

ОДРЕЂИВАЊЕ КРИТИЧНОГ БРОЈА ОБРТАЈА РОТОРА ПАРНИХ ТУРБИНА ВЕЛИКЕ СНАГЕ

Мастер (M. Sc.) рад

Студент : Милош Д. Радовановић

Ментор: проф. Dr-Ing Милан В. Петровић

Београд 2016.

Увод

Садржај мастер рада:

- Приказ метода за одређивање критичног броја обртаја парних турбина;
- Приказ изабране методе за одређивање критичног броја обртаја;
- Применом изабране методе спровести прорачун критичног броја обртаја за једну парну турбину велике снаге;

Увод

- Динамика ротора је грана инжењерства која проучава попречне и торзионе вибрације ротирајућих вратила;
- Велике снаге са релативно малим димензијама омогућује велика брзина обртања;
- Настају велика инерцијална оптерећења, појава **вибрација** и велика нестабилност ротора;
- Изложени су сви делови ротора (лопатице радног кола, дискови и вратило);
- Одређивање критичних брзина је једна од најважнијих карактеристика у пројектовању ротора.

Основни појмови динамике ротора

- Сопствена фреквенција
- Сопствена фреквенција пригушених вибрација
- Критични број (брзина) обртања
- Одзив система
- Стабилност

Резонанција

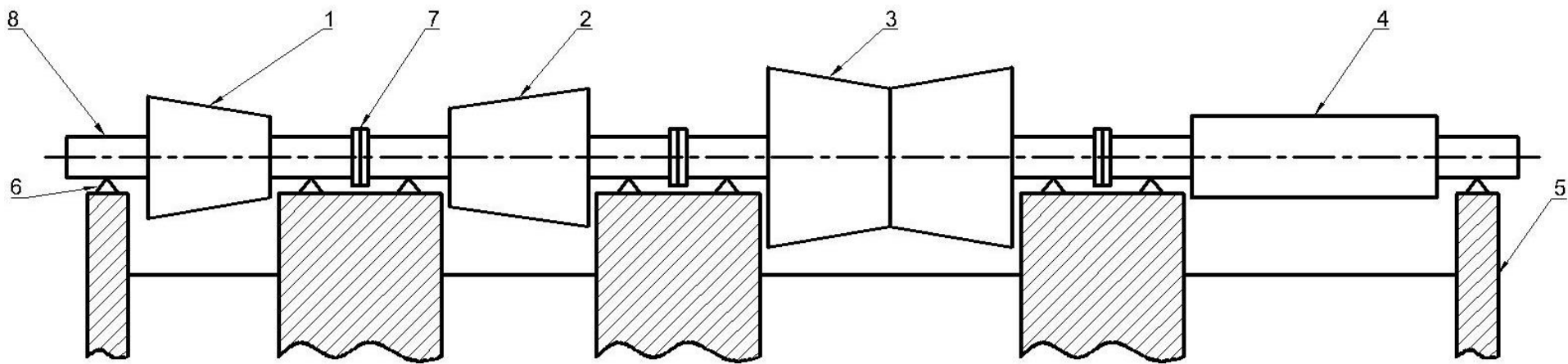
- Настаје при изједначавању фреквенције побуде (ексцитације) и сопствене фреквенције осциловања;
- Амплитуда вибрација може бити веома висока и изазвати огромну штету;
- Код дугачких ротора (ротор турбине), сопствене фреквенције се називају „критичне фреквенције“, или „критичне брзине обртања“.

Вибрације ротора

- **Попречне вибрације ротора:** јављају се у радијалној равни обртне осе ротора;
- **Торзионе вибрације ротора:** дефинишу се као угаоно вибрационо увијање ротора око своје осе;
- **Аксијалне вибрације ротора:** дефинишу се као осцилације које се јављају дуж осе ротора.

