

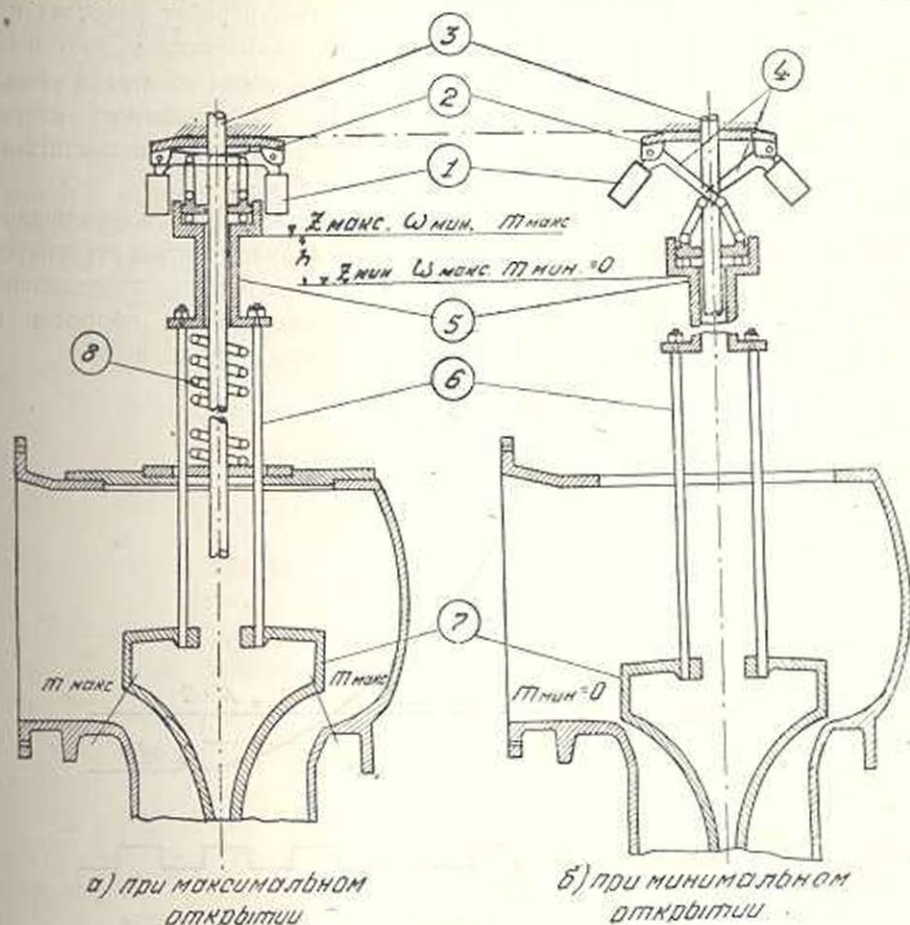
ГИДРОТУРБИНЫ

Б. Л. Буннятян

Анализ процесса регулирования турбины микрогэс с прямым автоматическим регулятором

Введение

Регулирование мощности турбины производится автоматическим регулятором прямого действия, схема которого показана на фиг. 1.



Фиг. 1. Схема действия регулятора.

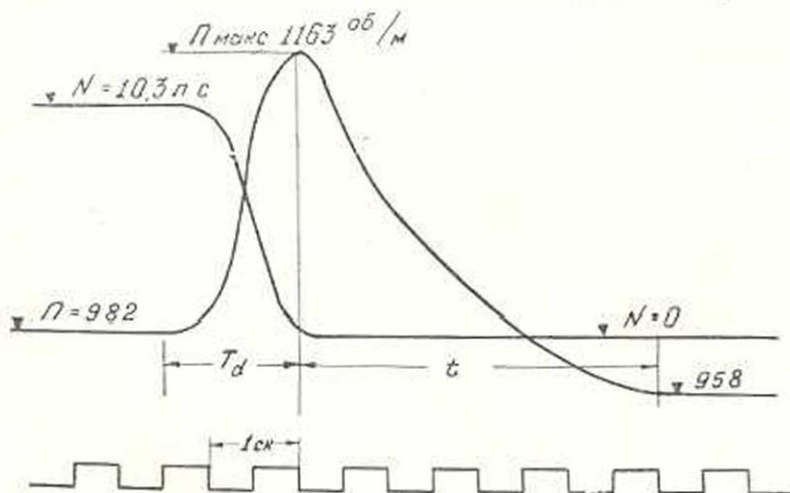
Основным датчиком регулятора является осевой центробежный маятник, состоящий из двух грузов (1), подвешенных на шарнирах к диску регулятора (2). При вращении вала турбины (3) маятник, вследствие наличия центробежной силы, воздействует с помощью двух рычагов (4) на муфту регулятора (5) и опускает ее; как результат этого перемещения, посредством двух стальных тяг (6), опускается регулирующий конус (7), уменьшая открытие турбины.

Центробежная сила уравнивается натяжением спиральной стальной пружины (8), которая, по мере опускания муфты регулятора, сжимается. При уменьшении числа оборотов турбины, муфта регулятора под воздействием пружины поднимается, поднимая за собой и регулирующий конус.

Так как конус жестко соединен с муфтой регулятора, то опускание конуса происходит одновременно с муфтой, вследствие чего величины открытия меняются по линейному закону.

