poměrů v sedmistupňové DSG převodovce DQ 200

Vstupní hodnoty výpočtu:

M_k [Nm] – Krouticí moment motoru

r_x [m] - poloměr prvního kola soukolí ve směru toku krouticího momentu od motoru

i_x [1] - Celkový převodový poměr všech soukolí, která jsou zařazena před počítaným soukolím ve směru od motoru.

β_x [°] - úhel stoupání zubů počítaného ozubení

α [°] - úhel záběru počítaného ozubení

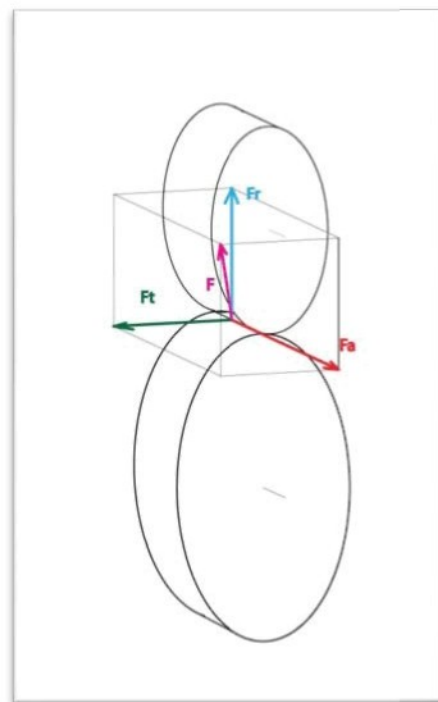


Schéma rozložení složek reakcí v prostoru

Výpočet tečné složky reakce na soukolí F_t [N]:

$$F_t = \frac{M_k}{r_x}$$

Krouticí moment M_k pro hřídele A a B je shodný s krouticím momentem motoru M_m ($i_x = 1$), pro ostatní hřídele se musí přepočítávat podle vzorce:

$$M_k = M_m * i_x$$

Poznámka: Mechanické ztráty na soukolích jsou zanedbávány.

Výpočet radiální F_r [N] a axiální F_a [N] složky reakce na soukolí:

$$F_r = F_t * \frac{\tan \alpha}{\cos \beta_x}; \quad F_a = F_t * \tan \beta_x$$

Výpočet výsledné reakce ze složek F [N]:

