

Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу



Назив студијског програма: Машинско инжењерство

Ниво студија: Основне академске студије

Модул: Моторна возила и мотори

Предмет: Конструкција и прорачун МВ

Број индекса: 41/2010

Бојан Н. Елез

Погонска полувратила-Прорачунски режими завршни рад

Комисија за преглед и одбрану:

1. Др Јасна Глишовић, доцент – ментор

2. _____

3. _____

Датум одбране: _____

Оцена: _____

У оквиру овог завршног рада кандидат треба да:

- у уводним разматрањима објасни основне елементе погонског моста,
- опише вратила као машински елемент и специфичности погонских полувратила
- објасни значај начина улежиштења код погонских полувратила за случај зависног система ослањања
- извршити прорачун потпуно растерећених вратила тешког теретног возила.

Препоручена литература:

[1] Стефановић, А.: Друмска возила-основи конструкције, Центар за моторе и моторна возила Машинског факултета у Нишу и Центар за безбедност Машинског факултета у Крагујевцу, 2010

[2] Филиповић, И.: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006

[3] Данев, Д.: Конструкција на моторните возила, Машински факултет Скопље, Скопље 2000

Крагујевац 12.12.2015

ментор:
Др Јасна Глишовић, доцент

Резиме

Предмет овог завршног рада је улога и прорачун погонских полувратила код моторних возила. Полазећи од објашњења основних елемената погонских мостова међу којима се налази и погонско полувратило, описана су вратила као основни машински елементи, специфичностима погонских вратила, као и значај начина улежиштења код погонских полувратила за случај зависног система ослањања. На крају је извршен прорачун погонских вратила тешког теретног возила.

Кључне речи: полувратило, зависно ослањање, прорачун, тешко теретно возило

ABSTRACT

The task and calculation of back single-reduction live axle of motor vehicles is the subject of this paper. Starting from the basic elements of rear axle assembly among which is a drive live axle, a shaft as the basic machine element is described, the specifics of the drive shaft, and the importance of bearing of the driving shafts in case of a dependent suspension system. At the end the computation of drive shafts of heavy vehicle is conducted.

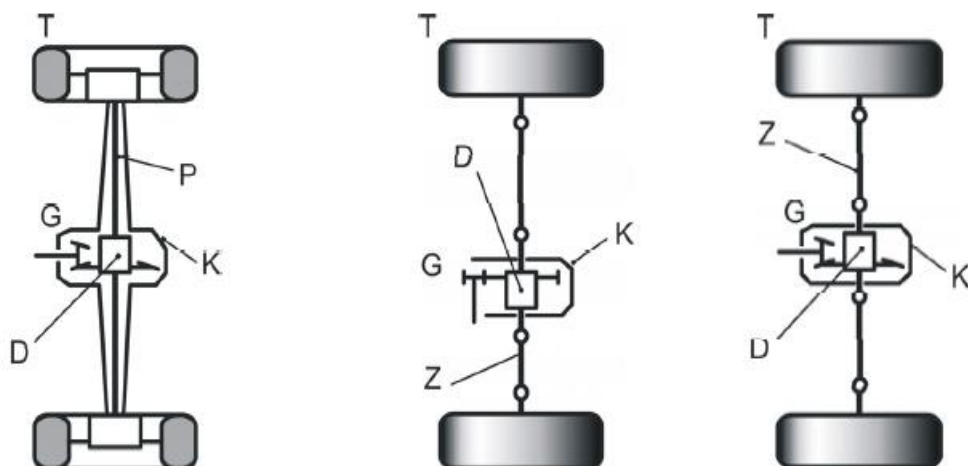
Key words: drive shaft, depending suspension, the calculation, heavy commercial vehicle

Садржај

1. Погонски мост	5
2. Вратило	8
2.1 Рукавци	9
2.2 Оптерећења осовина и вратила.....	10
2.3 Угао увијања.....	11
2.5 Израда вратила.....	11
3. Погонска полувратила	12
4. Улога полувратила (полуосовина) код механизма за вођење точка	19
4.1 Зависно ослањање	19
4.2 Де Дионова крута погонска осовина	20
4.3 Круте осовине са спиралним опругама.....	22
5. Прорачун погонских полувратила	26
5.1 Полурастеређена погонска вратила	28
5.1.4. Прорачун оптерећења која делују на полурастеређена погонска полувратила	30
5.2. Потпуно растеређена погонска полувратила	31
5.2.1. Интензивно кочење	31
5.2.2. Кретање по инерцији брзином $v = 20 \text{ km/h}$ по кругу полупречника $R = 50 \text{ m}$	32
6. Пример прорачуна потпуно растеређеног полувратила тегљача TGA MAN	34
7. Закључак	40
Литература	41

1. Погонски мост

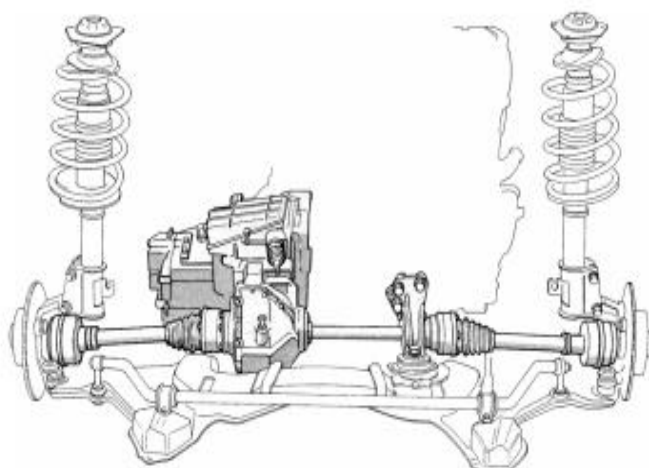
Осовински преносник (сл.1.1) или погонски мост је део система преноса снаге који служи за погон точкова једне осовине возила. Најчешће обједињује главни преносник, диференцијал, погонска полувратила и точкове [2].



G-главни преносник
D-диференцијални преносник
P-полувратило

Z-зглобни преносник
K-кућиште погонског моста
T-погонски точак

Слика 1.1 Погонски мост [2]



Слика 1.2 Мењач са главним преносником и погонским вратилима на предњој осовини са независним ослањањем [2]



Слика 1.3. Задњи крути погонски мост [2]

Основна функција погонског моста је да непосредно обезбеди кретање возила и пренос обртног момента са карданског вратила (или са мењача ако не постоји карданско вратило) на погонске елементе (полуосовине и точкове) возила.

С обзиром на наведену функцију, може да буде постављен на предњем или задњем делу возила или пак на оба, па се у тим случајевима, ради ближег објашњења, зове

предњи односно задњи погонски мост. Поред основне функције, обезбеђивања кретања возила, погонски мост мора да задовољи и друге услове, који код тешких возила треба да буду испуњени истовремено:

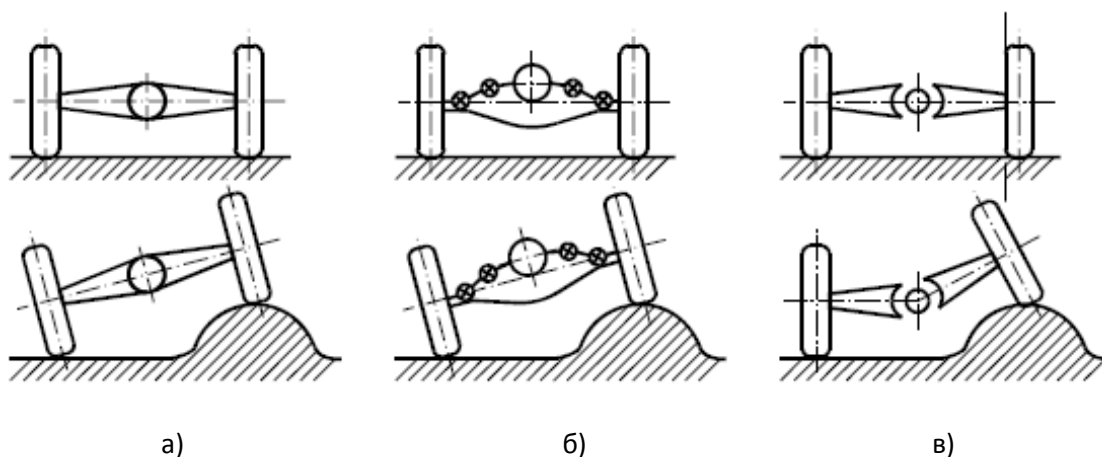
- 1) да прими оптерећења:
 - вертикална, услед неравнине пута и да их преко точкова и система огибљења пренесе на рам возила,
 - уздужна - услед убрзања или кочења возила, као и вуче мотора,
 - попречна - услед заносу при кретању у кривини или услед бочног ветра.
- 2) да изврши допунску редукацију ради повећања обртног момента и смањења угаоне брзине точкова. На тешким возилима и радним машинама, где је пројектна брзина кретања мала, у погонском мосту уобичајено постоји двострука редукација.
- 3) да омогући разлику у бројевима обртаја точкова при кретању возила у кривини.

Ову функцију врши посебан уређај, такозвани диференцијал, који се смешта у погонски мост. На основу наведеног јасно следи да је улога погонског моста веома комплексна, тако да га је врло тешко генерално описати, а што би важило за све примењене случајеве. То је нарочито тешко за прву од наведених функција - преношење оптерећења. Тенденција у развоју лаких аутомобила, са такозваним независним ослањањем точкова, је да примање и преношење сила у подужном, попречном и вертикалном правцу обавља систем ослањања, тако да је погонски мост, у тим случајевима, најчешће растерећен од сила. Међутим, код тешких теретних возила погонски мост и даље задржава ову функцију обзиром на једноставност и поузданост за мале брзине кретања.

У погонском мосту смештени су механизми трансмисије који служе за пренос обртног момента на погонске точкове, и то:

- главни преносник,
- диференцијал и
- полувратила.

Погонски мост обично представља греду која у себи садржи: главни преносник, диференцијал и полувратила. Код зависног ослањања точкова, водећи мост је крута греда која повезује точкове (сл. 1.4 а)). У том случају главни преносник и диференцијал обично се постављају у кућиште погонског моста. Ређе се главни преносник и диференцијал постављају на рам (или каросерију) возила, док крута греда веже точкове (сл. 1.4 б)) (полузависно ослањање). При независном ослањању точкова са клатећим полувратилима, кућиште погонског моста се прави раздвојено (слика 1.4 в)). Ако је независно ослањање изведено системом полуга, водећи мост тада практично није самосталан агрегат [1].



Слика 1.4 Начини ослањања погонског моста [1]

У зависности од концепције градње, на моторном возилу може бити један или више погонских мостова, а могу бити смештени на задњем или и на задњем и на предњем делу возила.

Коефицијент корисног дејства главног преносника одређује се на основу губитака услед трења међу зупцима зупчаника, услед буђкања мазива и трења у лежајевима. Код једностепених главних преносника са конусним зупчаницама коефицијент корисног дејства је $\eta_o=0,96$, а код дупле редукције је $\eta_o=0,92$. Обртни момент који главни преносник преноси на полувратила се рачуна као:

$$M_0 = M_e \cdot \eta_s \cdot i_m \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot i_o \cdot \eta_o \quad (1.1)$$

где су:

M_0 – обртни момент на гоњеном зупчанику главног преносника

M_e – обртни момент мотора,

i_m – преносни однос у мењачу,

η_m – степен корисног дејства у мењачу,

η_k – степен корисног дејства карданског преносника,

i_o – преносни однос у главном преноснику,

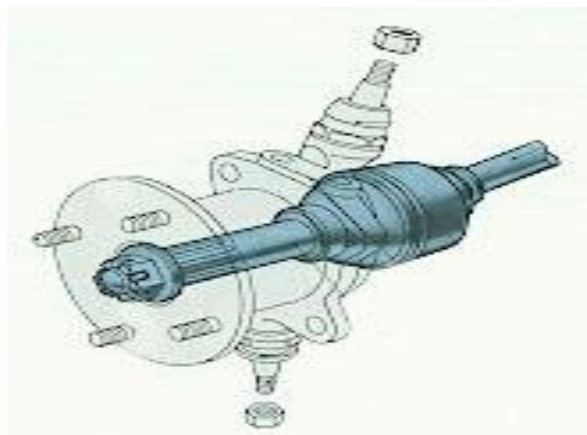
η_o – степен корисног дејства главног преносника,

η_s – степен корисног дејства спојнице.

Преносни односи код једноструке редукције се крећу у границама $i_o = 3-7$, а код дупле редукције $i_o = 5-12$ [1].

2. Вратило

Вратило или погонска осовина је машински део којим се преноси обртни момент и снага, а може бити оптерећено и на савијање, за разлику од осовине којом се не преноси обртни момент и која је оптерећена само на савијање. Док осовина може и мировати (тада остали машински елементи на њој ротирају), вратило се увек окреће јер преноси обртни момент. Вратила су, у правилу обртни или ротирајући елементи.



Слика 2.1 Погонско вратило [4]

Вратила морају имати одређене геометријске дисконтинуитете како би се могла причврстити на други машински део којим одводе/преносе обртни момент - то су најчешће слотови за перо (клин), али се редовно користе и стезни спојеви. Дотичне промене у пречнику вратила, гледано у аксијалном пресеку, изазивају концентрације напрезања, па је јако битно добро конструисати дотичне прелазе и наслоне на вратилу (нпр. за лежаче, зупчанике, ременице). Најчешће се користе (велика) заобљења купа и купе-конуса, како би се што блаже скренуо ток обртног момента и тиме смањила концентрација напрезања.

