



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ПАТЕНТНОЕ
ВЕДОМСТВО СССР
(ГОСПАТЕНТ СССР)

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4904754/28

(22) 24.01.91

(46) 07.07.93. Бюл. № 25

(71) Белорусский политехнический институт

(72) В.Л.Басинюк, В.Ф.Горошко, А.А.Кот и В.Б.Чемисов

(56) Авторское свидетельство СССР № 1435982, кл. G 01 M 13/02, 1986.

Авторское свидетельство СССР № 1626101, кл. G 01 M 13/02, 1988.

Методика ускоренных сравнительных испытаний цилиндрических зубчатых колес. М.: 1988, ГОСНИТИ, с. 8-9.

(54) СПОСОБ ИСПЫТАНИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА КОНТАКТНУЮ УСТАЛОСТЬ ЗУБЬЕВ

(57) Использование: испытательная техника для ускоренных сравнительных испытаний на контактную усталость зубьев с построением левой ветви кривой усталости. Сущность изобретения: по крайней мере одно испытываемое колесо вводят в зацепление с технологическим колесом со смещением по ширине венца, прикладывают к технологическому колесу нагружающий момент и вращают взаимодействующие колеса до разрушения контактирующих поверхностей, в зацепление с испытываемым колесом вводят со смещением по ширине венцов два последовательно зацепляющихся испытываемых зубчатых колеса, значения рабочей ширины

2

рины $b\omega_1$, $b\omega_2$ и $b\omega_3$ в зубчатых зацеплениях выбирают равными соответственно $b\omega_1 = 0,34b\omega$, $b\omega_2 = 0,43b\omega$, $b\omega_3 = 0,57b\omega$, где $b\omega$ – полная рабочая ширина испытываемых зубчатых колес после разрушения контактирующих поверхностей каждого из зацеплений составляющие его зубчатые колеса смещают на величину $b\omega$ в противоположную первоначальному смещению направлении и вводят в зацепление ранее ненагруженные поверхности зубьев. Величину нагружающего момента в процессе испытаний выбирают из соотношения

$$T = 4,9 \cdot 10^{-4} d^2 \cdot b\omega_1 \cdot \sigma_{\text{Hlimb}}^2 / (Z_H^2 \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu})$$

где d – диаметр делительной окружности испытываемых зубчатых колес; $b\omega_1$ – наименьшая рабочая ширина в зубчатых сопряжениях; σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости материала рабочих поверхностей зубьев; Z_H , Z_M , Z_E , $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопрягаемых поверхностей зубьев, механические свойства материалов, суммарную длину контактных линий, распределение нагрузки между зубьями и по длине контактных линий, динамическую составляющую нагрузки в зубчатом зацеплении. 1 ил.

Изобретение относится к машиностроению, а именно к испытательной технике, и может быть использовано при ускоренных сравнительных испытаниях на контактную усталость зубьев с построением левой ветви кривой усталости.

Цель изобретения – ускорение испытаний.

На чертеже показана схема установки испытываемых зубчатых колес.

При исследованиях испытываемые зубчатые колеса соединяются в цепочку последовательно зацепляющихся шестерен, имеющих рабочие ширины: в первом сопряжении – $0,34b\omega$, во втором – $0,57 b\omega$, в

третьем — $0,43b\omega$ (такая последовательность необязательна, но более удобна, поскольку обуславливает минимальное число сдвижек при испытаниях). Замыкает цепочку технологическое колесо.

Рабочие ширины выбраны исходя из следующего.

При испытаниях на контактную усталость зубьев с построением левой ветви кривой усталости усредненный показатель степени влияния контактных напряжений на число циклов наработки может быть принят равным 6.

Отсюда

$$\sigma_1^6 \cdot N_1 = \sigma_2^6 \cdot N_2 = \sigma_3^6 \cdot N_3,$$

где σ_1 — максимальные планируемые контактные напряжения при отсутствии схватывания, как правило, не превышающие $1,4 \sigma_{\text{нлпmb}}$, т.е. $\sigma_1 = 1,4 \sigma_{\text{нлпmb}}$. Минимальные контактные напряжения для левой ветви кривой усталости ориентировочно равны $1,05-1,1 \sigma_{\text{нлпmb}}$. Поскольку удобно иметь кратные величины N_1, N_2, N_3 (например, $N_2 = 5 N_1, N_3 = 2 N_1$), то $\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_2}\right)^6 = \frac{N_2}{N_1} = 5$ и

