

# ПАРАМЕТРИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВИБРОУСТОЙЧИВОСТТА НА ГЛАВЕН ПРЕВОД НА МЕТАЛОРЕЖЕЩА МАШИНА

## PARAMETRIC STUDY OF METAL CUTTING MACHINE MAIN DRIVE VIBRATION STABILITY

### ПАРАМЕТРИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ГЛАВНОГО ПРИВОДА СТАНКА

MEng. Angelov Y.

Faculty of mechanical and manufacturing engineering, Ruse university "A. Kanchev", Bulgaria

**Abstract:** A mathematical model simulating different amplitude-frequency characteristics of torsional forced vibrations is presented in this work. A general assessment system of the vibrational stability of machine structures is described. The results from the numerical analysis of the influence of the parameters of the constructional elements of CNC machine tool CE063 main drive over its vibrational stability in steady regime with harmonical disturbances, are shown.

**Keywords:** METAL CUTTING MACHINE'S MAIN DRIVE, MATHEMATICAL MODEL, NUMERICAL ANALYSIS VIBRATIONAL STABILITY

### 1. Въведение

Главният превод (ГП) е основен възел на металорежещите машини (МРМ), определящ в значителна степен качеството на изпълняваните технологични операции. Класическите методи за проектиране на ГП [1, 6, 9] се състоят предимно в удовлетворяване на кинематични и статични якостно-деформационни условия, които не отчитат променливия характер на технологичните въздействия. За работа в условията на динамично натоварване, показател за качество на ГП е неговата виброустойчивост. В практически наложилите се проектни процедури оценката за качеството му по този показател се провежда след оразмеряване на елементите му с помощта на различни честотни характеристики на проектираната конструкция и има проверочен характер [5, 10]. Проектираната по този начин конструкция остава с неизчерпани проектни възможности за минимизиране на натоварването в конструктивните елементи и техните съединения. Подобряването на качеството на ГП по този показател пряко влияе върху основни технико-икономически показатели на проектираната МРМ и е потенциална възможност за повишаване на нейната производителност, точност и надежност. В рамките на приета структура на ГП съществува множество кинематични варианти, и в теорията [3, 6, 9] се предлага правила за оптимален избор по критерии за минимална маса, минимални габарити, минимален брой предавки и групи предавки и др. На практика тези критерии за качество са взаимно противоречиви и повишаването на качеството по някой от тях води до влошаване на качеството по останалите, което компрометира оптимизационната задача по конкретен критерий. Това обстоятелство мотивира решаването на многокритериална оптимизационна задача, което е подходяща възможност за въвеждане на допълнителни критерии за качеството на проектираната конструкция на ГП. Проверочното решаване на задача за оценка по показателя виброустойчивост се явява една от трудоемките за изпълнение задачи, а формулировката и трансформирането ѝ като многовариантна задача предполага прилагането на принципно нов подход за решаване в рамките на организацията на изчислителния процес на многокритериалната задача. Предварителното изследване на параметричното пространство с цел ранжиране на факторите по значимост, позволява обосновано намаляване на броя на управляващите параметри и значително повишава ефективността на задачата за многокритериално проектиране.

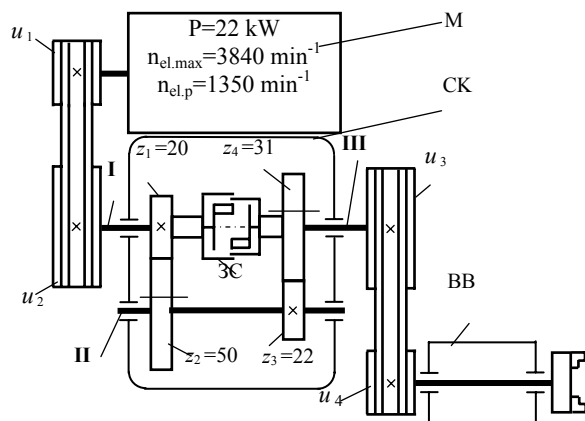
В настоящата работа са представени резултатите от числен експеримент за анализ на конструкцията на ГП на МРМ по показателя виброустойчивост в условията на установени режими на работа с хармонично смущение. За целта е

разработен в механоматематичен модел за симулиране на амплитудно честотни характеристики (АЧХ) и обобщена е оценъчна система за качество на ГП в конкретизирани условия на работа. Представени контролни резултати от анализа на ГП на струг ЦПУ CE063.

