

Исследование напряженного состояния и частотных характеристик рабочих лопаток паровых турбин

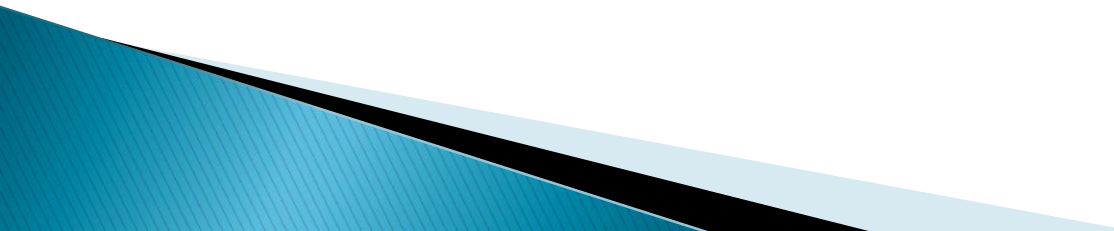
Выполнил: студент гр. 5-33

Харькова А.В.

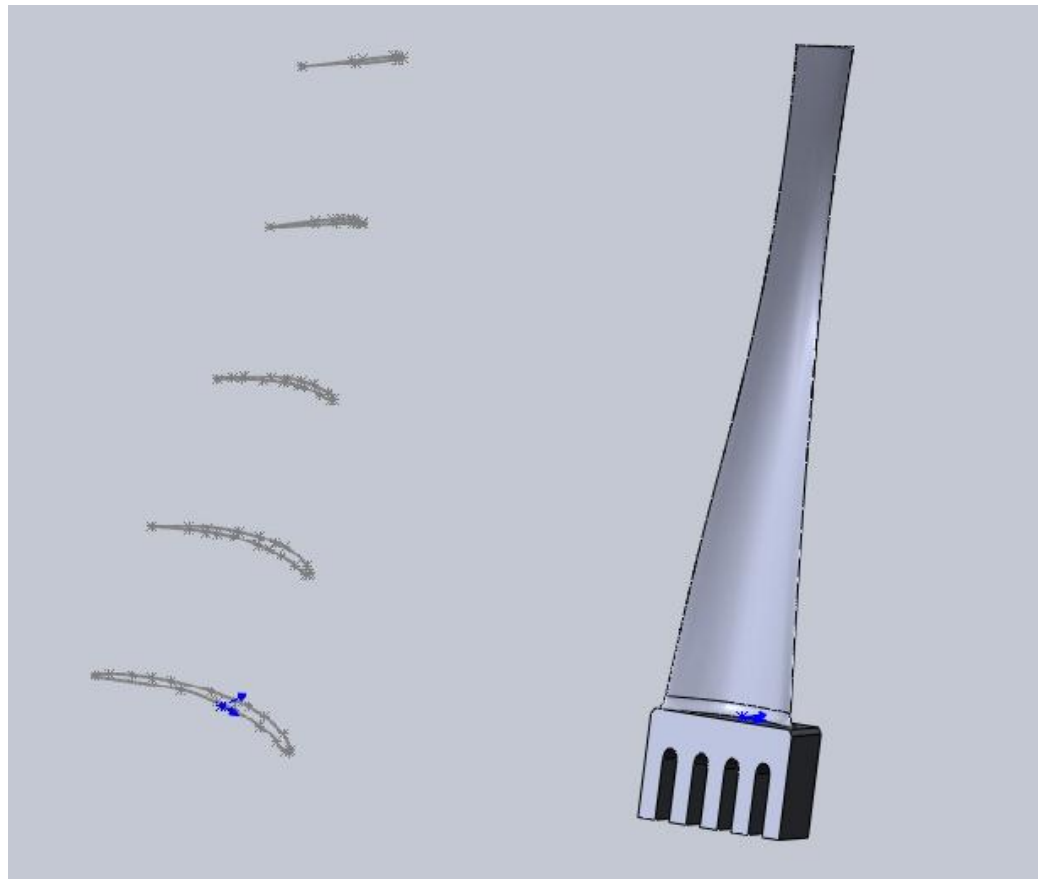
Руководитель: к.т.н., доц. Крайнова Л. Н.

Цель работы

Целью работы является оценка напряженного состояния и анализ частотных характеристик рабочих лопаток паровых турбин, а также исследование методов повышения вибрационной надежности.