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2}$$

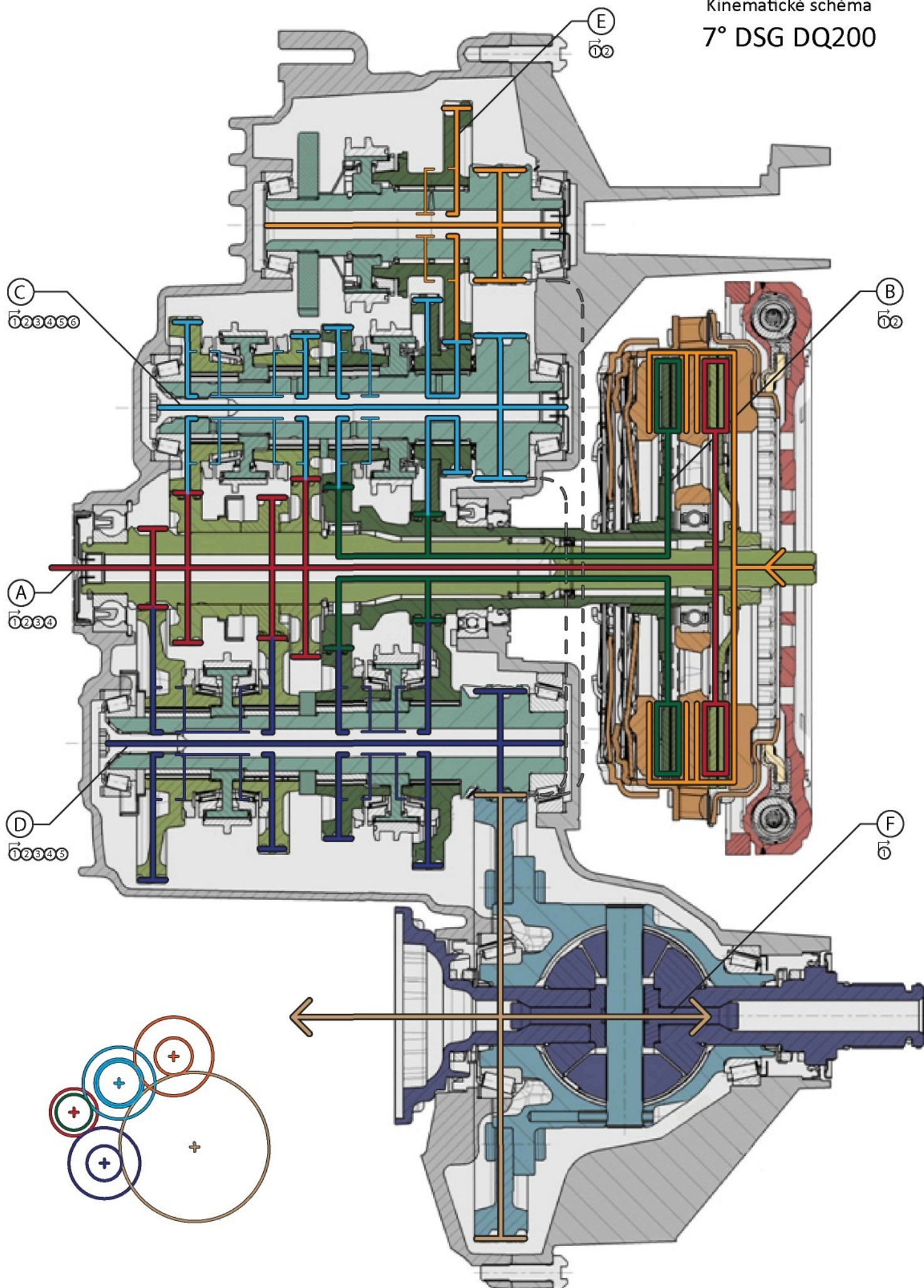
Vzorce byly převzaty z publikace:

Švec, Vladimír. *Části a mechanismy strojů, příklady*. Praha : ČVUT, 2003.