### 2. Симулационен модел

#### Математичен модел

Изследваният превод (фиг.1) е със сумирана структура, която включва регулируем постояннотоков електродвигател, скоростна кутия СК и вретенен възел ВВ, свързани с ремъчни предавки  $u_1, u_2$  и  $u_3, u_4$ . Скоростната кутия е двустепенна и осигурява два подбъхвата на честотите на въртене на вретеното съответно чрез предавките  $z_1, z_2$  и  $z_3, z_4$  и зъбния съединител.



Фиг.1 Кинематична схема на главен превод на струг CE063

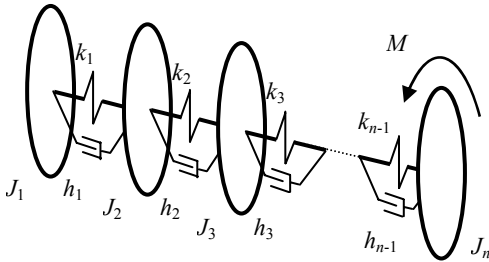
Моделирането се извършва за установени режими на работа на ГП при предпоставките за получаване на дискретна механична система с  $n$  степени на свобода и линейни характеристики на еластично-дисипативни връзки. С удовлетворяване на известни енергетични условия [7, 8], ГП се представя чрез приведен динамичен модел (ДМ) (фиг.2) с параметри - приведените стойности на: масовите инерционни моменти  $J_i$  на съсредоточените маси; коефициентите на еластичност  $k_i$  и на демпфирание  $h_i$ ; моментите на външните въздействия  $M_i$ , където  $i \in I = [1..n]$ .

За случая на дисипативна механична система с хармонично смущение и обобщени координати ъглите  $\varphi_i$  на завъртане на съседните съсредоточени маси се получава полуопределена

механична система, която се описва от система диференциални уравнения

$$(1) \quad A\varphi_i'' + B\varphi_i' + C\varphi_i = Q(t),$$

където:  $\varphi = \{\varphi_i\}$  е векторът на обобщените координати;  $(\cdot)' = d/dt$ ; A, B и C са квадратни матрици, съдържащи съответно обобщените приведени инерционни съпротивителни и еластични коефициенти; Q е вектор с елементи обобщените амплитуди на външното въздействие.



Фиг.2. Приведен динамичен модел на ГП на МРМ

Математичният модел за симулиране на АЧХ на приведенения ДМ се получава от решението на уравнение (1) за принудените трептения на механичната система, като амплитудите им D в комплексна форма се изразяват с уравнението

$$(2) \quad D = [(C - f^2 A) + jfB]Q,$$

където f е векторът на честотите на хармоничното смущение.

### Параметри на модела

Елементите на матриците A, B и C се изразяват чрез параметрите  $J_i$ ,  $k_i$  и  $h_i$  на приведенения ДМ (фиг. 2), които могат да се обобщят във вектор p представляващ параметричното пространство на формулираната задача

$$(3) \quad p = \{J_i(r, \rho), k_i(r, \rho), h_i(r, \rho, \psi), i \in I, j \in J\},$$

където: r е вектор с елементи геометричните параметри на елементите на ГП от кинематичното и якостнодеформационното оразмеряване;  $\rho$  - вектор с елементи отчитащи физико-механичните свойства на използваните материали (специфична плътност, модули на линейна и ъглова еластичност и т. н.);  $\psi$  - вектор с елементи, отчитащи разсейването на механичната енергия в зависимост от начина и условията за сдружаване на конструктивните елементи. Параметрите  $J_i$ ,  $k_i$  и  $h_i$  на приведенения ДМ са явни функции на посочените в (3) величини и се представят с известни теоретични и емпирични зависимости [5, 10].

При тези предпоставки и според връзките за получаване на двата подобхвата на честотите на въртене на вретеното, конструкцията на изследвания ГП се описва с две уравнения от вида (2) със собствени АЧХ  $D_j$ ,  $j \in J := [1:2]$ , а математичния модел за анализ може да се представи обобщено във вида

$$\Psi(D_j(f), p) = 0, f \in F := [0, f_1],$$

$$(4) \quad p \in P := \{p \in \mathbb{E}^{3n-2}; p^- \leq p \leq p^+, i \in I; j \in J := [1:2]\},$$

където  $p^-$  и  $p^+$  са зададени гранични стойности на вектора p, а  $f_1$  е фиксирана стойност от честотния диапазон.