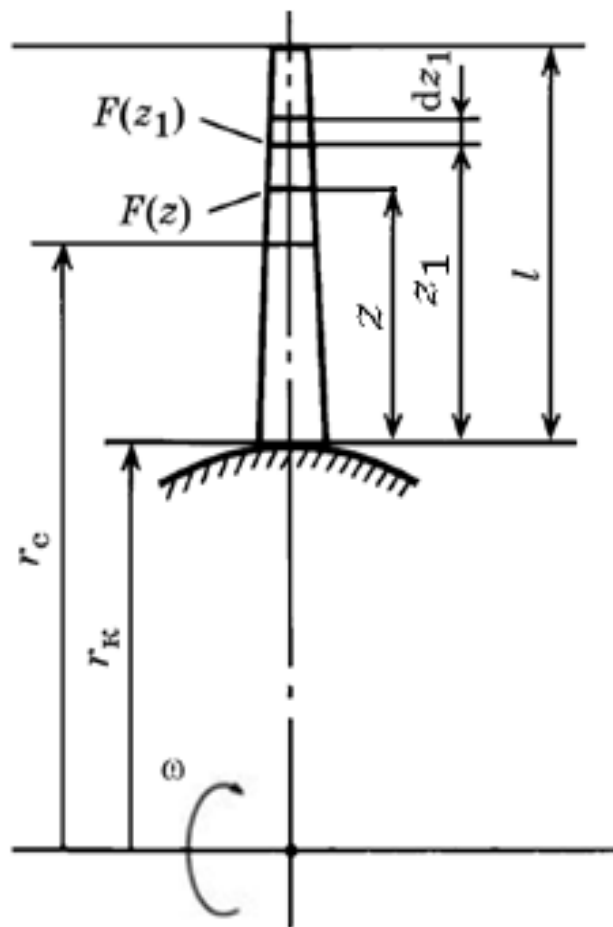


Для расчета использовались следующие величины: длина лопатки $l=1100\text{мм}$, диаметр ступени $d=2000\text{мм}$, угловая скорость $\omega=314\text{ рад/сек}$, материал лопатки титановый сплав ВТ6, предел текучести материала $\sigma_{02}=980\text{МПа}$, предел прочности $\sigma_B=1100\text{МПа}$, плотность материала $\rho=4460\text{кг/м}^3$.



Трехмерная модель и профили рабочей лопатки

Растяжение рабочих лопаток



Растягивающее напряжение в сечении z , вызываемое центробежными силами инерции:

$$\sigma = N(z)/F(z) \quad (1)$$

На элемент лопатки длиной dz_1 действует центробежная сила:

$$dC = \rho \omega^2 (r_k + z_1) F(z) dz_1 \quad (2)$$

Для определения растягивающего усилия N следует проинтегрировать правую часть равенства (2) в пределах от z до l , в результате чего получается:

$$N(z) = \rho \omega^2 \int_z^l F(z_1) (r_k + z_1) dz_1 \quad (3)$$

Для лопатки с постоянной площадью поперечного сечения $F(z) = F = \text{const}$ растягивающее напряжение в корневом сечении:

$$\sigma_0 = \rho \omega^2 r_c l = 648 \text{ Мпа}$$

Растяжение рабочих лопаток

Коэффициент снижения напряжений или коэффициент разгрузки определяют отношением:

$$k = \sigma_{max} / \sigma_0 \quad (4)$$

$$k = 1 - (1 - a) \frac{3\vartheta + 1}{6\vartheta} ; \quad a = \frac{F_{\Pi}}{F_k} ; \quad \vartheta = \frac{d_c}{l}$$

Максимальное напряжение в лопатке переменного сечения :

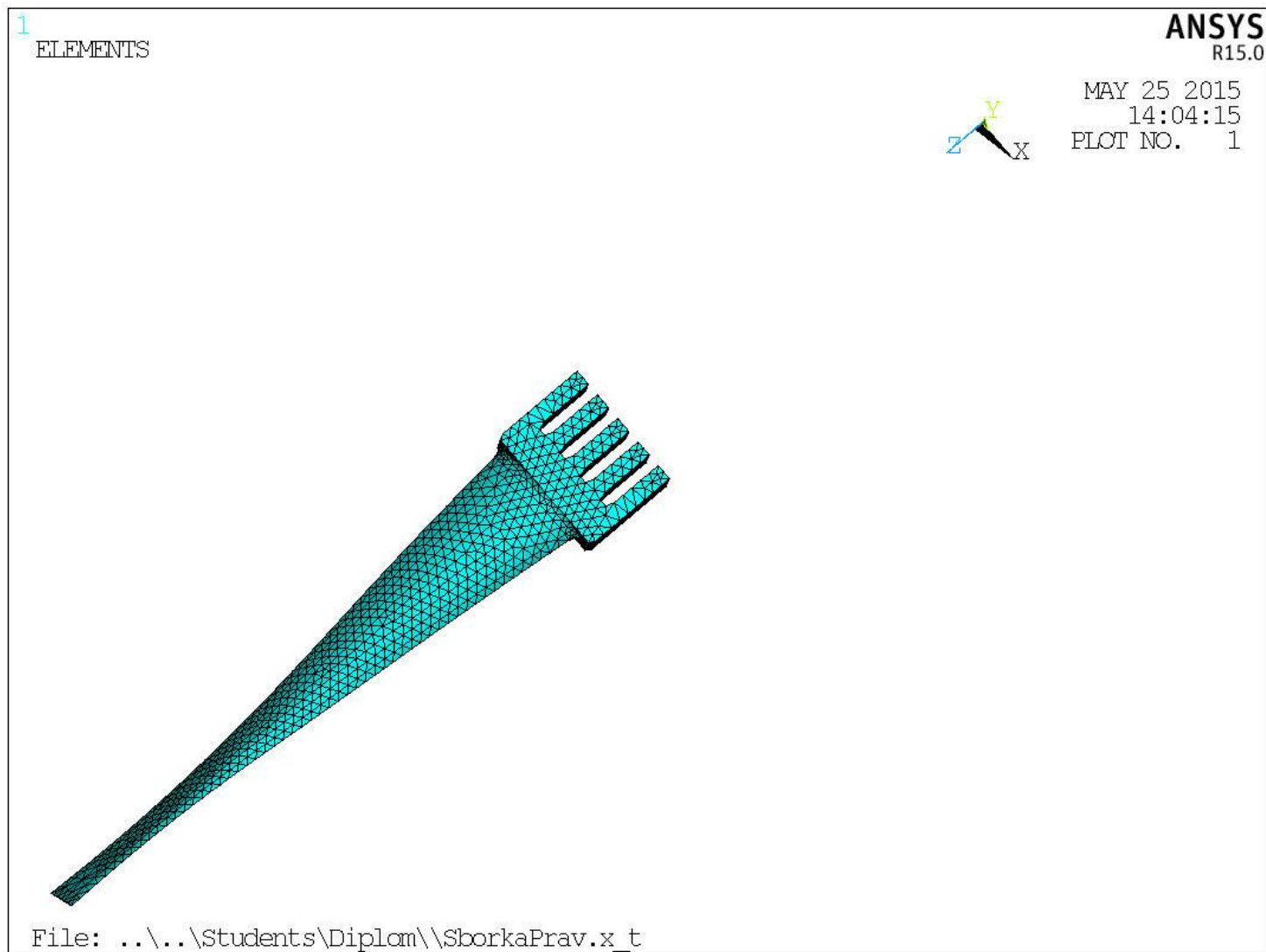
$$\sigma_{max} = \sigma_0 \cdot k = 648 \cdot 0,8 = 518,4 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение по условию статической прочности составляет