$\left(\frac{\sigma_1}{\sigma_3}\right)^6 = \frac{N_3}{N_1} = 2$, откуда $\sigma_1 = 1,3 \sigma_2$ или $\sigma_2 = 1,08 \sigma_{\text{нлпmb}}$, $\sigma_1 = 1,12 \sigma_3$ или $\sigma_3 = 1,25 \sigma_{\text{нлпmb}}$, т.е. все три уровня нагружения практически равномерно распределяются в диапазоне контактных напряжений ($1,05-1,4$) $\sigma_{\text{нлпmb}}$, наиболее характерном для левой ветви кривой усталости. Поскольку квадраты контактных напряжений обратно пропорциональны рабочим ширинам, весьма удобно, чтобы сумма $b\omega_2 + b\omega_3$ была равна $b\omega$ (в ряде случаев это позволяет получить еще одну дополнительную точку кривой усталости на одно испытание). Тогда

$$\frac{b\omega_3}{b\omega_2} = \frac{\sigma_2^2}{\sigma_3^2} = 0,746; \quad b\omega_3 = 0,43 b\omega \quad \text{и} \quad b\omega_2 = 0,57 b\omega. \quad \text{Аналогично} \quad \frac{b\omega_1}{b\omega_3} = \frac{\sigma_3^2}{\sigma_1^2} = 0,83 \quad \text{или} \quad b\omega_1 = 0,34 b\omega.$$

После установки шестерен со смещением на заданную ширину они приводятся во вращение (крутящий момент подводится к первому испытываемому зубчатому колесу) и нагружаются моментом T (нагружающий момент прикладывается к технологическому зубчатому колесу).

Величина нагружающего момента T определяется исходя из следующих соображений.

Момент T создает на ширине $b\omega_1 = 0,34 b\omega$ контактные напряжения $1,4 \sigma_{\text{нлпmb}}$. В соответствии с ГОСТ 21354-75

$$\sigma_H = 22,4 \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_E \cdot \frac{1}{a\omega} \times \sqrt{\frac{T}{b\omega} \cdot \frac{(u+1)^3}{u}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu},$$

где $a\omega = d$ — межосевое расстояние, $u = 1$ — передаточное отношение, $\sigma_H = 1,4 \sigma_{\text{нлпmb}}$

Отсюда

$$1,96 \sigma_{\text{нлпmb}} = 502 \cdot Z_H^2 \cdot Z_M^2 \cdot Z_E^2 \cdot 1/d^2 \cdot \frac{T}{b\omega} \times \frac{8}{1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$$

или

$$T = 4,9 \cdot 10^{-4} \frac{d^2 \cdot b\omega_1 \cdot \sigma_{\text{нлпmb}}^2}{Z_H^2 \cdot Z_M^2 \cdot Z_E^2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}$$

Зубчатые колеса испытываются до разрушения контактных поверхностей, после чего сдвигаются на величину $b\omega$ в противоположном исходному сдвигу направлении с введением в зацепление ранее ненагруженных участков зубьев (колеса после сдвига показаны на фиг. 1 пунктиром). При этом первым разрушается первое сопряжение с $b\omega_1 = 0,34 b\omega$. Ведущее зубчатое колесо 1 смещается относительно ведомого колеса 2 (колесо 2 неподвижно) с образованием ранее неработавшими участками зубьев $b\omega_4 = 0,66 b\omega$. Вторым разрушается третье сопряжение с $b\omega_3 = 0,43 b\omega$. В нем смещается в направлении противоположном исходному технологическое зубчатое колесо 3 введением в зацепление новых участков зубьев и образованием рабочей ширины $b\omega_5 = 0,57 b\omega$. Сопрягаемое зубчатое колесо 4 остается неподвижным в осевом направлении. Последним разрушается зубчатое зацепление зубчатых колес 2 и 4 с $b\omega_2 = 0,43 b\omega$. Это в целом дает три точки левой ветви кривой усталости. При необходимости в паре 2 и 4 осуществляется сдвигка с образованием $b\omega_6 = 0,57 b\omega$ и испытания ведутся до разрушения пары колес 2 и 4 и получения четвертой точки. Однако это менее удобно, так как в этом случае требуется сдвинуть также и колесо 3.

В исходной схеме сдвигка колес с $b\omega_1$ и $b\omega_2$ осуществляется в одном направлении, чтобы компенсировать радиальные силы и исключить влияние малой величины $b\omega_1$ на результате испытаний.

Величины исходных и последующих сдвижек и ориентировочные величины циклов наработки первой, второй и третьей пары, поясняющие способ, приведены в таблице. Ее анализ показывает, что несмотря на неизбежное рассеивание результатов испытаний способ гарантирует получение как минимум трех точек кривой усталости, обеспечивая ускорение испытаний примерно в 1,6 раза.

