

Анализ прочностных свойств ротора турбокомпрессора

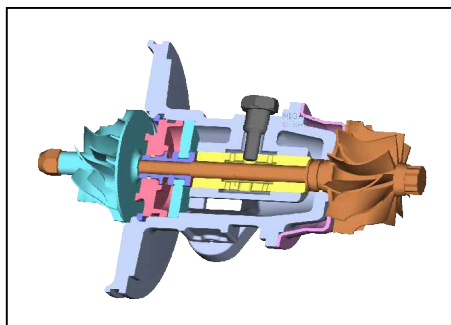


Рис. 1. Конструкция турбокомпрессора в разрезе

Проведены исследования прочностных свойств деталей турбокомпрессоров ТКР-6 и ТКР-9 Борисовского завода агрегатов (Рис. 1). При этом были решены задачи:

- Определение максимальных частот вращения ротора по условию прочности колёс и вала.
- Нахождение критических оборотов вала ротора турбокомпрессоров на основе модального анализа
- Влияние на их значения конструктивных параметров: длины вала, длины и конструкции подшипника скольжения, толщины лопаток колёс компрессора.

При этом:

- Выяснено, что в диапазоне рабочих частот ротора турбокомпрессора ТКР-9 (50 000-100 000 об/мин) отсутствуют его собственные частоты
- Полученные профили колёс ротора и компрессора равнопрочны.
- Выявлены слабые места в конструкции вала(место закалки, ТКР-6) и колеса компрессора(отсутствие бонки, ТКР-9).

П.1. Определение максимальных частот вращения ротора по условию прочности колёс и вала.

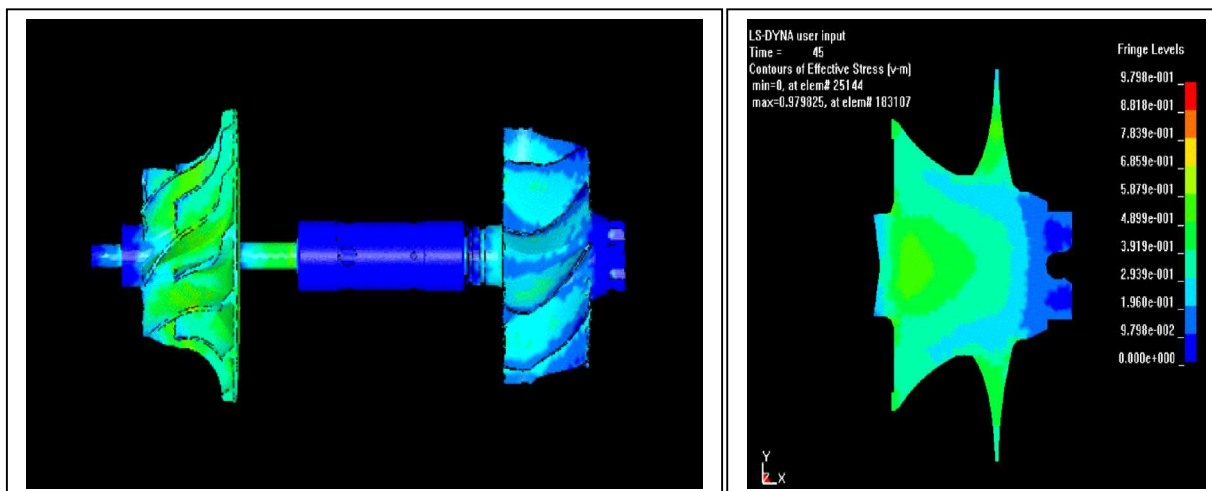
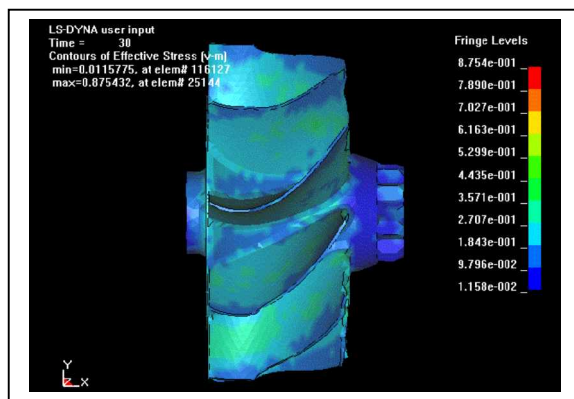


Рис. 2. Распределения

На лопатках колеса ротора эффективные напряжения находятся в пределах предела прочности для используемого жаропрочного стального сплава (700МПа) (Рис.3).



