

Власов А.В.

(ВятГУ, г.Киров, РФ) artjomv@gmail.com

МЕТОДИКА ВЫБОРА ЧИСЛА ОБОРОТОВ КРУГЛЫХ ПИЛ

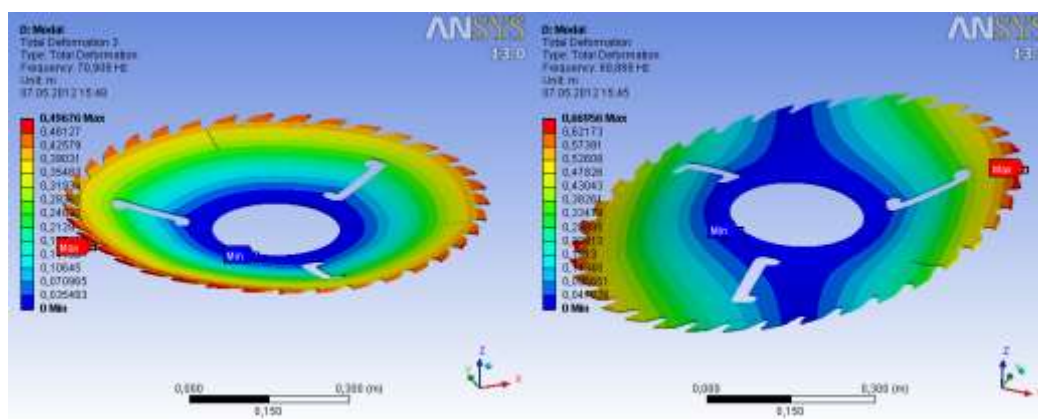
Представлена методика определения рабочих скоростей вращения круглых пил на основе теории колебаний вращающихся дисков, предложенной Кэмпбеллом, и с применением программного комплекса ANSYS.

METHOD OF SELECTION OF THE NUMBER OF SPEED CIRCULAR SAW

A method for determining the operating speed of rotation of circular saws on the basis of the theory of vibrations of rotating disks as proposed by Campbell, and using software package ANSYS.

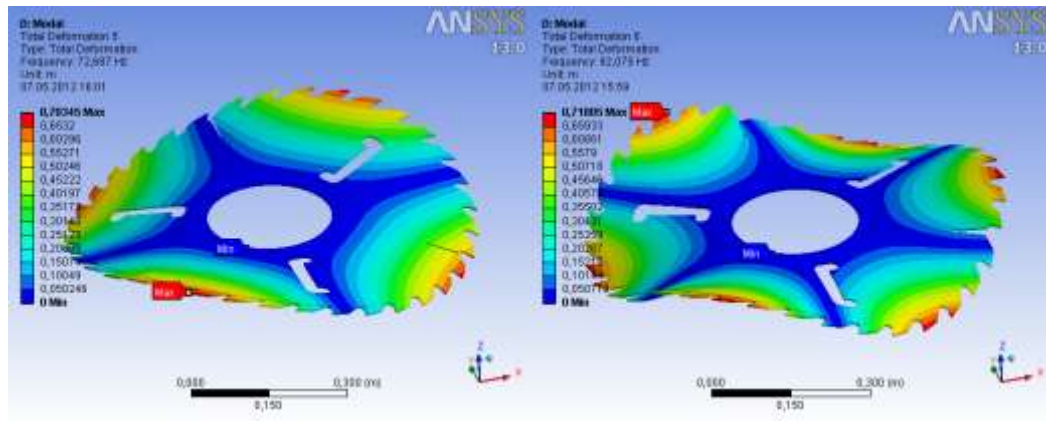
Распиловка древесины круглыми пилами сопровождается сложным колебательным процессом полотна пилы. Колебания диска приводят к снижению точности и качества поверхности распиловки, к повышению уровня шума, к повышению энергозатрат на процесс резания древесины и к снижению стойкости пилы, а в случае резонансных явлений могут привести к её поломке. Резонанс – это совпадение частоты внешней возбуждающей силы с собственной частотой колебаний диска. Поэтому необходимо более обоснованно подходить к вопросу выбора рабочей частоты вращения круглой пилы.