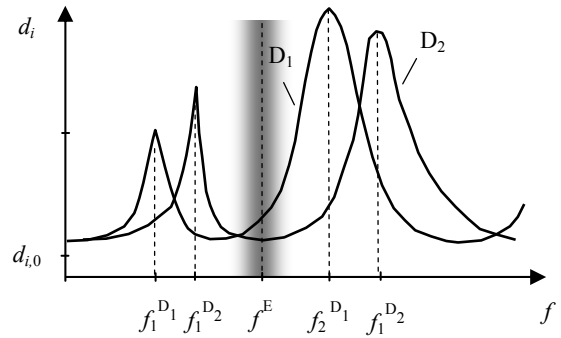
Моделът (4) е реализиран като М-функция "simulator.m" в средата за научни изследвания MATLAB.

### Критерии за качество

В математичния модел (4) при зададени амплитуди на хармоничните смущения M, амплитудночестотна характеристика  $D_j$  (фиг.3) по обобщената координата  $\varphi_i$ , съответства на симулираната  $d_i(f)$ , в реда "i" на матрицата D.

Най-обща оценка за виброустойчивостта на ГП се дава с относителни разлики  $\Phi_{ij}$  между симулираните с модела (4) собствени честоти на трептене  $f_i^{D_j}$ , и приведените честоти на външните смущения  $f^E$ . За обобщената координата  $\varphi_i$  се представя във вида

$$(5) \quad \Phi_{ij} = |f_i^{D_j} - f^E| / f_i^{D_j}, \quad i \in I, j \in J.$$



Фиг.3. Амплитудно честотна характеристика

Най-обща оценка за виброустойчивостта на ГП се дава с относителни разлики  $\Phi_{ij}$  между симулираните с модела (4) собствени честоти на трептене  $f_i^{D_j}$ , и приведените честоти на външните смущения  $f^E$ . За обобщената координата  $\varphi_i$  се представя във вида

$$(5) \quad \Phi_{ij} = |f_i^{D_j} - f^E| / f_i^{D_j}, \quad i \in I, j \in J.$$

Тези критерии имат смисъл на запас на устойчивост на ГП в процеса на обработване и отчита възможността за работа в условия отдалечени от резонансните явления.

### 3. Анализ на конструкцията

Векторът на параметричното пространство p съдържа голям брой елементи с различен физичен смисъл, което силно затруднява решаването на модела (4). В такива случаи е необходимо [11] да се анализират възможностите за опростяването на решението му, като ефекта от това зависи от конкретиката на решавания проблем. За формулираната задача потенциалът за опростяване е свързан, с предварително изследване на взаимовръзката между дефинираното пространство на параметрите (3) и формулираните критерии за качество (5) с помощта на модела (4).