После завершения испытаний для построения кривой усталости рассчитываются либо эквивалентные сдвигам по ширине контактные напряжения, либо нагружающие моменты.

Контактные напряжения рассчитываются по формуле

$$\sigma_{H1,2,3} = 63,2 \cdot Z_H \cdot Z_V \cdot Z_E \cdot \frac{1}{d} \times \\ \times \sqrt{\frac{T}{b\omega_{1,2,3}}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta_{1,2,3}} \cdot K_{H\nu_{1,2,3}}$$

где $b\omega_{1,2,3}$ – уточненные по результатам испытаний величины рабочих ширин соответственно первого, второго, третьего зубчатого сопряжений;

$K_{H\alpha}$, $K_{H\beta_{1,2,3}}$, $K_{H\nu_{1,2,3}}$ – расчетные уточненные коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки между зубьями и по длине контактных линий, а также динамические составляющие нагрузки в первом, втором и третьем сопряжении;

d – диаметр делительной окружности испытываемого зубчатого колеса;

T – нагружающий момент.

Аналогично рассчитываются моменты

$$T_{1,2,3} = 2,5 \times \\ \times 10^{-4} \cdot \frac{d^2 \cdot b\omega_1 \cdot \sigma_{H1,2,3}}{Z_H^2 \cdot Z_M^2 \cdot Z_E^2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta_{1,2,3}} \cdot K_{H\nu_{1,2,3}}}$$

П р и м е р. Испытывались зубчатые колеса, имеющие следующие параметры: модуль $m = 2$ мм, число зубьев $z = 42$, рабочая ширина зубчатого венца $b\omega = 9$ мм, материал – сталь 40X, термообработки – закалка ТВЧ до НРС 48...52.

Рассчитывались рабочие ширины и нагружающий момент: $b\omega_1 = 0,34 b\omega = 3$ мм, $b\omega_2 = 0,57 b\omega = 5,1$ мм, $b\omega_3 = 3,9$ мм.

$$T = 4,9 \cdot 10^{-4} \times$$

$$\times \frac{42^2 \cdot 3 \cdot 105^2}{1,76^2 \cdot 86,6^2 \cdot 0,87^2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2} = 1 \text{ кГм}$$

Испытания осуществлялись на стенде с разомкнутым силовым контуром при частоте вращения 750 об/мин.

Наработка до контактного разрушения составила: первым сопряжением – $1,06 \cdot 10^7$ циклов нагружения, вторым сопряжением – $49 \cdot 10^6$ циклов нагружения, третьим – $26 \cdot 10^6$ циклов нагружения. После разрушения первого и третьего сопряжений зубчатые колеса (первое и технологическое) сместились в осевом направлении на 9 мм. Таким образом за $49 \cdot 10^6$ циклов нагружения (~ 1090 ч) были получены три точки кривой усталости на трех уровнях нагружения.

При исследованиях известными способами на это понадобилось бы $(10,6 + 26 + 49) \cdot 10^6 = 85 \cdot 6 \cdot 10^6$ циклов нагружения (~ 1900 ч), т.е. срок испытаний сократился примерно в 1,7 раза. Таким образом, способ может быть эффективно использован для ускорения испытаний на контактную усталость зубчатых колес без каких-либо ограничений по их точности, скорости и коэффициенту перекрытия.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Способ испытаний зубчатых колес на контактную усталость зубьев, заключающийся в том, что по крайней мере одно испытываемое колесо вводят в зацепление с технологическим колесом со смещением по ширине венца, прикладывают к технологическому колесу нагружающий момент и вращают взаимодействующие колеса до разрушения контактирующих поверхностей, по которому судят о контактной прочности, отличающийся тем, что, с целью ускорения испытаний, в зацепление с испытываемым зубчатым колесом вводят со смещением по ширине венцов два последовательно зацепляющихся испытываемых зубчатых колеса, значения рабочей ширины $b\omega_1$, $b\omega_2$ и $b\omega_3$ в зубчатых зацеплениях выбирают равными соответственно $b\omega_1 = 0,34 b\omega$, $b\omega_2 = 0,43 b\omega$ и $b\omega_3 = 0,57 b\omega$, где $b\omega$ – полная рабочая ширина испытываемых зубчатых колес, после разрушения контактирующих поверхностей каждого из зацеплений составляющие его зубчатые колеса смещают на величину $b\omega$ в противоположную первоначальному смещению направлению и вводят в зацепление ранее ненагруженные поверхности зубьев, а величину нагружающего момента в процессе испытаний выбирают из соотношения

$$T = 4,9 \cdot 10^{-4} \times$$

$$\times \frac{d^2 \cdot b\omega_1 \cdot \sigma_{H1,2,3}^2}{Z_H^2 \cdot Z_M^2 \cdot Z_E^2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}}$$