Диск круглой пилы представляет собой упругую систему с распределенной массой, соответственно такая система с распределенными параметрами имеет бесконечное множество степеней свободы, а значит, обладает бесконечным числом собственных частот и форм колебаний. Практика эксплуатации показала, что частоты продольных колебаний в десятки раз выше частот изгибных колебаний диска/1/. Это позволяет рассматривать только опасные изгибные колебания. Различают формы изгибных колебаний без узловых диаметров и окружностей (зонтичные), с узловыми диаметрами (веерные), с узловыми окружностями, комбинационные – с узловыми диаметрами и окружностями (рисунки 1).



а

б



в

г

Рисунок 1. Формы изгибных колебаний круглой пилы: а – без узловых диаметров и окружностей; б – с одним узловым диаметром; в – с двумя узловыми диаметрами; г – с тремя узловыми диаметрами

Колебания диска представляют собой сложную интерференционную картину волн, распространяющихся в диске. Поверхность диска при колебаниях может быть выражена уравнением/2,3/:

$$y(r, \varphi, t) = X(r) \sin \lambda \varphi \cos pt, \quad (1)$$

где r – радиус;

X – функция, определяющая форму колебаний диска по радиусу;

φ – угол, отсчитываемый от некоторого начального радиуса;

λ – число узловых диаметров;

t – время;

p – собственная круговая частота колебаний диска.

Выражение (1) по известным тригонометрическим зависимостям преобразуется к виду:

$$y(r, \varphi, t) = \frac{1}{2} X(r) \sin \lambda \left(\varphi - \frac{p}{\lambda} t \right) + \frac{1}{2} X(r) \sin \lambda \left(\varphi + \frac{p}{\lambda} t \right). \quad (2)$$

Из выражения (2) деформация диска при колебании может быть определена как сумма двух составляющих. Каждая из этих составляющих представляет собой по окружности любого радиуса цепь из λ волн. Таким образом, колебания вращающегося диска могут быть рассматриваемы как наложение двух одинаковых цепей волн, бегущих по диску вокруг его оси в разные стороны с одинаковой угловой скоростью (по отношению к диску), равной/2,3/:

$$\omega = \frac{p}{\lambda}. \quad (3)$$

Неподвижный в пространстве наблюдатель различает «вперёд бегущую цепь волн», перемещающуюся в направлении вращения диска, и «назад бегущую цепь волн», перемещающуюся в обратном направлении. Относительно неподвижного наблюдателя частоты вращения вперед n_1 и назад n_2 бегущих цепей волн равны:

$$n_1 = \frac{v}{\lambda} + n, \quad (4)$$

$$n_2 = \frac{v}{\lambda} - n. \quad (5)$$

где n – частота вращения диска, об/с.

v – собственная частота колебаний диска, Гц

Величина n_1 всегда положительна, а величина n_2 может быть положительной и отрицательной. При $n_2 < 0$ назад бегущая цепь волн движется по диску медленнее его вращения и, следовательно, переносится диском вперёд.

При $n_2 = 0$ назад бегущая цепь волн остаётся неподвижной в пространстве, так как она движется по диску назад с той же скоростью, с которой диск вращается вперёд. Такую цепь волн называют стоящей или неподвижной в пространстве. Для возбуждения и поддержания во вращающемся диске резонансных колебаний этого типа достаточно приложить к диску неподвижную и сосредоточенную силу, имеющую частоту, равную нулю, т.е. постоянное усилие. Это обстоятельство заставляет считать колебания с неподвижной в пространстве цепью волн наиболее опасными из всех резонансов. Число оборотов диска, при котором назад бегущая цепь волн является стоящей в пространстве, называют критическим числом оборотов диска /2,3/:

(6)

Также явление резонанса имеет место, если скорость вращения волн кратна скорости вращения диска пилы /2,3/. При этом различают нижние и верхние резонансные частоты вращения диска. Нижними резонансными частотами называют частоты, при которых частоты действующих в системе возбуждающих сил совпадают с частотой назад бегущей цепи волн. Верхними резонансными частотами называют частоты, при которых частоты возбуждающих сил совпадают с частотой вперёд бегущей цепи волн. Нижнее резонансное число оборотов диска определяется:

(7)

где $k=1,2,3,\dots$

Верхнее резонансное число оборотов диска:

(8)

где $k=1,2,3,\dots,(\lambda-2)$

Существует бесчисленное множество нижних и $(\lambda-2)$ верхних резонансных частот вращения. Как показали исследования Г.И. Юзефовича, колебания на критических частотах вращения являются динамически неустойчивыми, в то время как колебания на резонансных частотах вращения – динамически устойчивы /5/.