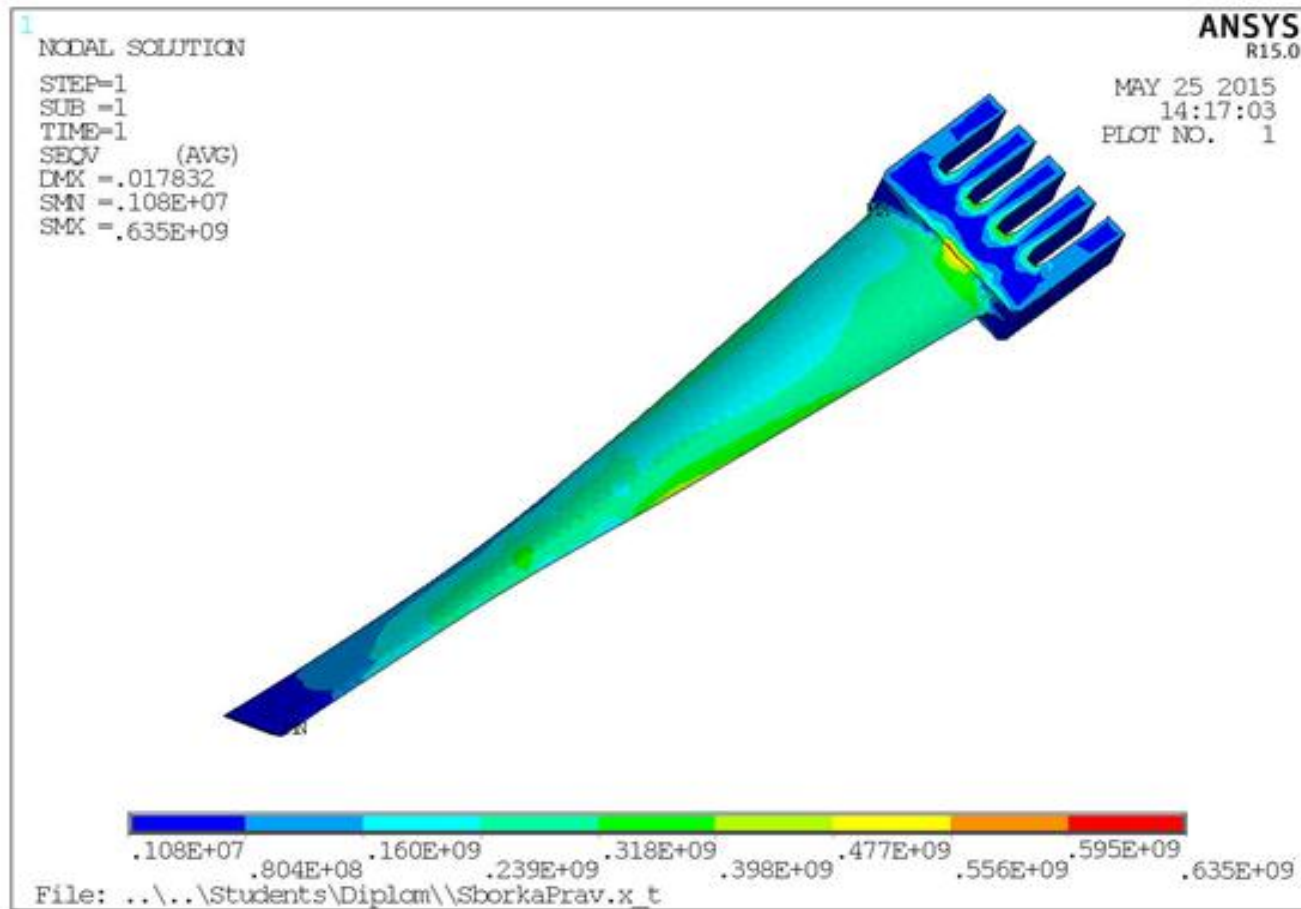
$$\sigma_{02} / 1.5 = 980 / 1.5 = 653 \text{ МПа}$$

518,4 МПа < 653 МПа — условие статической прочности выполнено.

