

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА МАШИН НА ОСНОВЕ ФИЗИКИ ИХ ОТКАЗА

В.М. Нагорный, канд. техн. наук, доц.; А.А. Черевко, асп.

Сумский государственный университет

На основе аналитических зависимостей, отражающих физику отказа машин, разработан метод прогнозирования фактического ресурса, проведена проверка разработанного метода прогнозирования на экспериментальном стенде.

В настоящее время специалисты по неразрушающему контролю и диагностике пришли к естественному выводу о том, что прогнозировать ресурс металлоконструкций на основе разовых измерений нельзя [1]. Для оценки ресурса необходимо «знать динамику процесса», что обеспечивается «периодическим контролем» состояния конструкции в её наиболее «напряженных местах» [2]. Результаты контроля необходимо аппроксимировать определенными аналитическими зависимостями. При этом аппроксимирующие функции необходимо выбирать не на основе формальных математических соображений (экспонента, полином и т.п.), а на основе «знания законов, по которым идет изменение свойств и состояния объекта» [2]. При этом надо четко понимать, что нет ни идентичных машин, ни идентичных условий их эксплуатации. Поэтому прогнозировать ресурс надо строго индивидуально, адаптируя периодичность контроля к особенностям изменения во времени (динамике) контролируемого параметра. Все это в полной мере относится и к роторным машинам.

В процессе эксплуатации данный тип машин подвергается физическому износу, являющемуся объективным непрерывно протекающим процессом. Для выявления путей повышения вибронадежности машин особую роль играет раскрытие закономерностей (причин) отказов. Данной проблемой занимается «физика отказа» машин. Все машины в процессе эксплуатации подвержены действию различных процессов, как внутренних, так и внешних; все они вызывают изменение характеристик машин, в том числе и вибрационных. Особенно вредными являются необратимые процессы, приводящие к прогрессивному ухудшению параметров машин с течением времени.

Наиболее важными с этих позиций являются следующие необратимые процессы, происходящие в машинах:

- изнашивание кинематических пар;
- рост усталостных трещин в деталях, испытывающих динамические нагрузки;
- ползучесть материала сильно нагруженных элементов;
- перераспределение внутренних напряжений и коробление деталей в процессе длительной эксплуатации;
- коробление элементов машин и рам, вызванное внешними нагрузками;
- коррозия и пр.

Закономерности изменения во времени вибрационных характеристик машин (A_{Σ}) определяются характером изменения во времени вышеперечисленных процессов ($A_{i \text{ физ. пр.}}$) [3], т.е. в общем случае регистрируемый при виброконтроле технического состояния машины уровень её вибрации является суммой уровней вибраций, обусловленных развитием указанных выше процессов.

$$A_{\Sigma} = \sum A_{i \text{ физ. пр.}}$$

Аналитические зависимости, описывающие слагаемые $A_{i \text{ физ. пр.}}$, широко известны и неоднократно подтверждены на практике. Поэтому вполне целесообразно применить их в качестве аппроксимирующих формул при анализе изменения во времени контролируемых при диагностировании вибропараметров.

В настоящей статье приведены результаты экспериментов по выявлению характера проявления в параметрах вибрации двух наиболее важных необратимых процессов, которые неизбежно сопровождают работу машины: *усталость материалов и износ пар трения.*

1 ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1.1 Получение выражения для прогнозирующей кривой, описывающей закономерности усталостного разрушения

Существует ряд теорий, объясняющих явления усталости и накопления усталостных повреждений.

Одна из подобных теорий – теория Гриффитса. Конкурирует с ней и, как считается, более физической является гипотеза Шенли, по которой предполагается, что разрушение при процессе усталости происходит из-за развития длины трещин, распространяющихся в материале по закону

$$h = Ae^{\beta n}, \quad (1)$$

где: h - глубина трещины;

- A - коэффициент размерности;
- n - число циклов изменения напряжений;
- β - коэффициент, зависящий от амплитуды напряжений.