Опыт эксплуатации круглых пил показывает, что наиболее опасны колебания по формам с числом узловых диаметров $\lambda \leq 5$, при этом колебаний с узловыми окружностями не наблюдается /1/.

Графическое представление зависимостей (4), (5), (6), (7) и (8) в зависимости от частоты вращения диска известно под названием частотной диаграммы, или диаграммы Кэмпбелла (рисунок 5).

Рассмотрим пример определения наиболее рационального числа оборотов круглой пилы с компенсационными прорезями (рисунок 2) диаметром 800 мм и толщиной 4,2 мм закрепленной в планшайбах диаметром 240 мм.

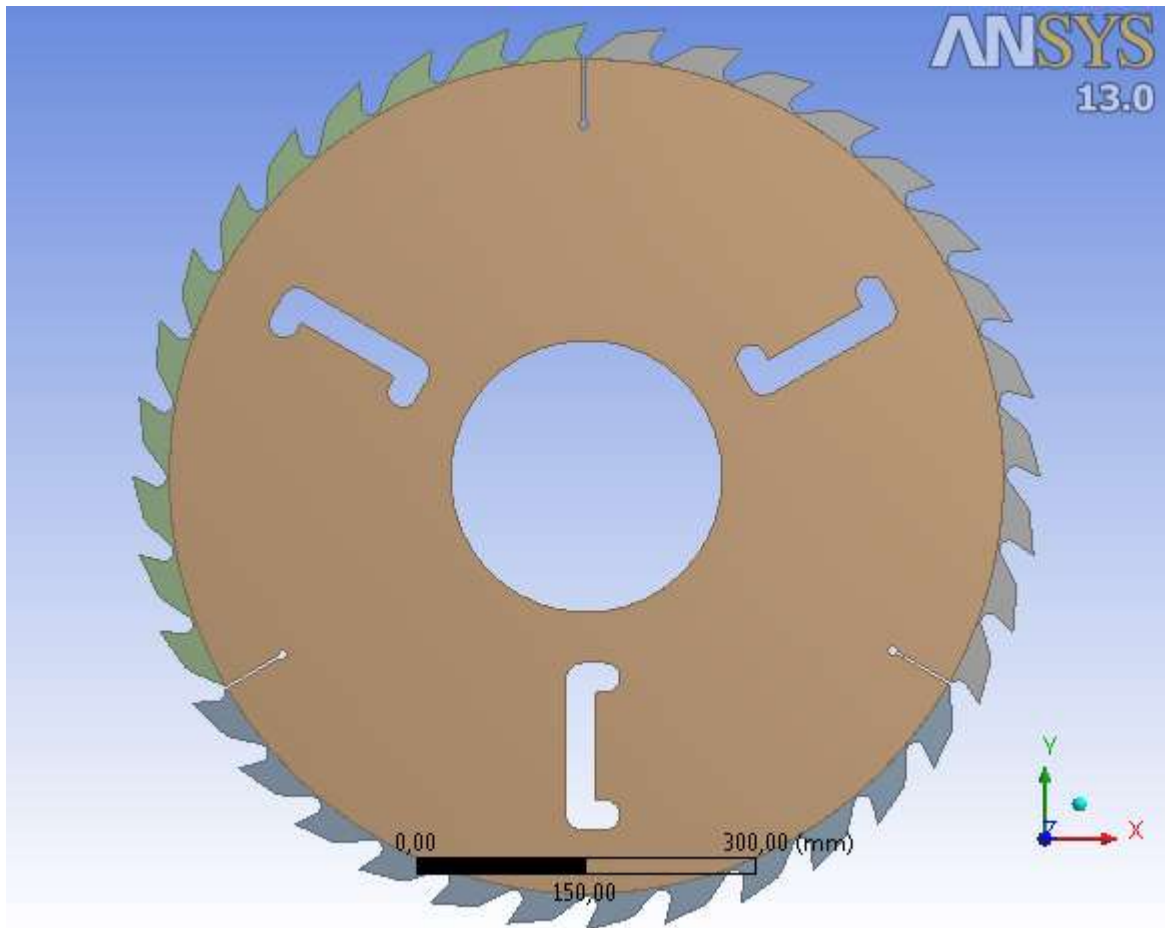


Рисунок 2. Круглая пила с тремя внутренними и тремя наружными компенсационными прорезями

В процессе распиловки древесины на полотно круглой пил действуют силы резания, центробежные силы инерции, и тепловая нагрузка. Эти факторы приводят к появлению внутренних напряжений в полотне пилы, которые, в свою очередь, оказывают существенное влияние на собственные частоты колебаний диска.