Конечно-элементная модель лопатки



Распределение напряжений в лопатке



Максимальные эквивалентные напряжения в лопатке - $\sigma_{\text{ЭКВ}} = 556$ МПа. Допускаемое напряжение по условию статической прочности составляет: $\sigma_{02}/1.5 = 980/1.5 = 653$ МПа.

$556 \text{ МПа} < 653 \text{ МПа}$ – условие прочности выполнено.

Величина максимальных напряжений - $\sigma_{\text{max}} = 635$ МПа.

$635 \text{ МПа} < 653 \text{ МПа}$ – условие прочности выполнено.

Определение собственных частот лопатки

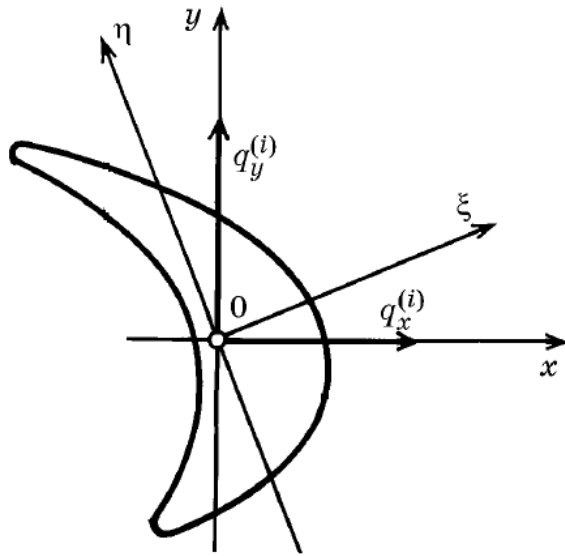


Схема нагружения лопатки

Уравнения движения лопатки [1]:

$$\left. \begin{aligned} (EI_y u'' + EI_{xy} v'' - EI_{py} \tau_0 \theta')'' - (Nu')' - \rho F \omega^2 u + \rho F \ddot{u} &= 0; \\ (EI_{xy} u'' + EI_x v'' - EI_{px} \tau_0 \theta')'' - (Nu')' + \rho F \ddot{v} &= 0; \\ [GI_{кр}^0 \theta' + \tau_0 (-EI_{py} u'' - EI_{px} v'')] - \rho \omega^2 (I_y - I_x) \theta - \rho I_p \ddot{\theta} &= (Na_{кр})' + \rho \omega^2 I_{xy}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Граничные условия:

$$z=0, u=0, u'=0;$$

$$z=0, v=0, v'=0.$$

$$z=l, u''=0, u'''=0;$$

$$z=l, v''=0, v'''=0.$$

Уравнения движения в главных центральных осях незакрученной ($\tau_0 = 0$), невращающейся ($\omega = 0$) лопатки:

$$\left. \begin{aligned} (EI_{\eta} u'')'' + \rho F \ddot{u} &= 0; \\ (EI_{\xi} v'')'' + \rho F \ddot{v} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$(GI_{кр} \theta')' - \rho I_p \ddot{\theta} = 0$$

Определение собственных частот лопатки

Дифференциальное уравнение движения лопатки:

$$(EI_{\eta} u'')'' + \rho F \ddot{u} = 0 \quad (7)$$

Функции А. Н. Крылова:

$$\left. \begin{aligned} S &= 0,5(ch \xi + \cos \xi); \\ T &= 0,5(sh \xi + \sin \xi); \\ U &= 0,5(ch \xi - \cos \xi); \\ V &= 0,5(sh \xi - \sin \xi), \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Собственные частоты:

$$p_1(\eta) = 144,3 \text{ рад/с}; \quad f_1 = \frac{p_1(\eta)}{2\pi} = 23 \text{ Гц};$$

$$p_2(\eta) = 904,4 \text{ рад/с}; \quad f_2 = \frac{p_2(\eta)}{2\pi} = 144 \text{ Гц};$$

$$p_3(\eta) = 2532,7 \text{ рад/с}; \quad f_3 = \frac{p_3(\eta)}{2\pi} = 403 \text{ Гц}.$$