Вратила могу бити равна или коленаста (уобичајени назив је коленаста осовина). Равна вратила могу бити ваљкаста или посебно профилисана (четвороугаони пресек, жлебљена вратила, полигонска вратила и сл.). Посебну категорију чине зглобна, телескопска и савитљива вратила. Вратила, односно комбинација вратила за пренос обртних момената на веће удаљености, назива се трансмисија. За пренос снаге са бродског мотора на бродски вијак служи осовински вод (не бродско вратило!), који поред момента увијања, преноси и знатну аксијалну силу.

Ради смањења тежине, осовине и вратила могу бити шупљи, са уздужним отвором, што поскупљује израду. При томе је корист од смањења тежине већа него штета од смањења чврстоће и крутости. Нпр. вратило са пречником отвора $0,5 \cdot D$ је лакше 25%, а моменти отпора се смањују само око 5% [3].

2.1 Рукавци

Рукавци су делови осовина и вратила који се врте у клизним или ваљкастим лежајевима (или се лежајеви врте на осовинама). Они могу бити различито обликовани, а пре свега морају имати глатку површину која се постиже финим токарењем, брушењем или полирањем. За остале делове осовине или вратила обично није потребна тако фина обрада. Код седишта лежаја полупречник прелаза вратила мора бити мањи од заобљења ивица лежајева, како би се лежај могао потиснути до одговарајућег наслона. Често су на местима лежајева предвиђени и одговарајући жлебови за крајеве алата који омогућавају лакшу обраду рукаваца осовина или вратила, те истовремено обезбеђују добро позиционирање лежајева уз одговарајући наслон.

Осовине и вратила имају обично два рукавца, тј. лежаја, а дугачка и јаче оптерећена вратила више њих, нпр. коленасто вратило мотора. Осовине и вратила су ретко једнаког пречника по читавој дужини. Најчешће су степенасти, тј. поједини делови имају различите пречнике.

При избору материјала за осовине и вратила потребно је, осим карактеристика чврстоће, узети у обзир и отпорност материјала на концентрацију напрезања, те отпорност на корозију. Посебно је карактеристично за челике високе чврстоће да су осетљиви на концентрацију напрезања која настаје уз прелазе са једног на други пречник, уз жлебове за пера и клинове, жлебове за прстен и слично. За израду осовина и вратила употребљавају се конструкцијски челици, побољшани челици и челици за цементирање.

Све осовине и вратила, а нарочито ако су извучене и хладно вучене, а нису нормализоване, имају заостала напрезања: велики притисак на површинском слоју, а ниско растезање у језгру. После сечења, а нарочито после израде отвора за клин, равнотежа заосталих напрезања се наруши, и осовина се савије без деловања спољног оптерећења. Овај угиб износи чак око 1 mm за осовину пречника $\varnothing 50$ на дужини отвора од 1000 mm. Зато је обавезна завршна обрада након сечења отвора за клин. Обично брушење само суседних површина задовољава. Рукавци, прелазни, доседи, места за заптивке и сл., фино се токаре или брусе, односно компримују, лепе или обрађују суперфиниш поступком. Ова завршна обрада се безусловно ради после термичке обраде.

Због наглих промена пресека узрокованих прелазима с мањег на већи пречник и обрнуто, отворима за прстен, рупама итд., осовине и вратила по правилу трпе велику концентрацију напрезања. При цикличком оптерећењу ово може довести до лома материјала због замора материјала. Одговарајућим обликовањем, посебно око критичних места, ова опасност се може знатно или потпуно уклонити [3].

2.2 Оптерећења осовина и вратила

Већина осовина и вратила могу се у пракси сматрати носачима на два или више лежаја, клизна или котрљајни. Спољне силе које делују на делове смештене на осовини или вратилу (зупчанике, ременице, ланчанике итд.) проузрокују реакционе силе у лежајевима које заједно са спољним силама проузрокују моменте савијања у попречним пресецима. Силе, а тиме и моменти савијања, уопштено делују у две вертикалне равни. Моменти савијања стварају у тим двама равнима резултирајући момент савијања, који у осовини или вратилу узрокује напрезање на савијање.

У непокретним осовинама динамичко оптерећење на савијање је променљиво због променљивих спољних сила. Напрезање на савијање је тада најчешће једносмерно променљиво, па се за одговарајућу карактеристику чврстоће узима једносмерна трајна динамичка чврстоћа материјала. У ротирајућим осовинама напрезања на савијање су наизменично променљива, па се за одговарајућу карактеристику чврстоће узима трајна динамичка чврстоћа материјала за симетрични циклус савијања. У оба случаја се дакле, као и иначе при димензионисању, не рачунају прецизно динамичке чврстоће осовине, него се рачуна само са динамичким чврстоћама материјала, али се зато повећава потребни степен сигурности [3].

Угиб осовина или вратила

Због момента савијања осовина или вратило се еластично деформише (савије), па осна линија заузме закривљен облик. Ова деформисана геометријска линија назива се еластична линија савијања, а сама деформација угиб. Угаона деформација еластичне линије, тј. деривација њене једначине у смеру осе, назива се нагиб. Угиб узрокује ексцентричну ротацију делова на осовинама или вратилима (зупчаници, ременице, ланчаници), што негативно утиче на функцију читавог машине (нпр. одступања у захвату зупчаника). Нагиб мења и положај рукавца у лежајима, што проузрокује њихово неравномерно оптерећење и тиме веће трошење, тј. мању трајност. Због тога се величине угиба и нагиба ограничавају са дозвољеним вредностима које се одређују искуствено.

Допуштене вредности угиба:

- код грубих погона (трансмисијска вратила, пољопривредне машине): $f_{\max} \leq 0,5$ mm/m дужине
- у општем машинству: $f_{\max} \leq 0,3$ mm/m дужине
- код алатних машина, зупчаника: $f_{\max} \leq 0,2$ mm/m дужине
- код електромотора се препоручује да опуштене буде мањи од 1/10 зазора између статора и ротора [3].

2.3 Угао увијања

Угао увијања јест деформација настала деловањем обртног момента. Његова величина важна је првенствено код дугих вратила и код вратила са честим променама смера обртања, јер велики угао увијања проузрокује нежељене вибрације. Дозвољен је угао увијања $0,25^\circ$ до $0,5^\circ$ по метру дужине вратила. Код карданских вратила аутомобила се допушта и до $2^\circ/\text{m}$. Код већих углова увијања вратило почиње деловати као опруга, приликом деформације акумулира рад и може доћи до вибрација. Мала крутост вратила даје и малу критичну брзину при којој долази до резонанције. Угао увијања је важан код дугачких вратила, нпр. Трансмисијских вратила, те вратила за погон точкова дизалице,... [4].

2.4 Торзиона критична брзина окретања

Вратила стварају, заједно са масама на њих намештених делова, торзиони опружни систем који торзионо вибрира властитом фреквенцијом под утицајем спољашњег оптерећења (обртног момента). Због неуравнотежености елемената намештених на вратило (нпр. вратила са крацима) долази до додатних торзионих импулса који зависе од брзине и масе елемената намештених на вратило. Ако се погонска брзина окретања подудара са сопственом фреквенцијом торзионог вибрирања вратила и на њих намештених елемената, долази до резонанције. Брзина обртаја при којој се то дешава назива се торзиона критична брзина окретања. Оваква се опасност јавља код клипних мотора, тј. код моторних возила, а нарочито код спороходних бродских дизел мотора. Ради спречавања торзионих вибрација најчешће се уграђују еластичне спојнице или посебни пригушивачи торзионих вибрација.

2.5 Израда вратила

Осовине и вратила пречника до 80 mm могу се добити провлачењем (извлачењем) челичних шипки на хладно, при чему се постижу толеранције од h8 до h11, тако да накнадно стругање више није потребно. Пречници до 150 mm израђују се од челичних шипки округлог пресека извлачењем на топло, ваљањем на топло или токарењем. Дебље и сложеније осовине и вратила израђују се ковањем, пресовањем или ливењем.

Рукавци, прелази са мањег на већи пречник и бочни ослонци се према постављеним захтевима фино бресе и полирају. Препоручује се да пречник осовина или вратила у mm буду стандардни или заокружени бројеви. Завршеци вратила пречника до 28 mm израђују се с толеранцијом j6, 28-50 са k6, а већи са m6. Често су завршеци израђени као ожљебљени. Пречници рукаваца су одређени пречником лежаја. Облик осталог дела осовине или вратила је осим јачине и крутошћу одређен другим конструкционим захтевима, начином уградње, мерама заптивки, прстенова итд. Осовине и вратила за брзине окретања изнад 1500 окретаја/мин морају бити чврста, круто улежиштене и избалансиране [3].

3. Погонска полувратила

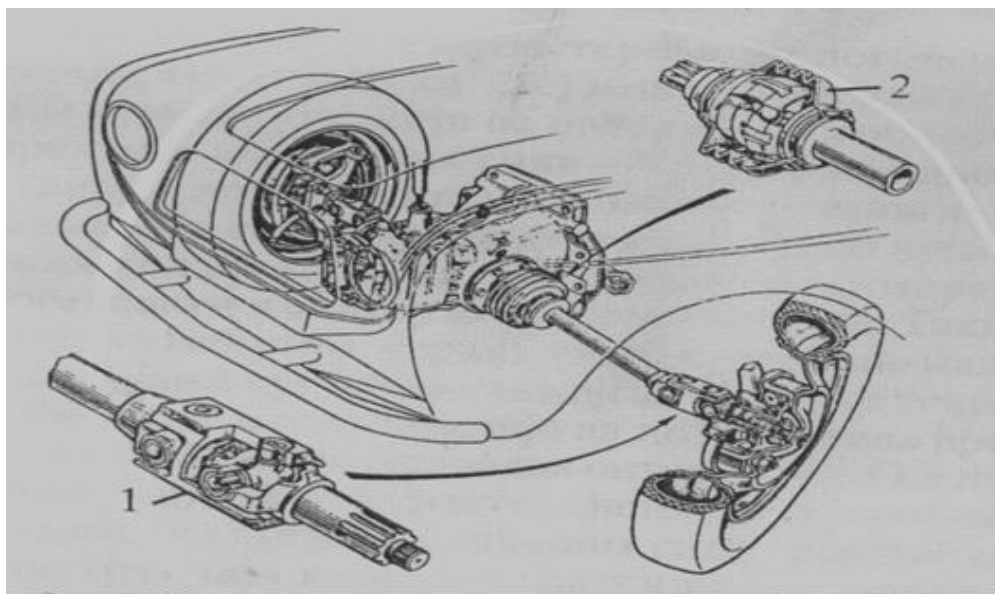
Погон водећих точкова од главног преносника зависи од тога да ли су ти точкови управљачки или су само погонски. Ако се погонским точковима и управља онда се погон од главног преноса доводи до погонских точкова помоћу зглобних преносника једнаких угаоних брзина. Ако се погонским точковима не управља онда погон точка зависи од типа водећег (погонског) моста. Значи, пренос обртног момента од главног преносника са диференцијалом до погонских точкова врши се преко погонских полувратила.

Пренос обртног момента на погонске точкове мора испунити следеће захтеве:

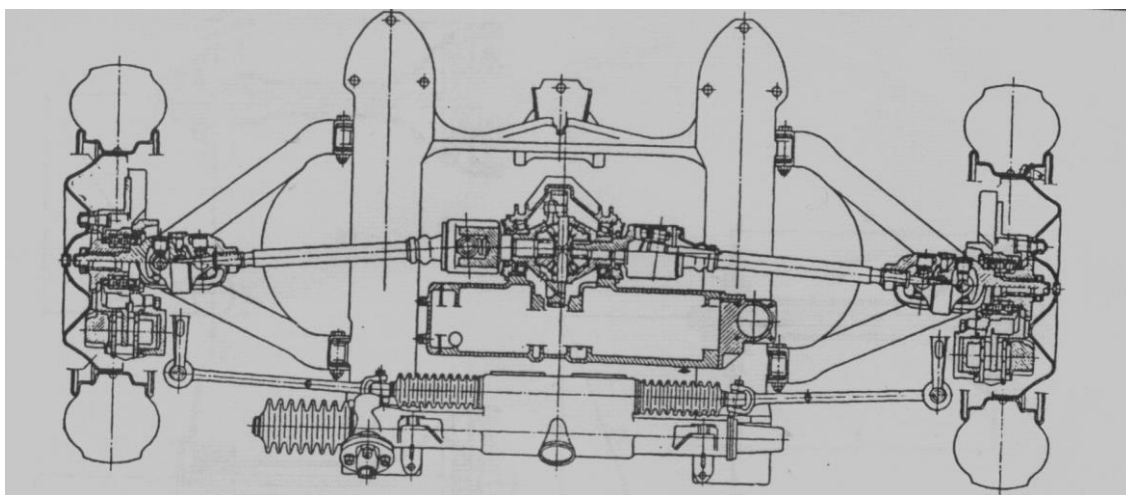
- а) остварити поуздан пренос од главног преносника при било ком могућем положају погонског точка, који је диктиран системом ослањања,
- б) остварити пренос обртног момента без колебања вредности угаоне брзине, било да се ради о задњим или предњим погонским точковима [1].

