

## ВИБРОМЕХАНИКА СТАТОРОВ МОЩНЫХ СИНХРОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ ПРИ КОЛЬЦЕВОМ НАМАГНИЧИВАНИИ

Кузьмин В.В., д.т.н., проф., Шофул А.К., Шпатенко В.С.  
 НИИ завода "Электротяжмаш"  
 Украина, 61055, Харьков, пр-т Московский, 299  
 тел. (0572) 95-66-81, E-mail: kuzmin@spetm.com.ua

*На базі нових теоретичних підходів та експериментальних даних виконано розрахункове дослідження вібромеханічного стану осердів статорів турбо- та гідрогенераторів при кільцевому намагнічуванні у процесі випробувань на нагрівання.*

*На базе новых теоретических подходов и экспериментальных данных выполнено расчетное исследование вибромеханического состояния сердечников статоров турбо- и гидрогенераторов при кольцевом намагничивании в процессе испытаний на нагревание.*

### ВВЕДЕНИЕ

Шихтованные магнитопроводы крупных турбогенераторов подвергаются сложным технологическим процедурам запрессовки в целях эффективного противодействия сердечника статора силам радиального магнитного тяжения. В мировой практике конструирования прессующих узлов [1] принято вести механический расчет нажимных фланцев, ребер (призм) и деталей их соединения только на предмет обеспечения запаса прочности при противодействии статическим силам запрессовки (давление порядка 1,6 – 2,0 МПа).

Однако, как показывает опыт эксплуатации и результаты специальных экспериментов, на перечисленные выше прессующие узлы действуют также и весьма значительные осевые силы с частотой 100 Гц, которые ведут к систематическим повреждениям деталей этих узлов [1].

По изложенным причинам в процессе испытаний статоров крупных синхронных генераторов на нагревание при кольцевом намагничивании наблюдается вибрация концевых зон, а иногда и повышенный шум (особенно в гидрогенераторах), как диагностический признак некачественной запрессовки.

На основе разработанных нами методических подходов [2, 3] в статье выполнены расчеты вибромеханических характеристик статора мощного синхронного генератора при кольцевом намагничивании, результаты которых хорошо согласуются с данными эксперимента.

Данные этих расчетов и экспериментов могут послужить основой для совершенствования методов диагностики состояния прессовки сердечников статоров как на заводах-изготовителях, так и в процессе эксплуатации при проведении плановых ремонтов и обследований.

### МАГНИТНОЕ ПОЛЕ И УСИЛИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В СЕРДЕЧНИКЕ СТАТОРА ПРИ КОЛЬЦЕВОМ НАМАГНИЧИВАНИИ

В [2] показано, что при прохождении магнитного потока через любой участок магнитопровода, в том числе и шихтованного сердечника статора, возникают усилия "бокового" распора, направленные вдоль оси машины, т.е. перпендикулярно каждому шихтованному пакету. Расчет этих сил и возникающих давлений может быть выполнен на базе картины распределения индукции магнитного поля.

В принципе, для тороидального магнитопровода с прямоугольным поперечным сечением картина распределения индукции в нем (без учета краевых

эффектов) наиболее проста – здесь она зависит только от общей величины потока  $\Phi$  и радиуса  $R$

$$B(R) = f(\Phi, R).$$

Если бы кривая намагничивания имела линейный характер, то функция  $f$  имела бы вид

$$B(R) = \frac{B_a(R_1 + R_2)}{2R}, \quad (1)$$

где  $B_a$  - среднее значение индукции;  $R_1, R_2$  - внутренний и наружный радиус ярма.

В действительности, как будет показано ниже, вследствие нелинейности кривой намагничивания закономерность (1) заметно искажается.