Предполагаемая по Шенли кривая зависимости длины трещины от числа циклов изменения напряжений показана на рис. 1. Выражение (1) можно использовать для определения ресурса машины следующим образом:

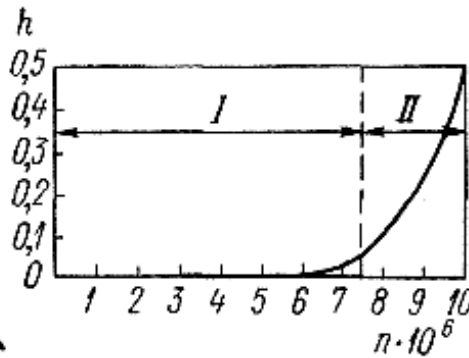


Рисунок 1 - Кривая развития трещин

1. Пусть $h = h_0$ - глубина трещины, при которой происходит усталостное разрушение.
2. Пусть $n = N$ - число циклов к моменту разрушения.
3. Пусть параметр β , характеризующий скорость роста трещины, имеет вид

$$\beta = C\sigma^\alpha, \quad (2)$$

где σ - номинальное напряжение,

α - показатель, определяемый по экспериментальным данным,

C - постоянная.

Строго говоря, n —число циклов изменения напряжений без одного. Поэтому в уравнении (2) следует писать $n-1$, однако при усталостном разрушении n обычно велико, так что $n \approx n-1$. Тогда, подставив (2) в (1), получим

$$h_0 = Ae^{C\sigma^\alpha N} \quad (3)$$

Вычисление логарифма от обеих частей равенства дает

$$\ln h_0 = \ln A + C\sigma^\alpha N \quad (4)$$

Разрешим уравнение (4) относительно $\sigma^\alpha N$:

$$\sigma^\alpha N = \frac{\ln h_0 - \ln A}{C} \quad (5)$$

и правую часть уравнения (5) обозначим некоторой постоянной B :

$$\sigma^\alpha N = B \quad (6)$$

Уравнение (6) утанавливает зависимость между уровнем переменных во времени напряжений и наработкой (в циклах N) до разрушения конструкционного материала при действии данных напряжений. График данной зависимости называется кривой усталости.

Показатель степени α , обозначаемый чаще буквой m , представляет собой наклон кривых $\sigma-N$, построенных в логарифмических координатах, как, например, на рис. 2.

Данная кривая в литературе по прочности описывается следующим степенным уравнением:

$$\sigma / \sigma_{-1} = (N_0 / N)^{1/m}, \quad (7)$$

где σ_{-1} - предел выносливости конструкционного материала при симметричном цикле нагружения; N_0 - базовое число циклов, которое может выдержать материал при напряжении, равном пределу выносливости.

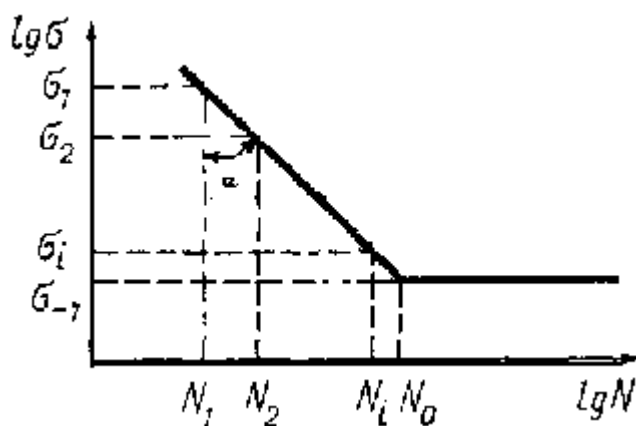


Рисунок 2 - Кривая усталости, построенная в логарифмическом масштабе

Число циклов N характеризует остаточный ресурс и равно произведению частоты гармоники ($f_{из}$) на остаточный ресурс, выраженный в секундах ($T_{ост}$). Остаточный ресурс можно выразить через полный ресурс машины (T_P) и текущую наработку (t_i).

$$T_{ост} = T_P - t_i. \quad (8)$$

Предположим, что между уровнем вибрации A и величиной напряжения σ существует следующая степенная зависимость:

$$\sigma = \gamma A^s, \quad (9)$$

где γ – коэффициент пропорциональности;

s - показатель степени.