Опис ротора парне турбине

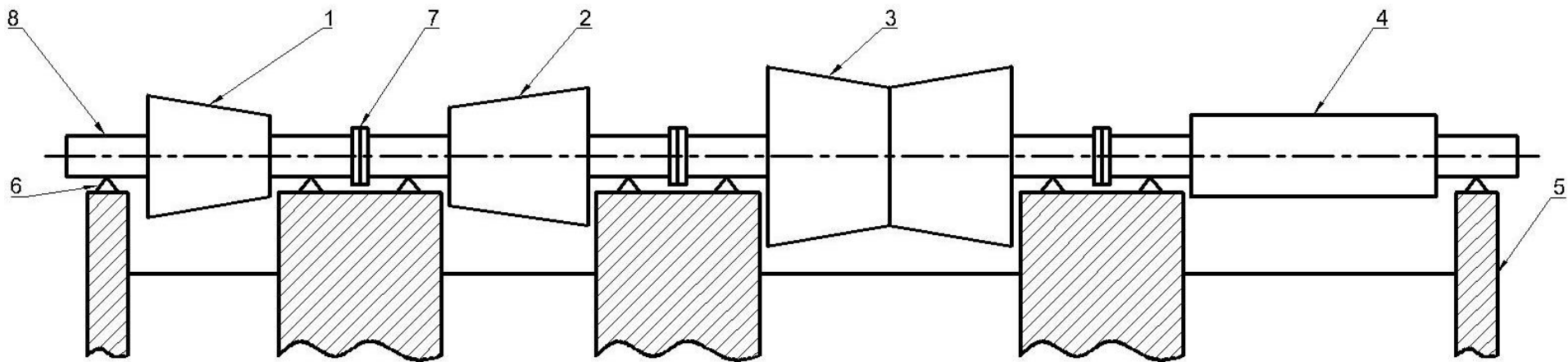
- Ослоњени на два или више ослонаца;
- Састоје се из више појединачних ротора (РТВП, РТСП, РТНП, РГ);
- Појединачни ротори су спојени преко спојнице (крута, еластична или зупчаста);



1 – РТВП, 2 – РТСП, 3 – РТНП, 4 – РГ, 5 – темељ, 6 – место ослонца (лежиште), 7 – спојница, 8 – рукавац вратила

Опис ротора парне турбине

- Лежаји се изводе као клизни са подмазивањем уљем под притиском;
- Аксијални лежаји преносе аксијалне силе, а радијални лежаји преносе радијалне силе.



1 – РТВП, 2 – РТСП, 3 – РТНП, 4 – РГ, 5 – темељ, 6 – место ослонца (лежиште), 7 – спојница, 8 – рукавац вратила

Опис ротора парне турбине

- Ротори парних турбина се израђују као **крути** или као **еластични**;
- Дозвољена вредност критичног броја обртаја је стандардом прописана вредност;
- Алстом има критеријум за забрањено подручје 0.9 – 1.15 од номиналне вредности;
- Шкода усваја IEC 45-1 где је забрањено подручје 6% око номиналне вредности;
- У литератури се препоручује да је забрањено подручје и на 20% од номиналне вредности.

Узроци вибрација ротора

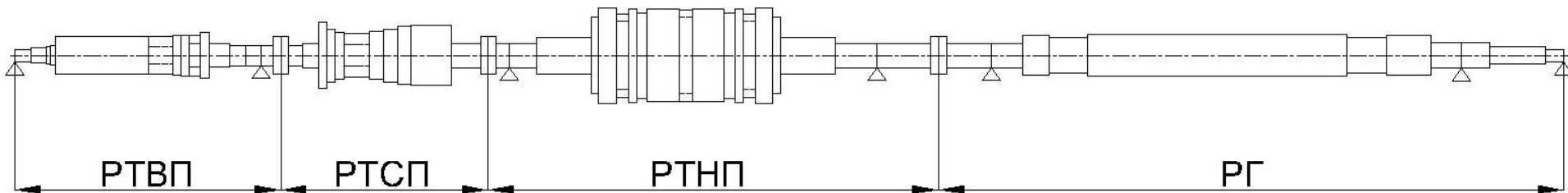
- Јављају се на различитим деловима ротора, али се по правилу контролишу вибрације лежаја и ротора у лежајима;
- Мерење се врши у вертикалном правцу и у два хоризонтална правца;
- Главни узрок попречних вибрација је неуравнотеженост ротора;
- Потребно је балансирање ротора;

Узроци вибрација ротора

- **Механичке неправилности** (неправилно центрирање, лабаво учвршћење дискова на вратило, деформације лежаја приликом учвршћавања за темељ...);
- **Електромагнетне неправилности** (спој намотаја у генератору, магнетна несиметрија ротора...);
- **Неправилности у раду** (изненадни лом лопатице радног кола, несинхроно спајање генератора на мрежу...);

Прорачун критичних брзина

- Турбоагрегат снаге 300 MW, 7 ослонаца, појединачни ротори спојени крутим спојницама;
- Модул еластичности: $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$
- Густина материјала: $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$
- Коришћене **Метода коначних елемената** и **Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања**;



