

## **ОСОБЕНОСТИ ПРИ ОПРЕДЕЛЯНЕ НА ВХОДНИТЕ ПАРАМЕТРИ НА ЕЛЕКТРИЧЕСКИ УСИЛВАТЕЛ, ВГРАДЕН В АВТОМОБИЛНА КОРМИЛНА УРЕДБА**

**Пенко Цветков Петков**  
[ppetkov@vtu.bg](mailto:ppetkov@vtu.bg)

*Висше транспортно училище “Тодор Каблешков”,  
София, Гео Милев 158,  
БЪЛГАРИЯ*

**Ключови думи:** автомобил, кормилна уредба, усилвател, външно натоварване, съпротивителен момент, стълков електродвигател, винтово-гаечен механизъм, зъбно-рейков механизъм

**Резюме:** *Развитието на конструкциите на кормилните уредби на съвременните автотранспортни средства е насочено към повешаване на тяхната адаптивност и оптимизиране динамиката на движение, т. е. възможност да променят параметрите си в зависимост от управляващите въздействия на водача и пътните условия. Наличието на усилвател в кормилната уредба на по-ранен етап се определяше от санитарните изисквания и норми за ограничаване на силата, приложена върху кормилното колело при завиване на управляемите колела с максимално съпротивление (завиване на място). Нарастналите изисквания по отношение адаптивността, повишаването на комфорта при управление и безопасността на автомобила наложи напоследък замяната на традиционните хидравлични усилватели в кормилните уредби с електрически.*

*В работата е предложен алгоритъм за изчисление на някои входни параметри, необходими за избиране на техническите характеристики на електродвигател за усилвател в автомобилна кормилна уредба. Същността на метода се състои в последователно определяне на съпротивленията, действащи върху управляемите колела на автомобила при извършване на завой. За целта са показани схеми на управляемо колело в състояние при завиване с действащите върху него сили и ускорения. На базата на кинетичната енергия на разглежданата механична система е съставено уравнение на мощностния баланс. Изведени са зависимости за определяне на въртящия момент на стълков електродвигател, вграждан като усилвател в автомобилни кормилни уредби с винтово-гаечни и зъбно-рейкови кормилни механизми. Представеният подход може да се прилага в практиката и учебния процес при проектиране на усилватели в автомобилни кормилни уредби.*

От съвършенството на конструкцията, надеждността и техническото състояние на кормилната уредба съществено зависят управляемостта, маневреността, устойчивостта и безопасността на автомобила. В европейските и международни нормативни

документи са посочени показатели и норми, отнасящи се кормилните уредби на различните категории автотранспортни средства [5], [9]. Изпълнението на тези показатели осигурява необходимия комфорт и безопасност на управление на автомобила. Съответствието на конструкцията на кормилната уредба спрямо предвидените показатели зависи от правилния избор на параметрите на съставните структурни възли – кормилен механизъм, кормилно задвижване и усилвател.

За повишаване на комфорта и облекчаване управлението на автомобила през продължителен период от време кормилните уредби са били окомплектовани с хидравличен тип усилватели. В тази връзка обикновено в специализираната техническа литература преобладават данни за пресмятане на работните параметри на този тип усилватели [1], [3]. Напоследък в кормилни уредби предимно на леки автомобили вместо хидравлични усилватели се прилагат електромеханични в различно конструктивно изпълнение [4]. Задачата за пресмятане на параметрите на електрически усилвател е актуална и представлява интерес за проектантите, конструкторите и производители на автомобилна техника и оборудване.

Целта на разработката е да се представи в методическа последователност определянето на входни параметри, необходими при избор на стъпков електродвигател, използван в качеството на усилвател в автомобилна кормилна уредба.