Тогда уравнение (7) с учетом (8) запишется в следующем виде:

$$A_{i пр}^S / A_{l пр}^S = [(T_P - t_0) / (T_P - t_i)]^{1/m}, \quad (10)$$

где $A_{i пр}^S$, $A_{l пр}^S$ - уровни вибрации (информационной гармоники), обусловленной развитием трещины, зафиксированные в исходный и текущий момент времени соответственно;

t_0, t_i - наработка машины соответственно на момент исходного и текущего контроля уровня её вибрации.

Избавившись в (10) от степени S , получим следующее выражение:

$$A_{i пр} = A_{l пр} [(T_P^{np} - t_i) / (T_P^{np} - t_0)]^n, \quad (11)$$

где $n = 1/mS$.

Неизвестными параметрами этой формулы являются T_P^{np} и n , которые находятся в процессе подбора параметров кривой, аппроксимирующей данные, получаемые при регулярном контроле уровня вибрации машины.

1.2 Получение выражения для прогнозирующей кривой, описывающей закономерности износа пар трения

Износ пар трения характеризуется интенсивностью изнашивания J , прямо пропорциональной отношению величины износа (Δh) к пути (L), на котором происходило изнашивание:

$$J \sim \Delta h / L. \quad (12)$$

Путь, в свою очередь, пропорционален наработке машины, в течение которой происходил износ

$$L \sim T_{нар}. \quad (13)$$

Взяв отношение разниц износов и соответствующих им разниц наработок, получим следующее выражение:

$$(h_i - h_l) / (h_{np} - h_l) = (t_i - t_l) / (T_p^{uzh} - t_l), \quad (14)$$

где h_i - износ при наработке t_i (при текущем диагностировании);

h_l - износ при наработке в исходный (первоначальный) момент диагностирования t_l ;

h_{np} - предельно допустимая по техническим условиям величина износа.

Положим, что между разностями износов и соответствующими им разностями уровней вибраций информационных гармоник существует следующая степенная зависимость:

$$(h_i - h_l) = \alpha (A_{iuzh} - A_{luzh})^{1/k}, \quad (15)$$

где α – коэффициент пропорциональности;

A_{iuzh} , A_{luzh} - уровень вибрации, обусловленный износом, соответственно в текущий и исходный момент времени;

$1/k$ – показатель степени.

На основе (15) и (14) получим следующее выражение:

$$(A_{iuzh} - A_{luzh}) / (A_{iuzh} - A_{luzh}) = [(t_i - t_l) / (T_p^{uzh} - t_l)]^k, \quad (16)$$

где A_{iuzh} - предельный уровень вибрации, обусловленной износом, при котором происходит разрушение машины;

T_p^{uzh} - ресурс машины из-за износа;

Разрешим выражение (16) относительно A_{iuzh} :

$$A_{iuzh} = A_{luzh} \{ 1 + \beta [(t_i - t_l) / (T_p^{uzh} - t_l)]^k \}, \quad (17)$$

где $\beta = (A_{iuzh} - A_{luzh}) / A_{luzh}$.

Как уже выше говорилось, уровень вибрации машины (A_{Σ}), контролируемый при диагностировании её технического состояния, в общем случае является следствием множества протекающих в машине деградиционных процессов. Здесь мы рассматриваем только два из них – износ и развитие трещины (нарушение прочности), т. е.

$$A_{\Sigma i} = A_{i np} + A_{iuzh}. \quad (18)$$

С учетом (10) и (17) выражение (18) переписывается в следующем виде:

$$A_{\Sigma i} = \alpha A_{i l} [(T_p^{np} - t_l) / (T_p^{np} - t_i)]^n + (1 - \alpha) A_{i l} \{ 1 + \beta [(t_i - t_l) / (T_p^{uzh} - t_l)]^k \}, \quad (19)$$

где α – коэффициент, который характеризует долю в суммарном уровне вибрации амплитуды вибрации, обусловленной развитием трещины (степень влияния на техническое состояние машины её прочности), и соответственно выражение $(1 - \alpha)$, которое характеризует долю в суммарном уровне вибрации амплитуды вибрации, обусловленной износом пар трения.