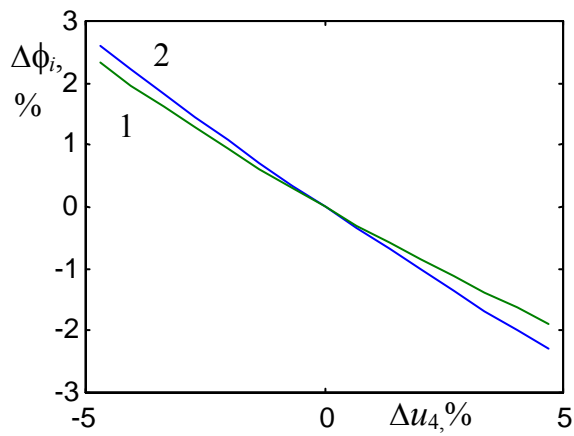
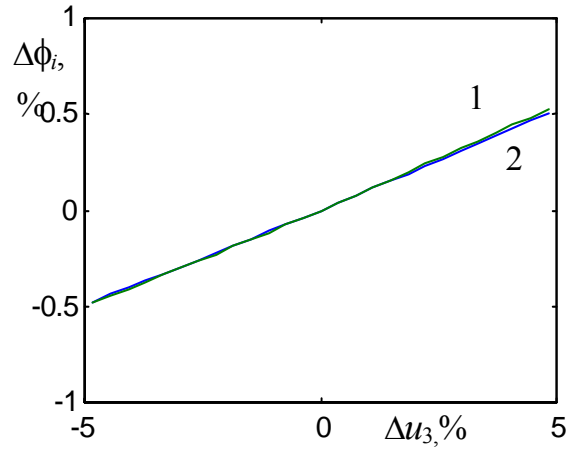
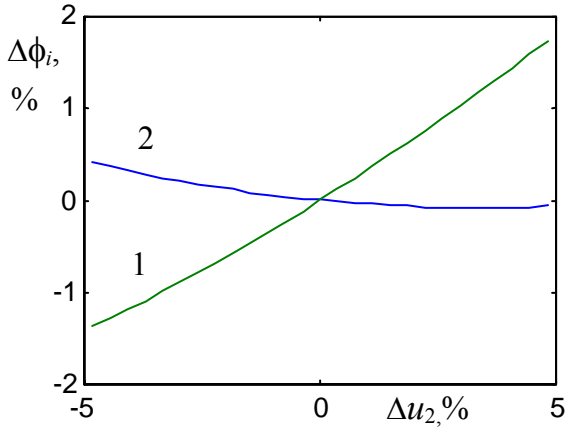
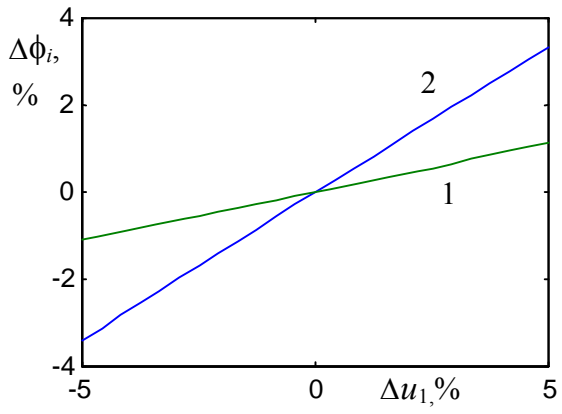
Целта на изследването е да се направи обоснован избор на управляващи параметри  $u = [u_1, u_2, \dots, u_v] \in U$  за оптимизация на конструкцията и опрости критериалното пространство за търсене на оптимално решение в конкретни технологични условия.

#### Изследване на параметричното пространство

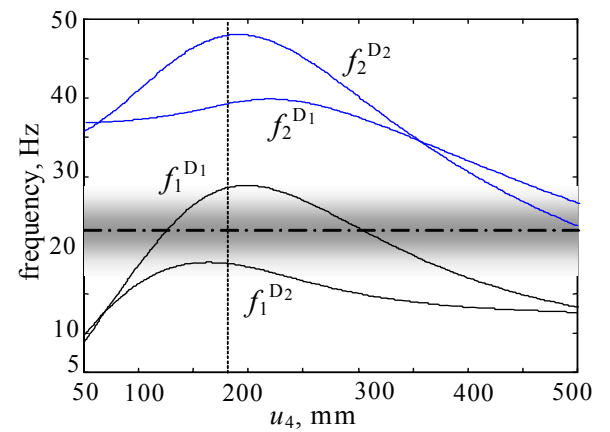
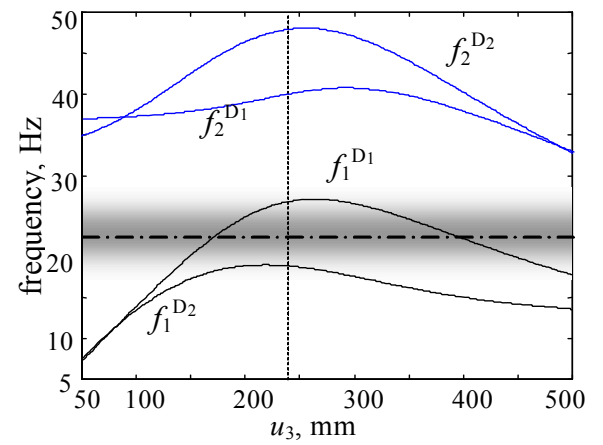
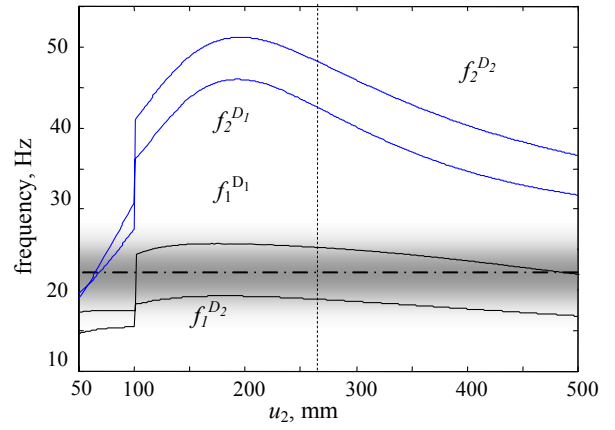
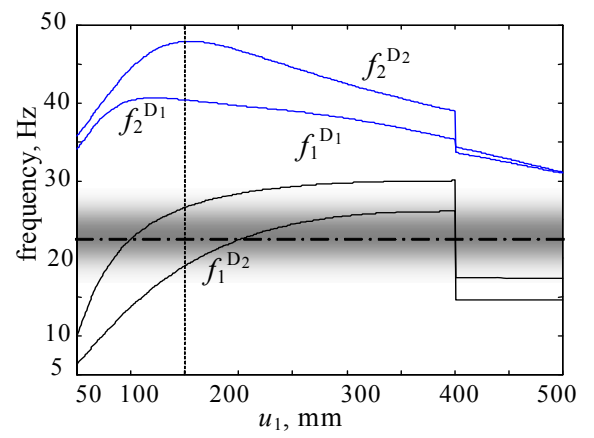
При условие за спазване на приетите процедури за проектиране на ГП, изборът на управляващи параметри се извършва сред множеството  $u = [u_1, u_2, \dots, u_{\lambda}]$  на геометричните параметри на конструктивните елементи определящи кинематичната схема (фиг.1) на ГП – изчислителните диаметри на ремъчните шайби и зъбните предавки от скоростната кутия. Обоснован избор може да се направи, ако се изследва задачата на нелинейното оптимизиране за установяване влиянието на геометричните параметри върху критериите за качество и ранжирането им по степен на значимост. Оценка за това се получава чрез коефициентите на чувствителност  $\kappa_{i\lambda}$  на критериите (5) за модела (4) при въвеждане на малки изменения на параметрите u [11].