Обикновено за определяне на усилието, приложено върху вала на кормилното колело е необходимо да се изчисли сумарният съпротивителен момент при завиване на управляемите колела. При неподвижен двусосен автомобил с предни управляеми колела сумарният съпротивителен момент е

$$(1) \quad M_{\kappa} = M_{\text{съпр}} + M_{\text{тр}} + M_a,$$

където  $M_{\text{съпр}}$  е съпротивителният момент при завиване на управляемите колела;  $M_{\text{тр}}$  - триещият момент в кормилното задвижване;  $M_a$  - инерционният момент на колелата и детайлите от задвижването.

В практиката при изчисления на автомобилна кормилна уредба не се вземат предвид ъглите на страничния наклон на колелото и на надлъжния наклон на шенкелната ос поради сравнително малките им стойности [2]. Тогава съпротивителният момент при завиване основно зависи от деформацията и приплъзването на пневматичната гума (ПГ) в контактната зона с опорната повърхност, съпротивлението при търкаляне на колелото в процеса на завиване и ъгъла на напречния наклон на оста на шенкела. В съответствие с това съпротивителният момент се определя от израза

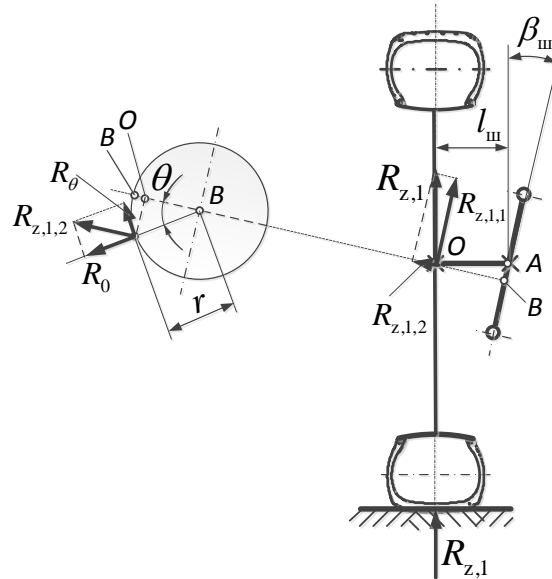
$$(2) \quad M_{\text{съпр}} = M_f + M_{\mu} + M_{\text{ст},\beta},$$

където  $M_f$  е съпротивителният момент от търкаляне на колелата при извършване на завиване;  $M_{\mu}$  - съпротивителният момент вследствие еластичната деформация и приплъзването на ПГ спрямо опорната повърхност;  $M_{\text{ст},\beta}$  - стабилизиращият момент, създаден от еластичните свойства на ПГ и кинематичната връзка на колелата с направляващите устройства в окачването или моста (при зависимо окачване).

Завиването на автомобила е свързано с търкаляне на всяко от управляемите колела по определена траектория. С отчитане на приетите допускания и съобразно разположението на силите от схемата на фиг. 1, съпротивителният момент на всяко колело е

$$(3) \quad M_f^{\kappa} = R_{z,1} f(l_{\text{ш}} \cos \beta_{\text{ш}} - r_{\text{д}} \sin \beta_{\text{ш}}),$$

където  $R_{z,1}$  е вертикалната реакция от пътя, действаща върху колелото [в общия случай  $R_{z,1} = G_{к,1}$  ( $G_{к,1}$  е разпределеното вертикално натоварване на управляемото колело)];  $f$  - коефициентът на съпротивление при търкаляне;  $l_{ш}$  - разстоянието шенкелната ос до вертикалната симетрична равнина на колелото;  $r_d$  - динамичният радиус на колелото;  $\beta_{ш}$  - ъгълът на напречния наклон на шенкелната ос.