Неизвестными (искомыми параметрами) выражения (19) являются: T_p^{np} , T_p^{uzh} , β , α , n , k . Эти параметры находятся в процессе аппроксимации временных трендов уровней вибраций, получаемых при регулярном контроле за вибрацией машины. Математически аппроксимация сводится к минимизации следующего функционала:

$$U = \sum (A_{\phi} - A_{\Sigma i})^2, \quad (20)$$

где A_{ϕ} - фактический уровень информационной гармоники.

При этом в качестве ресурса машины принимается величина T_p , определяемая по следующей формуле:

$$T_p = \alpha T_p^{np} (1 - \alpha) T_p^{uzh} / (\alpha T_p^{np} + (1 - \alpha) T_p^{uzh}) \quad (21)$$

Выражение (21) получено в предположении, что ресурс машины T_p определяется суммарной повреждаемостью от износа и развития трещины, вклад которых в суммарную повреждаемость определяется коэффициентом α .

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Целью эксперимента явилась проверка возможности оценивать фактический ресурс по результатам аппроксимации временного тренда уровня вибрации машины графиком выражения (19).

Предметом эксперимента была консольно-закрепленная балка (рис. 3). Материал балки Ст. 3, заготовка - катаный лист толщиной 2 мм, длиной 90 мм и шириной 20 мм.

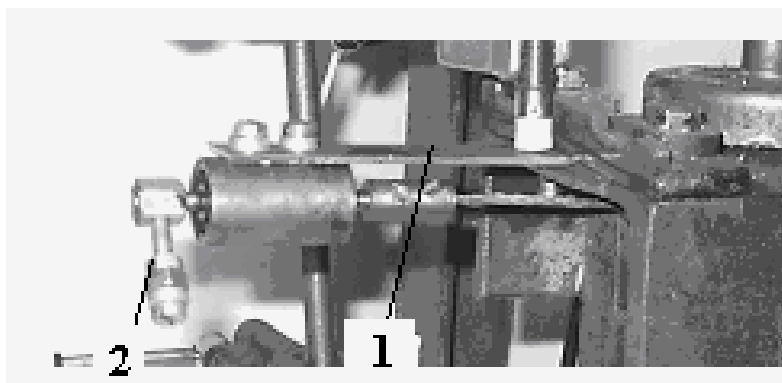


Рисунок 3 Консольно-закрепленная балка и измерительная система

Методика эксперимента (рис. 4) заключалась в возбуждении симметричных изгибных колебаний балки 1 и доведении её при этом до разрушения. Колебания балки вызывались с помощью сосредоточенной на конце балки знакопеременной силы. Источником силы был дисбаланс неуравновешенного груза 2. Вращение груза вызывалось электродвигателем 3, соединенным с грузом гибким валом 4. Обороты двигателя (50 Гц) выбирались в заведомо дорезонансной для балки области частот.

Измерительная система состояла из двух датчиков – датчика виброскорости 5, бесконтактного токовихревого датчика смещений 6 и виброизмерительного прибора 7. Датчик виброскорости крепился на опоре 8 для контроля абсолютной вибрации опоры. Бесконтактный датчик устанавливался вблизи заземления балки 1, что позволяло фиксировать смещение балки в месте, близком к её заделке.

Сигнал с датчика скорости передавался непосредственно на один из каналов «звуковой карты» ЭВМ, а сигнал с датчика смещения через виброизмерительный прибор и усилитель подавался на другой канал «звуковой карты». Далее эта информация обрабатывалась (оцифровывалась) стандартной программой «WAVE». В результате работы этой программы формировался файл с расширением *.wave со следующими характеристиками: вид сигнала - стерео, частота дискретизации - 11025 Гц, размер- 8 байтов. Записи подвергался весь сигнал от начала нагружения балки и до её разрушения (длительность составляла 2-4 мин).