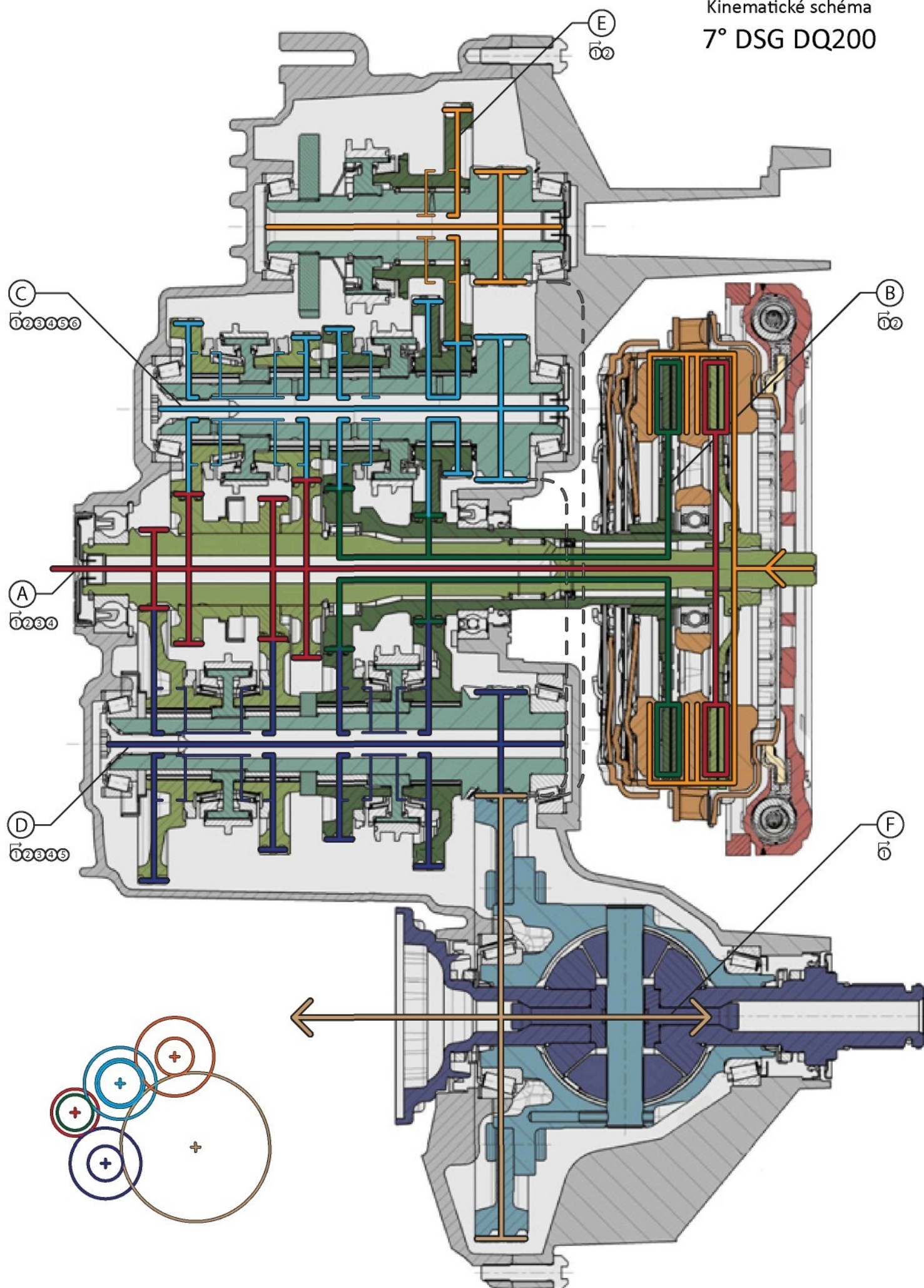
Příloha 1:

Výkres stojanu na výukový model převodovky

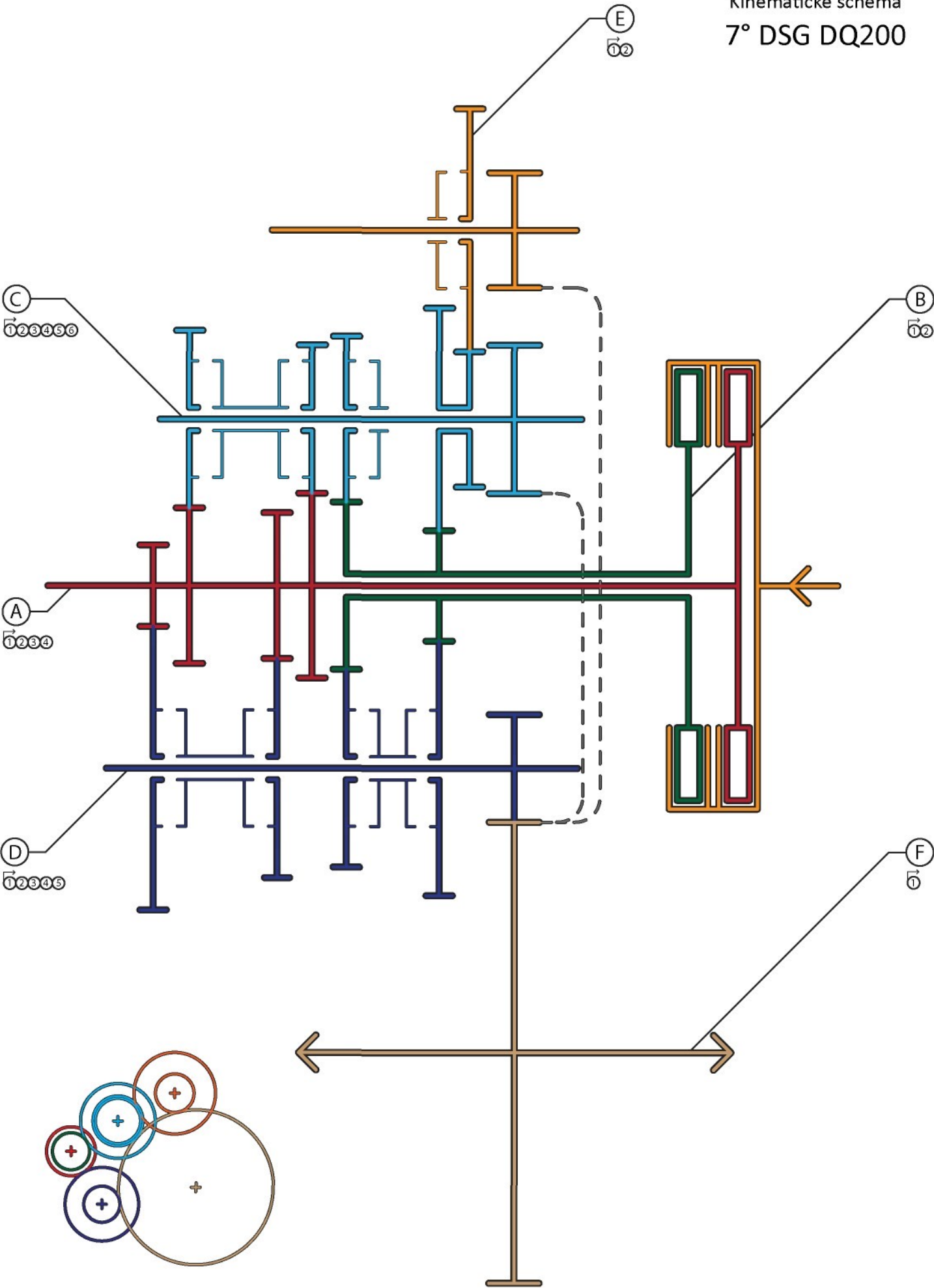
Kinematické schéma
7° DSG DQ200