Код задњих погонских мостова, који дакле нису истовремено и управљачки, а у случају да се возило ослања на погонске точкове преко крутог или зависног еластичног система, погонска полувратила се изводе као крута вратила с лежиштима постављеним у једном крутом кућишту – кућишту погонског моста. Уколико се погонски мост налази на предњем делу возила, дакле уколико се користи истовремено и као управљачки мост, а такође уколико се возило на погонске точкове ослања преко независних еластичних система, погонска полувратила се изводе са еластичним зглобовима, то јест у виду зглобних преносника.

Код оваквих конструкција кућиште погонског моста не постоји као посебна конструкциона целина. Ни цео погонски мост се штавише у таквим случајевима не може третирати као једна конструкциона целина, већ као скуп појединачних склопова који обављају заједнички задатак – пренос обртног момента од мењачког или зглобног преносника на погонске точкове, то јест ланчанике. Конструкције наведених основних могућности извођења погонских полувратила приказане су на сликама 3.1 и 3.2 [4].



Слика 3.1. Конструкција извођења полувратила [4]



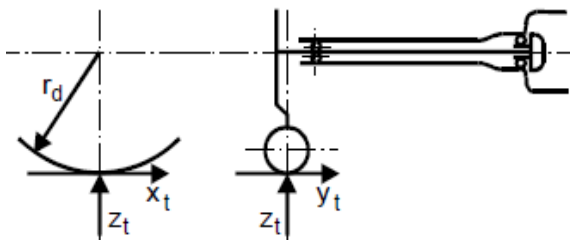
Слика 3.2 Конструкција извођења погонских полувратила [4]

У вези с овим основним напоменама треба само нагласити да се конструкције с крутим ослањањем на погонске точкове користе само за радна возила како на точковима, тако и на гусеницама. Ослањање на погонске точкове свих транспортних возила изводи се као еластично, и то код теретних тешких путничких у начелу као зависно еластично.

Предњи погонски мост среће се пре свега код путничких возила, а код теретних и радних практично само у случајевима погона на више погонских мостова. Важно је подвући да се зглобне спојнице на погонским полувратилима тада изводе као синхроне, за разлику од зглобних спојница које се користе на средњем погонском мосту са системом независног еластичног ослањања, које се у већини случајева изводе као асинхроне, најчешће класичне карданске спојнице. Разлике потичу пре свега од знатних разлика у величини радног угла над погонским полувратилима, то јест зглобним преносницима [4].

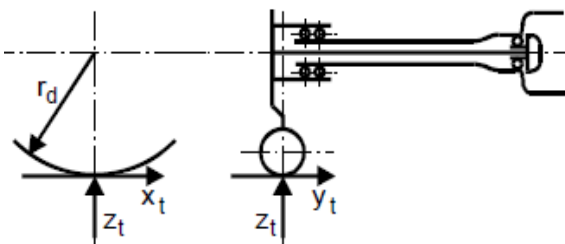
Погонска полувратила (чест назив у литератури – полуосовине) погонског моста са зависним ослањањем (вешањем) (сл. 3.3, 3.4, 3.5) деле се на три врсте: полурастеређена, три четвртине растеређена и потпуно растеређена. Под појмом “растеређености” у називу појединих врста погонских полувратила подразумева се растеређеност од напрезања полувратила на савијање [1].

Полурастеређена и тричетвртине растеређена полувратила примењују се на моторним возилима нижих носивости и сопствене тежине. Потпуно растеређена полувратила примењују се на моторним возилима већих носивости и веће сопствене тежине. Тричетвртине растеређена полувратила се данас ретко користе.



Слика 3.3 Полурастеређено вратило [1]

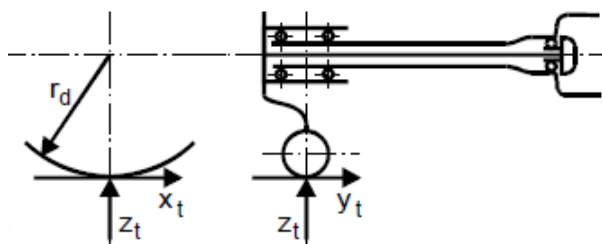
На слици 3.3 приказано је полурастеређено полувратило које се својим спољним крајем (до точка) ослања на котрљајући лежај који се налази у кућишту погонског моста. Ово полувратило напрегнуто је на увијање (при преносу обртног момента) и савијање изазвано моментима од све три компоненте сила које се јављају у споју пнеуматик – тло (X_t , Y_t , Z_t).



Слика 3.4 Тричетвртине растеређено вратило[1]

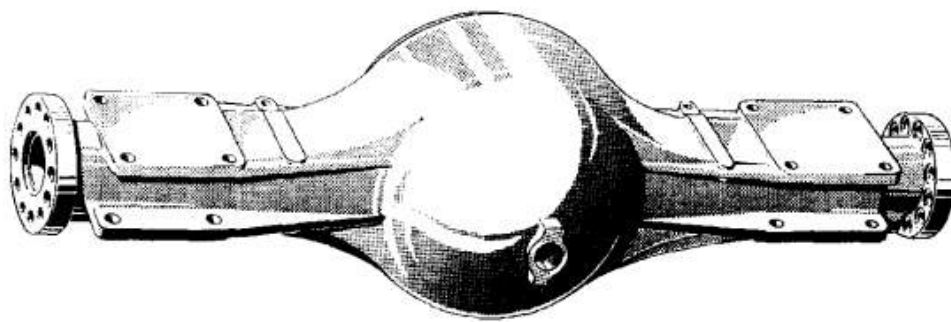
Тричетвртине растеређено полувратило приказано је на слици 3.4. Оно је својим спољним крајем ослоњено на лежај који је постављен између главчине точка и кућишта погонског моста. Ово полувратило је напрегнуто на увијање и делимично на савијање. Савијање зависи од односа крутости полувратила и лежаја.

Потпуно растеређено полувратило приказано је на сл. 3.5 и код њега постоји само оптерећење на увијање. Ово важи само под условом да је кућиште погонског моста апсолутно круто у односу на савијање [1] .

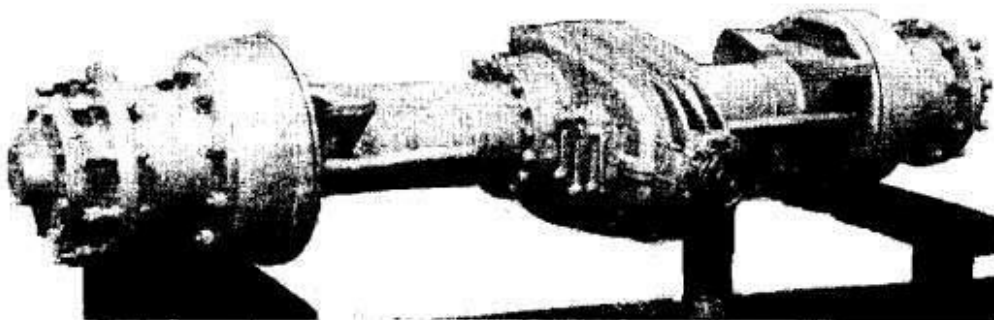


Слика 3.5 Потпунорастеређено вратило[1]

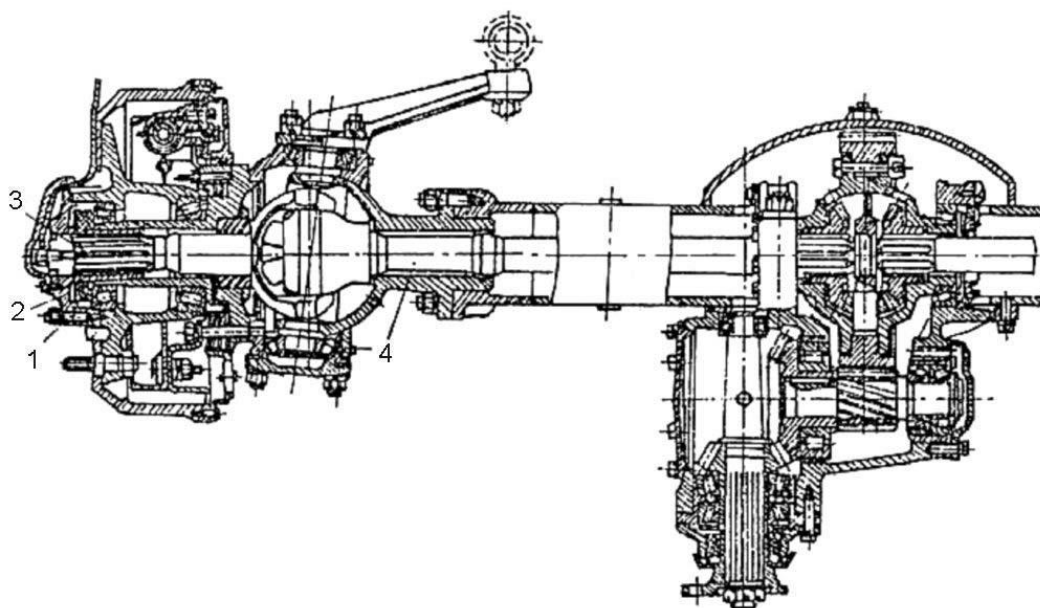
Све врсте полувратила унутрашњим крајем улазе у кућиште диференцијала и ожлебљеном везом се спајају са бочним конусним зупчаницима диференцијала. Код погонског моста са зависним ослањањем полувратила и главни пренос са диференцијалом смештени су у кућиште које је обично израђено од сивог лива, било као једноделно сл. 3.6 или вишеделно сл. 3.7 [1].



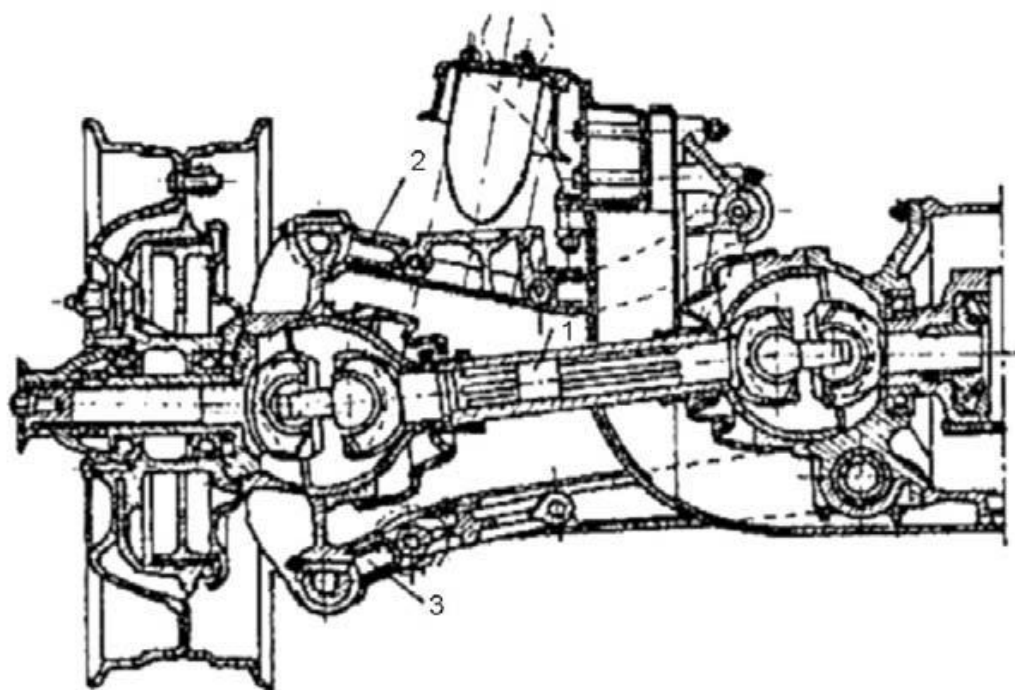
Слика 3.6 Једноделно кућиште [1]



Слика 3.7 Дводелно кућиште [1]



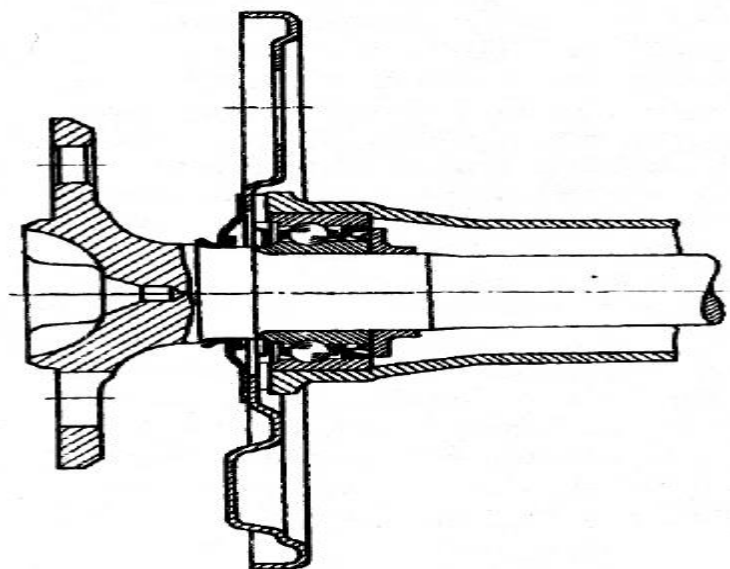
Слика 3.8 Погон на предњи управљачки мост (зависно ослањање) помоћу полувратила са зглобовима једнаких угаоних брзина [1]



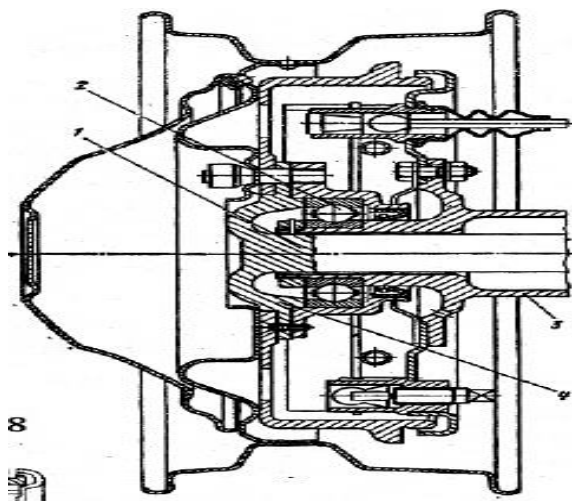
Слика 3.9 Предњи погонски мост са клатећим полувратилом код независног ослањања [1]

Полувратила су израђена од угљеничних и легираних челика за побољшање који достижу површинску тврдоћу од 205 до 300 НВ (тврдоћа по Бринелу). Високоотпорна полувратила се израђују од хром - молибденског челика тврдоће од 400 до 440 НВ. Крајеви полувратила су нажлебљени еволвентно, при чему се узима номинални пречник вратила за подножни пречник жлеба.