Для примера рассмотрим картину магнитного поля в ярме сердечника статора турбогенератора ТГВ-320-2П (ТГВ-250-2) при индукции  $B_a = 1,4$  Тл. Геометрические параметры ярма составляют

$$R_1 = 820,5 \text{ мм}, R_2 = 1275 \text{ мм}, R_1 / R_2 = 0,644.$$

Данные расчета  $B(R)$ , выполненные разными методами, приведены в табл. 1

Таблица 1  
 Распределение индукции  $B(R)$  в ярме статора турбогенератора ТГВ-320-2П при  $B_a = 1,4$  Тл для стали марки 3414 (вдоль проката)

Метод расчета	Индукция, Тл			Примечание
	на $R_1$	в центре ярма	на $R_2$	
По кривой намагничивания	1,515	1,403	1,273	$\Delta B = 0,242$
По (1)	1,754	1,400	1,133	
По линейному закону	1,521	1,400	1,279	$\Delta B = 0,242$

Оценочно, по закону Лоренца [2] средние значения давления бокового распора (пиковое значение) составляет

$$\sigma_z = \frac{B_a^2}{2\mu_0} = 0,78 \text{ МПа}. \quad (2)$$

Для гидрогенератора-двигателя Днестровской ГАЭС при тех же значениях  $B_a$  (отношение  $R_1/R_2 = 0,953$ ) получим ту же самую оценку  $\sigma_z$ , хотя  $\Delta B \approx 0,07$  Тл.

Как показывают более детальные исследования, данные по закону Лоренца для  $B_a$  оказываются несколько завышенными на величину примерно 25%, вследствие неучета краевых эффектов на  $R_1$  и  $R_2$ . Реальный пик давления по секторам ярма составляет

$$\sigma_{\max} = 0,62 \text{ МПа},$$

а закономерность изменения его во времени дается

выражением

$$\sigma(t) = \sigma_{\max} \sin^2 \omega t. \quad (3)$$

### ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОМЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАТОРОВ ТУРБО- И ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Исторически сложилось так, что в период бурного роста единичных мощностей турбо- и гидрогенераторов (60 – 70-е годы прошлого столетия) объектом теоретических и экспериментальных исследований являлась вибромеханика статоров только в части воздействия радиальных и тангенциальных усилий от магнитного поля в воздушном зазоре, поэтому большой экспериментальный материал [4 – 7] относился исключительно к измерениям радиальных и тангенциальных компонентов вибрации по датчикам, установленным на наружной поверхности спинки сердечника в центральном сечении машины.

Осевыми составляющими вибрации сердечника

никто не интересовался, хотя, по иронии судьбы, в упомянутом сечении они отсутствуют, достигая максимума в концевых зонах.

Такие измерения при испытаниях машин на стендах завода были осуществлены только в последние годы в целях выяснения причин упомянутых выше повреждений элементов конструкции концевых зон. Результаты измерений приведены в табл. 2.

Предваряя теоретический анализ, отметим, что несмотря на небольшой объем доступных экспериментальных данных, сведения о вибрации машин различной конструкции априори ставят два вопроса:

- почему в турбогенераторе ТГВ-325 вибрация нажимных фланцев гораздо ниже, чем в других машинах?
- почему на стыках секторов гидрогенератора-двигателя отмечается такой резкий рост осевой вибрации?

Таблица 2

Осевые составляющие вибрации концевых зон сердечников статоров мощных генераторов

Генератор	Мощность, МВт	Режим работы	Место установки датчиков	Осевая составляющая вибрации, мкм	Пересчет на центр плиты, мкм
Турбогенератор ТГВ-250-2 "Электротяжмаш"	250	х.х. при $U_n$	Спинка сердечника, верх	4 – 5	8 – 10
Турбогенератор ТГВ-325-2*) "Электротяжмаш"	325	Кольцевое намагничивание, $B = 1,4$ Тл	Возле "носика" нажимного фланца	6 (верх) 2 – 3 (низ)	5 2
Гидрогенератор-двигатель СВО-1250/255-40 "Электротяжмаш"	420	" - " $B = 1,0$ Тл	Между призмами и отжимными болтами посередине плиты	5 – 9 (середина сектора) 27-37(на стыке)	8 – 12 27 – 37
Турбогенератор ТВВ-1000-2 "Электросила"	1000	х.х. при $U_n$	На полке нажимного фланца	13 – 30 18**)	--- 15

Примечания:

\*) сердечник статора без вентиляционных распорок; \*\*) - среднее по данным испытаний четырех машин.