В рассматриваемом примере считаем, что при пилении древесины температура нагрева полотна пилы на периферии составила 80 °С. Диск пилы изготовлен из стали 9ХФ, которая имеет модуль упругости (Юнга) $2,1 \cdot 10^5$ Мпа, коэффициент Пуассона 0,27 и плотность 7850 кг/м^3 . В процессе пиления происходит конвективный теплообмен между пыльным диском и воздухом. Коэффициент теплоотдачи зависит от линейной скорости поверхности пилы и был принят 4/:

$$\alpha(r) = c \lambda_f \omega^\psi v_f^{-\psi} r^{2\psi-1}, \quad (9)$$

где ω – угловая скорость вращения диска;

c и ψ – коэффициенты, зависящие от вида, параметров охлаждающей среды и условий охлаждения ($c=0,0287$, $\psi=0,8$);

λ_f – коэффициент теплопроводности воздуха при температуре окружающей среды ($0,0259 \text{ Вт/(м}^2 \text{ °С)}$);

v_f – коэффициент кинематической вязкости воздуха при температуре окружающей среды ($15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Коэффициент линейного расширения материала пилы равен $11,5 \cdot 10^{-6} \text{ C}^{-1}$. Коэффициент теплопроводности материала диска $44,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$. Температура окружающей среды была принята $20 \text{ }^\circ\text{C}$.

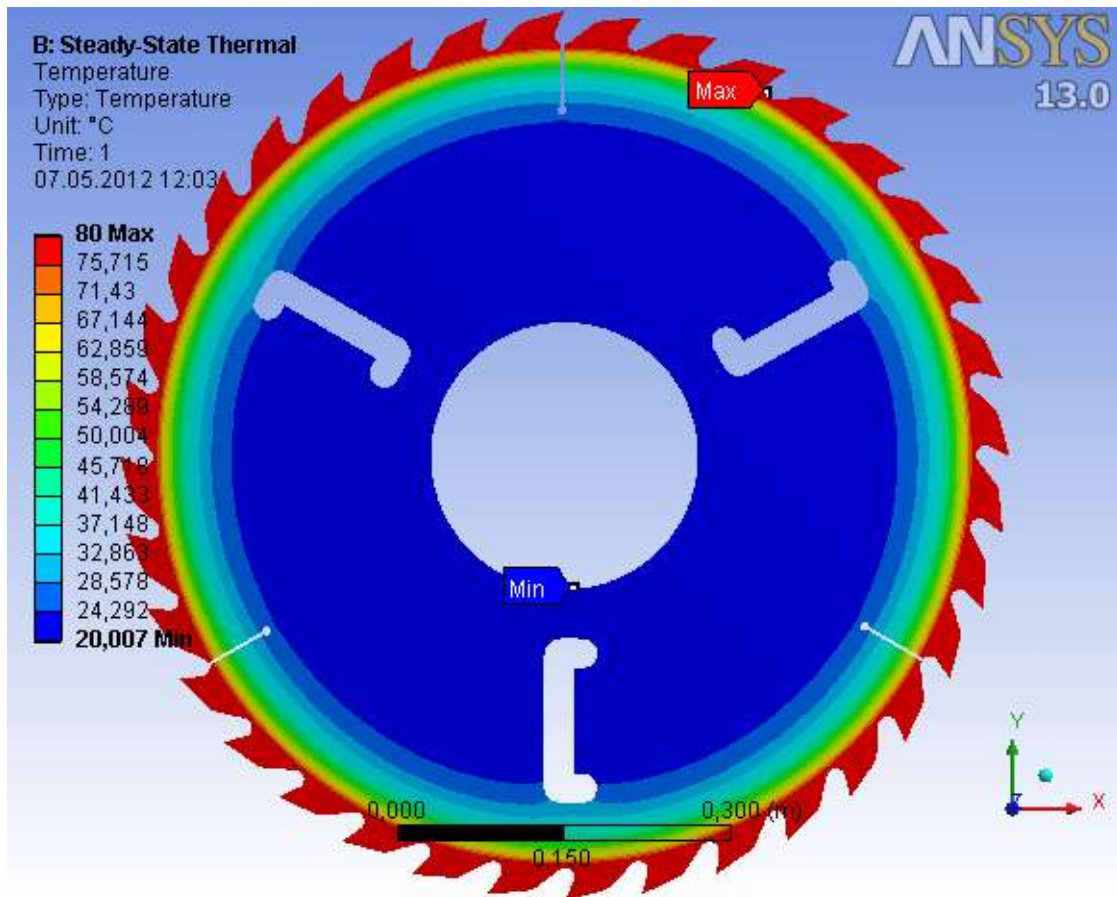
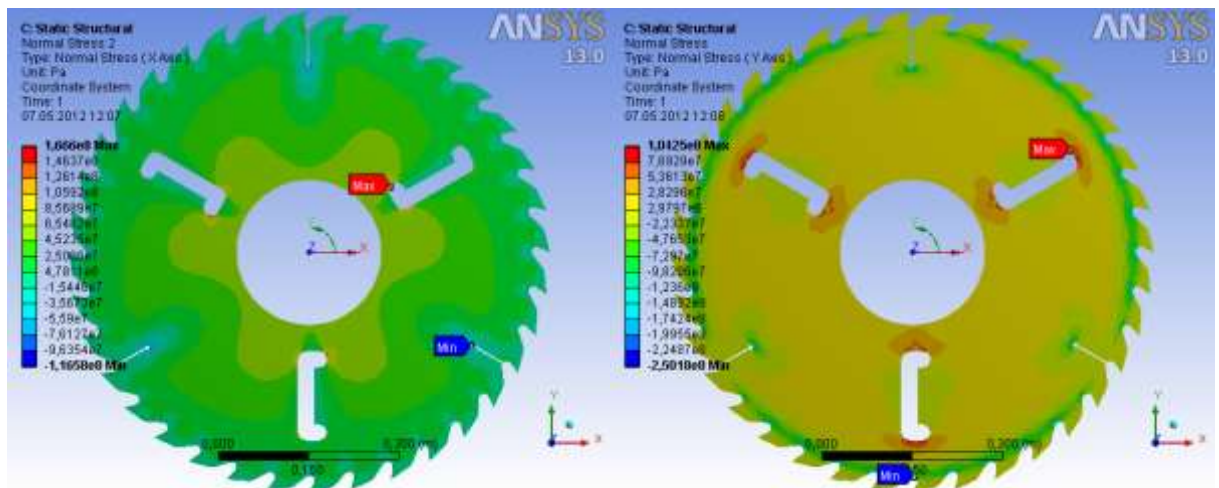