Фиг. 1. Схема за определяне на силите и моментите, действащи върху колелото при завиване

Сумарната стойност на съпротивителния момент от търкаляне, приведен към лявото колело се определя от израза

$$(4) \quad M_f = M_f^л + M_f^д = \frac{R_{z,1} f (\cos \beta_{ш} - r_d \sin \beta_{ш})}{\eta_2} \left( 1 + \frac{1}{i_3 \eta_3} \right),$$

където  $M_f^л$  и  $M_f^д$  са съответно съпротивителните моменти при търкаляне на лявото и дясното управляеми колела;  $i_3$  - предавателното число на кормилното задвижване от дясното към лявото колело;  $\eta_2$  - коефициентът на полезно действие (к.п.д.) на възела (шенкела) за завиване на колелото;  $\eta_3$  - к.п.д. на кормилното задвижване от дясното към лявото колело.

За определяне на момента  $M_\mu$  обикновено се използват емпирични зависимости [4], [6], [7]. Получено е добро съответствие между резултати от експериментални изследвания и теоретични изчисления на съпротивителния момент, произтичащ от еластичната деформация и приплъзването на ПГ в контактната зона с опорната повърхност. Като се отчетат тези обстоятелства съпротивителният момент може да се представи чрез израза [8]

$$(5) \quad M_\mu^к = \frac{0,375 R_{z,1} \mu \sqrt{S_\Gamma}}{\eta_2},$$

където  $\mu$  е коефициентът на сцепление на ПГ спрямо пътната повърхност;  $S_\Gamma$  - площта на контактната зона на ПГ с опорната повърхност.

Сумарната стойност на съпротивителния момент от еластичната деформация и сцеплението на ПГ, приведен към лявото колело се представя във вида

$$(6) \quad M_{\mu} = M_{\mu}^{\text{п}} + M_{\mu}^{\text{д}} = \frac{0,375 R_{z,1} \mu \sqrt{S_{\Gamma}}}{\eta_2} \left( 1 + \frac{1}{i_3 \eta_3} \right),$$

където  $M_{\mu}^{\text{п}}$  и  $M_{\mu}^{\text{д}}$  са съпротивителните моменти от еластичната деформация и сцеплението на ПГ, съответно на лявото и дясното колело.

Стабилизиращият момент, създаден от ъгъла на напречния наклон на шенкелната ос  $\beta_{\text{ш}}$  се определя с отчитане на силите, действащи върху възлите на кормилното задвижване на лявото и дясното колело. Приема се, че при малки стойности ъглите на завиване на лявото и дясното колело са равни. При завиване на колелото около шенкелната ос (фиг. 2) т.  $O$ , която е пресечна точка на вертикалната симетрична равнина и оста му, се премества по дъга от окръжност. Дъгата е разположена в равнина, перпендикулярна на шенкелната ос и е наклонена спрямо опорната повърхност под ъгъл  $\beta_{\text{ш}}$ . Едновременно с това т.  $O$  се премества вертикално спрямо опорната повърхност. Това състояние предизвиква изменение на височината на разположение на масовия център на автомобила и възникване на стабилизиращия момент  $M_{\text{ст},\beta}$ , който се стреми да върне колелото към неутралното му положение, съответстващо на праволинейно движение. За определяне на момента  $M_{\text{ст},\beta}$ , реакцията  $R_{z,1}$  се премества по направление на нейното действие до пресичането с оста на въртене на колелото (т.  $O$ ) в неговата симетрична равнина (виж. фиг. 1). След това  $R_{z,1}$  се разлага на две компоненти по две направления – паралелно на шенкелната ос  $R_{z,1,1}$  и перпендикулярно на тази ос  $R_{z,1,2}$ . При неутрално положение на колелото съставлящата сила  $R_{z,1,2}$  е насочена по неговата ос на въртене. В случай, че колелото извърши завой на ъгъл  $\theta$  силата  $R_{z,1,2}$  запазва положението си в пространството, а ъгълът между направлението на силата и оста на колелото е равен на  $\theta$ .