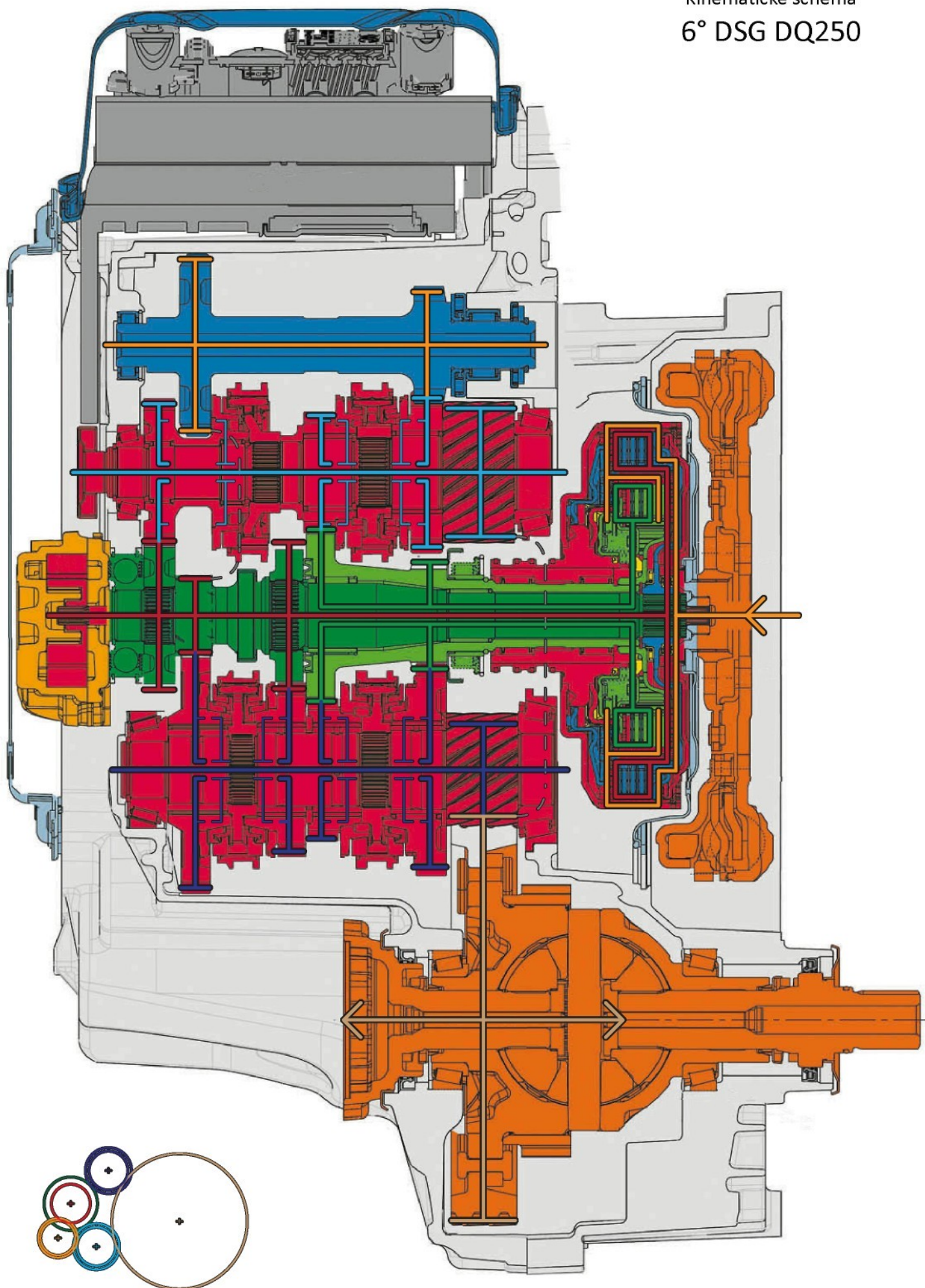
Kinematické schéma
7° DSG DQ200

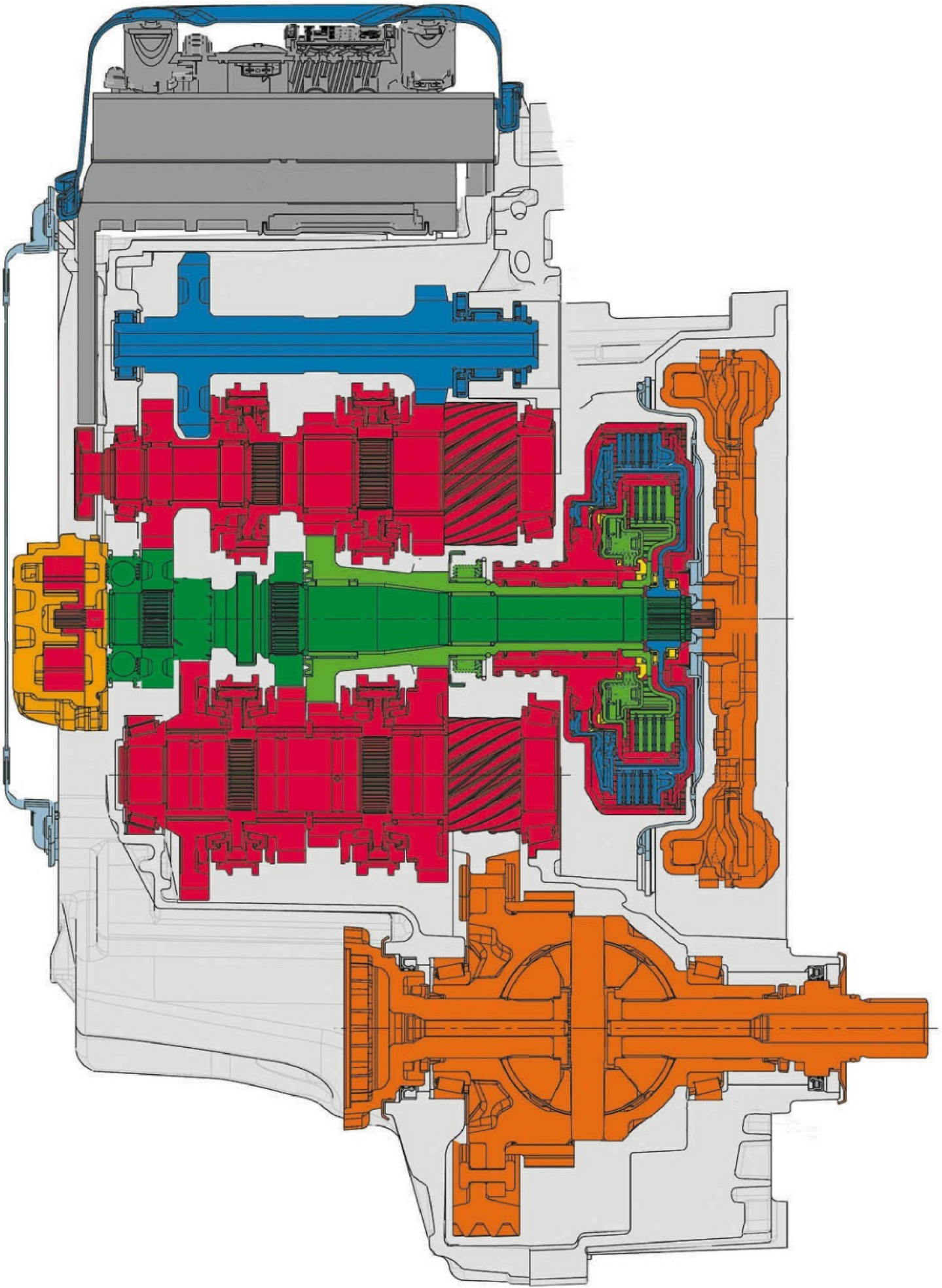