RTVP - Ротор турбине високог притиска
RTSV - Ротор турбине средњег притиска
RTNP - Ротор турбине ниског притиска
RG - Ротор генератора

Прорачун критичних брзина

Метода коначних елемената

- Изглед 3D модела ротора израђеног у CATIA V5;



Прорачун критичних брзина

Метода коначних елемената

- Дискретизација модела ротора турбоагрегата извршена је мрежом од 107734 параболична тетраедарска коначна елемента са укупно 170118 чворова;
- Мрежа коначних елемената се аутоматски генерише;
- Величина коначних елемената је у софтверу задата у вредности од 100 mm;

Прорачун критичних брзина

Метода коначних елемената

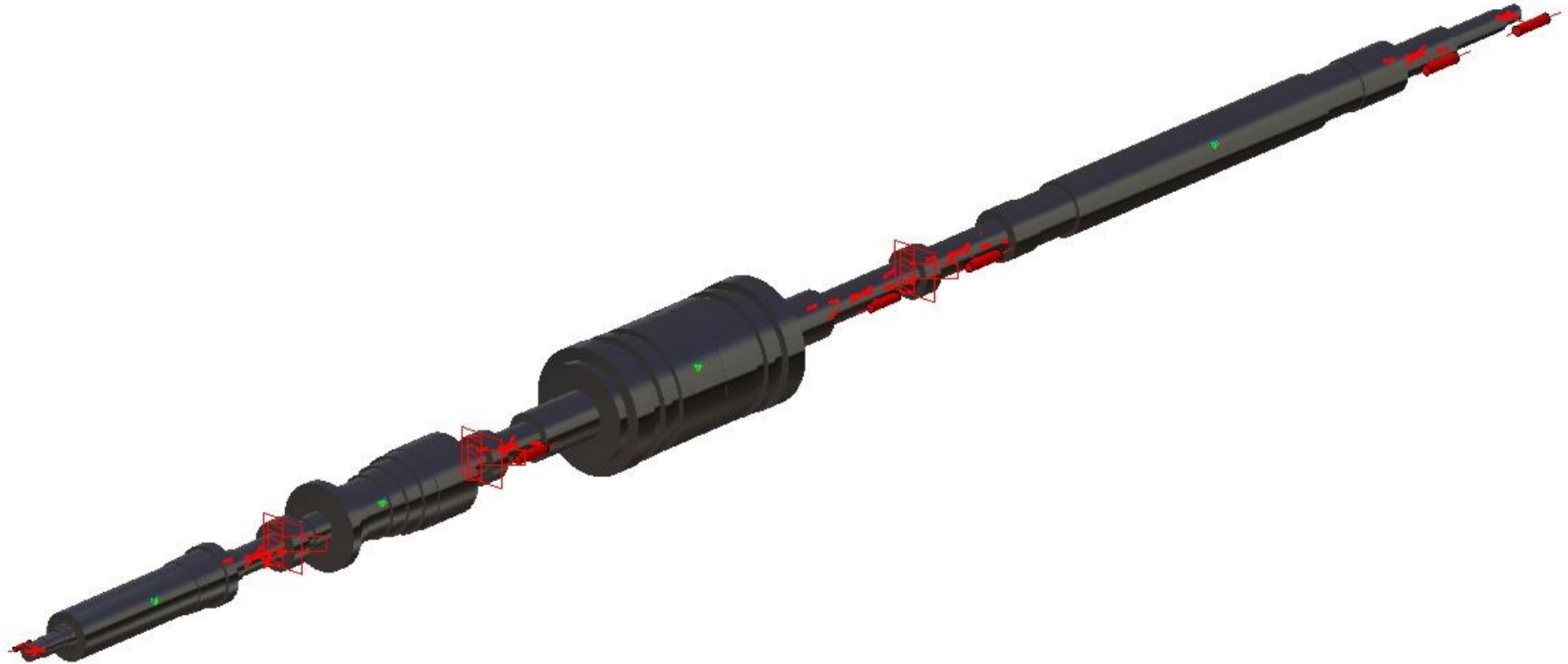
- Дискретизован модел ротора;



Прорачун критичних брзина

Метода коначних елемената

- Припрема модела за прорачун;



Прорачун критичних брзина

Метода коначних елемената

- Резултати прорачуна и њихова анализа;

	Критична брзина $\omega [s^{-1}]$	Критични број обртаја $n [min^{-1}]$	Фреквенција $f [Hz]$
Прва	193.4	1864.8	30.78
Друга	286.1	2731.8	45.53