$$(6) \quad \kappa_{i\lambda} = \Delta\phi_i / \Delta u_{\lambda}, \quad \Delta\phi_i = \max\phi_i - \min\phi_i, \quad \Delta u_{\lambda} = 0,1 u_{\lambda}^P,$$

където  $\Delta\phi_i$  е изменението на частния критерий за десетпроцентна симетрична околност с номинални стойностите на геометричните параметри  $u_{\lambda}$ , съответстващи на прототипа. Изчисленията са проведени с помощта на модифицирана версия на модула "simulator.m", а на фиг. 4 са представени само графиките на значимите функции (6) отнасящи се за изчислителните диаметри  $u^P = \{u_1=149, u_2=270, u_3=240, u_4=180\}$ , mm на ремъчните шайби от кинематичната схема (фиг. 1). Стойностите на коефициентите на чувствителност са представени в таблица 1.



Фиг.4 Анализ на параметричното пространство



Фиг. 5 Анализ на критериалното пространство

Таблица 1

	$\lambda \in [1:4]$			
$\kappa_{1\lambda}$	0,224	0,321	0,102	0,445
$\kappa_{2\lambda}$	0,671	0,052	0,105	0,521

Резултатите показват, че параметрите  $u_1$  и  $u_4$  влияят най-съществено върху анализирания критериалното пространство, което може да допринесе до по-голяма ефективност във фазата на сондиране на параметричното пространство при търсенето на оптимално решение. С най-слаба чувствителност е оценен на параметъра  $u_2$  по отношение на критерия  $\phi_2$ , но от друга страна влиянието му върху критерия  $\phi_1$  е съществено. Параметъра  $u_3$  се характеризира с минимална и балансирана чувствителност върху частните критерии. Останалите геометрични параметри практически не влияят върху изменението на собствените честоти на механичната система на ГП.

### Изследване на критериалното пространство

Модела (4) обобщава приведените ДМ за двете кинематични вериги, като всеки от тях характеризира със свои собствените честоти. Спектъра им е твърде широк и големи области от него не представляват интерес за оценката по показателя виброустойчивост в смисъла на критериите (5). За случаите на струговане на заготовки с циклично неравномерна и непрекъсната прибавка с честоти на въртене на вретеното съответстващи на изчислителната верига, а приведените възбудени въздействия от такова технологично натоварване се получават с честота  $f^E = 22,5$  Hz. В околност на тази честота са първите две собствени честоти на реалната конструкция и по двата подобхвата на честотите на въртене на вретеното [4]. Следователно в задачата за предварително изследване на критериалното пространство, за оценка на качеството на конструкцията е достатъчно диапазона за изследване на АЧХ с модела (4) се провежда в интервала  $[0 \div 1,2f_2^{Dj}]$ , където  $f_2^{Dj}$  е по-голямата втора собствена честота реалната конструкция.