На лопатках колеса компрессора эффективные напряжения находятся в пределах предела прочности для используемого алюминиевого сплава (300МПа) (Рис. 4)

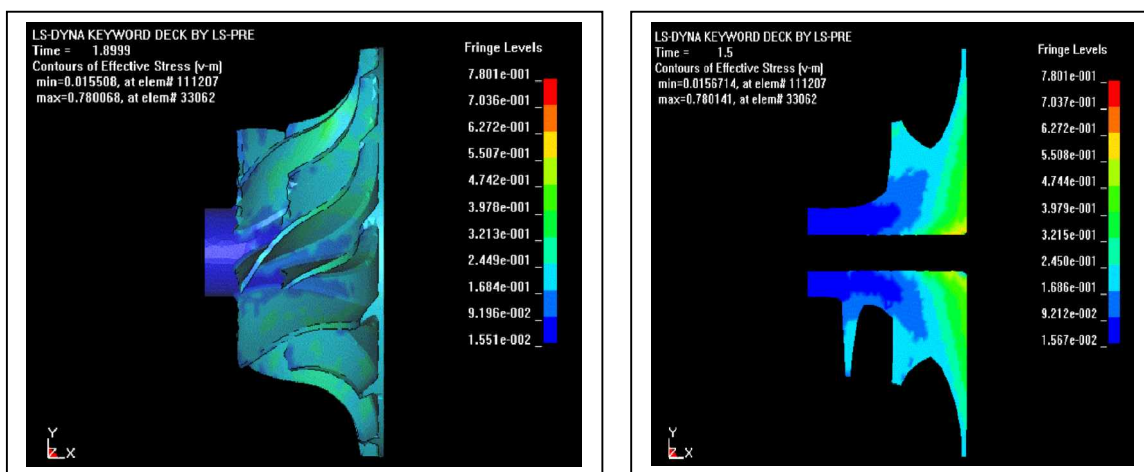


Рис.4. Распределения

В процессе расчётов было выявлено слабое место в конструкции и колеса компрессора (Рис.5). Отсутствие в конструкторском решении колеса бонки (Рис.5) привело к тому, что при вращении на исследуемых частотах уровень эффективных напряжений на диске из-за инерционных сил превышает допустимый уровень. Было рекомендовано усилить диск колеса компрессора по радиусу 28 мм.

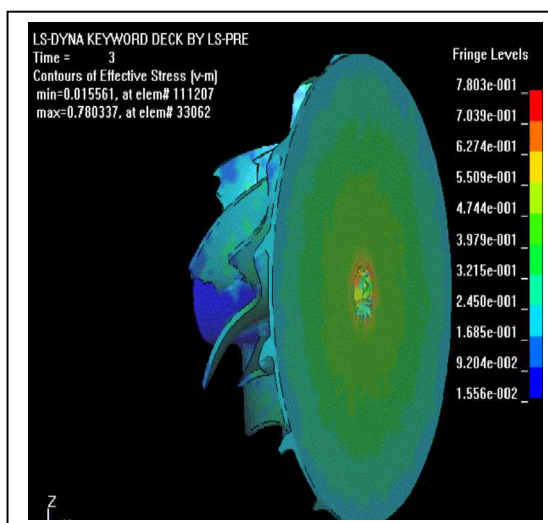


Рис.5. Эффективные напряжения на диске

При расчётах были проверены профили колёс на равнопрочность. Оказалось, что распределения напряжений по лопаткам обоих колёс равномерное, у оснований отсутствуют пики напряжений (Рис. 6, 7), то есть, профили равнопрочны.

