

МАШИНО- СТРОЕНИЕ

№1-2

ГОДИНА LII

2003



ИЗДАНИЕ НА МАШИНИТЕЛЕКТ - ЕООД



ИНТЕРВЮ: Международен изложбен център - София,
прозорец към най-новите достижения в света на
техниката и технологиите - разговор с г-н Иванов,
изпълнителен директор на Международния
изложбен център

ПАНАИРИ И ИЗЛОЖБИ: MCV - Бърно -
Входната Врата за централноевропейския пазар
ХАНОВЕРСКИЯТ ПАНАИР - световният индустриален форум



№1-2

ГОДИНА LI

2003

Гл. редактор: инж. ИВАЙЛО ИВАНОВ
Редактор: ОГНЯН ДИМИТРОВ
Струпник: МИНА АНДРЕЕВА

София 1000, плк 550,
ул. "Цар Иван Шишман" 27Б
<http://machinebuilding.bgcatalog.com>
e-mail: machinebuilding@bgcatalog.com
Телефон: 981 99 72; тел/факс 981 07 67
Търговска банка "БИОХИМ" - клон "Батенберг"
София 1000, пл. "Батенберг" 12
Банков код: 66084219, с-ка 1010774705

МАШИНО-
СТРОЕНИЕ®

НАУЧЕН БРОЙ

ISSN 0025-455X ЦЕНА: 3,50 лв.
ИЗДАНИЕ НА МАШИНТЕЛЕКТ - ЕООД

СЪДЪРЖАНИЕ

Балансът на интереси между малките
предприятия и обслужваните от тях
големи предприятия

Л. Паращекова 2

Възможност за оценка на увличането на
колелата в съвременното транспортно средство.

Част II: четириопорен кинетостатичен модел
В. Драганов, Б. Гигов 7

Изследване температурния режим
на автоматична хидродинамична трансмисия
Б. Гигов 12

Аналитични зависимости за параметрични
програми при шлифоване на зъбите
на ротационни ножове за разделителни
операции

П. Хаджийски 16

Редакционна колегия: проф. д-р инж. Владимир Костов, проф. д-р инж. Георги Цветков,
проф. д-р инж. Димитър Стоянов, доц. д-р инж. Жулиета Калейчева, проф. д-р инж. Иван
Коларов, проф. д-р инж. Йордан Димитров, доц. д-р инж. Камен Веселинов, проф. д-р инж.
Кирил Арнаудов, проф. д.т.н. Митко Миховски, доц. д-р инж. Наско Начев, доц. д-р юр.
Стефан Стефанов, проф. д.т.н. инж. Христо Шехтов, проф. д.т.н. инж. Виктор Анчев

Списанието се издава със съдействието на Българската браншова камара по
машиностроение, Научно-техническия съюз по машиностроение и Българска браншова
камара на електротехниката

The Magazine is published with assistance of the Bulgarian Branch Chamber - Machine Building,
The Scientific - Technical Union of Machine Building and Bulgarian Branch Chamber of
Electrical Engineering

П рекомерната регионална концентрация и подпомагане развитието на икономически изоставащите райони.

Независимо, че големите компании имат достатъчно власт принудително да си осигуряват съдействието на малки партньори, налагането на сила във взаимоотношенията надали може да се счита за оптимална стратегическа постановка. Тя отвлеча вниманието и ресурсите на двете страни от решаването на чисто икономически проблеми, инициира играта на амбиции, отправяне на заплахи, понякога довежда до пълно изтощение на едната (или двете) страни.

Конструктивни са ориентацията на партньора към воденето на взаимоизгоден диалог, готовност да се проявява гъвкавост в постоянно еволюираща система на техните взаимоотношения.

В същност, ние сме свидетели на едно постоянно утвърждаване на една нова парадигма в икономическите отношения-парадигмата на баланса на интереси. Според нас, нейното развитие, трябва да протича в рамките на междудисциплинарния подход при обединяване на усилията на икономисти, юристи, социолози и математици.

