УДК 261.438:534.647.083.8

НОРМИРОВАНИЕ ВИБРАЦИИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ

Е. А. ИГУМЕНЦЕВ, Я. С. МАРЧУК, С. В. ГЕТЬМАНЕНКО

Разработана статистическая модель нормирования общего уровня вибрации газоперекачивающих агрегатов. Предельные уровни вибрации, при которых ремонт агрегата не требуется, установлены посредством критерия Неймана – Пирсона. Получена плотность распределения вероятности случайной вибрации агрегатов и рассчитаны предельные уровни виброскорости корпусов подшипников ГПА-10. В качестве предельных значений использованы моменты первого и второго порядка полученного распределения.

A statistical model was developed of rating the general level of vibration in gas-pumping units. Limit levels of vibration not requiring plant repair, are established on the basis of Neuman-Pierson criterion. The density of probability distribution of random vibration of plants was derived and limit levels of vibration rate of the cases of GPA 10 bearings were calculated. Moments of the first and second order of the derived distribution were used as the limit values.

Важной задачей при эксплуатации газотурбинных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) является правильная сравнительная оценка интенсивности вибрации, замеряемой на корпусах подшипников (штатные точки замеров устанавливают согласно регламенту измерений). Если оцениваемая вибрация имеет переменную случайную амплитуду, то однозначная сравнительная оценка опасности той или иной реализации не всегда может быть получена без введения специальных критериев сравнения. В настоящей работе в качестве измеряемого и оцениваемого параметра вибрации принимается виброскорость, которая имеет связь с прочностью конструкции [1]. Под бездефектным агрегатом подразумевается ГПА, структура которого обеспечивает безаварийную эксплуатацию, а вибрация является естественным состоянием (всегда есть уровень вибрации, который можно рассматривать как безопасный, нормальный).

Нормы вибрации вырабатывались, исправлялись и уточнялись главным образом эмпирическим способом [2], на основании опыта эксплуатации, анализа работы агрегатов с повышенным уровнем вибрации, виброобследований, ремонта и дефектации ГПА на компрессорных станциях. Между тем, как следует из существа задачи, необходимы и теоретические подходы к ее решению с использованием аппарата теории вероятности и математической статистики. Применение совместно с результатами экспериментальных исследований вероятностных методов открывает возможность теоретического обоснования существующих норм вибрации и разработки новых, более прогрессивных конструктивных решений.

В зависимости от диагностической модели техническое состояние ГПА может быть оценено методами статистических решений, которые требуют для описания технического состояния ГПА определения допустимого значения вибрации V_n [3]. Однако в большинстве случаев определение V_n путем прямого диагностического эксперимента невозможно из-за высокой стоимости работ. Другой путь решения этой задачи заключается в проведении пассивного диагностического эксперимента по результатам виброобследований большого числа (парка) работающих ГПА. Тогда на основании известного распределения уровня вибрации V можно найти ее предельное значение V_n с конечной вероятностью P_V, при которой не превышается заданный минимальный уровень A и не требуется ремонт ГПА. Статистический подход определения величины V_n дает два пути [3]. Первый основан на текущих показаниях вибрации машин, находящихся в хорошем состоянии, с определением величины V_n для вероятности, не превышающей заданный нижний уровень A:

$$P_V = P_V(V > V_n) = \int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV \le A, \qquad (1)$$

где $p_V(V)$ — плотность вероятности вибрации (виброскорости) парка ГПА.

Таким образом минимизируется уровень ненужного ремонта ГПА (рис. 1). Однако использование этого метода ограничивается тем, что не учитывается влияние на величину V_n вероятности хорошего состояния машины P_x в зависимости от проведенных ремонтов.