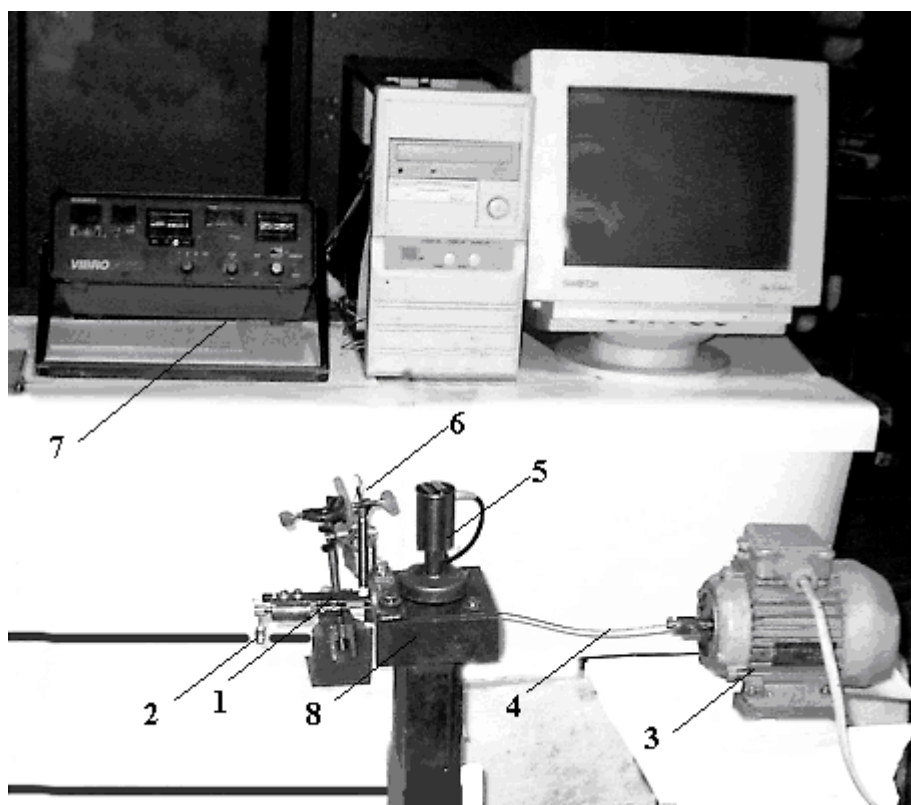


Рисунок 4 –Общий вид экспериментальной установки

При последующей обработке из зарегистрированных сигналов выделялась составляющая на оборотной частоте 50 Гц (рис. 5) и строились временные зависимости для виброскорости и вибросмещения (рис. 6). На основе этих временных зависимостей путем минимизации функционала (20) определялись параметры аппроксимирующей формулы (19) - T_p^{np} , $T_p^{изн}$, β , α , n , k . Далее по формуле (21) определялся ресурс балки T_p и строился график функции (19) и графики её слагаемых (формулы (11) и (17)). Графики строились отдельно для вибросмещения (рис. 7) и отдельно для виброскорости (рис. 8).

Прогнозируемое значение ресурса T_p сравнивалось с фактической величиной ресурса балки - T_p^{ϕ} :

$$\delta(T) = [(T_p - T_p^{\phi}) / T_p^{\phi}] 100 \%$$

По результатам этого сравнения строился график $\delta(T)$, характеризующий изменение погрешности прогноза ресурса в зависимости от доли в процентах отработанного ресурса $T = t / T_p^{\phi}$ балки (рис. 9).

Результаты эксперимента приведены на рисунках 5-9.