На первый вопрос ответ может быть дан в таком виде: "потому что это – машина с аксиальной вентиляцией, она не имеет вентиляционных распорок, вследствие чего изгибная жесткость сердечника выше, чем у остальных машин с радиальной вентиляцией".

Поиск ответа на второй, гораздо более сложный вопрос, требует детального анализа динамики колеблющейся системы.

Теоретический анализ рассматриваемых вибромеханических процессов в целях выяснения физики происходящего и получения количественных оценок будем вести на базе классической модели системы гармонического осциллятора с одной степенью свободы без трения в режиме вынужденных колебаний [8], движение которой в осевом направлении (по оси  $Z$ ) описывается уравнением

$$M \frac{d^2 Z}{dt^2} + k \cdot Z = F(t), \quad (4)$$

где  $M$  – масса, колеблющаяся в направлении оси  $Z$ ;  $k$  – коэффициент жесткости "возвратной пружины";  $F(t)$  – "внешняя" сила.

Условность такого подхода заключается в следующем.

Во-первых, наиболее точно может быть определено только значение  $F(t)$  с учетом (3)

$$F(t) = \sigma_a(t) \cdot S, \quad (5)$$

где  $\sigma_a(t) = \frac{1}{2} \sigma_{\max} \cos 2 \omega t$ ,  $\omega$  – частота сети.

Во-вторых, колеблющаяся масса, в основном, со-

средоточена в сердечнике статора, который представляет собой "пружину" с собственной распределенной массой по всей ее длине, а не сосредоточенной на конце.

Не усложняя проблему будем считать, что, как и в классической схеме  $M$  сосредоточена на конце этой пружины, но величина ее, принятая в расчет, должна быть соответственно уменьшена до

$$(0,3 - 0,5) M_C \quad (6)$$

от  $M_C$  – массы половины сердечника статора, т.к. центральная зона его – суть начало оси  $Z$ .

В-третьих, классическая жесткость пружины  $k$  должна рассматриваться как сумма "жесткостей" трех компонентов

$$k = k_1 + k_2 + k_3, \quad (7)$$

где  $k_1$  – собственная жесткость нажимного фланца;  $k_2$  – "квазижесткость", так называемой отдачи запрессованного сердечника, т.е. падение (рост) внутреннего давления запрессовки при его расширении (сжатии),  $k_3$  – эквивалентная жесткость сердечника статора.

Из этих параметров точно можно определить только  $k_1$ , по остальным – отсутствуют экспериментальные данные для расчета.

Наконец, в-четвертых, в отличие от классической схемы по (4) сердечник статора испытывают не параллельное перемещение по оси  $Z$ , а изгибается, т.е. остается жестко закрепленным на наружных призмах (шихтовочных клиньях) он всеми элементами деформируется по кольцевой форме, т.е. имеет нулевые перемещения на  $R_2$  и максимальные – на  $R_1$ .

По изложенной причине в дальнейшем под перемещением по оси  $Z$  мы будем понимать сдвиг средней части сердечника (т.е. на радиусе  $0,5(R_1+R_2)$ ).

Как показывает анализ статистики поврежденных концевых зон мощных синхронных генераторов, они начинают проявляться после 10–20 лет эксплуатации, т.е., во-первых, указывают на ухудшение со временем жесткости сердечника статора, а, во-вторых, свидетельствует о том, что вновь изготовленные машины имеют частоту собственных осевых колебаний сердечника  $\omega_0$  значительно отстроенную от частоты вынужденных колебаний  $2\omega$ , т.е. находятся вдалеке от резонанса.

В этом случае амплитуда колебаний центральной зоны нажимного фланца  $A$  может быть определена по формуле

$$A = \frac{F_a}{|k - 4\omega^2 M|}. \quad (8)$$

Выполним оценку и вклад отдельных параметров, входящих в последнее соотношение на примере сердечника статора турбогенератора ТГВ-320-2П (то же поперечное сечение активной зоны, что и у ТГВ-250-2).