Литература:

1. Голубева С. Актуальные аспекты теории транснациональной кооперации предприятий.

Российский экономический журнал.-1996.-№ 10.-с.94.

2. Дробот Г.А. Противоречия и баланс сил в международных отношениях-Социально политические науки.-1991.-№2.-с.99.
3. Котлър Ф., Управление на маркетинга. Анализ, планиране, реализация и контрол, т.1, Изд. „Графема”, С., 1996.
4. Сперанский В.И. Конфликтная ситуация и инцидент.- Социально-политический журнал.-1995.-№5.-с.140.
5. Паракшевова Л. Малките предприятия-фактор за икономически растеж.-Годишник ВСУ, т.1, с. 94
6. Baugh Christopher C., Denekamp Johannes G., Stevens John H., Osborn Richard N. Protecting Intellektual Capital in International Alliances-Journal of World Business.-1997. Vol. 32.-№2.-pp.103-104;
7. Beamish Paul W. Multinational Joint Ventures in Developing Countries.-London: Routledge, 1988.
8. Bull H. The Anarchical Society: a Study of Order in World Politics.-London and Basingstoke: Macmillan, 1977.
9. Keohane Robert O., Nye Joseph S. Power and Independence: World Politics in Transition.-Boston and Toronto: Little, Brown and Company, 1977.-p.11.
10. Morgenthau Haus J. Politics Among Nations: the Struggle for Power and Peace: 4-th ed.-New York: Knopf, 1967.

Възможност за оценка на увеличането на колелата в съвременното транспортно средство. Част II: четириопорен кинетостатичен модел

Вътко Драганов

Технически Университет – София, кат. Теория на механизмите и машините
email: vdrag@vmei.acad.bg

Бойко Гигов

Технически Университет – София, кат. Двигатели, автомобилна техника и транспорт
email: bgigov@vmei.acad.bg

Abstract. Entrainments of elastic wheels are determined in case of vehicle movement in curve regime. The vehicle movement is described by information received from ABS sensors in wheels and from a lateral acceleration sensor. The influence of deviation from condition for pure rolling of wheels is estimated.

1. Увод.

Поведението на едно транспортно средство (ТС) се определя преди всичко от условията на контакт между пътната настилка и всяко едно от колелата му. Масовото навлизане на електронните технологии в ТС и високоскоростният обмен на данни между отделните системи в самото ТС позволяват оптимално от гледна точка безопасност управление на силовите потоци в реално време, като при определени условия самото

управление е изцяло независимо от водача. Критично по отношение на безопасността е движението в завой поради възникващите допълнителни инерционни сили. Тези сили предизвикват увеличане на колелата, което качествено може да промени условията на предаване на надлъжните сили в зоната на контакт еластично колело - пътна настилка.

Цел на настоящата работа е прогнозирането на тъглите на увеличане на отделните

АВТОМАТИЗАЦИЯ

колела на едно четириколесно ТС, движещо се в завой, като се използва информацията за реалните ъглови скорости на отделните колела (ABS сензорите, монтирани в колелата) и стойността на реалното напречно ускорение, измервано от инерционен сензор, реагиращ в направление, перпендикулярно на надължната ос на ТС.

2. Използвани обозначения.

μ - коефициент на триене при плъзгане между колелото и пътя, [-];

λ - коефициент на относително приплъзване/буксуване, [-];

δ - ъгъл на странично увличане на колелото, [rad];

a_l - реално напречно ускорение на ТС, [m/s^2];

w_i - реални ъглови скорости на колелата, [s^{-1}];

α_s - среден ъгъл на отклонение на управляемите колела, [rad];

m_a - обща маса на ТС, [kg];

k_δ - приведен коефициент на странично увличане на колелата, [N/rad];

индексите "f" и "r" се отнасят за преден, респективно заден мост, а индексите "o" и "i" - съответно за външно и вътрешно по отношение на посоката на завоя колела.

3. Състояние на проблема - обект и аналитични зависимости.