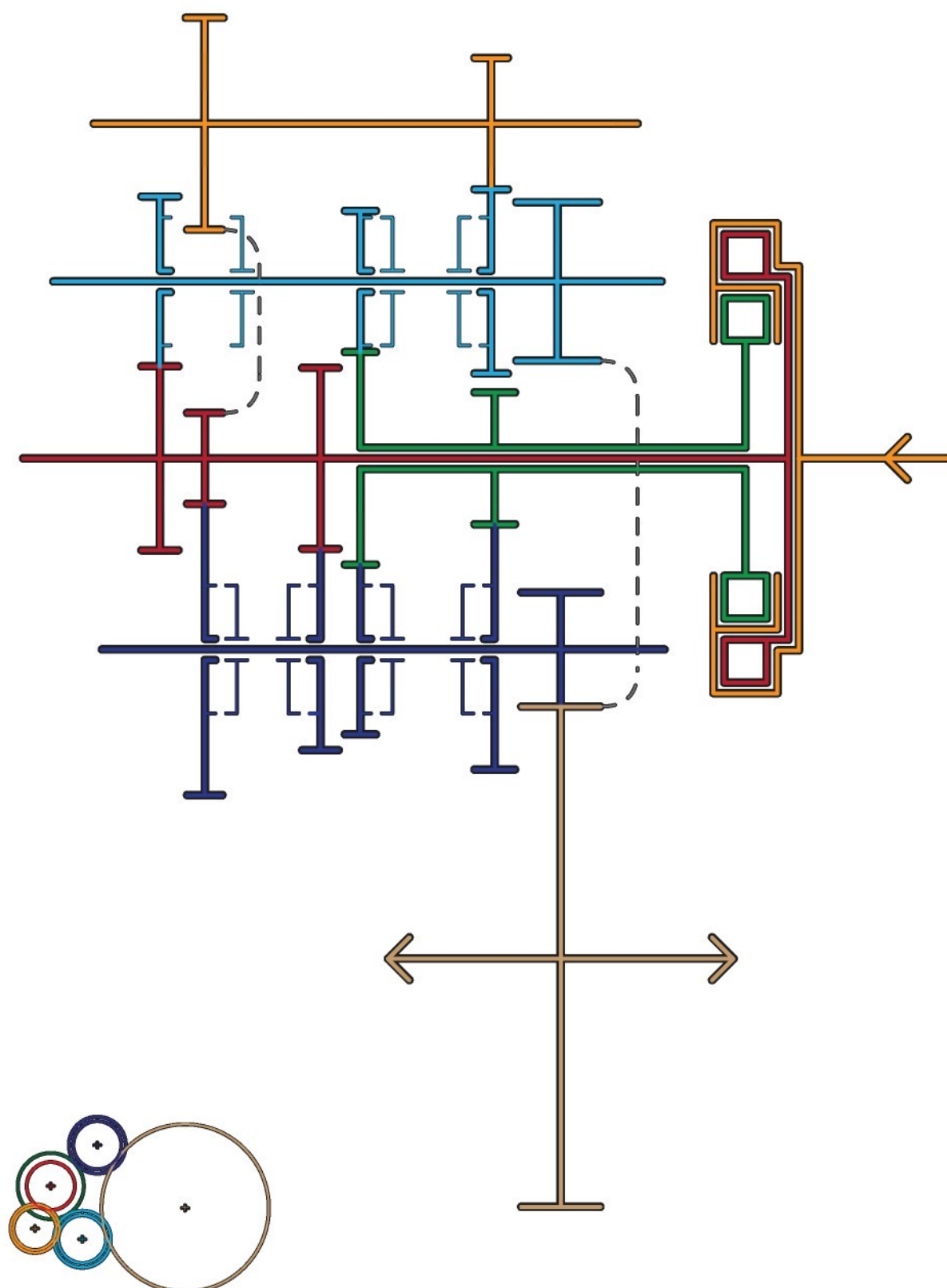
Kinematické schéma
7° DSG DQ200

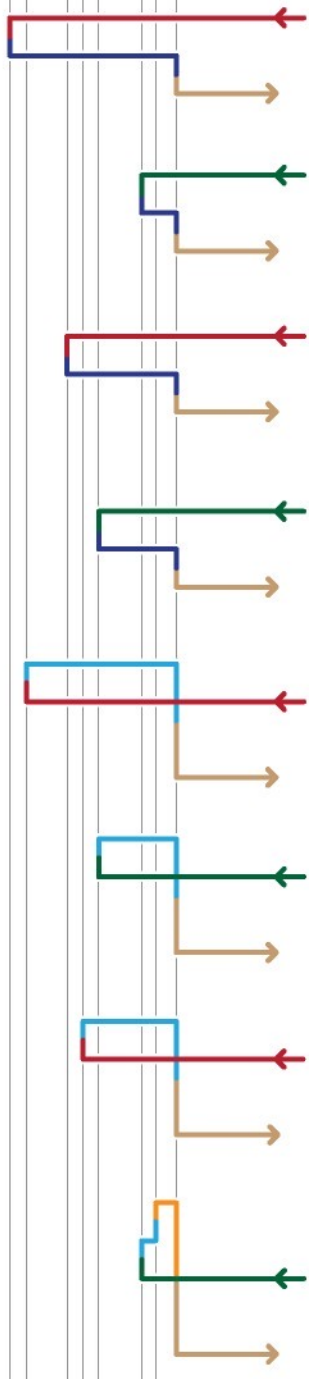
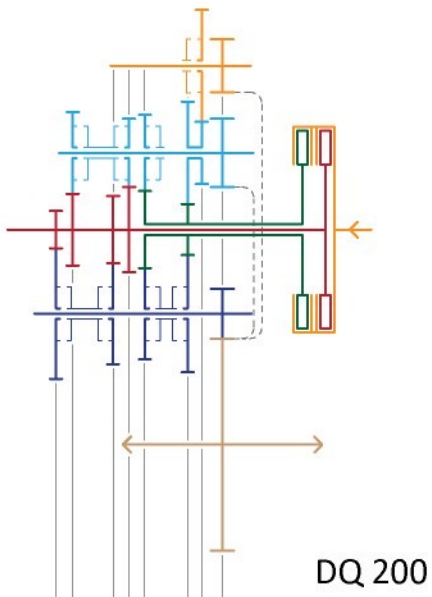


Kinematické schéma
6° DSG DQ250









1°

2°

3°

4°

5°

6°

7°

R