За показаното положение на колелото от фиг. 1 силата  $R_{z,1,2}$  се представя като резултантна от две съставлящи – едната  $R_0$  е насочена по оста на колелото, а втората  $R_{\theta}$  е перпендикулярна на оста. Компонентата  $R_{\theta}$  създава стабилизиращ момент върху колелото, който се определя от равенството

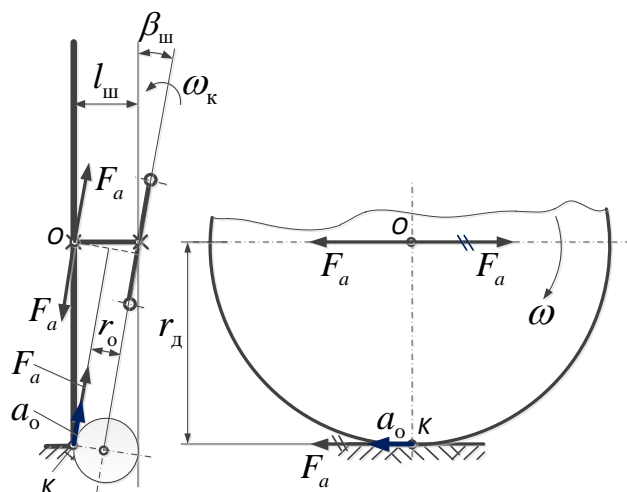
$$(7) \quad M_{\text{ст},\beta}^{\text{к}} = R_{\theta} r = \frac{R_{z,1} l_{\text{ш}} \sin \beta_{\text{ш}} \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta}{\eta_2},$$

където  $r$  е проекцията на дължината на шенкела върху равнината на преместване на центъра на колелото;  $\theta$  - ъгълът на завиване на колелото.

Сумарната стойност на стабилизиращия момент, приведен към лявото колело е

$$(8) \quad M_{\text{ст},\beta} = M_{\text{ст},\beta}^{\text{п}} + M_{\text{ст},\beta}^{\text{д}} = \frac{R_{z,1} l_{\text{ш}} \sin \beta_{\text{ш}} \cos \beta_{\text{ш}} \sin \theta}{\eta_2} \left( 1 + \frac{1}{i_3 \eta_3} \right),$$

където  $M_{\text{ст},\beta}^{\text{п}}$  и  $M_{\text{ст},\beta}^{\text{д}}$  са стабилизиращите моменти на лявото и дясното управляеми колела.



Фиг. 2. Схема за определяне на ускоренията на контактната зона на колелото

В кормилни уредби с винтово-гаечен кормилен механизъм кормилното задвижване е съставено от голям брой елементи. Инерционните моменти и масите на колелата и детайлите от шенкелния възел оказват значително влияние върху сумарния съпротивителен момент  $M_{с\ddot{u}пр}$  при завиване. Масите на лостовете и щангите от кормилното задвижване са сравнително по-малки от масите на колелата и шенкела. За облекчаване на изчисленията обикновено не се отчита влиянието на масите и инерционни моменти на тези елементи върху ускоренията. Взема се предвид само влиянието на масите и масовите инерционни моменти на колелата и детайлите от шенкелния възел. С отчитане на приетите допускания и влиянието на посочените фактори инерционният съпротивителен момент при завиване на колелото около шенкелната му ос е

$$(9) \quad M_o^k = J_o \varepsilon_o = \frac{J_o \varepsilon}{i_1 i_2},$$

където  $J_o$  е масовият инерционен момент на колелото спрямо оста на завиване (шенкелната ос),  $kg.m^2$ ;  $\varepsilon_o$  - ъгловото ускорение на т.  $O$  от колелото спрямо оста на завиване,  $s^{-2}$ ;  $\varepsilon$  - ъгловото ускорение на кормилния вал;  $i_1$  - предавателно число на кормилния механизъм;  $i_2$  - предавателно число на кормилното задвижване от кормилния лост (хебела) до шенкелното рамо.

Сумарният инерционен съпротивителен момент при завиване на колелата се определя от равенството

$$(10) \quad M_o = M_o^л + M_o^д = \frac{J_o}{i_1 i_2} \left( 1 + \frac{1}{i_3 \eta_3} \right),$$

където  $M_o^л$  и  $M_o^д$  са инерционните съпротивителни моменти при завиване на лявото и дясното колело спрямо шенкелните им оси.