где d – диаметр делительной окружности испытываемых зубчатых колес;

$b\omega_1$ – наименьшая рабочая ширина в зубчатых сопряжениях;

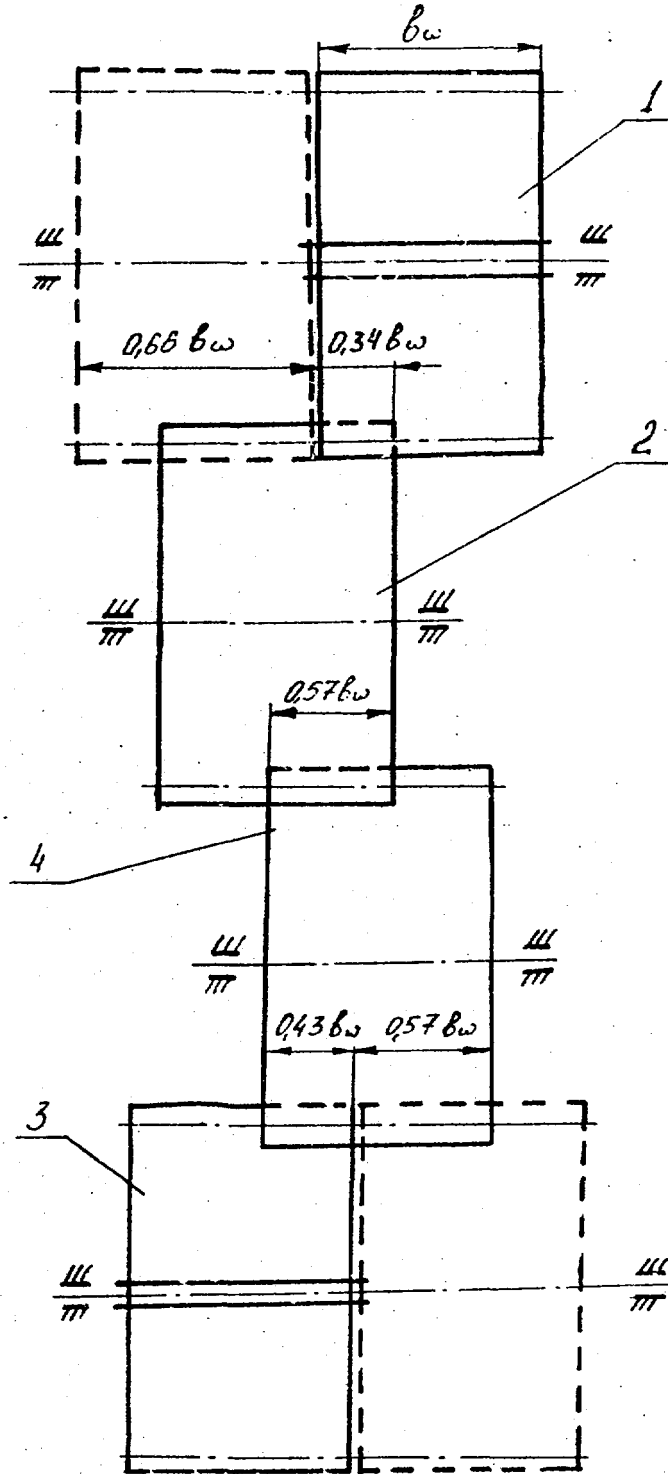
σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости материала рабочих поверхностей зубьев;

$Z_H, Z_M, Z_E, K_{H\alpha}, K_{H\beta}, K_{H\gamma}$ – коэффициенты, учитывающие соответственно форму

сопрягаемых поверхностей зубьев, механические свойства материалов, суммарную длину контактных линий, распределение нагрузки между зубьями и по длине контактных линий, динамическую составляющую нагрузки в зубчатом зацеплении.

10

Пара	Испытаний в исходном положении		Параметры сопряжения после контактного разрушения и сдвижки	
	Рабочая ширина сопряжения	Ориентировочное число циклов наработки	Рабочая ширина сопряжения	Ориентировочное число циклов наработки
Первая ($b\omega_1$)	0,34 $b\omega$	N_1	0,66 $b\omega$	$> 7,8 N_1$
Вторая ($b\omega_2$)	0,57 $b\omega$	5 N_1	0,43 $b\omega$	2 N_1
Третья ($b\omega_3$)	0,43 $b\omega$	2 N_1	0,57 $b\omega$	5 N_1



Редактор

Составитель В.Горошко
Техред М.Моргентал

Корректор Е.Папп

Заказ 2316

Тираж

Подписное

ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул.Гагарина, 101