Собственные частоты лопатки с учетом вращения:

$$f_d = \sqrt{f_k^2 + B n_c^2} \quad (9)$$

$$B = 0,8 \frac{d}{l} - 1 \quad (10)$$

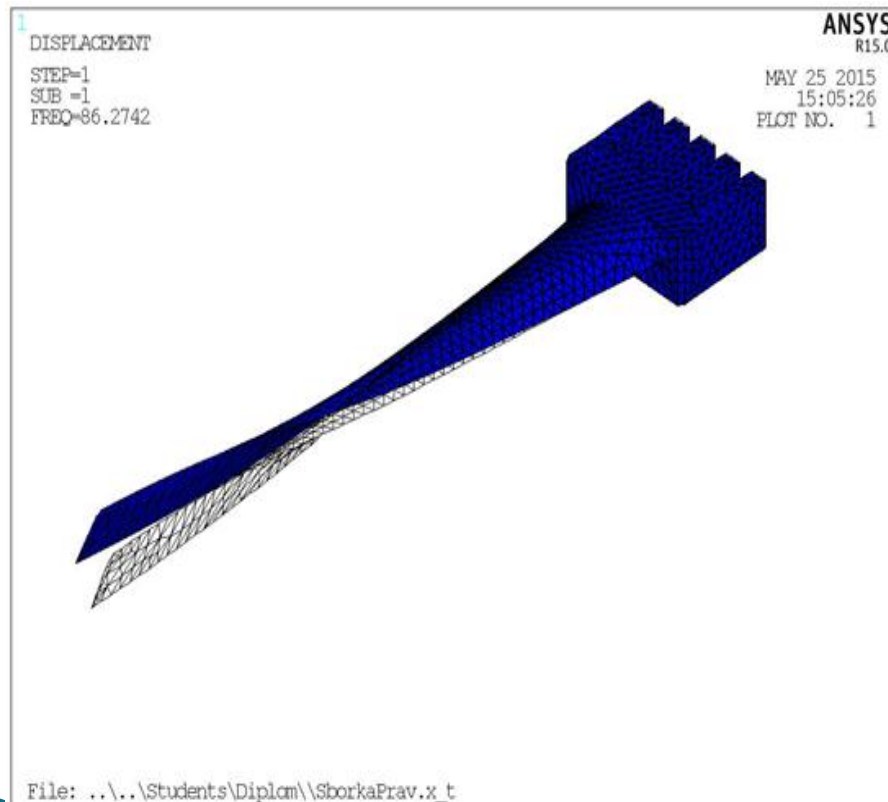
$$f_{d1} = \sqrt{23^2 + 0,949 \cdot 50^2} = 54 \text{ Гц};$$

$$f_{d2} = \sqrt{144^2 + 0,949 \cdot 50^2} = 152 \text{ Гц};$$

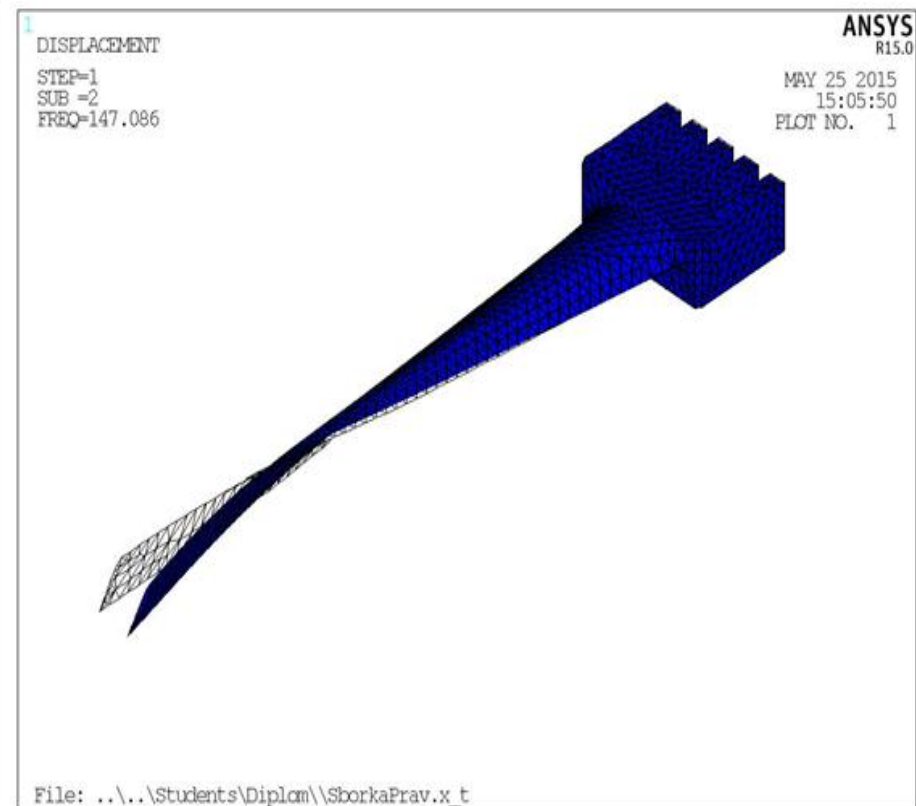
$$f_{d3} = \sqrt{403^2 + 0,949 \cdot 50^2} = 406 \text{ Гц}.$$

Динамический расчет одиночной лопатки в программном комплексе ANSYS

В ходе проведения модального анализа определены формы и частоты собственных колебаний при значении угловой скорости $\omega = 314$ рад/с.