От друга страна колелото се завърта ускорително около шенкелната ос под действие на сила, приложена в контактната зона на ПГ с опорната повърхност. За определяне на линейното ускорение в контактната точка  $K$  колелото се представя като плосък диск (фиг. 2). Едновременно с въртенето му в неговата равнина, колелото се

премества по дъга от окръжност в равнина, перпендикулярна на шенкелната ос. В този случай линейното ускорение на т.  $K$  е

$$(11) \quad a_o = \varepsilon_o r_o,$$

където  $r_o = l_{ш} \cos \beta_{ш} - r_d \sin \beta_{ш}$  е радиусът на окръжността на завъртането на т.  $K$  в перпендикулярната на шенкелната ос равнина.

За определяне на ъгловото ускорение на колелото от въртеливото му движение се използва условието за равенство на линейните ускорения при преместване на т.  $K$  в равнината на диска и в равнината, перпендикулярна на шенкелната ос, откъдето следва

$$(12) \quad \varepsilon_k = \frac{\varepsilon_o r_o}{r_d} = \frac{\varepsilon r_o}{r_d i_1 i_2}.$$

Инерционната сила  $F_a$ , действаща върху колелото при ускорителното му въртене е насочена по допирателната към диска (фиг. 2). Тя се определя от израза

$$(13) \quad F_a = \frac{M_{зав}}{r_d} = \frac{J_k \varepsilon_k}{r_d} = \frac{J_k \varepsilon r_o}{r_d i_1 i_2},$$

където  $M_{зав}$  е съпротивителният момент при завиване вследствие ускорителното въртене на колелото;  $J_k$  - масовият инерционен момент на колелото спрямо оста на въртенето му.

Съпротивителният момент при завиване на колелото от инерционната сила  $F_a$  е

$$(14) \quad M_a^k = F_a l_{ш} \cos \beta_{ш} = \frac{J_k \varepsilon r_o l_{ш} \cos \beta_{ш}}{\eta_2 i_1 i_2 r_d}.$$

Сумарната стойност на съпротивителния момент при завиване на колелата спрямо шенкелната ос, приведен към лявото колело се определя от зависимостта

$$(15) \quad M_a = M_a^л + M_a^д = \frac{J_k \varepsilon r_o l_{ш} \cos \beta_{ш}}{\eta_2 i_1 i_2 r_d} \left( 1 + \frac{1}{\eta_3 i_3} \right),$$

където  $M_a^л$  и  $M_a^д$  са съпротивителните моменти при завиване на лявото и дясното колело вследствие на ускорителното им завъртане около осите на шенкелите.

### Частни случаи

**Кормилна уредба с винтово-гаечен кормилен механизъм.** В този случай необходимият момент на стъпковия електродвигател при въртенето на ротора му (вала на кормилното колело) с ъглово ускорение  $\varepsilon$  се определя от закона за съхранение на енергията. За системата «задвигване – натоварване» законът за съхранение на енергията при завъртане на ротора на  $\frac{1}{2}$  стъпка се изразява във вида

$$(16) \quad M_{ед} \varphi = M_o^{np} + M_n^{np} \varphi + M_{тр}^{np} \varphi + M_m \varphi - M_{ув} \varphi,$$

където  $M_o^{np}$ ,  $M_n^{np}$  и  $M_{тр}^{np}$  са приведените към вала на ротора съответно следните моменти от: инерцията, полезното натоварване и триенето;  $M_m$  - съпротивителният момент при завъртането на ротора, породен от постоянните магнити в електродвигателя;  $M_{ув}$  - моментът, приложен от управляващото въздействие на водача;  $\varphi$  - ъгълът на завъртане на ротора.