а) $f_{1k} = 30.78 Hz$



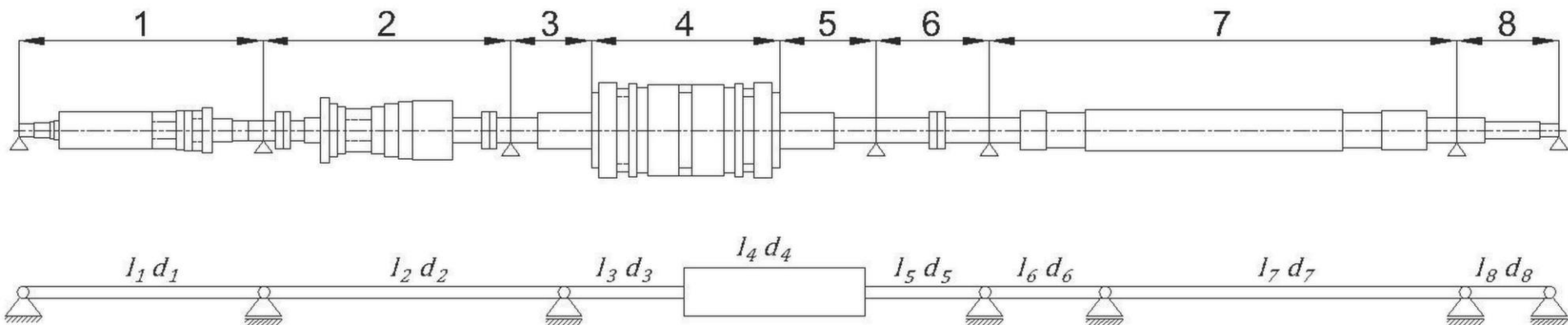
б) $f_{2k} = 45.53 Hz$



Прорачун критичних брзина

Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања

- **Услов:** димензија дужине мора бити већа од димензије пречника бар пет пута;
- Извршено је упросечавање појединачних делова ротора;
- Сегменти 6, 9, 22, 35, 39 и 43 занемарени да су прстенасти;



Прорачун критичних брзина

Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања

- Израз за одређивање критичне брзине;

$$\omega_i = \frac{d_i}{4} \sqrt{\frac{E}{\rho}} k_i^2$$

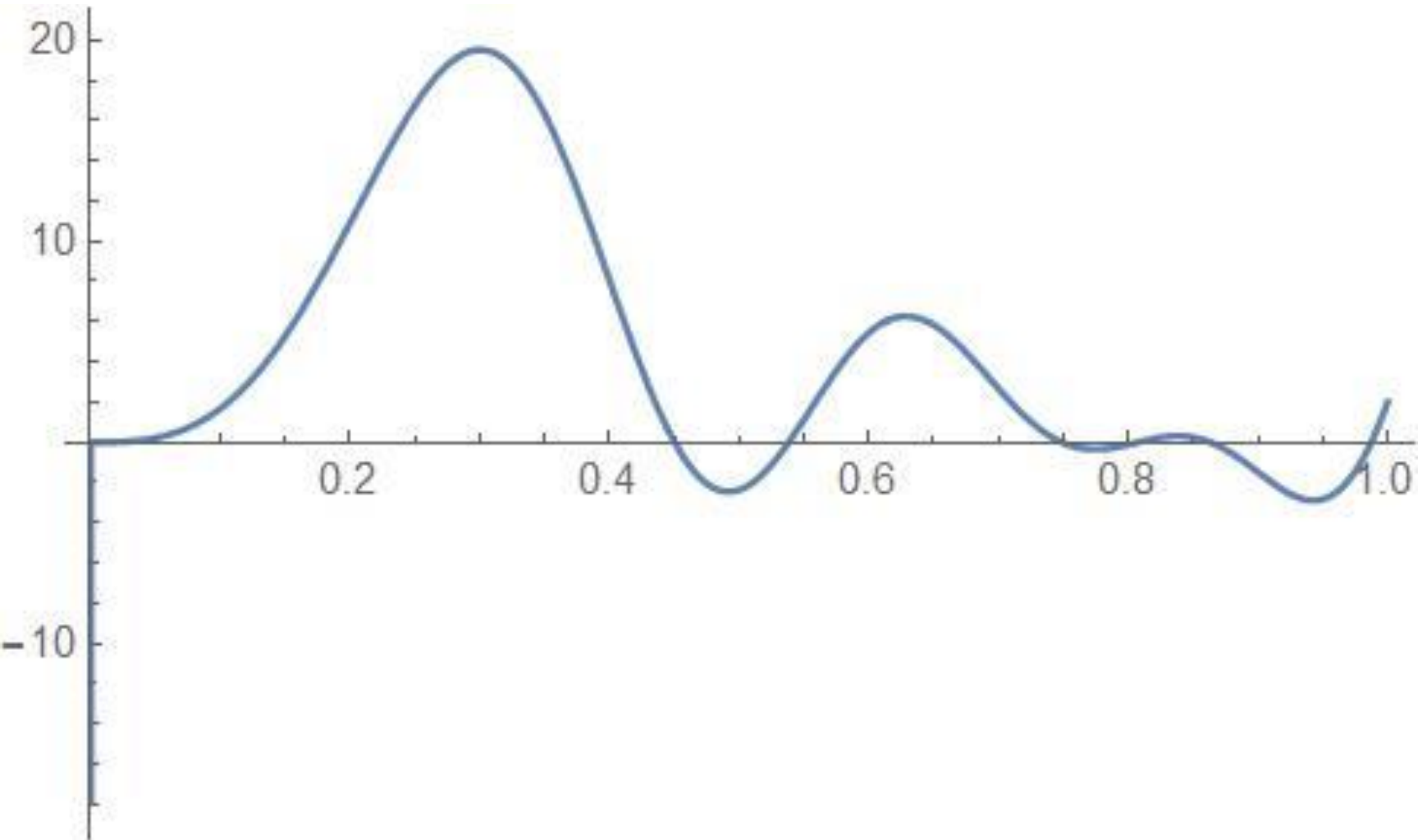
- Једначина за одређивање k ;