Второй путь основан на статистическом критерии (лемме) Неймана – Пирсона, согласно которому, зная лишь плотность вероятности вибрационного сигнала p_V, полученного при пассивном эксперименте на находящихся в хорошем состоянии ГПА, минимизируется вероятность выхода из строя ГПА путем определения оптимального значения

Рис. 1. Определение предельного уровня вибрации V_n на основе закона распределения Рэлея случайной виброскорости парка агрегатов в нормальном состоянии

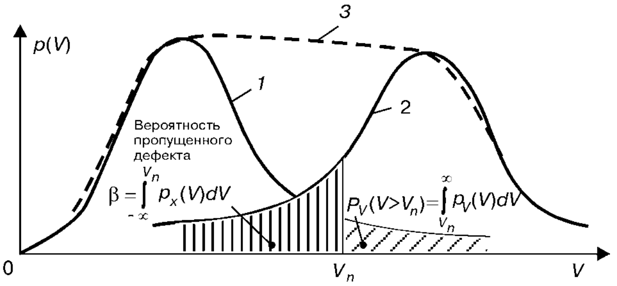

Рис. 2. Выбор гипотезы о ненужном ремонте на основе критерия Неймана – Пирсона: *1* — плотность вероятности нормальной работы $p_V(V)$; *2* — плотность вероятности отказа $p_x(V)$; *3* — совместная плотность вероятности тревоги отказа $p(V)$

заранее заданного уровня A для величины V_n. Оптимальное значение заданного уровня A можно определить путем отбора критерия для простой гипотезы H: «Ремонт не нужен». С ней конкурирует альтернативная простая гипотеза $H1$: «Поломка не произойдет, если вовремя отремонтировать ГПА». Критическая область значений величины V_n проверяет простую гипотезу H на уровне значимости A (рис. 2). Согласно лемме Неймана – Пирсона для предельной величины можно записать

$$\int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV \Big/ \int_{V_n}^{\infty} p_x(V)dV \le A. \qquad (2)$$

Здесь $P_x = \int_{V_n}^{\infty} p_x(V)dV$, $p_x(V)$ — соответственно вероятность и плотность вероятности хорошего состояния ГПА (поломка не произойдет). Следует отметить, что вероятность хорошего состояния ГПА P_x связана с незамеченной (пропущенной) неисправностью равенством (рис. 2)

$$P_x = 1 - \beta = 1 - \int_{-\infty}^{V_n} p_x(V)dV. \qquad (3)$$

Соотношение (2) можно усилить, предположив [3], что общая вероятность тревоги поломки ГПА (совместная вероятность P_x и P_V) должна равняться заданному допускаемому уровню A для критической области величины V_n, при которой ремонт не требуется:

$$P_x \int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV = A. \qquad (4)$$

Складывая левые и правые части (2) и (4), получаем

$$\frac{2-\beta^2}{2} \int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV \le A. \qquad (5)$$

Прежде чем определить V_n из неравенства (5), получим V_n как случайную переменную величину для различных V по неравенству Чебышева из выражения (1) в виде

$$P_V(V - \bar{V}) \ge t\sigma_V \le \frac{1}{2t^2}, \quad V_n - \bar{V} = t\sigma_V > 0, \qquad (6)$$

где $P_V(V - \bar{V} \ge t\sigma_V)$ — вероятность превышения V предельного значения $V_n = \bar{V} + t\sigma_V$; t — число, характеризующее порядок отклонения среднеквадратичных значений σ_V от среднего значения $\bar{V}$. Учитывая, что знак равенства в (5), (6) минимизирует отказ и оптимизирует величину V_n, и объединяя эти соотношения, получаем

$$t = \frac{V_n - \bar{V}}{\sigma_V} = \sqrt{\frac{2-\beta^2}{4A}}. \qquad (7)$$

Здесь среднее и среднеквадратичное значения вибрации (виброскорости) парка агрегатов вычисляются по известным формулам математической статистики

$$\bar{V} = \frac{\sum_{k=1}^{n} V_k}{n}, \quad \sigma_V = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n} (V_k - \bar{V})^2}{n-1}}. \qquad (8)$$

Для определения V_n из уравнения (7) необходимо задать минимальный уровень A. Других рекомендаций, кроме того, что минимальный уровень A должен быть достаточно мал, нет. Поэтому для определенности, вводя дополнительные ограничения $A = KP_V$ и $P_V = \beta$, получаем

$$K = \frac{2-\beta^2}{4\beta t^2}, \qquad (9)$$

где K — коэффициент запаса поломок, когда принимается гипотеза [3] о том, что ремонт не нужен ($K = 1...3$ — обычные поломки; $K = 3...10$ — поломки с опасными последствиями).

Соотношение (9) позволяет по известному распределению плотности вероятности вибрации парка агрегатов $p_V(V)$ с помощью таблицы квантилей подобрать t и β таким образом, чтобы гипотеза H принималась, т. е. коэффициент K соответствовал формуле (9), а затем рассчитать по уравнению (7) предельное значение V_n.