Кинетичната енергия на системата се определя по формулата

$$(17) \quad E = \frac{J_o \omega_o^2}{2} + \frac{J_k \omega_k^2}{2} + \frac{J_{дв} \omega_{кк}^2}{2} = \frac{J_{пр} \omega_{кк}^2}{2},$$

където  $\omega_o$  е ъгловата скорост на въртене на колелото около оста му;  $\omega_k = \omega_{кк} r_o / i_1 i_2 r_d$  - ъгловата скорост на завъртане на колелото около шенкелната му ос;  $\omega_{кк}$  - ъгловата скорост на вала на кормилното колело;  $J_{дв}$  - сумарният масов инерционен момент на ротора на електродвигателя, кормилното колело, кормилния вал и детайлите от кормилния механизъм;  $J_{пр}$  - приведеният към кормилния вал масов инерционен момент на системата.

За кормилна уредба с винтово-гаечен кормилен механизъм приведеният масов инерционен момент е

$$(18) \quad J_{пр} = J_{дв} + \frac{1}{(i_1 i_2)^2} \left( J_o + J_k \frac{r_o^2}{r_d^2} \right).$$

Производната на кинетичната енергия на системата спрямо времето е равна на сумата от мощностите на приложените сили, т. е.

$$(19) \quad \frac{dE}{dt} = \sum_{i=1}^n P_i = J_{пр} \omega_{кк} \varepsilon,$$

където  $P_i$  е мощността на външните сили.

Уравнението на мощностния баланс на системата с отчитане на приетите допускания се представя чрез израза

$$(20) \quad M_{ед} \omega_{кк} = J_{пр} \omega_{кк} \varepsilon + (M_{тр}^{пр} + M_{н}^{пр} - M_{ув}) \omega_{кк}.$$

Необходимият задвижващ момент на двигателя се определя по формулата

$$(21) \quad M_{ед} = J_{пр} \varepsilon + M_{тр}^{пр} + M_{н}^{пр} - M_{ув} = J_{пр} \varepsilon - M_{ув} + \frac{M_f + M_\mu + M_{ст,\beta} + M_a}{i_1 i_2 \eta_1},$$

където  $\eta_1$  е к.п.д. на кормилния механизъм.

**Кормилна уредба със зъбно-рейков кормилен механизъм.** За кормилна уредба от този тип съпротивителните моменти при завиване на управляемите колела  $M_f$ ,  $M_\mu$ ,  $M_{ст,\beta}$  и  $M_a$  се пресмятат като се използват изразите (4), (6), (8) и (15). При определяне на необходимия въртящ момент  $M_{ед}$  на стъпковия електродвигател със завъртане на вала на кормилното колело с ъглово ускорение  $\varepsilon$  и приведен масов инерционен момент на системата  $J_{пр}$  трябва да се отчитат конструктивните особености на механизма и кормилното задвижване.

Кинетичната енергия на системата със зъбно-рейков механизъм се определя от израза

$$(22) \quad E = \frac{J_o \omega_o^2}{2} + \frac{J_k \omega_k^2}{2} + \frac{J_{дв} \omega_{кк}^2}{2} + \frac{m_p V_p^2}{2} = \frac{J_{пр} \omega_{кк}^2}{2},$$

където  $J_{дв}$  е сумарният масов инерционен момент на ротора на електродвигателя, кормилното колело, кормилния вал и зъбното колело от кормилния механизъм;  $m_p$  - масата на зъбната рейка;  $V_p$  - линейната скорост на рейката ( $V_p = \omega_{кк} R_o$ ,  $R_o$  е радиусът на делителната окръжност на зъбното колело).

Приведеният масов инерционен момент на системата е

$$(23) \quad J_{\text{пр}} = J_{\text{дв}} + \frac{1}{(i_1 i_2)^2} \left( J_o + J_k \frac{r_o^2}{r_d^2} \right) + m_p R_o^2.$$

Стойността на въртящия момент на задвижващия електродвигател  $M_{\text{ед}}$  се определя в съответствие с израз (21).