Възможността на колелото да предава движещи, респективно спирачки сили се дефинира от коефициента на сцепление φ_x , представляващ отношение на максималната периферна сила, която колелото може да предаде и вертикалното натоварване, действащо върху него [1, 2]. За конкретно ТС основните фактори, влияещи върху φ_x , са състоянието на пътната настилка и относителното движение на колелото спрямо пътя. Взаимовръзката между гореспоменатите фактори достатъчно точно се описва посредством [5]:

$$\varphi_x = \mu \lambda / \sqrt{\lambda^2 + \delta^2}, \quad (1)$$

в случай, че входящите величини λ , μ и δ са сравнително точно определени.

Съвременното ТС притежава съответната сензорна система, позволяваща директно, или индиректно да бъдат определени величините λ и μ . Коефициентът λ е в основата на принципа на работа на системите против буксуване и плъзгане (ABS и TCS). Информацията от сензорите, следящи скоростта на въртене на отделните колела, служи за определянето на λ в реално време, независимо от режима на движение на ТС. При известни реални ъглови скорости на колелата е удобно да се работи с техните отношения във вида:

$$i_v^r = w_r^o / w_r^i,$$

$$i_v^{rf} = (w_r^o + w_r^i) / (w_f^o + w_f^i), \quad (2)$$

като се приема, че $i_v^r \geq 1.0$ при движение в завой поради съществуващата симетрия. Възприемането на теоретичен модел на ТС с "нулева" широчина, при спазване на условието за движение без буксуване/ плъзгане, позволява да се определи както средният ъгъл на отклонение на управляемите колела:

$$|ccs(\alpha_s)| = i_v^{rf}, \quad (3)$$

така и радиуса на завой:

$$R = (1 + i_v^r)B / 2(1 - i_v^r), \quad (4)$$

Взимайки под внимание факта, че ТС се използват преобладаващо по асфалтова пътна мрежа, състоянието на пътната настилка в смисъла на зависимост (1) може да се прогнозира в реални условия от степента на влажност и температурата на околната среда. Сигналът за включване на чистачките, било от водача, или от сензор, следящ за наличие на влага по членното стъкло [4], може да се използва и като сигнал за наличие на влага върху пътното покритие. От друга страна, ефективното използване на системите за отопление и вентилация на купето е немислимо без информацията за температурата на външната среда, като последната в болшинството от случаите е достъпна по всяко време и за водача. Достигането на нулеви, или отрицателни стойности за температурата предупреждава за вероятното наличие на заледени участъци [4], а оттук и за значителна корекция на заложената стойност на коефициента μ .

Използването на датчик за ускорение, монтиран в зоната на масовия център на ТС и реагиращ в направление на напречната ос на самото ТС, позволява регистрирането на напоечната компонента на инерционните сили и съответната посока на завоя. При известна стойност на това ускорение е възможно определянето на увличането на задния, респективно предния мост, в резултат на действащите в напречно направление сили:

$$\delta_r = (-\frac{a_l m_a}{2k_\delta} + 2\frac{i_v^r - 1}{i_v^r + 1} \frac{L}{B} i_v^{rf} - \sqrt{1 - i_v^{rf 2}}) / (1 + i_v^{rf}),$$

$$\delta_f = (-\frac{a_l m_a}{2k_\delta} - 2\frac{i_v^r - 1}{i_v^r + 1} \frac{L}{B} + \frac{\sqrt{1 - i_v^{rf 2}}}{i_v^{rf}}) / (1 + i_v^{rf}), \quad (5)$$

4. Четириопорен модел при условие на търкаляне без буксуване/плъзгане.