$$Z = C_1 \cos(kz) + C_2 \sin(kz) + C_3 \cosh(kz) + C_4 \sinh(kz)$$

Прорачун критичних брзина

Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања

- Дијаграм за одређивање k :



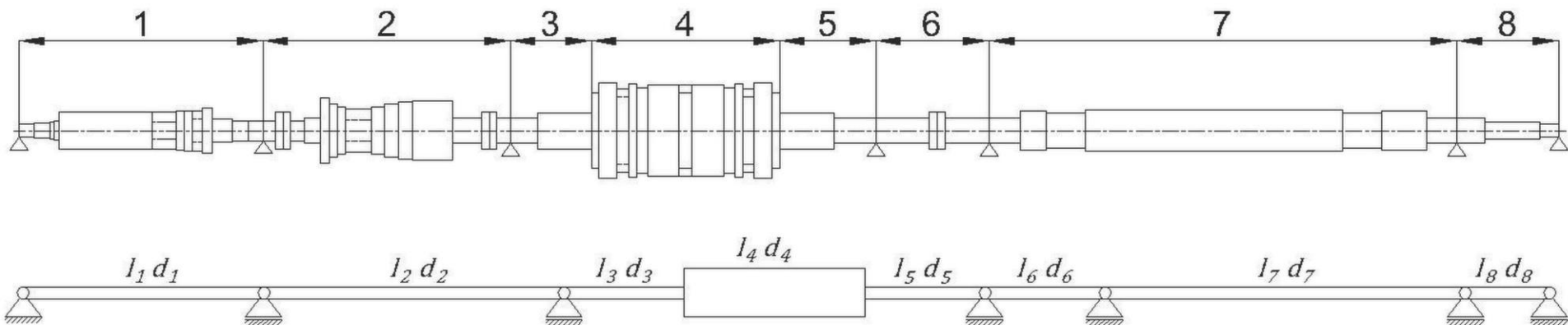
Прорачун критичних брзина

Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања

- Резултати прорачуна и њихова анализа;

	Критична брзина $\omega [s^{-1}]$	Критични број обртаја $n [min^{-1}]$	Фреквенција $f [Hz]$
Прва	142.54	1361.208	22.6868
Друга	222.53	2125.038	35.4173

- Делови ротора 3, 4, 5 и 6 не задовољавају услов.



Закључак

- Демонстриране су метода коначних елемената и метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања;
- МКЕ анализа даје приближна поклапања резултата са прорачунима конструктора;
- Метода решавања парцијалних диференцијалних једначина кретања даје велика одступања од методе коначних елемената и прорачуна конструктора;
- МКЕ анализа у софтверском пакету *CATIA V5* се може у потпуности применити за одређивање критичног броја обртаја ротора парних турбина.

ХВАЛА НА ПАЖЊИ!