В качестве математической модели вибрации ГПА рассмотрим процесс, состоящий из суммы гармоники и вибрационного шума [1] гармоника + шум» (рис. 3, *а*): $G_г = V_г^2/2 = \sigma_г^2$, $\sigma_ш^2 = \int_0^f G df = Gf$, $\sigma^2 = \sigma_г^2 + \sigma_ш^2$. Такая модель достаточно проста, хорошо аппроксимирует большинство реальных вибрационных процессов и позволяет получить необходимые аналитические соотношения между значениями вибрации. Предположив, что в контролируемой полосе частот $f < 1000$ Гц [2] спектральная плотность шума постоянна (рис. 3, *а*), представим выражение для общего уровня (среднеквадратичного значения) виброскорости отдельного агрегата [1] в виде

$$V = \sqrt{\sigma_ш^2 + V_г^2/2}, \qquad (10)$$

где $\sigma_ш$ — среднеквадратичное значение шума; $\sigma_ш^2 = V_г^2/2$, $V_г$ — соответственно дисперсия и амплитуда гармонической вибрации.

В работе [4] установлено, что случайная амплитуда гармонической составляющей виброскорости парка ГПА $V_г$ имеет плотность распределения Рэлея или «ХИ-распределение» с двумя степенями свободы ($m = 2$). Аналогично можно показать, что дисперсия шума $\sigma_ш^2$ также имеет распределения «ХИ-квадрат» с двумя степенями свободы. Кроме того, известно, что распределение «ХИ-квадрат» с $m = 2$ соответствует экспоненциальному распределению. Тогда плотность распределения квадрата общего уровня вибрации парка агрегатов $y = V^2$ является композицией двух экспоненциальных распределений с различными дисперсиями ($\sigma_г^2$ и $\sigma_ш^2$) и может быть представлена в таком виде:

$$p(y) = \frac{1}{2(\sigma_г^2 - \sigma_ш^2)}\left[\exp\left(-\frac{y}{2\sigma_г^2}\right) - \exp\left(-\frac{y}{2\sigma_ш^2}\right)\right]. \quad (11)$$

Вводя соотношения $\alpha = \sigma_г/\sigma_ш$, $\sigma^2 = \sigma_г^2 + \sigma_ш^2 = \sigma_ш^2(\alpha^2 + 1)$ и переходя от плотности распределения квадрата общего уровня вибрации y к плотности вероятности общего уровня вибрации V с дисперсией σ^2, получаем следующее «виброраспределение»:

$$p_V(V) = \frac{\alpha^2 p_1(V) - p_2(V)}{\alpha^2 - 1}, \quad p_1(V) = \frac{V}{\sigma^2}\exp\left(-\frac{V^2}{2\sigma^2}\right);$$
$$p_2(V) = \frac{V\alpha^2}{\sigma^2}\exp\left(-\frac{V^2\alpha^2}{2\sigma^2}\right). \quad (12)$$

Здесь $p_1(V)$ и $p_2(V)$ являются распределениями Рэлея с дисперсиями соответственно σ^2 и σ^2/α^2.

Рассмотрим предельные случаи. При большом отношении «сигнал–шум» ($\alpha \to \infty$) распределение (12) переходит в распределение Рэлея. Если гармоника и шум соизмеримы ($\alpha = 1$), то формулы (12) соответствуют «ХИ-распределению» с четырьмя степенями свободы ($m = 4$). Модель вибрации на рис. 3, *б* состоит из нескольких гармоник, соизмеримых с шумом:

$$G_1 = V_1^2/2 = \sigma_1^2, \ \sigma_ш^2 = \int_0^f G df = Gf,$$

$$G_n = V_n^2/2 = \sigma_n^2, \ \sigma^2 = \sum_{k=1}^{n} G_k + \sigma_ш^2.$$

Тогда степень свободы в «ХИ-распределении» связана с числом гармоник n равенством $m = 2(n + 1)$. При большом числе гармоник «ХИ-распределение» переходит в распределение Гаусса. Если гармоническая вибрация отсутствует и процесс является гауссовым белым шумом, то распределение общего уровня вибрации описывается распределением Рэлея.