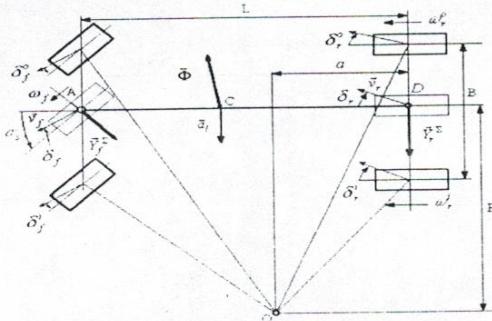
На фиг.1 е представен четириопорен модел на ТС, движещо се в завой, като α_s , R , δ_r и δ_f са дефинирани на основата на двуопорен модел на ТС с "нулева" широчина. Отчитайки геометричните връзки, съгласно фиг.1, увличането на съответните колела (външно и

вътрешно по отношение на завоя) на задния мост могат да бъдат представени посредством:

$$\delta_r^o = \arctan[a / (R + B / 2)] \text{ и}$$

$$\delta_r^i = \arctan[a / (R - B / 2)], \text{ при}$$

$$a = R \tan \delta_r.$$



Фиг. 1. Теоретичен модел /четириопорен/ на ТС.

Използването на зависимостите (2) позволява да се дефинира условието за търкаляне на колелата без буксуване, респективно плъзгане, чрез зависимостта:

$$(1 + i_v^r)B / (i_v^r - 1)L = 2i_v^{rf} / \sqrt{1 - i_v^{rf}^2}, \quad (6)$$

при което, след отчитане на зависимост (4), за увеличането на задните колела се получава:

$$\delta_f^o = \arctan\left\{\frac{1 + i_v^r}{2 i_v^r} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]\right\} \text{ и}$$

$$\delta_f^i = \arctan\left\{\frac{1 + i_v^r}{2} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]\right\}. \quad (7)$$

Геометричната връзка, характеризираща поведението на предния мост според фиг1, е:

$$(L - a) / R = \tan(\alpha_s - \delta_f).$$

откъдето лесно се достига до юглите на увеличане на колелата на предния мост във вида:

$$\delta_f^o = \alpha^o - \arctan[(L - a) / (R + B / 2)] \text{ и}$$

$$\delta_f^i = \alpha^i - \arctan[(L - a) / (R - B / 2)]. \quad (8)$$

Характеристиката на кормилния механизъм, конструктивно заложена в ТС, може да се представи във вида [3]:

$$\alpha^o = \arctan[L / (\bar{R} + B / 2)] \text{ и}$$

$$\alpha^i = \arctan[L / (\bar{R} - B / 2)], \quad (9)$$

при което се дефинира радиус на завоя \bar{R} . Отчитайки зависимост (3) полученият радиус \bar{R} може да се представи и чрез отношенията на скоростите:

$$\bar{R} = L / \tan(\arccos i_v^{rf}).$$

Слагането на условието за чисто

търкаляне на колелата изиска $\bar{R} = R$. След

заместване на (9) в (8) и при съответни преобразувания на получените изрази, с отчитане на зависимостите (4), (5) и (6) за юглите на увеличане на колелата на предния мост се получава:

$$\delta_f^o = \arctan\frac{\frac{1 + i_v^r}{2} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]}{\frac{L^2 (i_v^r - 1)^2}{B^2 i_v^{r^2}} - \frac{L(i_v^r - 1)(1 + i_v^r)}{Bi_v^r} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]}$$

респективно (10)