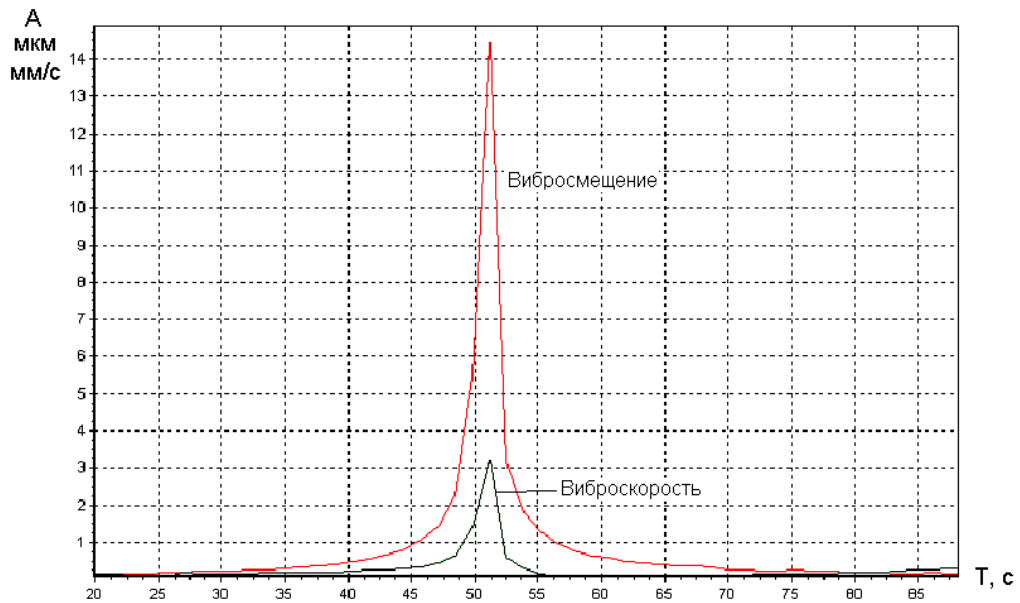


Рисунок 5 - Спектр вибросмещения и виброскорости в полосе частот от 20 до 85Гц

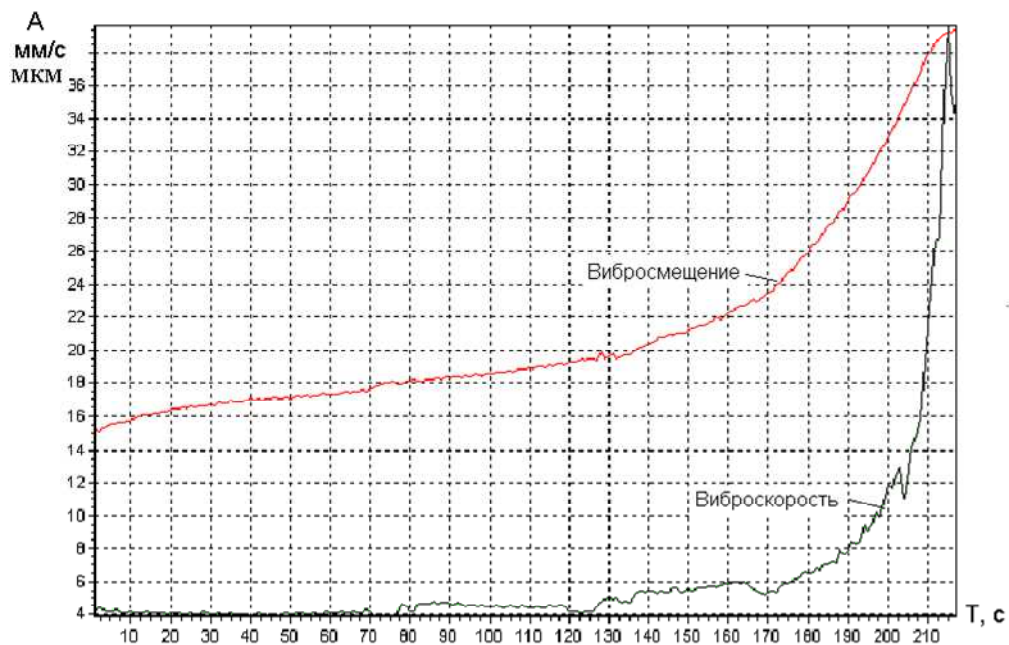