Рисунок 3. Тепловое поле пильного диска

Все расчеты по вычислению собственных частот колебаний диска круглой пилы выполнялись в программном комплексе ANSYS. Как было сказано выше на собственные частоты колебаний оказывают влияние центробежные силы инерции, которые в свою очередь зависят от числа оборотов пилы. Соответственно расчеты проводились для ряда чисел оборотов. На первом этапе вычислялось тепловое поле в полотне пилы (рисунок 3), на втором этапе определялось напряженное состояние полотна от действия центробежных сил и тепловой нагрузки (рисунок 4). На третьем этапе вычислялись собственные частоты соответствующих форм колебаний пилы. На основе проведенных расчетов и при помощи зависимостей (4), (5) была построена диаграмма Кемпбелла, представленная на рисунке 5.



а

б

Рисунок 4. Поле механических напряжений в полотне пилы в цилиндрической системе координат: а – нормальные радиальные напряжения; б – нормальные окружные напряжения

Из построенной диаграммы видно, что резонансные явления отсутствуют, если число оборотов круглой пилы будет находиться в диапазоне 900÷1400 об/мин. Если учесть особенности выбора скоростей резания из теории резания древесины и тот факт, что при повышении числа оборотов повышается устойчивость пильного диска, то наиболее рациональным числом оборотов пилы будет 1350 об/мин. Применение данной методики позволяет обоснованно подойти к вопросу выбора числа оборотов круглой пилы.