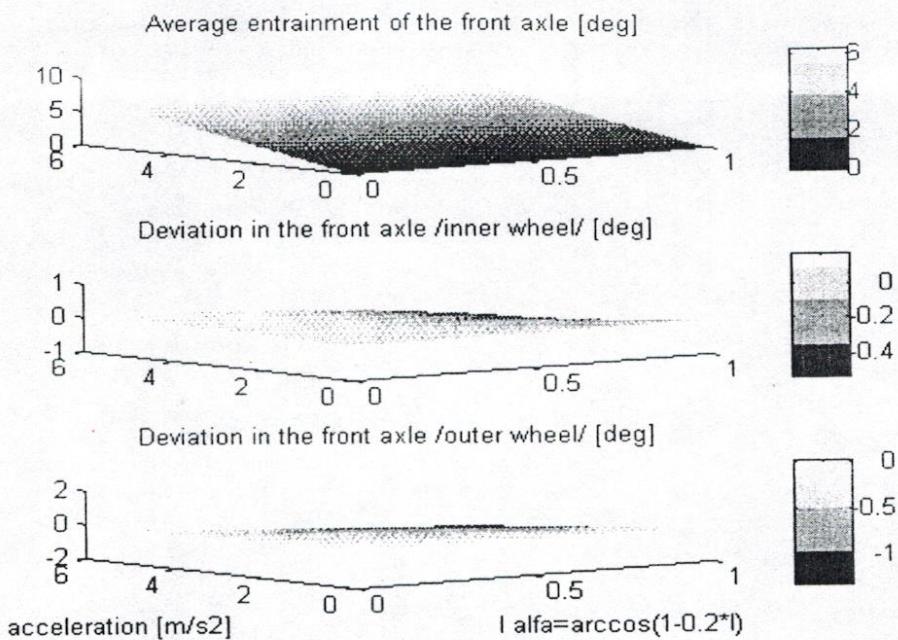
$$\delta_f^i = \arctan\frac{\frac{1 + i_v^r}{2} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]}{\frac{L^2 (i_v^r - 1)^2}{B^2} - \frac{L(i_v^r - 1)(1 + i_v^r)}{2} \tan\left[-\frac{a_l m_a}{2 k_\delta (1 + i_v^{rf})}\right]}$$

Съвместното разглеждане на (7) и (10) дефинира връзката между увеличането на външните, респективно вътрешните колела от двата моста:

$$\tan \delta_f^o = \frac{\tan \delta_r^o}{\frac{L^2 (i_v^r - 1)^2}{B^2 i_v^{r^2}} - \frac{L(i_v^r - 1)}{Bi_v^r} \tan \delta_r^o}$$

и

$$\tan \delta_f^i = \frac{\tan \delta_r^i}{\frac{L^2 (i_v^r - 1)^2}{B^2} - \frac{L(i_v^r - 1)}{2} \tan \delta_r^i}$$



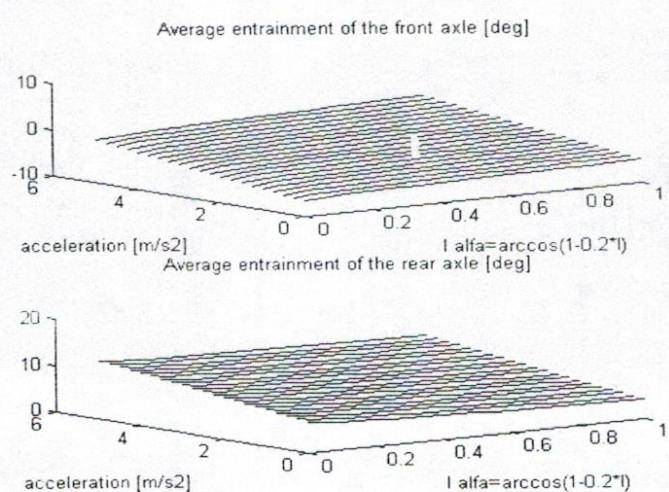
Фиг.2. Увеличане на предния мост и отклонение от увеличането на външното,resp.вътрешното колело, с отчитане на характеристиката на кормилния механизъм.

На фиг.2 е показано отклонението на външното и вътрешното колело на предния мост спрямо усреднената стойност, получена на основата на двупорен модел. Максималните стойности на тези отклонения определят относителна грешка в прогнозата за φ_x (зависимост (1)) според резултатите от двупорния модел под 5% при еднакви други условия.

5. Отклонения от условието на търкаляне без буксуване/плъзгане.

При различните режими на движение на ТС в завой условията за търкаляне на колелата без

буксуване/плъзгане не винаги е възможно да бъде спазено, независимо от факта, че характеристиките на пътната настилка остават непроменени. Съществено влияние в този аспект оказват ъглите на увеличане на колелата [1], променящи коефициента на сцепление φ_x . Преразпределението на вертикалното натоварване върху външните и вътрешните колела също намалява възможността на вътрешните колела да предават съответните периферни сили, в резултат на което възниква отклонение от условието (6).