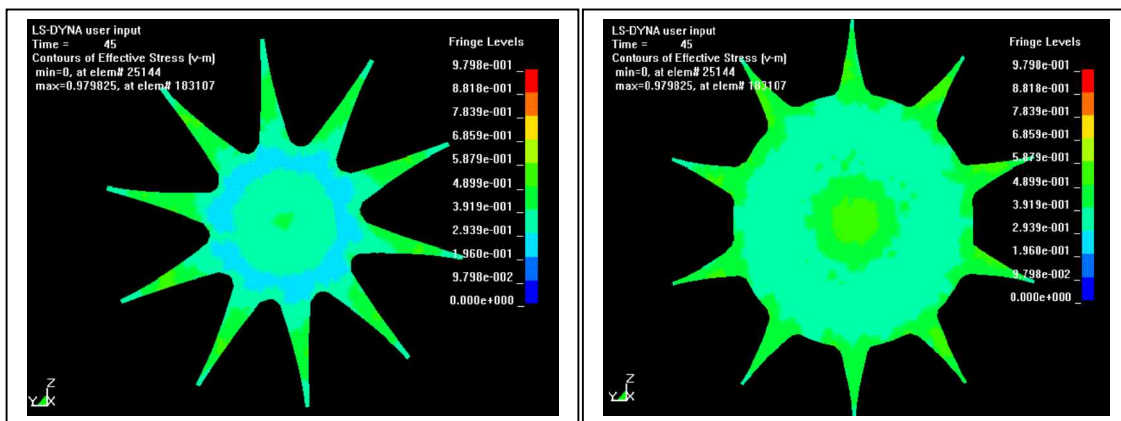


Рис. 6. Профиль колеса ротора для различных сечений

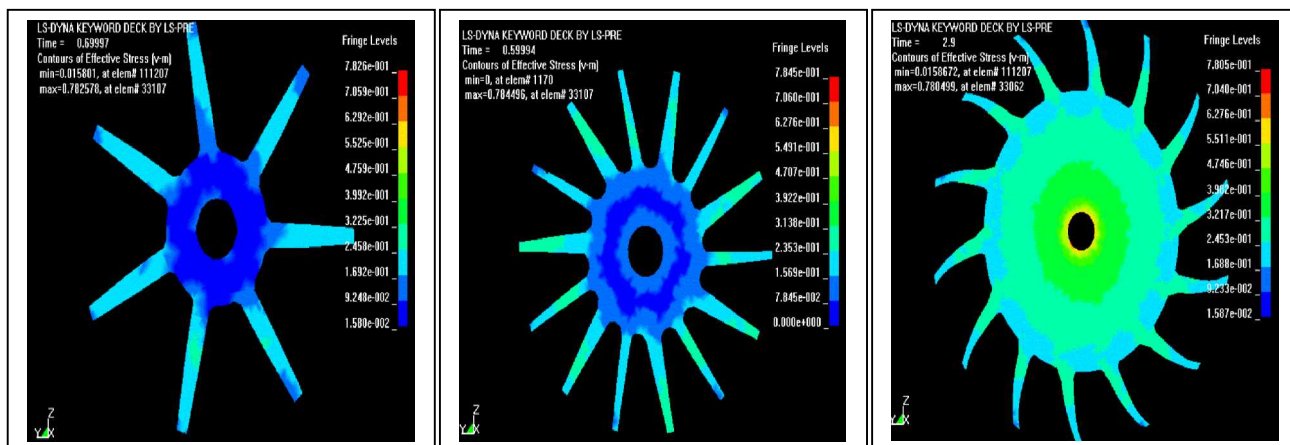


Рис. 7. Профиль колеса компрессора для различных сечений.

II.2. Определение критических оборотов вала ротора турбокомпрессора на основе модального анализа

Был проведен модальный анализ ротора с деталями подшипникового узла при различных вариантах закрепления подшипников и варьировании конструктивных параметров: длины вала, длины и конструкции подшипника скольжения, толщины лопаток колёс компрессора (Рис.8, 10).

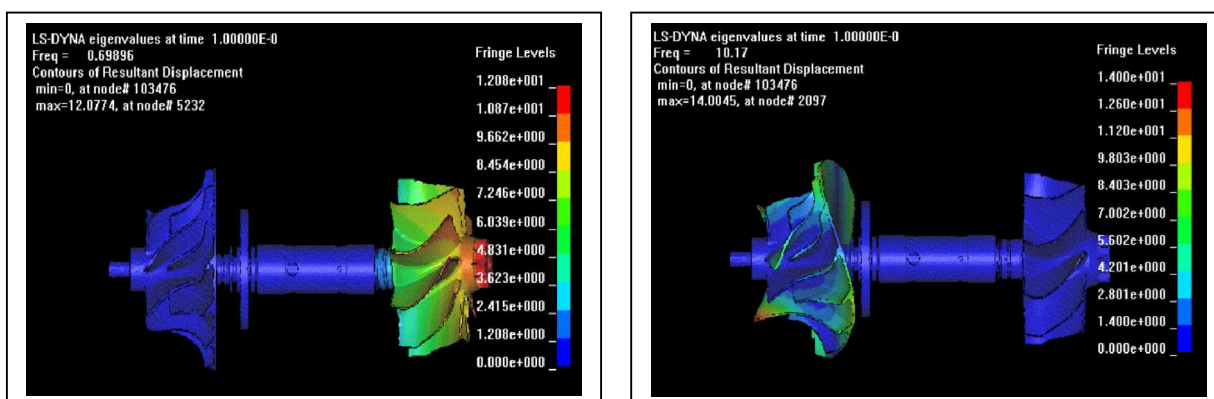


Рис. 8. Собственные частоты ротора и деталей подшипников узла при наличии контакта и закреплении подшипников