Чрез получените аналитични зависимости може да се определи необходимият въртящ момент, реализиран от стъпков електродвигател за усилвател в кормилна уредба. При практически изчисления на автомобилни кормилни уредби с вградени електрически усилватели и избор на стъпков електродвигател следва да се имат предвид техническите параметри и изходни характеристики на такъв тип електрически машини. Представеният подход може успешно да се прилага от студенти при разработване на курсови проекти и дипломно проектиране.

#### **ЛИТЕРАТУРА:**

- [1] Гришкевич А. И., Д. М. Ломако, В. П. Автушко и др. Автомобили. Системы управления и ходовая часть./ Под ред. д.т.н. проф. А. И. Гришкевича. Минск, Высшэйшая школа, 1987. 200 с.
- [2] Губарев А. В., А. Г. Уланов. Конструирование и расчет наземных транспортно-технологических средств. Челябинск, Издательский центр ЮУрГУ, 2015. 565 с.
- [3] Малиновский М. П. Системы управления колесных машин: учебное пособие. Москва, МАДИ, 2018. 100 с.
- [4] Петров А. П. Современные конструкции рулевого управления. Курган, Курганский государственный университет, 2014. 160 с.
- [5] Правило № 79 на Европейската икономическа комисия към Организацията на обединените нации (ИКЕ – ООН). Единни разпоредби относно одобряването на моторни превозни средства по отношение на кормилните уредби (2018/1947). 50 с.
- [6] Crolla D. A. Automotive Engineering. Powertrain, Chassis, System and Vehicle Body. Elsevier Sabre Foundaion. First edition, 2009. 827 p.
- [7] Happian-Smith J. An introduction to Modern Vehicle Design. Butterworth Heinemann, Oxford, 2002. 585 p.
- [8] The Pneumatic Tire. U. S. Department of Transportation. National Highway Traffic Safety Administration. DOT HS 810 561. February 2006. 699 p.
- [9] Zaremba A., R. I. Davis. Dynamic analysis and stability steering system// [https://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs\\_all.jsp/arnumber/532736](https://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp/arnumber/532736).



# SPECIFICS OF DETERMINATION OF THE INPUT OF AN ELECTRIC ACTUATOR EMBEDDED IN AN AUTOMOTIVE STEERING SYSTEM

Penko Tzvetkov Petkov

[ppetkov@vtu.bg](mailto:ppetkov@vtu.bg)

*Todor Kableshkov University of Transport, 158 Geo Milev Str., 1574 Sofia,  
BULGARIA*

**Key words:** *a car, a steering system, a booster, a external load, a moment of resistance, stepper motor, a screw nut mechanism, a gear rack mechanism*

**Abstract:** *The development of the steering system constructions of modern vehicles is aimed at increasing their adaptability and optimizing the dynamics of movement, i.e. the ability to change their parameters depending on the driver actions and road conditions. Earlier the presence of an actuator in the steering system was determined by the sanitary requirements and norms for limiting the force applied to the steering wheel while turning the steered wheels with maximum resistance (turning in place). Recently the replacement of the traditional hydraulic actuators in the steering systems with electric ones was imposed by the increasing requirements for driving adaptability, comfortability, and car safety.*

*The study proposes an algorithm for calculating some input parameters necessary to select the technical characteristics of an electric motor for an actuator in a car steering system. The essence of the method is to determine sequentially the resistances acting on the steered wheels of the vehicle when making a turn. In order to achieve this goal diagrams of a steerable wheel in a state of turning with the forces acting on it and accelerations have been shown. On the basis of the kinetic energy of the considered mechanical system, an equation of power balance has been obtained. Dependencies for determination of the torque of a stepper motor built as an actuator in a car steering systems with screw-and-nut and rack-and-pinion steering mechanisms have been derived. The presented approach herein could be applied in practice and in the process of learning the design of actuators as a part of the automotive steering system.*