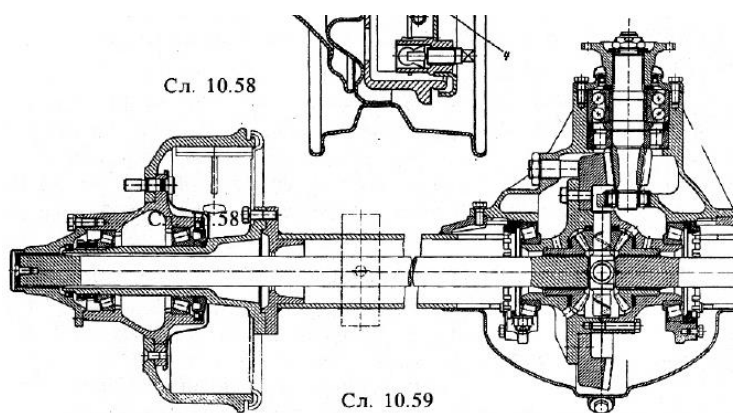
Због овакве конструкције, крајеви полувратила се задебљавају, уз посебну пажњу на радијус прелаза да не дође до концентрације напрезања. Дозвољено напрезање на савијање износи 725 daN/cm^2 , а дозвољено напрезање на површински притисак не сме да буде веће од 2000 daN/cm^2 . Број жлебова се креће од 10 до 18, што зависи од типа возила. Прорачун лежајева у таквим системима као што су полувратила се изводе као класичан прорачун лежајева, при чему се узимају у обзир функционалност и услови рада. Услови рада лежишта су доста тешки јер су изложени динамичким оптерећењима, а могу и да буду изложени влази, прашини и др.. Зато је потребно узети у обзир неке карактеристике лежишта. Поређењем кугличних и ваљкастих лежајева се закључује да ваљкасти, при једнаким габаритним димензијама, имају већу статичку и динамичку носивост, и мање су осетљиви на влагу и нечистоће. Међутим, ови лежајеви нису погодни при појави великих момената који лако оштећују куглице. Ваљкасти лежајеви у нормално изведби не прихватају аксијалне силе, а при једнаким димензијама кугличним су скупљи. Конусни лежајеви дају могућност за регулисање што је могуће ближе тачку. Полазећи од наведених карактеристика лежајева, у пракси се сусреће неколико различитих конструктивних решења која пре свега зависи од типа примењених лежајева. У једној конструкцији најчешће су уграђени комбиновани видови лежишта, и добија се оптималан дизајн. При прорачунима лежишта, одговарајући век трајања је 2000-3000 часова. На сликама 3.10 до 3.12 приказане су изведбе полувратила на задњим погонским мостовима [7].



Слика 3.10 Полурастеређено вратило [7]



Слика 3.11 Тричетвртине растеређено вратило [7]



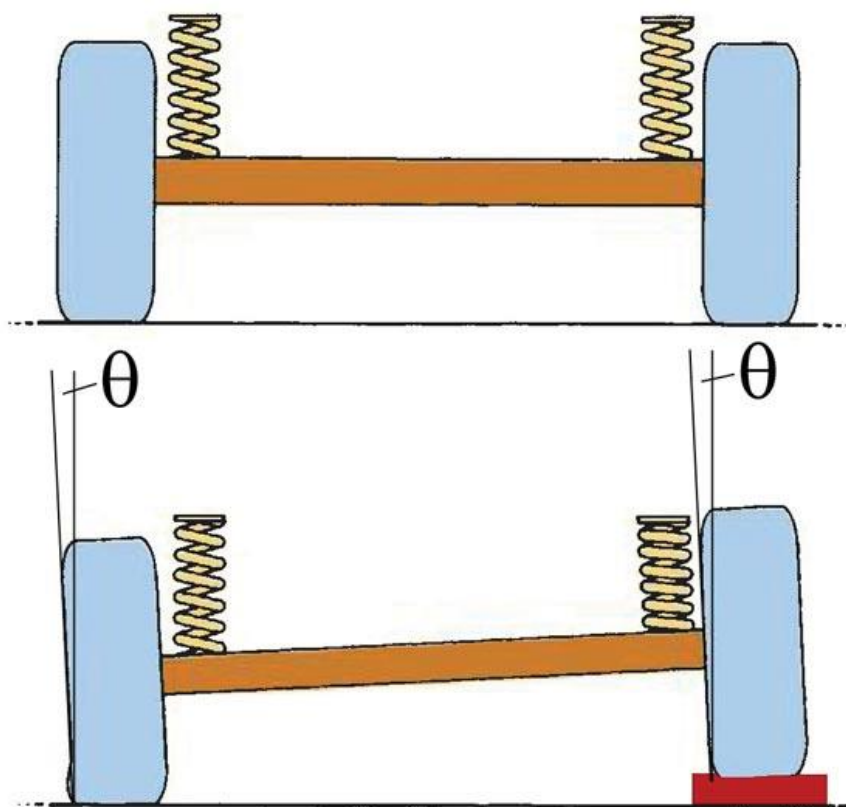
Слика 3.12 Потпуно растеређено вратило [7]

4. Улога полувратила (полуосовина) код механизма за вођење точка

4.1 Зависно ослањање

Задатак механизма за вођење точкова је обезбеђивање њиховог што повољнијег релативног кретања у односу на каросерију или рам возила.

Механизам за вођење точкова такође има задатак да пренесе на рам или каросерију возила хоризонталне реактивне силе и њихове моменте. Међутим, најважнији задатак механизма за вођење точкова је да одреди кинематику (померање) точкова. Према врсти, механизми за вођење точкова се деле на: зависне, независне и полузависне системе. У овом издању ће бити описани зависни системи ослањања. На слици 4.1 је шематски приказан међусобни утицај точкова исте осовине при преласку преко неравнине са једним точком.



Слика 4.1 Зависно ослањање [5]

Зависни системи су везани за појам круте осовине која може бити погонска или не погонска. Код овог система крута веза повезује леви и десни точак, а померање једног точака је зависно од померања другог точака исте осовине. Круте осовине воде порекло од коњских запрега. У данашње време, круте осовине се користе релативно ретко и могу се срести на неким путничким возилима и СУВ возилима која су намењена за озбиљнију теренску употребу (нпр. Јеер Rubicon из 2007. године). Круте погонске осовине на задњим точковима су чешће решење и углавном се користе на тежим возилима код којих комфор није у првом плану.

Неке од мана крутих осовина су:

- узајамни утицај точкова исте осовине (слика 4.1),
- потребан простор изнад осовине за ход ослањања, уколико је ход ослањања дуг путнички или товарни део се мора додатно жртвовати због смештања система ослањања,
- велика неослоњена маса, нарочито ако је диференцијал у кућишту осовине,
- вертикално оптерећење се мења приликом убрзања,
- немогућност подешавања геометрије.

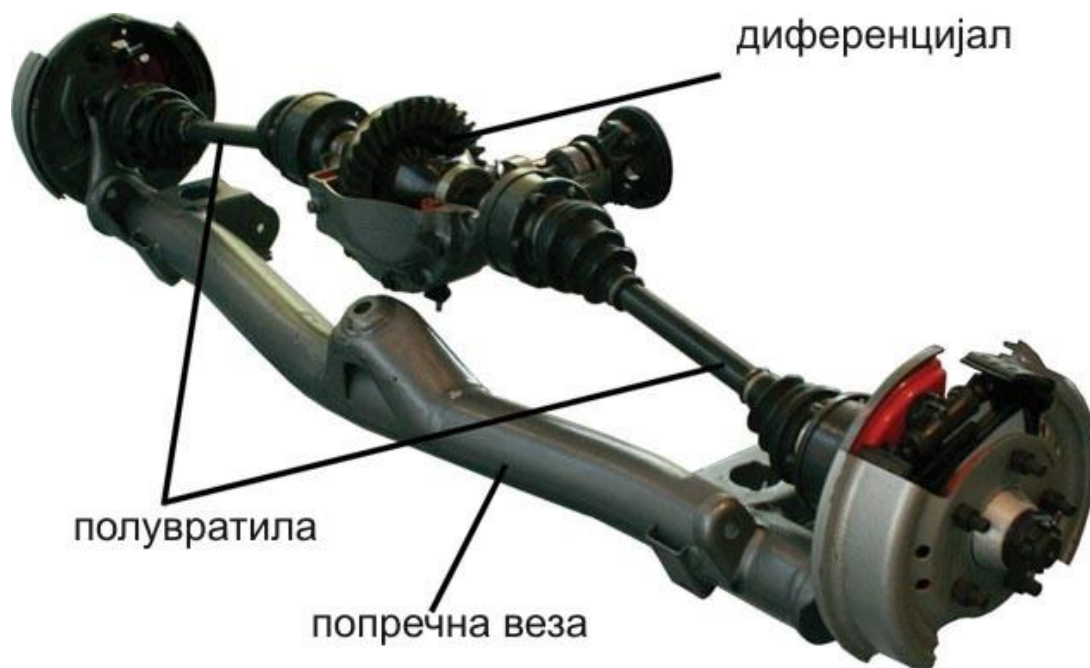
Неке од предности крутих осовина су:

- једноставност, економичност, интеграција задњег диференцијала у кућиште осовине (полувршила без зглобова),
- систем је мале висине,
- могућа су велика померања осовина (теренска употреба),
- не мења се траг точкова, увлачење точкова и нагиб точкова приликом истовременог једнообразног вертикалног померања оба точка исте осовине што омогућава мало хабање пнеуматика и сигурно држање правца,
- не мења се нагиб точкова приликом скретања па је омогућено равномерније преношење бочне силе помоћу оба пнеуматика исте осовине.

У поређењу са крутом погонском осовином, крута осовина на непогонским точковима поседује мању неослоњену масу јер нема диференцијал и полувршила. Неослоњена маса на непогонским точковима се може додатно смањити коришћењем тањег материјала за греду која повезује точкове. Диференцијал код погонске круте осовине може бити интегрисан у кућиште осовине или може бити монтиран на каросерију возила и тако одвојен од осовине. Прво решење је примереније тешким возилима, а друго, које омогућава значајно смањење неослоњене масе се назива и Де Дионова осовина, и углавном се користи на путничким возилима [5].

4.2 Де Дионова крута погонска осовина

Током 30-их година прошлог века француски произвођач аутомобила Де Дион је пронашао начин да смањи неослоњену масу тако што је погонске елементе задње осовине фиксирао за каросерију уместо на саму осовину. Овај тип круте погонске осовине је дуго коришћен код спортских возила, али је напуштен због масовног коришћења независних система ослањања. Током развоја Мерцедесовог модела Смарт током 1996. конструктори су тражили решење за компактно смештање погонског склопа над задње точкове. Решење је нађено у вези облика слова U која повезује два точка. Де Дионова осовина је приказана на слици 4.2 [5].

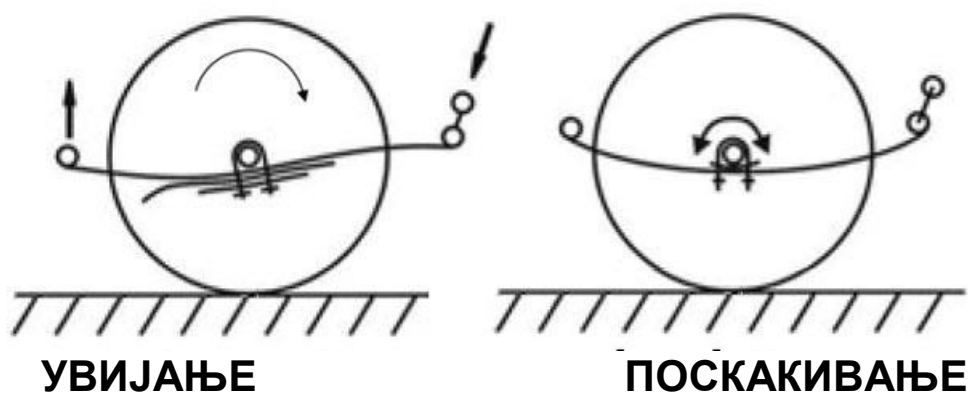


Слика 4.2 Де Дионова осовина [5]

4.2 Круте осовине са уздужним лиснатим гибњевима

Код већине система крутог ослањања се користе уздужни лиснати гибњеви. У зависности од конструкције они могу да обезбеде делимичну или потпуну контролу осовине. Често се користе и додатне споне да би се ограничиле бочне или уздужне силе које делују на осовину. Лиснати гибњеви нуде неколико предности, између осталих малу висину склопа, заузимају мало простора и стварају мала оптерећења на тачкама где се гибњеви везују за каросерију јер су места везе на прилично великој међусобној удаљености.