Здесь согласно (5) и (6)

$$F_a = 0,5 \cdot 0,62 \cdot 10^6 \cdot 3 = 9,3 \cdot 10^5 \text{ Н},$$

$$M = (0,3 \div 0,5) 0,5 \cdot 1,8 \cdot 10^5 = (2,7 \div 4,5) 10^4 \text{ кг},$$

$$4\omega^2 M = (1,06 \div 1,77) 10^9.$$

Далее, согласно заводским расчетам жесткость нажимного фланца (при  $\sigma_0 = 2$  МПа и  $S = 3,4 \text{ м}^2$ ) составляет (по перемещению середины фланца)

$$k_1 = F_0 / \Delta Z = 7,16 \cdot 10^9, \quad (9)$$

где  $F_0$  – статическая сила от давления запрессовки ( $F_0 = 6,8 \cdot 10^6 \text{ Н}$ );  $\Delta Z$  – перемещение центра фланца ( $\Delta Z = 9,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ ).

Жесткость "отдачи" сердечника равна

$$k_2 = \frac{F_0 \cdot E_2}{L \cdot \sigma_0}, \quad (10)$$

где  $E_2$  – модуль упругости шихтованного сердечника в направлении оси  $Z$ ;  $L$  – половина длины сердечника (от оси симметрии).

Согласно [9]  $E_2 = 60$  МПа, по нашим данным [11] – на порядок больше (в конце запрессовки, после релаксации) – 600 МПа. Оценка  $k_2$  по (10) при  $L = 2,5 \text{ м}$  дает

$$k_2 = (0,8 \div 8) \cdot 10^8,$$

т.е. в лучшем случае на порядок меньше, чем  $k_1$ .

Определение  $k_3$  представляет еще большие трудности. Здесь предстоит по аналогии с нажимным фланцем рассчитать кольцевую деформацию шихтованных пакетов сердечника.

Следуя подходу к расчету деформации фланца согласно [9] находим, что изгибающий момент в поперечном сечении пакета составляет

$$M = \frac{F_a \cdot H}{4\pi}, \quad (11)$$

где  $H$  – высота спинки; угол поворота  $\varphi$  сечения пакета равен

$$\varphi = \frac{M \cdot (R_1 + R_2)}{E_3 \cdot I}, \quad (12)$$

где  $E_3$  – модуль упругости пакета при его изгибе;  $I$  – момент инерции поперечного сечения пакета относительно вертикальной оси.

Для прямоугольного сечения пакета с размерами (по яруму)  $H \times B$  (здесь  $B$  – ширина пакета) момент можно найти по известному соотношению [10]

$$I_y = HB^3 / 12. \quad (13)$$

Принципиальные затруднения расчета  $k_3$  заключается в том, что

- во-первых, неизвестен даже порядок величины  $E_3$ ,
- во-вторых, изгибу подвергается не каждый пакет в отдельности, а значительная часть рассматриваемого участка ярма сердечника, вследствие чего также неизвестно – какое значение  $B^*$  следует использовать в расчетах – оно должно находиться где-то в пределах:

от  $B^* = \sqrt[3]{NB}$  (изгиб с проскальзыванием пакетов) до  $B^* = NB$  (изгиб всего ярма сердечника как единого целого),

где  $N$  – число пакетов в рассматриваемой зоне.

Выход из этой тупиковой ситуации нам видится не в том, чтобы рассчитать уровень вибрации нормально запрессованного сердечника, а в том, чтобы найти физически содержательное объяснение тем аномалиям в поведении статоров, которые наблюдаются в процессе эксплуатации. Поясним это на примере рассматриваемого сердечника статора ТГВ-320-2П (ТГВ-250-2).

Если бы сердечник стал настолько "рыхлым", что  $k_3$  можно было бы пренебречь, то уровень вибрации нажимного фланца при наибольших значениях  $k$  и  $M$  достиг бы по (8)

$$V_{\max} = 2A = \frac{2F_a}{K_1 + K_2 - 4\omega^2 M} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 300 \text{ мкм},$$

что в 30 раз превышает опытные данные, приведенные в табл. 1.