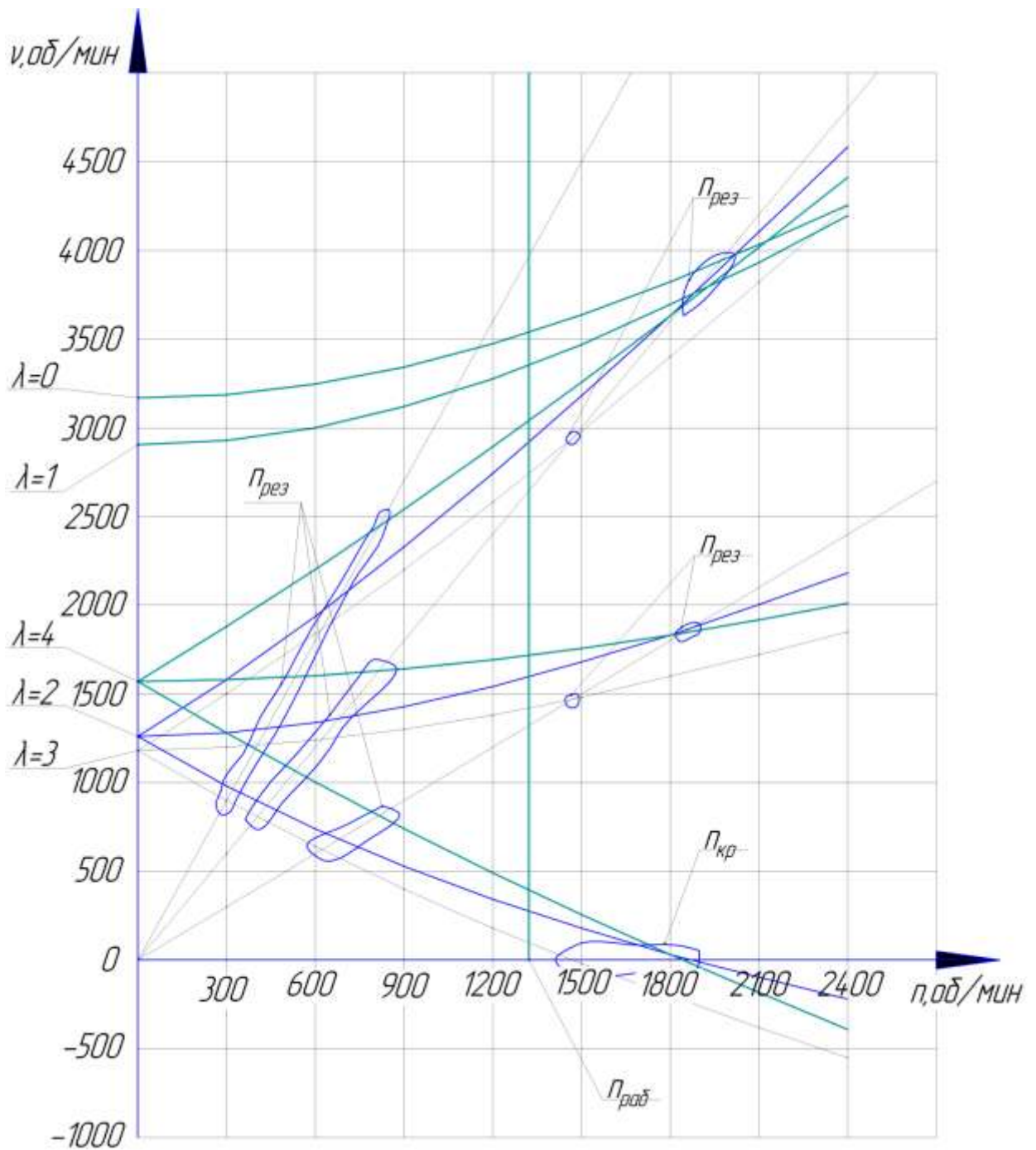


Рисунок 5. Диаграмма Кэмпбелла рассчитанной круглой пилы

Список использованных источников

1. Стахийев Ю.М. Работоспособность плоских круглых пил. – М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 384 с. ISBN 5 – 7120 – 0197 – 7.
2. Кэмпбелл В. Аксиальная вибрация дисков паровых турбин и меры защиты от неё. – М.: ОНТИ, 1937.-84 с.
3. Левин А.В. Рабочие лопатки и диски паровых турбин. Л.-М.: Госэнергоиздат, 1953, 634 с.
4. Пашков В.К. Теплофизика резания древесины круглыми пилами: монография. Екатеринбург: Урал.гос. лесотехн. ун-т, 2007,311с. ISBN 978-5-94984-144-0.
5. Юзефович Г.И. Динамическая устойчивость круглых пил: диссертация ... кандидата технических наук.- ЛТА, 1962.