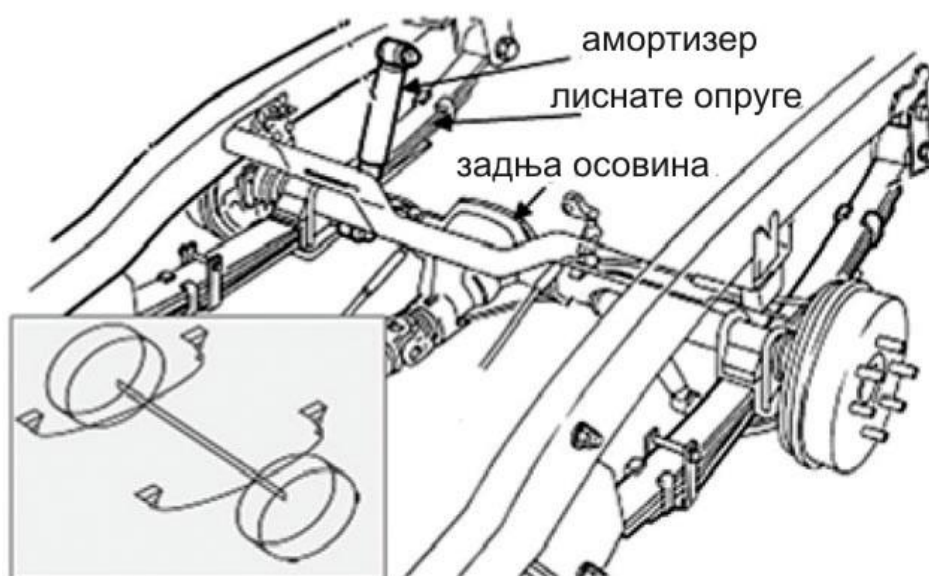
Лиснати гибњеви такође имају и неколико мана, као што су велика маса, трење, тенденција да се увијају (приликом убрзања или кочења лиснате опруге добијају облик слова С), поскакивање точкова приликом промене оптерећења (слика 4.3). Због свих набројаних мана лиснати гибњеви не могу да обезбеде комфор који се захтева код данашњих путничких возила.



Слика 4.3 Мане круте осовине са лиснатим гибњевима [5]

Хочкисова (*Hotchkiss*) осовина (слика 4.4) је добро познати тип задње погонске осовине која поседује елиптичне лиснате гибњева, и данас се користи на многим СУВ возилима и лаким теретним возилима. Ово решење нема никаквих додатних веза на ослањању. Бочна и уздужна померања точкова се контролишу само помоћу лиснатих гибњева.

Транспортна возила и мања комбинована возила често имају већа осовинска оптерећења од путничких возила на којима су заснована. Како би издржала оптерећења ова возила користе круте осовине са лиснатим гибњевима који уједно и воде точкове. Овај тип осовине не захтева никакве додатне везе на ослањању и представља најједноставније и најекономичније решење за непогонске задње осовине. Међутим ово решење не оставља пуно простора за додатна побољшања јер би мекши (дужи) лиснати гибњеви имали за резултат мању бочну контролу при вођењу и повећано увијање [5].



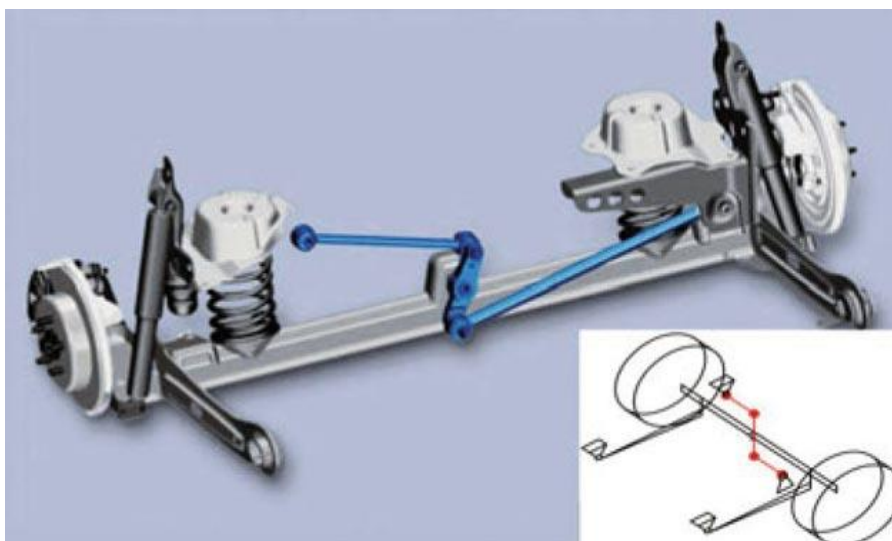
Слика 4.4. Задња погонска осовина са лиснатим гибњевима (*Opel Camro* из 1995.) [5]

4.3 Круте осовине са спиралним опругама

Елементи који контролишу кретање круте задње осовине морају да омогуће translацију у вертикалном смеру и ротацију око уздужне осе возила.

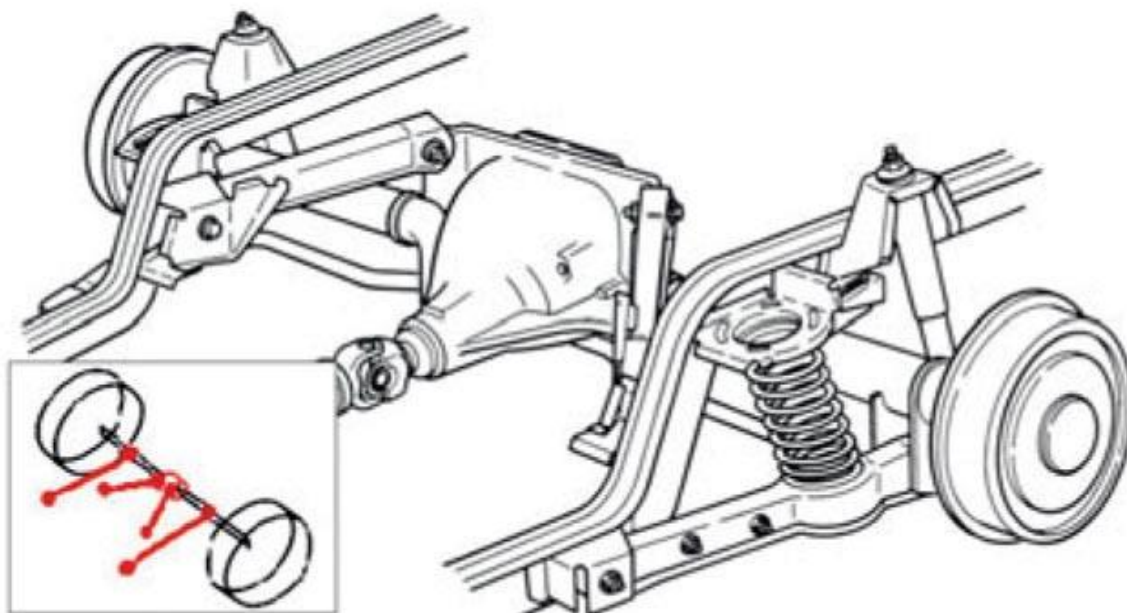
Лагане, спиралне опруге без трења не играју улогу при контроли бочног или уздужног кретања осовине. Бочне силе између каросерије и осовине се преносе помоћу Панхардовог штапа или неке друге везе. Померање Панхардовог штапа проузрокује бочно померање каросерије возила током вертикалног померања осовине. Бочно померање се може елиминисати коришћењем Ватових спона за контролу бочног померања (плави елементи на слици 4.5).

Осовина може бити везана за каросерију коришћењем једне везе у три тачке и две уздужне везе са по две тачке везивања. Пример коришћења круте осовине са спиралним опругама и уздужним везама је *Ford Mustang*.



Слика 4.5 Непогонска крута осовина са Ватовим спонама и две уздужне споне (Chrysler PT Cruiser из 1997.) [5]

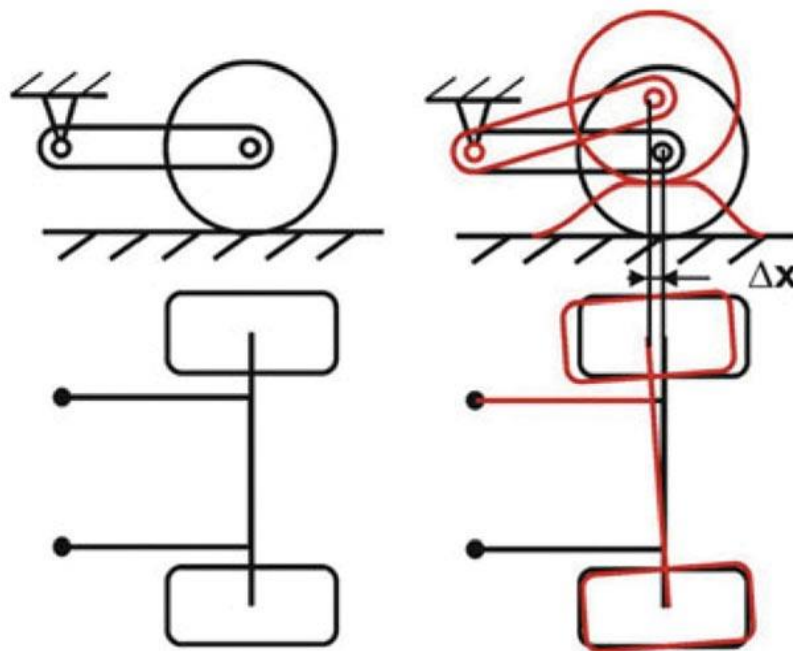
Фордова крута осовина са четири везе и спиралним опругама је коришћена врло често до 70-их година. Диференцијал се налази у кућишту круте осовине и везује се за каросерију са две уздужне споне са доње стране и две косе споне са горње стране. Моменти који се јављају приликом кочења и убрзања преносе се између каросерије и осовине помоћу горњих и доњих спона. Бочне силе које се јављају на осовини се контролишу помоћу косих спона. Ово решење је приказано на слици 4.6.



Слика 4.6 Задња погонска осовина са 4 споне (Ford Taunus из 1970.) [5]

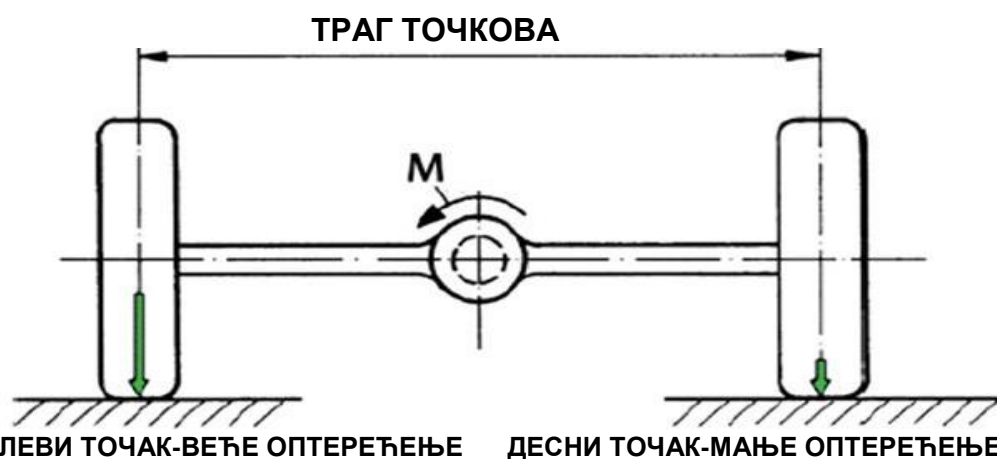
Када крута осовина са уздужним везама пређе преко неравнине тако да дође до вертикалног померања само једног точка, осовина ће добити и функцију управљања („самоуправљивост“). Ова тенденција ће бити још више изражена

уколико је оса обртања споне ближа осовини. Овај ефекат (слика 4.7) има за узрок нестабилно вођење приликом преласка преко неравнина.



