

УДК 677.051.162

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИСКОВОГО НОЖА

Е.Н. КАЛИНИН

(Ивановская государственная текстильная академия)

Практика конструирования и эксплуатации устройств для поперечного резания, в которых в качестве режущего элемента используется как единичный дисковый нож, так и система из нескольких единиц, подтверждает актуальность решения задач, связанных с определением резонансных областей и связанных с ними деформаций дисковых ножей, имеющих большую частоту вращения.

При решении этих задач принимаем перпендикулярность боковых плоскостей относительно оси вращения диска; толщина диска мала по сравнению с его диаметром и постоянна по всему диаметру.

Исследуем в этом случае поведение точек, расположенных и колеблющихся в плоскости, перпендикулярной оси вращения и называемой срединной. К такому типу колебаний (на параметры которых вращение диска влияния не оказывает [1]) относят радиальные и тангенциальные.

Тангенциальные колебания (колебания кручения) возникают в процессе взаимодействия дискового ножа со слоем разрезаемого материала, когда нагрузка в виде касательных усилий (составляющая силы сопротивления резанию), действующая по внешнему контуру, на некоторое мгновение снята.

Используя решение уравнения для форм колебаний, основанное на способе Бубнова-Галеркина и принятых граничных

условиях, определяющих равномерное распределение массы по контуру, и задаваясь видом функции $R(r)$ радиуса-вектора r для случая, когда внутренний контур диска закреплен, а наружный свободен [1], определим частоту тангенциальных колебаний в зависимости от текущих значений радиуса r_2 диска:

$$p_t = \frac{\pi}{2(r_2 - r_1)} \sqrt{\frac{G}{\rho}},$$

где r_1 — радиус внутреннего контура; G — модуль сдвига, Н/см^2 ; ρ — плотность материала диска, кг/см^3 .

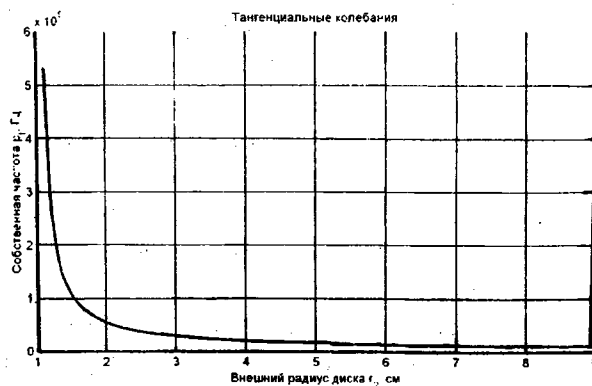


Рис. 1

Полученная графическая зависимость (рис.1) подтверждает факт асимптотического изменения собственной частоты тангенциальных колебаний диска по мере увеличения его радиуса. Значения частот ρ превышают значения круговой частоты, соответствующей режиму эксплуатации режущего элемента в промышленных условиях на два порядка, а ряд величин наружного диаметра $2r_2=80\dots150\text{мм}$ отвечают значениям частот, при которых опасность соответствующих резонансов невелика.

Второй тип колебаний дискового ножа, при которых имеет место выход точек срединной плоскости из этой плоскости – изгибные колебания. Разновидностью этого

типа колебаний являются осесимметричные зонтичные, характеризующиеся единой формой изгиба из плоскости диска всех его радиусов.

Влияние частоты вращения диска на изгибные колебания настолько значительно, что актуальность исследования данного явления неоспорима (для обеспечения работоспособности режущего устройства).

Для решения задачи определения α использован энергетический способ [1], в соответствии с чем собственная частота зонтичных колебаний дискового ножа определяется как

$$\rho_Z^2 = \frac{\frac{E}{12\rho(1-\mu^2)} \int_{r_1}^{r_2} \left[\left(R'' + \frac{1}{r} R' \right)^2 - \frac{2(1-\mu)}{r} R'' R' \right] h r dr}{\int_{r_1}^{r_2} R^2 h r dr} + \frac{\omega^2 \int_{r_1}^{r_2} \left[\int_{r_1}^{r_2} (R')^2 dr \right] r^2 h dr}{\int_{r_1}^{r_2} R^2 h r dr}$$

где E – модуль упругости материала дискового ножа, Н/см^2 ; μ – коэффициент Пуассона; h – толщина диска, мм; r – текущий радиус диска в срединной плоскости, мм; $R = (r - r_1)^2 [1 + a(r - r_1)]$ – функция радиуса-вектора $R(r)$, соответствующая приближенному значению нижней частоты, удовлетворяющая граничным условиям, даю-

щая минимальное значение частоты при $a = -0,463$.