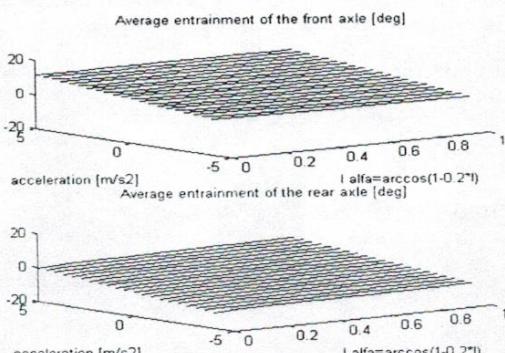
Фиг.3. Увеличане на колелата (преден и заден мост) в режим на ускоряване при отклонение от условието за търкаляне без буксуване ($i_v^r = i_v^r (i_v^{rf}) - 0.1$).

Разглежда се движение на ТС в завой с постоянна скорост, или в режим на ускорение. Неизпълнението на условието за сцепление на вътрешните гуми (преден или заден мост) води до възникването на частично буксуване в колелото от задвижвания мост, при което условие (6)

добива вида $i_v^r = i_v^{rf} - \Delta$, където Δ е самото отклонение. Резултатите от численото моделиране на увеличанието на двата моста в този случай са показани на фиг.3. С увеличаване на отклонението Δ увеличанието на задния мост расте, а на предния мост - намалява. В процеса на навлизане на ТС в завоя нарастват както стойността на страничното ускорение a_l , така и ъгъла на отклонение на управляемите колела α_s . Самото увеличане на задния мост достига стойности, при които възможността на гумата да поема странични натоварвания започва да

намалява [2]. С цел запазване на управляемостта на ТС при тези условия е необходимо да бъдат намалени периферните сили (движещи), действащи върху задните колела. Получените резултати се припокриват с известния опит от експлоатацията на ТС със задно задвижване.

Резултатите от численото моделиране на въвлечането на колелата в режим на спиране в завой са представени на фиг.4. В този случай отклонението Δ е отрицателно поради склонността на вътрешните колела към приплъзване. При голма степен на интензивност на процеса на спиране е възможно регистрирането на отрицателни стойности за страничното ускорение a_l . В зависимост от тази интензивност, както предните, така и задните колела могат да достигнат средни ъгли на увеличане над пределно допустимите стойности, в резултат на което



Фиг.4. Увеличане на колелата (преден и заден мост) в режим на спиране при отклонение от условието за търкаляне без приплъзване ($i_v^r = i_v^{rf} (i_v^{rf}) + 0.1$).

ТС да загуби управляемост. Решението в този случай се търси в независимо управление на спирачните усилия върху всяко едно от колелата.

Curve Regime, сп. Механика на машините, В., кн.4, 1998

6. Заключение.

Разглежданият теоретичен модел за определяне на ъглите на увеличане на колелата на ТС в завой се базира на величини, получавани от сензорите на ABS системата в колелата и от сензор за напречно ускорение, при условие за равномерно разпределение на вертикалното натоварване. Посредством въвеждането на корекционни коефициенти, дефинирани преразпределението на масите както между предния и задния мост, така и между вътрешните, респективно външните колела спрямо посоката на завоя, е възможно прогнозирането, съответно управлението на силовите потоци към колелата с цел запазване на устойчивостта и управляемостта на конкретното ТС.

Използвана литература

1. Б. Петков, Теория на автомобила, трактора и кара, С., Техника, 1979;
2. И. Рампель, Шаси автомобилia, Амортизаторы, шины, колеса, М., Машиностроение, 1987;
3. И. Рампель, Шаси автомобилia, Рулевое управление, М., Машиностроение, 1987;
4. Каталожни материали на фирмите BMW AG, Ford Motor Corp., Daimler-Chrysler AG;
5. V Jivkov, T. Stoev, Kinematics of Elastic Lateral Drifting of a Real Automobile Wheel in a