Слика 4.7 Самоуправљивост круте осовине [5]

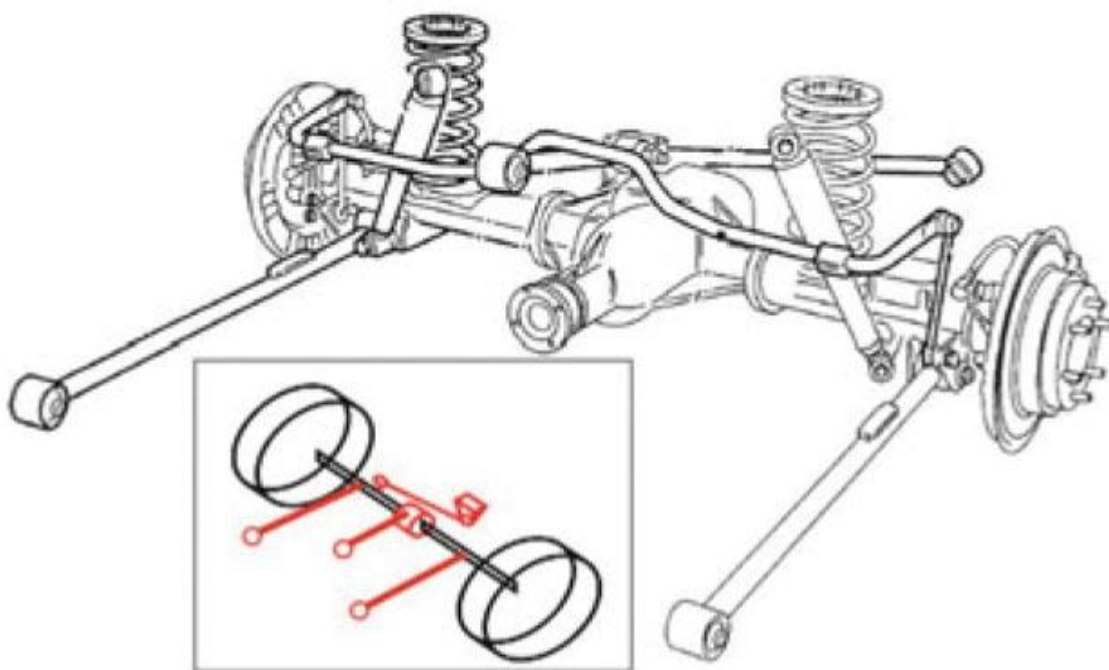
Још једна од мана крутих осовина је промена вертикалног оптерећења на точкове приликом убрзања. Уколико је диференцијал у кућишту круте осовине, погонски момент са мотора се апсорбује у центрима места контакта пнеуматика са подлогом, што резултује променом вертикалног оптерећења пнеуматика. У примеру са слике 4.8 погонски момент M би додатно оптеретио задњи леви точак, а оптерећење би било мање на десном точку. У десној кривини би десни точак могао да проклизне, што може довести до губитка бочне силе на целој осовини и тако изазвати нежељено проклизавање задњег дела возила и губитак стабилности.



Слика 4.8. Промена вертикалног оптерећења услед дејства погонског момента (поглед са задње стране возила [5])

Спиралне опруге, које су најчешће ослоњене на доње споне круте осовине, омогућавају виши степен удобности. На кинематске особине осовине се може утицати мењањем геометријске орјентације постављених спона. Кинематском оптимизацијом места везивања спона се могу постићи побољшања у погледу позиције уздужне осе обртања, степена понирања или издизања приликом кочења и убрзања и степена самоуправљивости приликом преласка преко неравнине само једним точком.

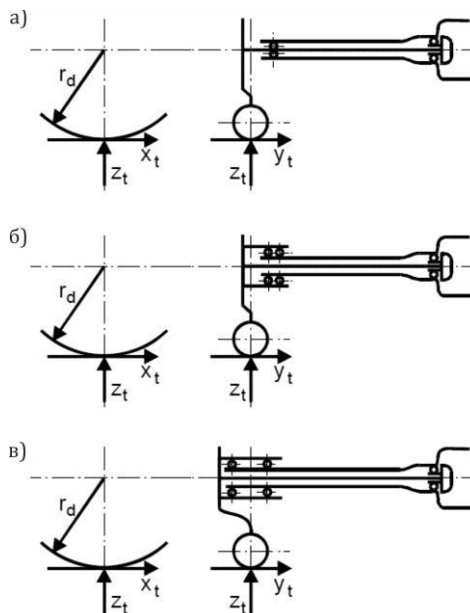
Код крутих осовина две горње споне се могу заменити једном троугластом везом са три тачке везивања. Контрола бочног кретања каросерије у односу на круту осовину се решава постављањем Панхардовог штапа (слика 4.9) или Ватовим спонама [5].



Слика 4.9. Задња погонска осовина са три споне и Панхардовим штапом[5]

5. Прорачун погонских полуврати

Пренос снаге од диференцијалног преносника до погонских точкова, односно бочних редуктора, врши се преко погонских полувратила. У погонским мостовима код којих су погонски точкови независно ослоњени, као и оних који су истовремено и управљачки, погонска полувратила се изводе као зглобна вратила.

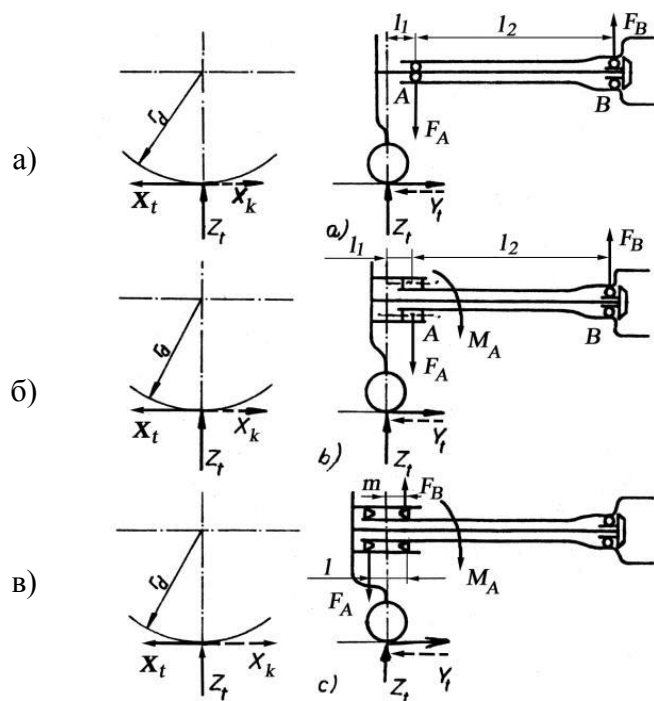


Слика 5.1 Шематски приказ погонских полузврата погонских мостова са зависним ослабањем [6]

Погонска полувратила погонског моста са зависним ослањањем (са „крутим“ кућиштем) деле се на три врсте: полурастеређена, тричетвртине растеређена и потпуно растеређена. Под појмом „растеређености“ у називу појединих врста погонских полувратила подразумева се растеређеност од напрезања полувратила на савијање. Полурастеређена и тричетвртине растеређена полувратила примењују се на моторним возилима нижих категорија (мање носивости и сопствене масе). Потпуно растеређена полувратила примењују се на моторним возилима већих носивости и веће сопствене масе. Тричетвртине растеређена полувратила данас се релативно мало користе. Полурастеређено полувратило (слика 5.1а) својим спољним крајем (до точка) ослања се на котрљајни лежај који се налази у кућишту погонског моста. Овакво полувратило напрегнуто је на увијање (при преносу снаге) и савијање, изазвано моментима од све три компоненте сила које се јављају у споју пнеуматик-тло. Са овим полувратилом, међутим, може да се оствари релативно једноставна веза између њега и главчине, нпр. конусним спојем са клином. Понекад се крај полувратила изводи у облику прирубнице („печурке“). Уколико се као улежиштење користи само један конусни лежај, онда он прима аксијалне силе само у једном смеру, док се за пријем аксијалних сила супротног смера у кућиште диференцијала између полувратила и крста поставља специјални подметач.

Понекад се полувратило код точка ослања на два конусна лежаја, који примају аксијалне силе у оба смера. Овакво решење је, међутим, компликованије и скупље. Тричетвртине растеређено полувратило својим спољним крајем ослања се на лежај који је постављен између главчине точка и кућишта погонског моста. Ово полувратило напрегнуто је на увијање и делимично на савијање. Напрезање на савијање зависи од односа крутости полувратила и лежаја. Ово полувратило је приказано на слици 5.1б. Потпуно растеређена полувратила, слика 5.1в, су конструкцијски тако решена да нису напрегнута на савијање. Ово, међутим, важи под условом да је кућиште погонског моста апсолутно круто у односу на савијање. Пошто то никада није случај, то су и ова вратила делимично оптерећена на савијање и то на релативном ниском нивоу. Главчине точкова при потпуно растеређеним полувратилима су сложеније конструкције.

Све врсте полувратила унутрашњим крајем улазе у кућиште диференцијала и ожљебљеном везом се спајају са бочним конусним зупчаницима диференцијала. Прорачунски режими оптерећења погонских полувратила код возила са зависно ослоњеним погонским точковима биће приказани на примерима полурастеређеног погонског полувратила слика 5.2а и потпуно растеређеног погонског полувратила (слика 5.1в) [6].



Слика 5.2 Шематски приказ погонских полувратила и сила које на њих делују [6]

- а) полурастеређено полувратило
- б) тричетвртине растеређено полувратило
- в) потпуно растеређено полувратило

5.1 Полурастеређена погонска вратила

5.1.1 Режим статичког оптерећења

Основни режим за који се врши прорачун погонских полувратила је статичко оптерећење. Вертикална реакција на точку задње-погонске осовине возила је (слика 5.2):

$$Z_T = G_T = \frac{Z_2}{2}, \quad (5.1)$$

где је Z_2 – вертикална реакција задње осовине, а Z_T – вертикална реакција точкова

Из услова равнотеже сума момента за ослонац А је:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_B \cdot l_2 = G_T \cdot l_1 \quad (5.2)$$

Сила у ослонцу В се добија на основу следеће једначине:

$$F_B = G_T \frac{l_1}{l_2} \quad (5.3)$$

Из услова равнотеже сума момената за тачку В је:

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_A \cdot l_2 = G_T \cdot (l_1 + l_2) \quad (5.4)$$

Сила у ослонцу А је:

$$F_A = G_T \frac{l_1 + l_2}{l_2}, \quad (5.5)$$

5.1.2. Режим праволинијског кретања

Следећи карактеристични прорачунски режим је праволинијско кретање возила.

$$X_K = K_2 = \varphi \cdot Z_2 \quad (5.6)$$

$$F_A = \sqrt{Z_T^2 + X_T^2} \quad (5.7)$$

Вертикална и подужна реакција тла:

$$Z_T = \frac{Z_2}{2};$$

$$X_T = \varphi \cdot \frac{Z_2}{2}; \quad (5.8)$$

$$G_T = \frac{Z_2}{2} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2},$$

Резултујућа сила:

$$F_R = \frac{Z_2}{2} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2}, \quad (5.9)$$

Сила у ослонцу А:

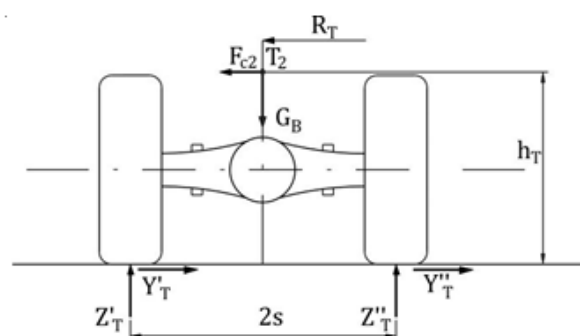
$$F_A = \frac{Z_2}{2} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2} \left(\frac{l_1 + l_2}{l_2} \right), \quad (5.10)$$

Сила у ослонцу В:

$$F_B = \frac{Z_2}{2} \cdot \sqrt{1 + \varphi^2} \left(\frac{l_1}{l_2} \right) \quad (5.11)$$

5.1.3. Режим кретања у кривини

Прорачунски режим који се затим разматра је кретање возила у кривини полупречника R_T .



Слика 5.3 Силе које делују на возило при кретању у кривини [6]

Центрифугална сила се добија из следеће једначине:

$$F_c = \varphi \cdot G_B + \varphi \cdot G_A, \quad (5.12)$$

Вертикална реакција левог точка:

$$Z'_T = \frac{1}{s} G_B \left(\varphi \cdot h_T + \frac{s}{2} \right), \quad (5.13)$$

Хоризонтална реакција левог точка:

$$Y'_T = \varphi \cdot Z'_T, \quad (5.14)$$

Вертикална реакција десног точка:

$$Z''_T = \frac{1}{s} G_B \left(\frac{s}{2} - \varphi \cdot h_T \right), \quad (5.15)$$

Хоризонтална бочна реакција десног точка:

$$Y''_T = \varphi \cdot Z''_T, \quad (5.16)$$

За спољни точак се добија сила у ослонцу А:

$$F_A = \frac{Z_T}{l_2} \cdot [\varphi \cdot r_d - (l_1 + l_2)], \quad (5.17)$$

Сила у ослонцу В:

$$F_B = \frac{Z_T}{l_2} \cdot (\varphi \cdot r_d - l_1), \quad (5.18)$$

За унутрашњи точак се сила у ослонцу А добија из следеће једначине:

$$F_A = \frac{Z_T}{l_2} \cdot [\varphi \cdot r_d - l_1], \quad (5.19)$$

Сила у ослонцу В:

$$F_B = \frac{Z_T}{l_2} \cdot (\varphi \cdot r_d - (l_1 + l_2)) \quad (5.20)$$

5.1.4. Прорачун оптерећења која делују на полурастеређена погонска полувршила

Прорачун се врши за оптерећење полувршила на савијање, торзију и сложено напрезање.