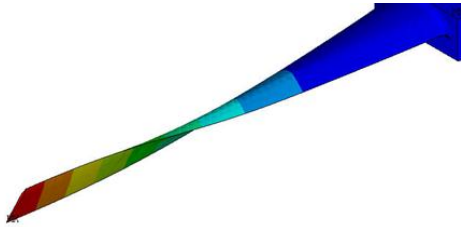
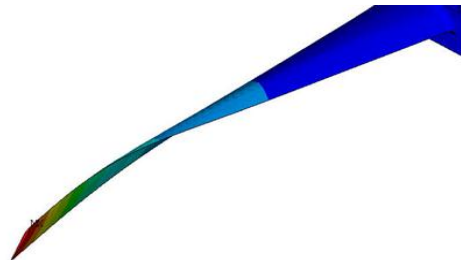
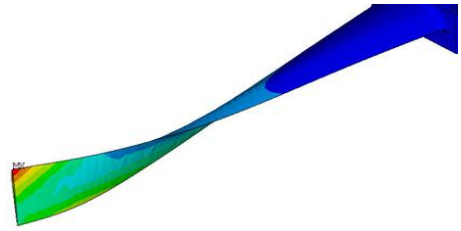
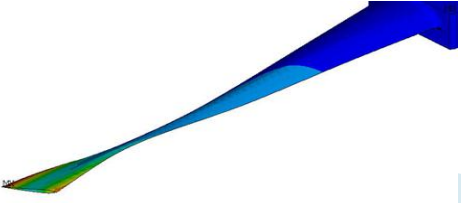


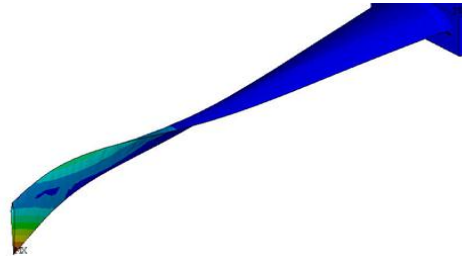
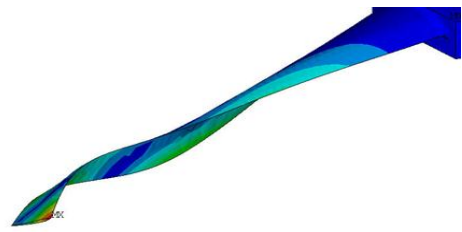
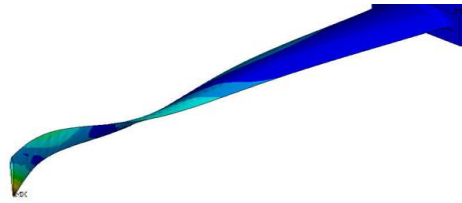
1-ая форма колебаний вращающейся лопатки ($f = 86$ Гц)



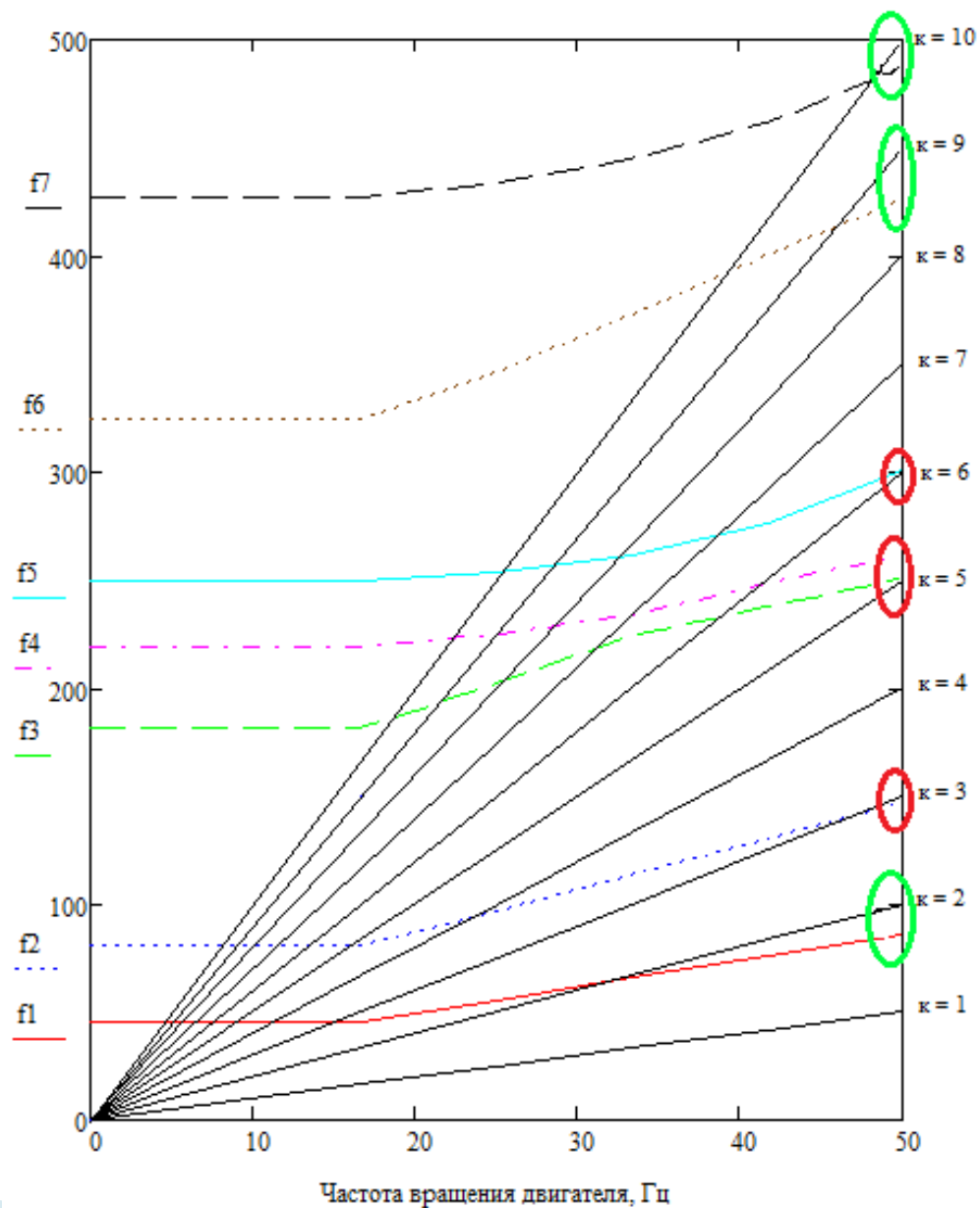
2-ая форма колебаний вращающейся лопатки ($f = 147$ Гц)