Выяснено, что в диапазоне рабочих частот ротора турбокомпрессора ТКР-9 (50 000-100 000 об/мин) отсутствуют его собственные частоты, то есть, полученный ротор “спокойный”.

Были проведены также динамические тестовые расчёты на критических частотах. Результат для частоты 690 Гц показан на рис. 9.

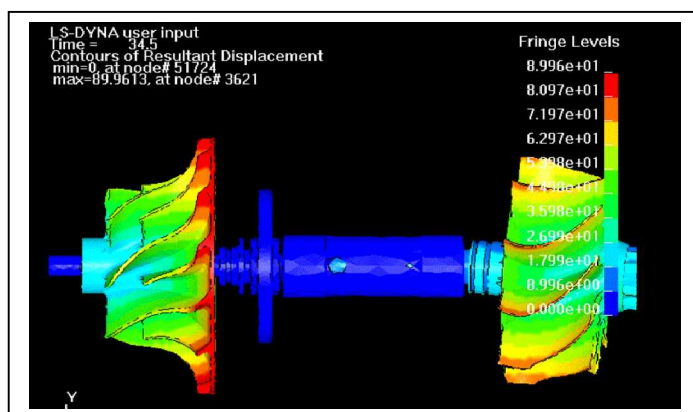


Рис.9. Результат динамического расчёта на критической частоте 690 Гц

При исследовании влияния на значения собственных частот конструктивных параметров длины и конструкции подшипника скольжения (Рис. 10) полученные различия в получаемых спектрах находятся в пределах сотни герц.

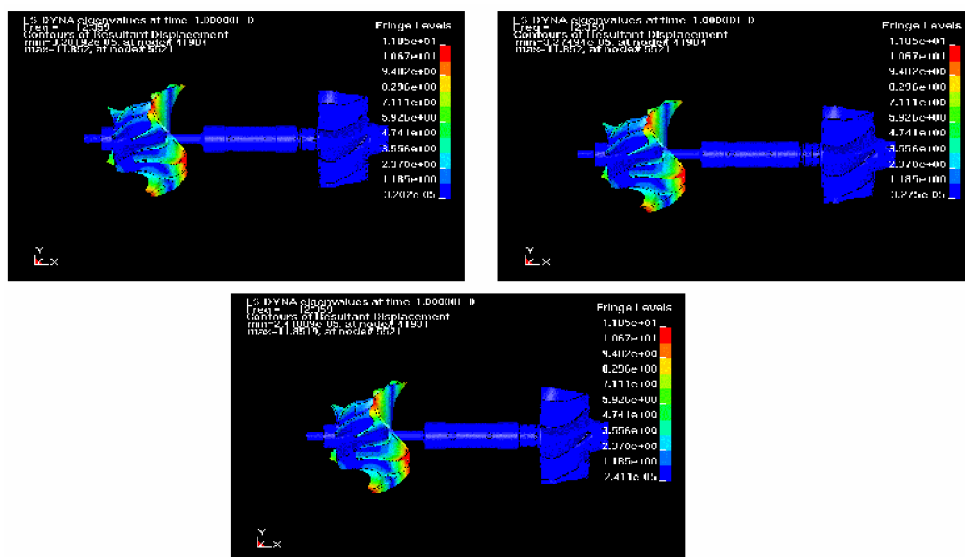


Рис. 10. Собственные частоты ротора и незакреплённого подшипника для разных конструктивных вариантов подшипника при наличии контакта.

Литература

1. К. В. Фролов, Ю. Л. Израилев, Н. А. Махутов и др. Расчёт термонапряжений и прочности роторов и корпусов турбин. - М.: Машиностроение, 1988. – 239 с.
2. А. Г. Костюк. Динамика и прочность турбомашин. - М.: Машиностроение, 1982.
3. LS - DYNA. Keywords User's Manual. Version – 970. – 2003. –LSTC. –1564 p