1. Савијање:

Максимални момент савијања:

$$M_{f \max} = F_R \cdot l_1 = \frac{Z_2}{2} l_1 \sqrt{1 + \varphi^2} \quad (5.21)$$

2. Торзија

Момент торзије:

$$M_T = X_T \cdot r_d = \frac{Z_2}{2} \varphi \cdot r_d, \quad (5.22)$$

3. Сложено напрезање:

$$M_i = \sqrt{M_{f \max}^2 + M_T^2}, \quad (5.23)$$

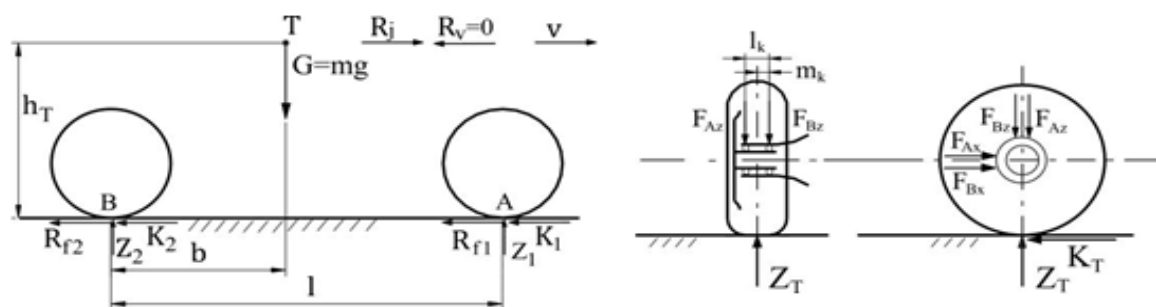
Нормални напон:

$$\sigma = \frac{M_i}{W} \leq \sigma_d \quad (5.24)$$

5.2. Потпуно растерећена погонска полувратила

Одређивање вертикалних реакција лежишта потпуно растерећених полувратила задњих погонских точкова теретног возила је вршено за два карактеристична прорачунска режима:

- интензивно кочење,
- кретање возила сопственом инерцијом константном брзином у кривини.



Слика 5.4 Силе при интензивном кочењу [6]

5.2.1. Интензивно кочење

Из услова равнотеже сила за x-осу је:

$$\sum X_i = 0 \quad K_1 + K_2 = R_1 - (R_{f1} + R_{f2}) \quad (5.25)$$

$$\varphi(Z_1 + Z_2) = R_j - G \cdot f \quad (5.26)$$

$$\varphi \cdot G = R_j - G \cdot f \Rightarrow R_j = (\varphi + f) G \quad (5.27)$$

Из услова равнотеже сума момената за тачку А:

$$\sum M_A = 0 \quad Z_2 \cdot l - G(l - b) + R_j \cdot h_T = 0 \quad (5.28)$$

Вертикална реакција погонских точкова:

$$Z_2 = \frac{1}{l} [G(l - b) - R_j \cdot h_T] = \frac{1}{l} [G(l - b) - (\varphi + f) G h_T] \quad (5.29)$$

Вертикална реакција левог точка погонске осовине:

$$Z_{2TL} = Z_{2TD} = \frac{Z_2}{2} =$$

Кочна сила левог точка:

$$K_{2TL} = K_{2TD} = \frac{K_2}{2} = \varphi \cdot \frac{Z_2}{2} = \varphi \cdot Z_T$$

$$Z_{2T} \cdot m_k - F_{Az} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{Az} = Z_{2T} \frac{m_k}{l_{k2}}$$

$$Z_{2T} \cdot F_{Az} - F_{Bz} = 0 \Rightarrow F_{Bz} = Z_{2T} - F_{Az}$$

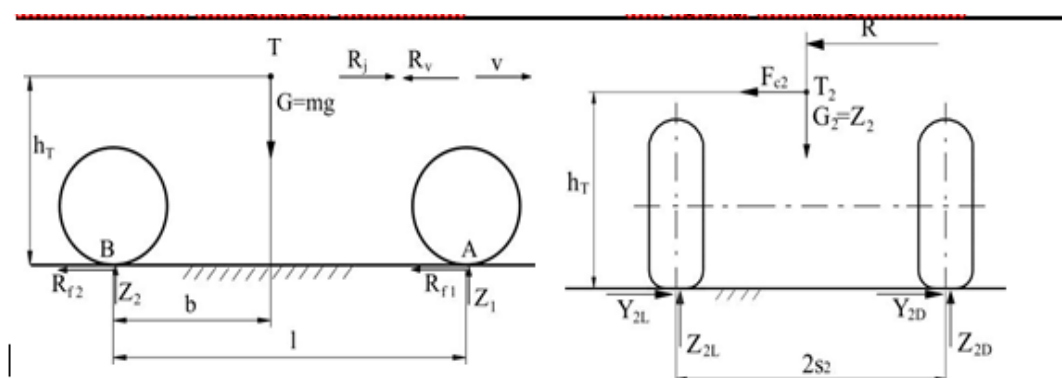
$$K_{2T} \cdot m_k - F_{Ax} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{Ax} = ZK_{2T} \frac{m_k}{l_k} =$$

$$K_{2T} \cdot F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \Rightarrow F_{Bx} = K_{2T} - F_{Ax}$$

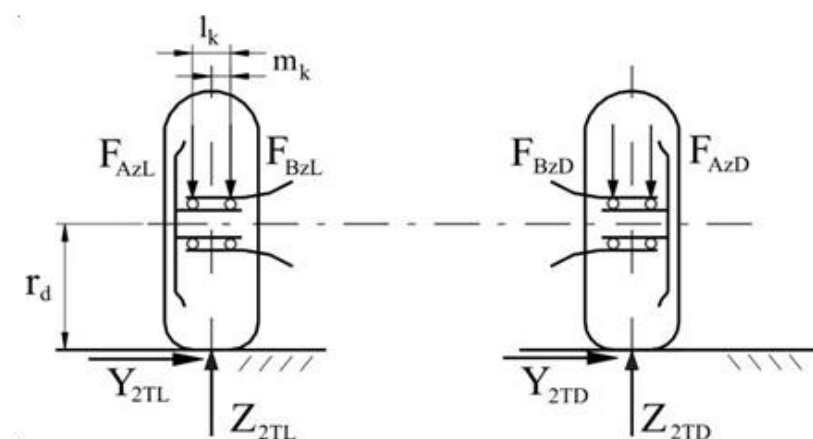
Силе у ослоњцима А и В:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Az}^2} = \quad F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{Bz}^2} =$$

5.2.2. Кретање по инерцији константном брзином по кругу



Слика 5.5 Силе при кретању у кривини [6]



Слика 5.5 Силе на точковима [6]

Из услова равнотеже сума сила за x-осу:

$$\sum X_i = 0 \quad R_f + R_v - R_j = 0 \Rightarrow R_j - R_v = G \cdot f \quad (5.30)$$

$$F_c = \frac{G v^2}{g R} = F_{C1} + F_{C2}; \quad \frac{F_{C1}}{F_{C2}} = \frac{a}{b} = \frac{G_1}{G_2} \Rightarrow F_{C1} = F_c \frac{a}{b}, \quad F_{C2} = F_c \frac{a}{l} = \frac{G l - b v^2}{g l R} = \frac{G_2 v^2}{g R}$$

Из услова равнотеже сума момената за тачку А је:

$$\sum M_A = 0 \quad Z_2 \cdot l - G(l - b) - R_v \cdot h_T + R_j \cdot h_T = 0 \quad (5.31)$$

Вертикална реакција на погонској осовини:

$$Z_2 = \frac{1}{l} [G(l-b) - (R_j - R_v) \cdot h_T] = \frac{1}{l} [G(l-b) - f \cdot h_T] \quad (5.32)$$

$$Z_2 = \frac{G}{l} [l-b-f \cdot h_T] \quad (5.33)$$

Вертикална реакција левог точка погонске осовине:

$$Z_{2TL} = 2s_2 - Z_2 \cdot s_2 - F_{C2} \cdot h_T = 0 \quad (5.34)$$

$$Z_{2TL} = \frac{1}{2s_2} (Z_2 \cdot s_2 - F_{C2} \cdot h_T) = \frac{1}{2s_2} (Z_2 \cdot s_2 + \frac{G}{g} \frac{l-b}{l} \frac{v^2}{R} \cdot h_T) \quad (5.35)$$

$$Z_{2TL} = \frac{1}{2s_2} \frac{G}{l} [(l-b-f \cdot h_T) \cdot s_2 + \frac{l-b}{l} \frac{v^2}{R} \cdot h_T] \quad (5.36)$$

Вертикална реакција десног точка погонске осовине:

$$Z_{2TD} = Z_2 - Z_{2TL}$$

Хоризонтална бочна реакција левог точка погонске осовине:

$$Y_{2TL} = \varphi - Z_{2TL}$$

Хоризонтална бочна реакција десног точка погонске осовине:

$$Y_{2TD} = \varphi - Z_{2TD}$$

Леви точак

$$Y_{2TL} \cdot r_d - Z_{2TL} \cdot m_k + F_{AzL} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{AzL} = \frac{Z_{2TL}}{l_k} (m_k - \varphi r_d) \quad (5.37)$$

$$Z_{2TL} - F_{AzL} - F_{BzL} = 0 \Rightarrow F_{BzL} = Z_{2TL} - F_{AzL} \quad (5.38)$$

Десни точак

$$Y_{2TD} \cdot r_d - Z_{2TD} \cdot m_k - F_{AzD} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{AzD} = \frac{Z_{2TD}}{l_k} (m_k + \varphi r_d) \quad (5.39)$$

$$Z_{2TD} - F_{AzD} - F_{BzD} = 0 \Rightarrow F_{BzD} = Z_{2TD} - F_{AzD} \quad (5.40)$$

6. Пример прорачуна потпуно растерећеног полувратора тегљача TGA MAN

Одређивање вертикалних реакција лежишта потпуно растерећених полувратора задњих погонских точкова код оптерећеног возила се врши за случај:

а) интензивног кочења,

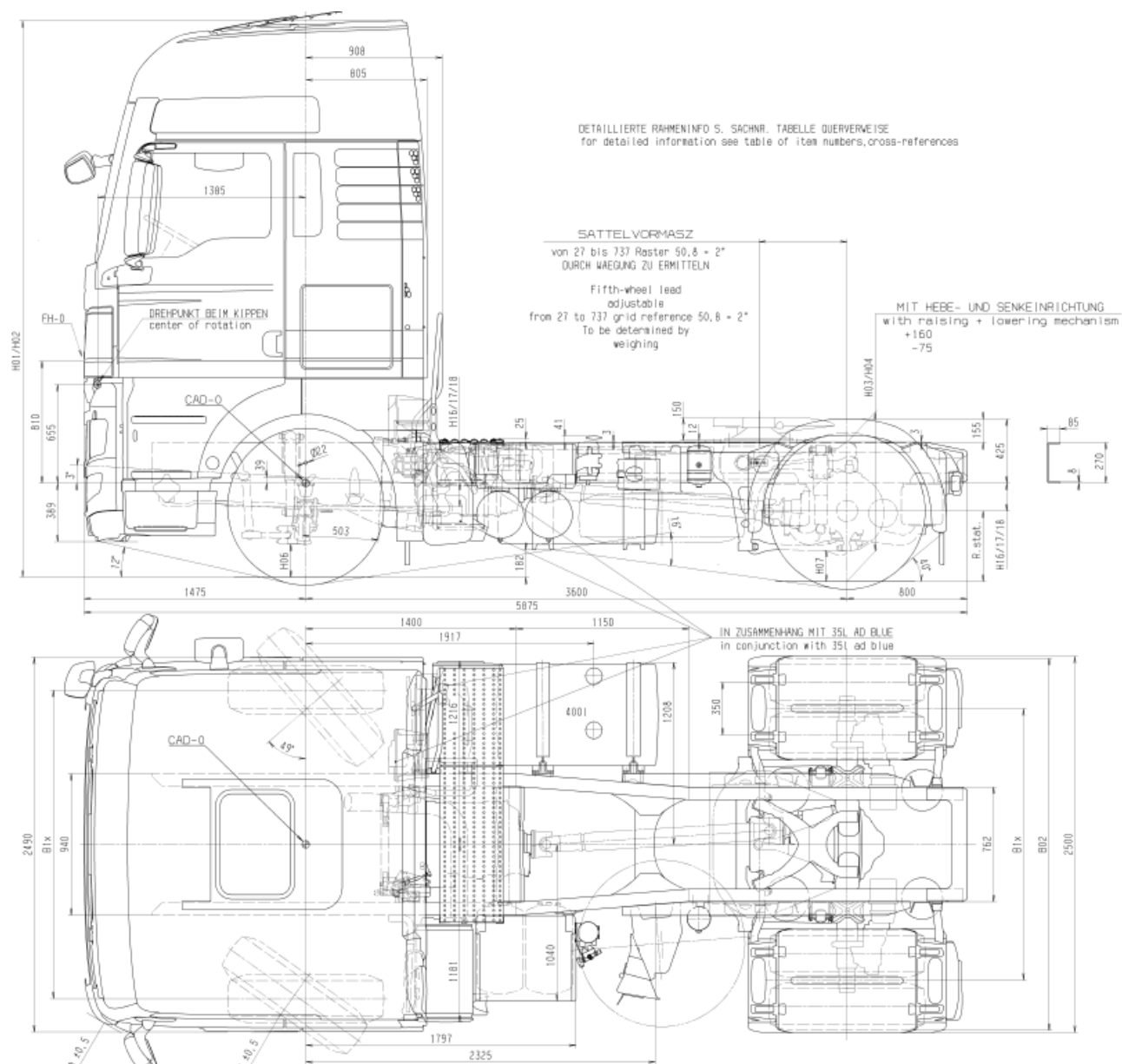
б) кретања возила сопственом инерцијом брзином $v=20$ km/h у кривини полупречника $R=50$ m и врши се поређење.