Рисунок 6 - Временной тренд вибросмещения и виброскорости на частоте 50 Гц

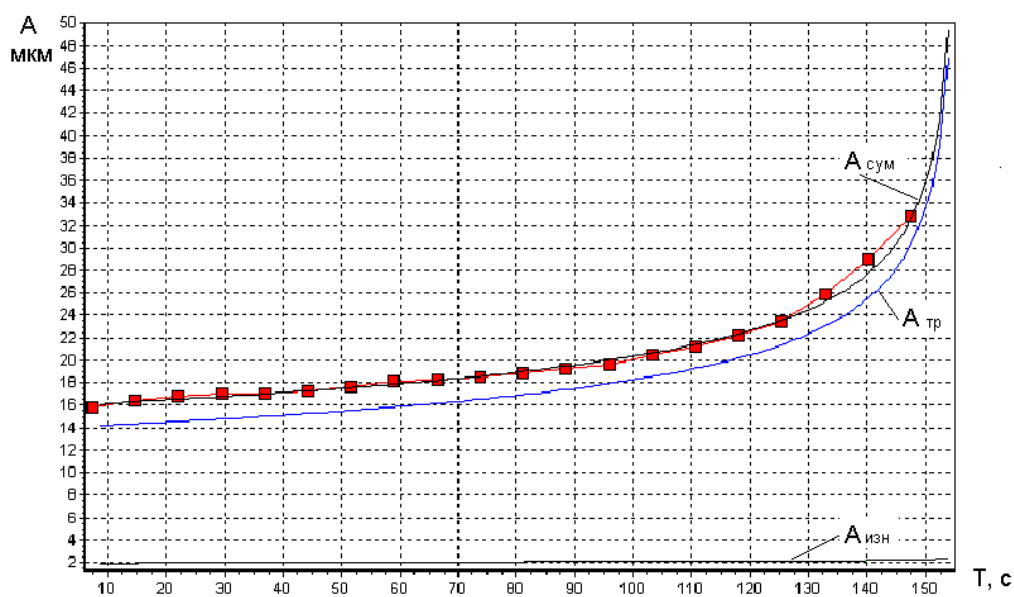


Рисунок 7- Аппроксимация графиками функции (11), (17) и (19) временного тренда вибросмещения балки