Отсюда однозначно следует вывод, что решающий вклад в динамику концевых зон вносит жесткость  $k_3$  самого сердечника, вследствие чего остальными слагаемыми в знаменателе (8) можно пренебречь при анализе вибромеханики вновь изготовленного (или "здорового" в целом) статора.

Тогда вследствие того, что

$$V = 2A = 2\varphi \cdot \frac{H}{2} = \varphi H \quad (14)$$

и с использованием соотношения (11) и (12) получаем

$$V = \frac{F_a \cdot H^2 (R_1 + R_2)}{4\pi C_3}, \quad (15)$$

где  $C_3 = E_3 I$ .

По данным  $V$  из эксперимента можно для сердечника каждого конкретного типа генератора найти константу  $C_3$

$$C_3 = \frac{F_a \cdot H^2 (R_1 + R_2)}{4\pi V}, \quad (16)$$

которая, как будет показано ниже, является определяющей при расчете любого рода нарушений условий жесткого закрепления сердечника к ребрам (призмам) корпуса статора.

Например, для рассматриваемого случая при  $V = 10^{-5} \text{ м}$  имеем следующую оценку  $C_3$  ( $H = 0,455$ ,  $F_a = 9,5 \cdot 10^5$ ) по (16)

$$C_3 = 3,2 \cdot 10^9.$$

С другой стороны

$$C_3 = E_3 \cdot I_3 = E_3 \cdot \frac{B^{*3} H}{12}$$

откуда

$$E_3 B^{*3} = 8,44 \cdot 10^{10}. \quad (17)$$

Зависимость модуля  $E_3$  от эффективной ширины  $B^*$  приведена в табл. 3.

Таблица 3

Зависимость  $E_3$  от  $B^*$  при постоянном значении  $C_3$  по (17)

$B^*$ , м	0,75	1,0	1,25	1,5	2,0
$E_3$ ( $10^{11}$ ), Па	2,0	0,844	0,452	0,25	0,11

Для стали  $E \approx 2 \cdot 10^{11}$  Па, а для шихтованных сердечников при радиальном и тангенциальном изгибе согласно [5]

$$E_{3R} = (0,95 \div 1,7) \cdot 10^{11} \text{ Па.}$$

Для рассматриваемого случая осевого изгиба нет сведений по величине  $E_3$ , но его значение, безусловно, не должно превышать нижнего предела  $E_{3R}$ . Так как последующие исследования, как уже упоминалось, носят оценочный характер, можно положить, что  $B^* = 0,5 L$  и соответственно

$$E_3 = 0,45 \cdot 10^{11} \text{ Па.} \quad (18)$$

Это означает, что основное сопротивление изгибу оказывает половина пакетов сердечника, прилегающих к нажимному фланцу.

Используем предложенный подход к анализу вибромеханического состояния центральной части сектора сердечника статора гидрогенератора-двигателя типа СВО-1250/255-40 при кольцевом намагничивании (табл. 1). Геометрические параметры сердечника равны  $R_1 = 5,97$  м;  $R_2 = 6,275$  м;  $L = 1,275$  м;  $S = 11,77$  м<sup>2</sup>.

При индукции 1 Тл амплитуда силы бокового распра составляет

$$F_a = 0,31 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1}{1,4}\right)^2 \cdot S_a = 1,86 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Расчет вибрации в центре сектора будем вести по аналогии с предыдущим случаем, т.е. в предположении, что сердечник статора гидрогенератора нашихтован "в кольцо".

Тогда из (11) и (12) следует, что угол поворота пакетов составит

$$\varphi = \frac{F_a \cdot H(R_1 + R_2)}{4\pi E_3 I}. \quad (19)$$

Используя ту же оценку  $E_3$  по (18) и учитывая, что в данном случае

$$I = \frac{H(0,5L)^3}{12} = 6,6 \cdot 10^{-3}$$

получаем следующую оценку для  $\varphi$  и  $\Delta Z$

$$\varphi = 1,86 \cdot 10^{-3}, \quad \Delta Z = H \varphi / 2 = 2,85 \cdot 10^{-4} \text{ м,}$$

на базе которых находим жесткость сердечника

$$k_3 = F_a / \Delta Z = 6,53 \cdot 10^9,$$

т.е. намного меньше, чем в случае сердечника ТГВ-320-2П.