Подаци су дати у табели 6.1

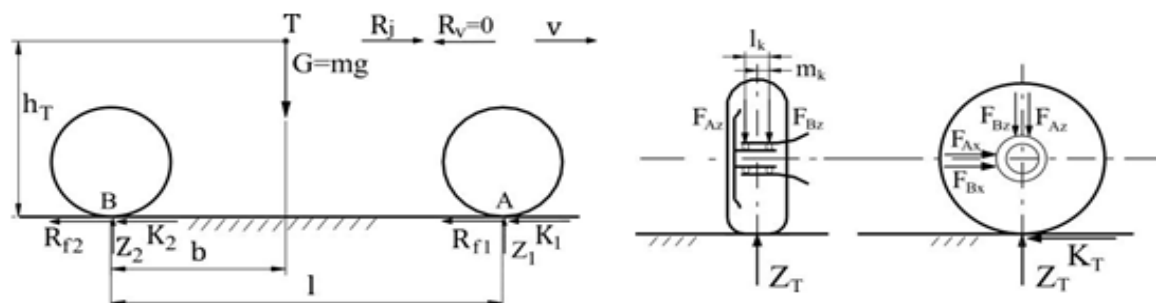
Табела 6.1

Маса оптерећеног возила	$m=40000$ kg
Маса неоптерећеног возила	$m=18000$ kg
Осовинско растојање	$l=3,6$ m, (L_1 на сл. 6.1)
Висина тежишта	$h_T = 0,9$ m
Растојање тежишта до задње осовине	$b = 1,796$ m
Траг задњих точкова	$2s_2 = 2,048$ m
Динамички полупречник точка на основу пнеуматика 315/80 R22.5	$r_d = 0,32$ m
Размак лежишта полувратора	$l_k = 0,23$ m
Коефицијент отпора котрљењу	$f= 0,02$
Коефицијент пријањања за асфалт	$\varphi = 0,75$

$$m_k = \frac{l_k}{2},$$



Слика 6.1 Теретно моторно возило MAN TGA –тегљач (4x2)



Слика 6.2 Силе при интензивном кретању [6]

Из услова равнотеже сума сила за x-осу је:

$$\sum X_i = 0 \quad K_1 + K_2 = R_1 - (R_{f1} + R_{f2})$$

$$\varphi (Z_1 + Z_2) = R_j - G \cdot f$$

$$\varphi \cdot G = R_j - G \cdot f \Rightarrow R_j = (\varphi + f) G$$

Из услова равнотеже сума момената за тачку:

$$\sum M_A = 0 \quad Z_2 \cdot l - G (l-b) + R_j \cdot h_T = 0$$

Одређивање вертикалних реакција погонских точкова:

$$Z_2 = \frac{1}{l} [G(l-b) - R_j \cdot h_T] = \frac{1}{l} [G(l-b) - (\varphi + f) G h_T]$$

$$Z_2 = \frac{G}{l} [l-b + (\varphi + f) h_T] = 121317 \text{ [N]}$$

Одређивање вертикалне реакција левог точка погонске осовине:

$$Z_{2TL} = Z_{2TD} = \frac{Z_2}{2} = 60658,5 \text{ N}$$

Кочна сила левог точка:

$$K_{2TL} = K_{2TD} = \frac{K_2}{2} = \varphi \cdot \frac{Z_2}{2} = \varphi \cdot Z_T = 45493,875 \text{ N}$$

$$Z_{2T} \cdot m_k - F_{Az} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{Az} = Z_{2T} \frac{m_k}{l_{k2}} = 60658,5 \text{ N}$$

$$Z_{2T} \cdot F_{Az} - F_{Bz} = 0 \Rightarrow F_{Bz} = Z_{2T} - F_{Az} = 60658,5 \text{ N}$$

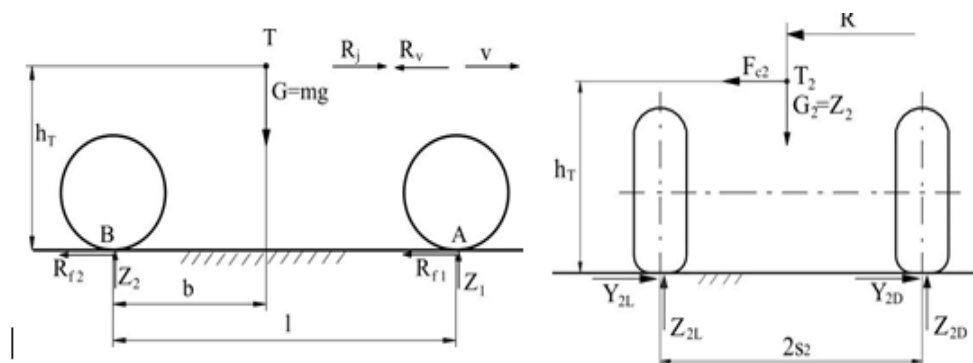
$$K_{2T} \cdot m_k - F_{Ax} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{Ax} = Z_{2T} \frac{m_k}{l_k} = 22746,935 \text{ N}$$

$$K_{2T} \cdot F_{Ax} - F_{Bx} = 0 \Rightarrow F_{Bx} = K_{2T} - F_{Ax} = 22746,935 \text{ N}$$

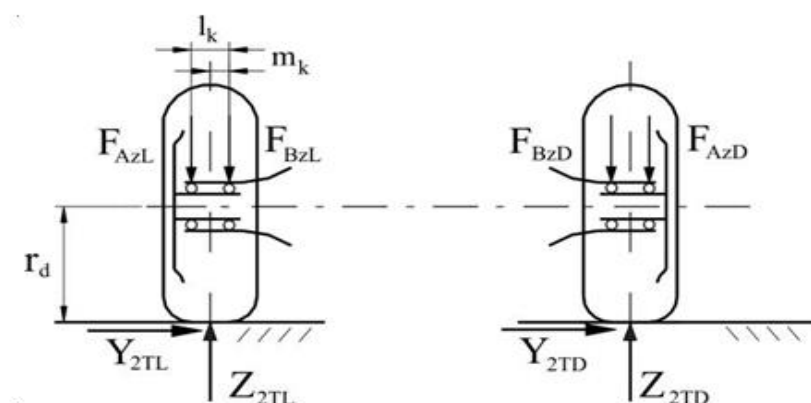
Одређивање силе у тачкама:

$$F_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Az}^2} = 32169,02395 \text{ N} \quad F_B = \sqrt{F_{Bx}^2 + F_{Bz}^2} = 85748,07337208 \text{ N}$$

б) Кретање по инерцији брзином $v = 20 \text{ km/h}$ по кругу полупречника $R = 50 \text{ m}$



Слика 6.3 Силе при кретању у кривини [6]



Слика 6.4 Силе на точковима [6]

Из услова равнотеже сума сила за x-осу:

$$\sum X_i = 0 \quad R_f + R_v - R_j = 0 \Rightarrow R_j - R_v = G \cdot f$$

$$F_C = \frac{G v^2}{g R} = F_{C1} + F_{C2}; \quad \frac{F_{C1}}{F_{C2}} = \frac{a}{b} = \frac{G_1}{G_2} \Rightarrow F_{C1} = F_C \frac{a}{b}, \quad F_{C2} = F_C \frac{a}{l} = \frac{G l - b}{g l} \frac{v^2}{R} = \frac{G_2 v^2}{g R}$$

Из услова равнотеже сума момената је:

$$\sum M_A = 0 \quad Z_2 \cdot l - G(l - b) - R_v \cdot h_T + R_j \cdot h_T = 0$$

Одређивање вертикалне реакције погонског вратила:

$$Z_2 = \frac{1}{l} [G(l - b) - (R_j - R_v) \cdot h_T] = \frac{1}{l} [G(l - b) - f \cdot h_T]$$

$$Z_2 = \frac{G}{l} [l - b - f \cdot h_T]$$

$$Z_2 = 194674,33 \text{ N}$$

Одређивање вертикалне реакције левог точка погонске осовине:

$$Z_{2TL} = 2s_2 - Z_2 \cdot s_2 - F_{C2} \cdot h_T = 0$$

$$Z_{2TL} = \frac{1}{2s_2} (Z_2 \cdot s_2 - F_{C2} \cdot h_T) = \frac{1}{2s_2} (Z_2 \cdot s_2 + \frac{G}{g} \frac{l - b}{l} \frac{v^2}{R} \cdot h_T)$$

$$Z_{2TL} = \frac{1}{2s_2} \frac{G}{l} \left[(l - b - f \cdot h_T) \cdot s_2 + \frac{l - b}{l} \frac{v^2}{R} \cdot h_T \right]$$

$$Z_{2TL} = 87141.86834 \text{ N}$$

Одређивање вертикалне реакције десног точка погонске осовине:

$$Z_{2TD} = Z_2 - Z_{2TL} = 107532.1317 \text{ N}$$

Одређивање хоризонталне реакције левог точка погонске осовине:

$$Y_{2TL} = \varphi - Z_{2TL} = 63356.40126 \text{ N}$$

Одређивање хоризонтална реакција десног точка погонске осовине:

$$Y_{2TD} = \varphi - Z_{2TD} = 80659.098775 \text{ N}$$

Леви точак

$$Y_{2TL} \cdot r_d - Z_{2TL} \cdot m_k + F_{AzL} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{AzL} = \frac{Z_{2TL}}{l_k} (m_k - \varphi r_d)$$

$$Z_{2TL} - F_{AzL} - F_{BzL} = 0 \Rightarrow F_{BzL} = Z_{2TL} - F_{AzL}$$

Из претходних једначина се добијају силе за тачке и левог погонског точка:

$$F_{AzL} = -67534.94796 \text{ N}$$

$$F_{BzL} = Z_{2TL} - F_{AzL} = 154676.8163 \text{ N}$$

Десни точак

$$Y_{2TD} \cdot r_d - Z_{2TD} \cdot m_k - F_{AzD} \cdot l_k = 0 \Rightarrow F_{AzD} = \frac{Z_{2TD}}{l_k} (m_k + \varphi r_d)$$

$$Z_{2TD} - F_{AzD} - F_{BzD} = 0 \Rightarrow F_{BzD} = Z_{2TD} - F_{AzD}$$

Из претходних једначина се добијају силе за тачке и десног погонског точка:

$$F_{AzD} = -99861.506305 \text{ N}$$

$$F_{BzD} = Z_{2TD} - F_{AzD} = 207393.638 \text{ N}$$

На основу претходног прорачуна може се закључити да при кретању возила у кривини, више су оптерећени лежајеви на полувратилу спољашњег (левог) точка у односу на лежајеве унутрашњег (десног) погонског полувратила. У односу на случај интензивног кочења, вертикалне реакције лежајева погонског полувратила при кретању у кривини су веће (на оба точка).

7. Закључак

Погонско полувратило је део који припада погонском мосту возила, и његова главна улога је пренос обртног момента од главног преносника са диференцијалом до погонских точкова. Конструкција погонских полувратила зависи пре свега од положаја погонског моста (предњи или задњи) и од начина ослањања возила на погонске точкове (круто, зависно еластично и независно еластично). Код задњих погонских мостова, који дакле нису истовремено и управљачки, а у случају да се возило ослања на погонске точкове преко крутог или зависно еластичног система, погонска полувратила се изводе као крута вратила са лежиштима постављеним у једном крутом кућишту – кућишту погонског моста. Уколико се погонски мост налази на предњем делу возила, дакле уколико се користи истовремено и као управљачки мост, а такође уколико се возило на погонске точкове ослања преко независно еластичних система, погонска полувратила се изводе са еластичним зглобовима, то јест у виду зглобних преносника. Погонска полувратила (чест назив у литератури – полуосовине) погонског моста са зависним ослањањем деле се на три врсте: полурастеређена, три четвртине растеређена и потпуно растеређена. Под појмом “растеређености” у називу појединих врста погонских полувратила подразумева се растеређеност од напрезања полувратила на савијање. Неке од врста примењених полувратила тј. осовина су Де Дионова крута погонска осовина, круте осовине са уздужним лиснатим гибњевима, круте осовине са спиралним опругама. Обично се израђују од легираног или угљеничног челика при чему се подвргавају термичкој обради, како би се материјалу обезбедила што боља својства.

Литература

- [1] И. Филиповић: Мотори и моторна возила, Машински факултет Универзитета у Тузли, Тузла, 2006
- [2] Д. Ружић, Н. Познановић, Ф. Часњи, Основи моторних возила, Факултет техничких наука у Новом Саду, Нови Сад, 2010
- [3] Преузето са <https://sh.wikipedia.org/wiki/Vratilo> дана 10.10. 2015
- [4] Преузето са <http://nikolavujic.weebly.com/motori-i-motorna-vozila-download.html> дана 10.10. 2015
- [5] Преузето са <http://www.vrelegume.rs/test/mehanizmi-za-vodjenje-tockova-zavisno-oslanjanje/> дана 10.10. 2015
- [6] Ј. Глишовић, Конструкција возила-Методичка збирка задатака са изводима из теорије, Факултет инжењерских наука у Крагујевцу, Крагујевац, 2014
- [7] Д. Данев, Конструкција на моторните возила, Машински факултет Скопље, Скопље 2000