Для свободных зонтичных колебаний величина прогиба f представляется в виде

$$f = R(r) \sin pt.$$

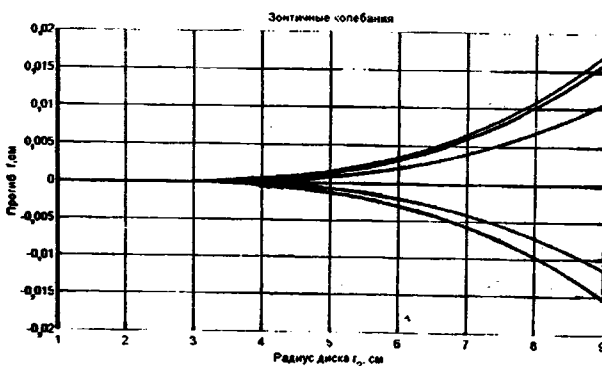


Рис. 2

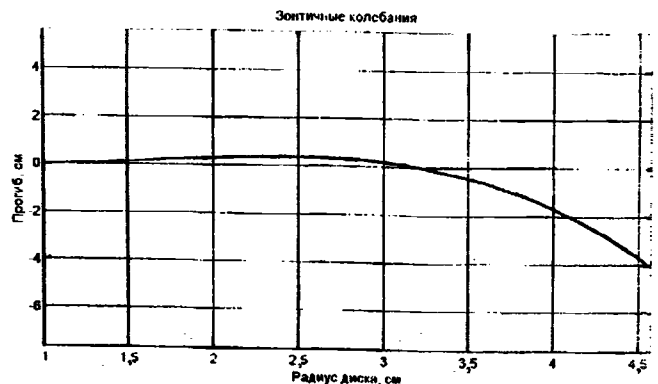


Рис. 3

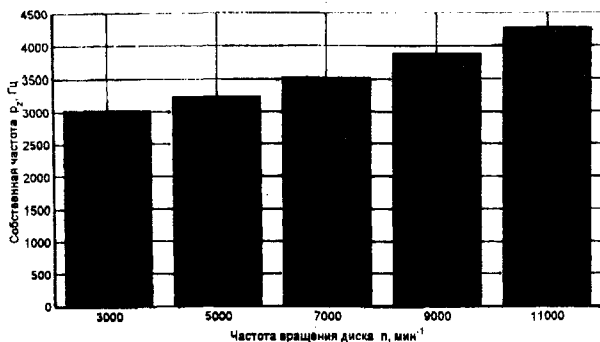


Рис. 4

Визуализация численного решения обоих уравнений дает наглядную картину (рис.2) поперечной деформации срединной плоскости дискового ножа, которая становится поверхностью вращения с образованием нескольких неподвижных узловых окружностей (рис.3). Семейство кривых поперечной деформации выполнено для ряда частот n вращения диска (рис.4).

ВЫВОДЫ

Определен диапазон изменения частот собственных тангенциальных и попереч-

ных колебаний дискового ножа в зависимости от его окружной частоты, что позволяет вести кинематический и геометрический синтез режущих устройств, избегая возникновения в них резонансных явлений.

ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. СССР № 775209 МКИ D06H 7/02. Устройство для поперечной резки непрерывно движущегося длинномерного волокнистого материала / Е.Н. Калинин – Оpubл. 1980. Бюл.№20.
2. Левин А.В. Лопатки и диски паровых турбин. –М.: Госэнергоиздат, 1953.

Рекомендована кафедрой теплотехники. Поступила 16.05.01.