Възможностите за опростяване на задачата са свързани с изследване на функциите

$$(7) \quad f_i^{Dj} = f_i^{Dj}(u_\lambda), \quad i \in [1:2], j \in [1:2], \lambda \in [1:4],$$

Графиките на функциите (7) са построени (фиг. 5) в абсолютни измерения, с помощта на необходимата за целта модификация на модула "simulator.m" за достатъчно широк интервал на  $u_\lambda$  при спазване на кинематичното ограничение за неизменение на честотите на въртене на вретеното. Границите на интервала за изменение на  $u_\lambda$  са съобразени с физическия смисъл на параметрите  $[50 \div 500]$  mm. Резонансната област е изобразена с градиентно потъмнена област спрямо честотния диапазон област, а прекъснатата линия, успоредна на ординатата, е с абсциса съответстваща на стойността на параметъра от прототипа.

От анализа на резултатите за изследване на критериалното пространство могат да се направят следните по-важни обобщения:

1. В изследваните интервали функциите  $f_i^{Dj} = f_i^{Dj}(u_\lambda)$ , са силно нелинейни. Нелинейност се установява и в междурезонансните области.

2. Първите собствени честоти на двата модела (2) са разположени от различни страни на на резонансната област.

3. Функциите  $f_i^{Dj}(u_\lambda)$ ,  $\lambda \in [1:2]$  са прекъснати за стойности на  $u_\lambda$ , при които се извършва скокообразно изменение на коравината на ремъчните предавки поради алгоритмично предвидена смяна на тип или брой ремъци. За приетия интервал при  $f_i^{Dj}(u_\lambda)$ ,  $\lambda \in [3:4]$  не се установява прекъснатост.

4. И за двата модела може да се обобщи, че в изследваните граници, функцията втората собствена честота  $f_i^{Dj}(u_\lambda)$  е чувствително отдалечена от резонансната област и е изпълнено условието за избягване на опасността от резонансни явления  $\Phi_{ji} \geq 25\%$ . За съществени интервали на  $u_\lambda$  графиката на

първата собствена честота е разположена в резонансната област.

5. Установява се известно сходство в поведението на функциите  $f_i^{Dj}(u_\lambda)$ ,  $\lambda \in [3:4]$ .

На основа на получените резултати от изследваното критериално пространство, може да се обоснове пренебрегването на втората собствена честота за динамичните модели и по двата подобхвата на кинематичните вериги.

Проведеното изследване позволява от възможните варианти на ГП на МРМ, допустими от кинематичните и якостно-деформационните условия, да се избере оптимален вариант по показателя виброустойчивост.

Изследванията са подкрепени по договор № BG051PO001-3.3.04/28, „Подкрепа за развитие на научните кадри в областта на инженерните научни изследвания и иновациите”. Проектът се осъществява с финансовата подкрепа на Оперативна програма „Развитие на човешките ресурси” 2007-2013, съфинансирана от Европейския социален фонд на Европейския съюз“.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ачеркан Н.С. Расчет и конструирование металлорежущих станков, Машгиз, Москва, 1952.
2. Белниколовски Б. Оптимален динамичен синтез на машини със зъбни предавки. *Механика на машините*, Варна, 2000
3. Велчев С. Д. Металорежещи машини – част I, Пресмятане и конструиране, Русе, 1983
4. Енчев П. Т., Ю. А. Ангелов. Динамичен анализ на главен превод на металорежеща машина. Юбил. научна сесия ВТУ, Русе, 1994
5. Коловский М. З. Динамика машин. Машиностроение. Л., 1989
6. Металлорежущие станки. Под ред. Пуш В. Э. Машиностроение, Москва, 1985
7. Минчев, Н, В. Живков, К. Енчев, П. Стоянов. Теория на механизмите и машините, Техника, София, 1991
8. Партинов П., С. Цонев. Теория на трептенията, Русе, 1971.
9. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков. Машиностроение, Москва, 1977.
10. Решетов Д.Н, Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д. Н. Решетова. т.2, Машиностроение.,М., 1972
11. Цонев, С., В. Витлиев, П. Коев. Методи за оптимизация. Русе, 2004.