Собственные частоты и формы колебаний

Номер частоты	Форма колебаний	Частота колебаний, Гц
1		86,274
2		147,086
3		250,205
4		260,984

Номер частоты	Форма колебаний	Частота колебаний, Гц
5		300,806
6		425,547
7		486,83

Анализ собственных частот



Вибрационная диаграмма

Методы повышения вибрационной надежности

1. Метод основан на применении свободных лопаток без связей.

Преимущество свободных лопаток состоит в том, что на стадии проектирования можно произвести надежную отстройку таких лопаток от резонансных состояний в зоне рабочей частоты вращения с необходимым запасом, путем изменения геометрических форм лопатки.

$$f_{д1} > 2n_p,$$

где $f_{д1}$ — первая собственная частота лопатки;
 n_p — рабочая частота вращения двигателя.

2. Применение жестких (высокочастотных) рабочих лопаток. Чем выше низшая собственная частота, тем выше кратность гармоник, способной вызвать резонансные колебания

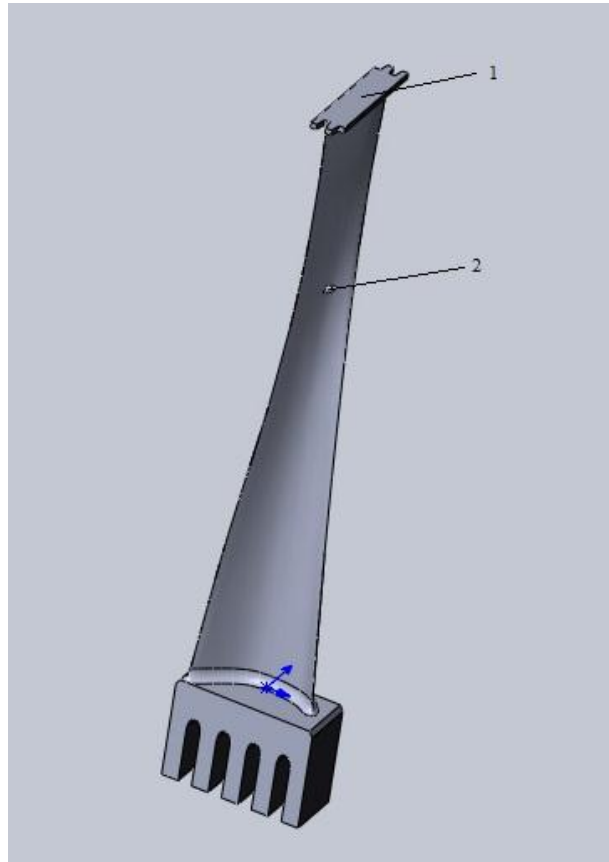
$$k = f_d / n,$$

где f_d — низшая собственная частота лопатки;
 n — рабочая частота вращения двигателя.

Если $k > 6 - 8$, то интенсивность гармоник возмущающих сил мала и обычно не вызывает опасных колебаний, поэтому, выбрав минимальную частоту из условия $f_d > (6 - 8)n$, можно повысить вибрационную надежность.

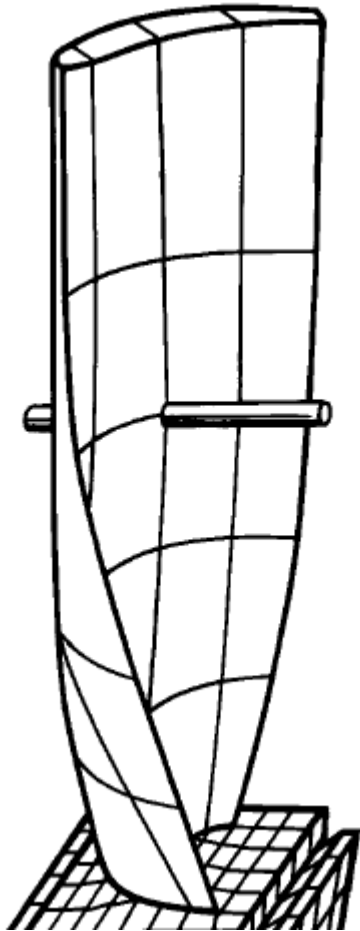
Методы повышения вибрационной надежности