Дело в том, что здесь основной вклад дает не сердечник, а нажимные плиты, суммарная жесткость которых

$$k_1 = 4,3 \cdot 10^{11},$$

чем и определяется уровень вибрации в центральной зоне плиты

$$V = 2A = 2 \frac{F_a}{k_1} \approx 9 \text{ мкм,}$$

что корреспондируется с опытными данными (табл. 1).

В заключение отметим, что повышенный уровень вибрации на стыковых плитах гидрогенератора-двигателя (впервые обнаруженный при заводских испытаниях) является закономерным следствием как

разрыва сплошности ярма сердечника статора, так и, по-видимому, значительным снижением модуля упругости в этой зоне, где через слой устанавливаются укороченные замковые сегменты.

Расчеты на базе найденного значения  $E_3$  показывают, что при обрыве даже трех призм крепления нажимного фланца в верхней зоне или при потере связи нескольких крайних пакетов с призмами вибрация сердечника статора турбогенератора в этой зоне может повыситься на порядок и вызвать дальнейший отрыв соседних призм, что неоднократно наблюдалось в процессе эксплуатации.

## ВЫВОДЫ

1. Обнаруженное в последние годы наличие значительных знакопеременных усилий в сердечниках статоров мощных турбо- и гидрогенераторов требует постановки и проведения комплекса НИОКР, направленных на уточнение нормативно-технической документации в области конструирования и эксплуатации этих машин.

2. На первом этапе особое внимание следует уделить организации измерений осевой вибрации нажимных фланцев и плит. Датчики следует устанавливать системно и единообразно.

3. На гидрогенераторах с составными сердечниками статоров датчики осевой вибрации следует устанавливать как в центральной части, так и в районе стыков секторов.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] Демидюк Б.М., Кузьмин В.В. О природе осевых сил в магнитопроводе статора и их влиянии на работоспособность мощных турбогенераторов, тезисы докладов на Международной НТК – Севастополь, изд. СевНТУ, 2007.
- [2] Демидюк Б.М., Кузьмин В.В., Шпатенко В.С. О разработке физически содержательного подхода к анализу силовых и энергетических процессов в элементах магнитопроводов электрических машин // Вісник Кременч.ДПУ, 2007, вып. 3, ч.1.
- [3] Кузьмін В.В., Шпатенко Т.В., Шпатенко В.С. Про ефективність методів розрахунку внутрішніх силових взаємодій в елементах магнітопроводів // "Електроінформ", 2007, № 2.
- [4] Ронжин А.А., Жимолохов О.М. и др. Исследование вибрационных характеристик статора турбогенератора // "Электрические станции", 1979, № 10, С. 41–44.
- [5] Станиславский Л.Я., Гаврилов Л.Г., Остерник Э.С. Вибрационная надежность мощных турбогенераторов – М., "Энергия", 1975, 240 с.
- [6] Тер-Газарян Г.Н., Херхеулидзе И.А., Блеткин Н.П. Профилактика нарушения прессовки активной стали гидрогенераторов // Электрические станции, - 1976, № 9, С. 71–73.
- [7] Тимошик А.М. Исследование электромеханических процессов, снижающих надежность статора турбогенераторов // Электрические станции, - 1976, № 7, С. 49–2.
- [8] Киттель Ч., Найт В., Рудерман М. Механика. Берклевский курс физики, ч. I, М., "Наука", 1983.
- [9] В.В.Титов, Г.М. Хуторецкий и др. Турбогенераторы. Расчет и конструкция. - Л., "Энергия", 1967.
- [10] Тимошенко С.И. Сопротивление материалов. - М.: Физматгиз, 1960.
- [11] ТХ115 – 1892. "Исследование жесткости и прочности полюсов гидрогенераторов типа ГСВ-1230/140-48 в процессе изготовления". Отчет НИИ завода "Электро-тяжмаш", 1985.

Поступила 08.10.2007