Воспользуемся «виброраспределением» для вычисления величины β:

$$\beta = \int_{V_n}^{\infty} p_V(V)dV = \frac{\alpha^2\beta_1 - \beta_2}{\alpha^2 - 1}, \quad \beta_1 = \int_{V_n}^{\infty} p_1(V)dV,$$
$$\beta_2 = \int_{V_n}^{\infty} p_2(V)dV. \quad (13)$$

Интегралы в выражениях для β_1 и β_2 вычисляем с помощью таблицы квантилей распределения Рэлея для безразмерного предельного уровня вибрации $z = V_n/\sigma$; $z_1 = V/\sigma$; $z_2 = V_n\alpha/\sigma$. Связь между параметрами t и z в распределении Рэлея получим из первой части равенства (7), используя вероятностные моменты распределения Рэлея $\bar{V} = \sqrt{\pi/2}\sigma$, $\sigma^2 = (2 - \pi/2)\sigma^2$, в виде

$$t = \frac{\sqrt{2}z - \sqrt{\pi}}{\sqrt{4 - \pi}}. \quad (14)$$

Следует отметить, что для больших значений V_n ($z > 2{,}8$), а именно такие значения мы будем испытывать для вычисления K, интеграл $\beta_2 \approx 0$, так как значение z_2 в α раз больше z_1 ($\alpha > 1{,}6$) и при $\beta_1 = 0{,}02$ $\beta_2 = 0$. Подставив формулы (13) и (14) в (9), получим окончательное выражение для K:

$$K = \frac{[2(\alpha^2 - 1)^2 - \alpha^2\beta_1^2](4 - \pi)}{4(\alpha^2 - 1)\alpha^2\beta_1(2z^2 - 2\sqrt{2\pi}\,z + \pi)}. \quad (15)$$

Экспериментальное определение отношения «сигнал–шум» α, входящего в соотношение (15),

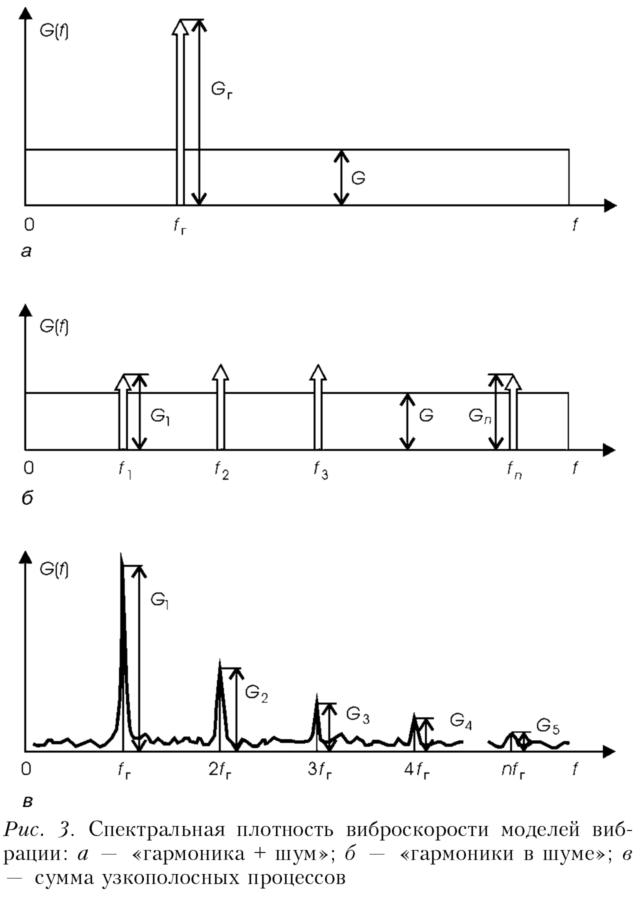

Рис. 3. Спектральная плотность виброскорости моделей вибрации: *а* — «гармоника + шум»; *б* — «гармоники в шуме»; *в* — сумма узкополосных процессов