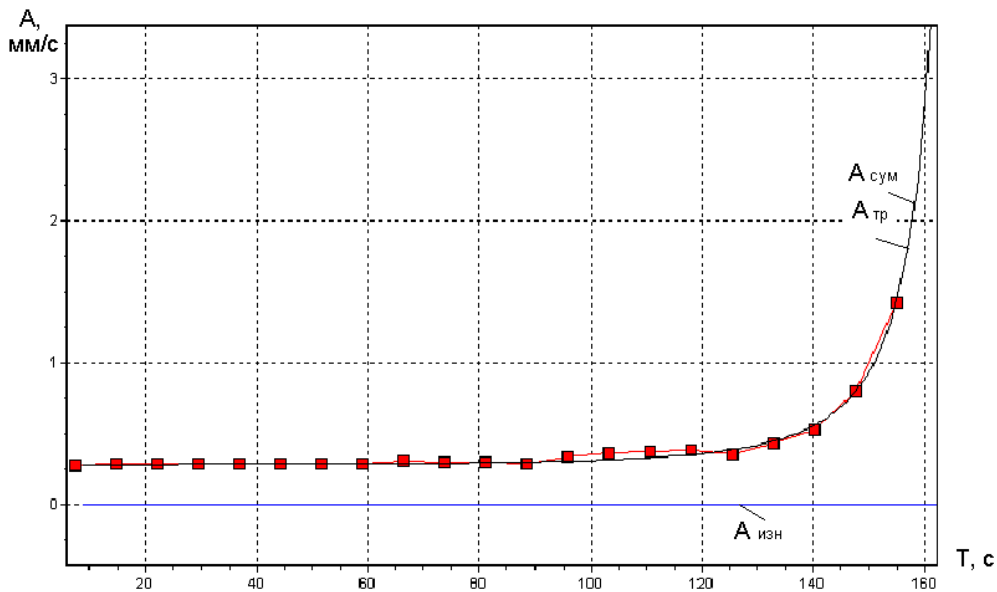


Рисунок 8 - Аппроксимация графиком функции (11), (17) и (19) временного тренда виброскорости опоры балки

Расчеты показали, что доля амплитуды вибрации, обусловленной развитием трещины, в суммарном уровне виброперемещения балки составляет 87.5 % ($\alpha = 0.875$), а в суммарном уровне виброскорости – 0 % ($\alpha = 1$). Это соответствует истинной причине разрушения балки – развитию усталостной трещины.

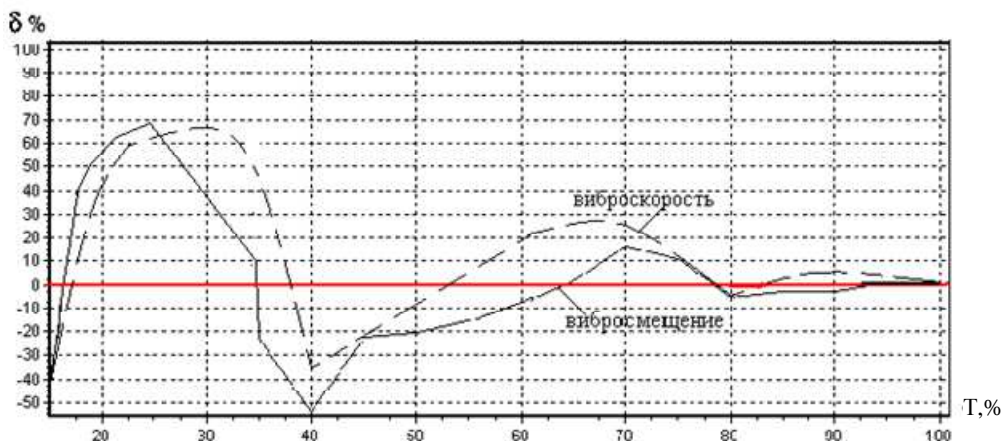


Рисунок 9 - Погрешность прогнозирования ресурса балки

Анализ погрешности прогнозирования ресурса (рис.9) показывает, что, начиная с середины отработанного ресурса, она не превышает 30 %. Причем погрешности прогнозирования по виброперемещению балки и виброскорости её опоры практически совпадают.

ВЫВОД

Уровень вибрации машины является суммой уровней вибраций, обусловленных развитием протекающих в конструкционном материале машины необратимых процессов, приводящих к прогрессирующему ухудшению с течением времени её эксплуатационных параметров и, в конечном счете, к отказу.

Прогнозирование ресурса на основе формул, описывающих физику протекающих в машине процессов, позволяет получать прогноз ресурса с приемлемой для практики погрешностью.

Причем погрешности прогнозирования по виброперемещению балки и виброскорости её опоры практически совпадают, что весьма важно, так как на практике виброизмерения проводятся только в доступных точках машины – на опорах ротора.

SUMMARY

On the basis of analytical dependences reflecting physics of machines failure the actual resource prediction method is developed, verification of the developed method on the experimental rig is conducted.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Материалы 12-й ежегодной Международной конференции «Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики». – Ялта. - 2004 г.
2. Заплотинский И.А. О ресурсе и техническом диагностировании объектов котлонадзора.- Материалы 12-й ежегодной Международной конференции «Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики». – Ялта. - 2004 г.
3. Вибрация энергетических машин: Справочное пособие / Под ред. Н.В.Григорьева. - Л.: Машиностроение, 1974. - 464 с.

Поступила в редакцию 25 октября 2005 г.