3. Метод основан на применении лопаток с демпферными связями: проволочным бандажом и периферийным бандажом



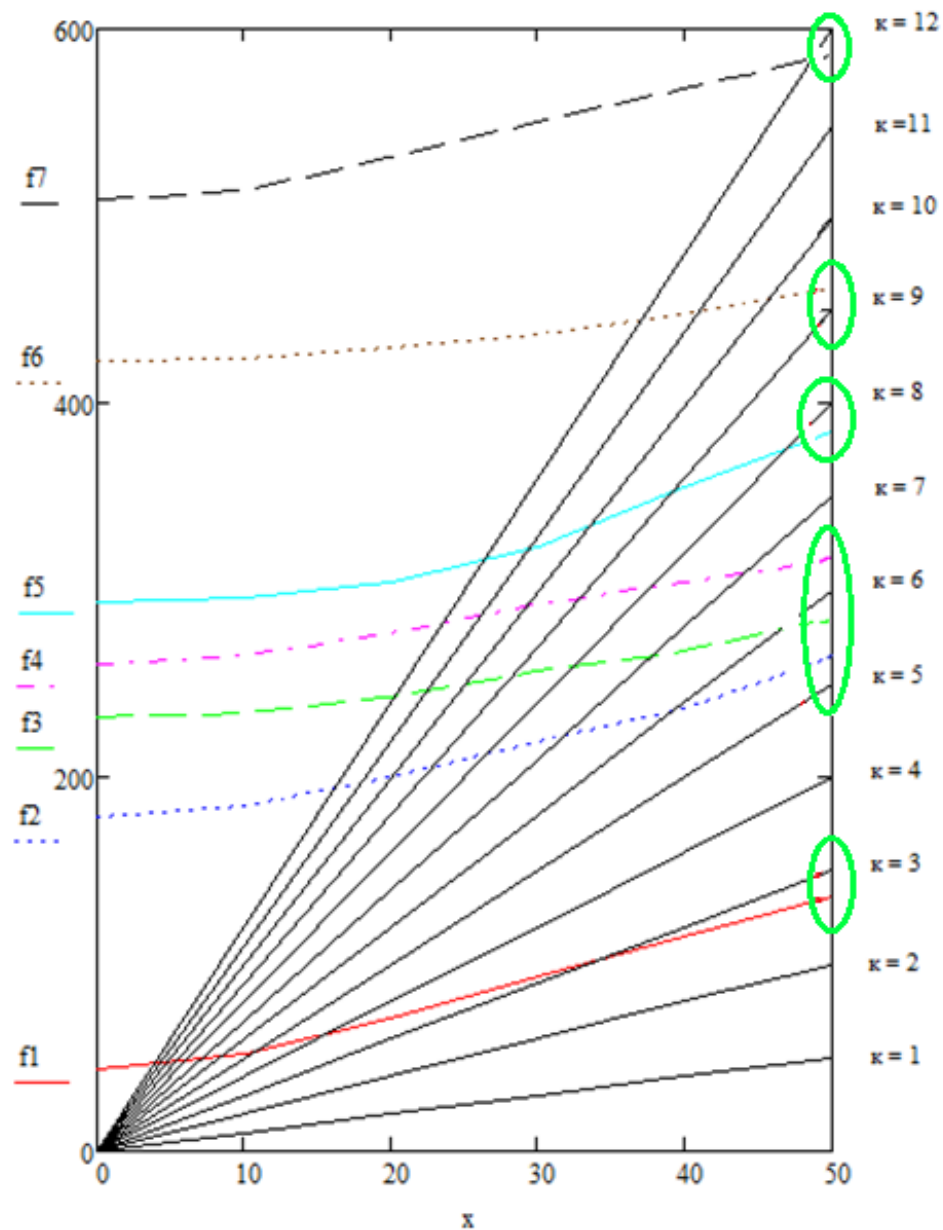
Повышение вибрационной надежности с помощью проволоочного бандажирования

Собственные частоты лопадки с проволоочным бандажированием



Номер частоты	Частота колебаний, Гц
1	135,57
2	264,18
3	290,65
4	316,35
5	385,29
6	461
7	586,16

Анализ собственных частот лопаты с бандажом



Вибрационная диаграмма

Выводы

- Проведена оценка статической прочности рабочих лопаток последней ступени паровой турбины двумя методами: аналитический расчет и с помощью программного комплекса ANSYS, по результатам оценки условие статической прочности выполнено.
- В результате динамического расчета, найдены собственные частоты и формы колебаний лопатки.
- Построена вибрационная диаграмма, по которой определены возможные условия возникновения резонанса.
- Исследованы методы повышения вибрационной надежности.
- Проведен динамический анализ лопатки с проволочным бандажированием для повышения вибрационной надежности.
- В результате расчета себестоимости изделия, был сделан вывод о том, что лопатки, изготовленные из штампованных заготовок, как в нашем случае, требуют меньших трудозатрат при обработке, соответственно имеют меньшую цену.
- В ходе анализа безопасности и экологичности на ТЭЦ были выявлены опасные и вредные факторы на производстве.