Предельные значения виброскорости корпусов подшипников ГПА-10

Параметр	Номер точки измерения				
	2	3*	4*	5	6*
Среднеквадратичное значение виброскорости парка ГПА, мм/с	3,9	4,5	5,0	4,7	5,0
Коэффициент гармоник b, с/мм	0,120	0,118	0,114	0,117	0,114
Коэффициент шума a^2	1,05	1,00	1,00	1,00	1,00
Отношение «сигнал – шум» α^2	2,70	2,90	3,92	3,00	3,92
Коэффициент запаса поломок K:					
I вариант	2,73	2,82	3,20	2,90	3,20
II вариант	6,36	6,56	7,47	6,76	7,47
Предельные значения виброскорости V_n, мм/с:					
I вариант	11,0	12,7	14,0	13,0	14,0
II вариант	12,5	14,5	16,0	15,0	16,0
Предельные нормы виброскорости [2], мм/с	30	–	–	30	–

* Дополнительные точки измерений (по сравнению с заводскими нормами [2]) в соответствии с [5]

требует применения аппаратуры спектрального анализа. Однако если воспользоваться теоретической зависимостью между амплитудой первой роторной гармоники виброскорости и общим уровнем вибрации [4], то для набора статистических данных по среднеквадратичнкому значению σ виброскорости парка ГПА можно использовать обычный виброметр. Соотношение между величинами V и $V_г$ получено для модели вибрации (рис. 3, *в*), спектр которой представляет сумму узкополосных случайных процессов:

$$G_1 = a^2V_г^2/2 = a^2\sigma_г^2,\ \sigma_ш^2 = (a^2 - 1)\,\sigma_г^2 + \sum_{k=2}^{n} G_k,$$

$$\sigma^2 = \sigma_г^2 + \sigma_ш^2.$$

При этом [4]

$$V = \sqrt{\frac{a^2V_г^2 + b^2V_г^4}{2}}, \qquad (16)$$

где b — коэффициент шума, теоретический и экспериментальный способ определения которого приведен в работе [4].

Выражение коэффициента a в зависимости от $\alpha = \sigma_г/\sigma_ш$ представлено в работе [1] в следующем виде:

$$a = \sqrt{\frac{(\alpha^2 + 1)(8e/\pi)^{(\alpha^2+1)^{-1/2}}}{\alpha^2 + 2}}. \qquad (17)$$

Записав выражение для дисперсии шума $\sigma_ш^2 = \sigma^2 - V_г^2/2$ и вычисляя величину $V_г^2$ из квадратного уравнения, составленного из соотношения (16) при $V = \sigma$, представим зависимость «сигнал – – шум» в виде

$$\alpha^2 = \frac{2}{2(a^2 - 1) + (\sqrt{a^4 + 8\sigma^2b^2} - a^2)}. \qquad (18)$$

Применение полученного соотношения (15) покажем на примере расчета предельных значений общего уровня вибрации корпусов подшипников газоперекачивающего агрегата ГПА-10, эксплуатируемого на компрессорных станциях ДК «Укртрансгаз». В качестве предельных значений выберем два варианта оценок.

Первый вариант:

$$V_n = 2\sqrt{M(V^2)}, \qquad (19)$$

где $M(V^2)$ — математическое ожидание квадрата виброскорости (начальный момент второго порядка).

Второй вариант:

$$V_n = \bar{V} + 3\sigma_V. \qquad (20)$$

Оценка (19) предложена в работе [4], а (20) — так называемое правило «трех сигма» — в работе [5]. По первому и второму варианту параметры «виброраспределения» t, z, β_1 соответственно равны 2,4; 2,82; 0,02 и 3; 3,22; 0,0055. Результаты расчетов предельных среднеквадратичных значений виброскорости представлены в таблице. Статистические экспериментальные данные получены при виброиспытании в эксплуатационных условиях парка агрегатов ГПА-10 в количестве 310 шт. Измерение виброскорости проводилось на корпусах подшипников в шести точках двигателя в соответствии с действующей методикой [5]. Использовались обычные виброметры и аппаратура спектрального анализа фирмы «Брюль и Кьер». Для сравнения приведены предельные значения существующих норм вибрации [2], замеренной в штатных точках измерений (точки 2, 5).

Из таблицы следует, что предельные значения V_n по двум вариантам расчетов удовлетворяют гипотезе H («Ремонт не нужен»). При этом по первому варианту $K \le 3$, и в случае ошибки в принятии гипотезы H произойдут обычные поломки. По второму варианту $3 < K \le 10$, и в случае ошибки в принятии гипотезы H произойдут поломки с опасными последствиями. Оценка по первому варианту безопаснее и предпочтительнее оценки по второму варианту. Существующие предельные нормы вибрации (см. таблицу) намного выше предлагаемых расчетных. Такие значения уровней вибрации снижают ресурс агрегатов и могут приводить к остановкам и авариям на различной стадии их эксплуатации, что и наблюдается в действительности на компрессорных станциях [5].

Дальнейшую градацию норм вибрации с оценкой «Требует принятия мер» можно получить в соответствии с рекомендациями Международных стандартов ISO 2372, UDI 2056 и существующих норм [2], уменьшая предельный уровень V_n в 2,5 раза (8 дБ). Затем следующую градацию норм «Допустимо» получим, уменьшая V_n на 2·8 = 16 дБ. В некоторых случаях [2] класс состояния разбивается на две части по 4 дБ в каждой, что в сумме соответствует 8 дБ, т. е. ранее рассмотренному классу.

ВЫВОДЫ

1. Рассмотрено применение нового подхода к нормированию общего уровня виброскорости по статистическим данным виброобследований большого парка ГПА, что позволяет установить научно обоснованные нормы вибрации для отдельных точек измерений вибрации на агрегате. Примененный подход реализован с помощью критерия Неймана – Пирсона и обобщает традиционные методы нормирования, базирующиеся на рекомендациях ISO.

2. Приведены числовые примеры, основанные на полученной плотности вероятности виброскорости парка ГПА, которые показывают, что в качестве оценки предельных уровней вибрации следует использовать правило «трех сигма». Установлено, что предпочтительней применять оценку, равную удвоенному корню квадратному из центрального момента второго порядка случайной виброскорости парка ГПА.

3. Существующие нормы и предельные уровни вибрации агрегата ГПА-10 «Волна» значительно выше расчетных, т. е. для надежной эксплуатации при таких нормах требуются дополнительные затраты. Приведение норм к расчетным значениям позволит продлить ресурс ГПА и их безаварийную эксплуатацию без дополнительных затрат.

1. *Костин В. И.* Сравнительная оценка интенсивности вибрации с переменной во времени амплитудой эквивалентным значением виброскорости гармонических колебаний // Пробл. прочности. — 1974. — № 9. — С. 103–107.
2. *Нормы* вибрации. Оценка интенсивности вибрации газоперекачивающих агрегатов в условиях эксплуатации на компрессорных станциях Министерства газовой промышленности. — М: ВНИИГазпром, 1985. — 17 с.
3. *Cempel C.* Determination of vibration symptom limit value in diagnostics of machinery // Maintenance Management Internat. — 1985. — № 5. — С. 297–304.
4. *Игуменцев Е. А., Костин В. И.* Нормирование вибрации газотурбинных ГПА // Пробл. прочности. — 1989. — № 2. — С. 121–122.
5. *Игуменцев Е. А., Работягов В. И., Шмидт В. В.* Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-01 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности // Техн. диагностика и неразруш. контроль. — 1996. — № 1. — С. 11–20.

Укр. инж.-пед. академия, Харьков,
УМГ «Киевтрансгаз»

Поступила в редакцию
04.03.2002

НОВАЯ КНИГА

В. А. Троицкий. *Магнитопорошковый контроль сварных соединений и деталей машин.* — Киев: Феникс. — 2002. — 300 с.

Рассмотрены элементы теории и практические вопросы магнитопорошкового контроля, происхождение различного рода ошибок. Освещены вопросы технологии контроля, выбора эталонов, подбора режимов намагничивания, организации работ.

Приведены примеры контроля различных металлоконструкций, трубопроводов и резервуаров, теплообменных установок и деталей машин.

Теоретический раздел книги относится ко всем магнитным методам. Здесь показаны пути уменьшения влияния размагничивающего фактора, эффективного намагничивания деталей сложной геометрии. Рассмотрены процессы перемагничивания детали как разветвленной магнитной цепи.

Рассчитана на инженерно-технических работников, дефектоскопистов и может быть полезна студентам вузов.

По вопросу приобретения книги обращайтесь по адресу:
03680, Украина, г. Киев-150, ул. Боженко, 11,
Ин-т электросварки им. Е. О. Патона НАНУ.
Тел. (044) 227-26-66.