В практике эксплуатации микрогэс [1] наблюдалось, что при уменьшении нагрузки по сравнению с расчетной агрегат работает неустойчиво. Это выражалось вначале в понижении числа оборотов по сравнению с расчетным, а затем в колебании числа оборотов около нового установившегося режима. Вследствие этого менялось напряжение в сети, что являлось весьма существенным недостатком агрегата.

Всесоюзный научно-исследовательский институт гидромашиностроения (ВИГМ), проведя ряд испытаний регулятора агрегата микрогэс, дал результат этих испытаний в виде тахограммы, приведенной на фиг. 2. Эта тахограмма отражает изменения числа оборотов и мощности турбины во времени при сбросе нагрузки до нуля.



Фиг. 2. Тахограмма регулятора при сбросе нагрузки до нуля

Из графика видно, что если нагрузка агрегата, работающего на установившемся режиме, сбрасывается до нуля, то агрегат в те-

чение 1,5 секунды разовьет максимальное число оборотов, которое затем пойдет на уменьшение, и в течение 5—6 секунд достигнет числа оборотов, соответствующего новому установившемуся режиму.

При этом число оборотов уменьшается на 3% по сравнению с тем, что было до сброса нагрузки.

Для теоретической оценки и выяснения причин неустойчивой работы произведен анализ условий протекания процесса регулирования во времени. Этот анализ включает определение закона изменения угловой скорости при пуске агрегата, при сбросе нагрузки, во время регулирования, а также определение зоны устойчивой работы агрегата.

Анализ схемы прямого регулирования

При работе турбины кинетическая энергия всех движущихся частей складывается из следующих составляющих [2]:

а) суммы кинетических энергий всех вращающихся частей, которую можно выразить в виде:

$$\sum_1^n I_i \frac{\omega_i^2}{2},$$

где I_i — момент инерции вращающейся части относительно ее оси вращения,

ω_i — угловая скорость вращения,

n — число вращающихся частей;

б) суммы кинетических энергий всех поступательно движущихся частей, как, например, пружины конуса, муфты регулятора и пр.

Ее можно представить в виде:

$$\sum_1^e \frac{m_k v_k^2}{2},$$

где m_k — масса поступательно движущейся части,

v_k — ее скорость,

e — число поступательно движущихся частей.

Величина полной кинетической энергии:

$$E = \sum_1^n I_i \frac{\omega_i^2}{2} + \sum_1^e \frac{m_k v_k^2}{2}. \quad (1)$$

Принимая одну из вращающихся частей агрегата за главную и обозначив угловую скорость ее вращения через $\omega_{г.л.}$, а момент инерции через $I_{г.л.}$, получим:

$$E = I_{г.л.} \frac{\omega_{г.л.}^2}{2} \sum_2^n \frac{I_i \omega_i^2}{2} + \sum_1^e \frac{m_k v_k^2}{2},$$

или:

$$E = \frac{\omega_{г.л}^2}{2} \left[I_{г.л} + \sum_2^n I_i \frac{\omega_i^2}{\omega_{г.л}^2} + \sum_1^e \frac{m_k v_k^2}{\omega_{г.л}^2} \right]. \quad (2)$$

Выражение, стоящее в скобках, имеет размерность момента инерции. В дальнейшем условно будем считать, что вместо всех подвижных частей имеется одна главная часть с таким моментом инерции ($I_{пр}$), при котором кинетическая энергия этой части равна кинетической энергии всей машины. Тогда уравнение (2) примет вид:

$$E = I_{пр} \frac{\omega_{г.л}^2}{2}. \quad (3)$$

Приращение кинетической энергии за промежуток времени dt равно элементарной работе заданных сил. Если пренебречь работой веса подвижных частей центробежного маятника и регулирующего конуса, а также сил трения, то сумма работ заданных сил будет равна:

$$I_{пр} \omega_{г.л} \frac{d\omega_{г.л}}{dt} = (M_T - M_r) \frac{d\varphi}{dt},$$

где M_T — вращающий момент на валу турбины,

M_r — момент на валу генератора (момент сопротивления).

Учитывая, что $\omega_{г.л} = \frac{d\varphi}{dt}$, окончательно получим [3] уравнение неустановившегося движения агрегата:

$$I_{пр} \frac{d\omega}{dt} M_T - M_r. \quad (4)$$

При установившемся движении агрегата угловая скорость вала ω_0 есть постоянная величина. Уравнение движения агрегата в этом случае будет:

$$I_{пр} \frac{d\omega_0}{dt} = M_T - M_r = M_T - M_{r_0} = 0. \quad (5)$$

Рассмотрим, в течение какого времени T_a турбина при ее полном открытии разовьет нормальную скорость ω_0 при постоянном вращающем моменте $M_{T_{\max}}$ и ненагруженном генераторе ($M_r = 0$).

В этих условиях, за время T_a угловая скорость агрегата изменится от нуля до ω_0 . Из теоремы о приращении момента количества движения агрегата имеем:

$$I(\omega_2 - \omega_1) = M_{T_{\max}} T_a.$$

Но $\omega_2 = \omega_0$, а $\omega_1 = 0$, следовательно время пуска агрегата при его полном открытии будет:

$$T_a = \frac{I \omega_0}{M_{T_{\max}}}. \quad (6)$$

Поскольку генератор без нагрузки, т. е. $M_T = 0$, то из уравнения (4) получим:

$$\frac{d\omega}{dt} = \varepsilon_{\max} = \frac{M_{T_{\max}}}{I_{\text{пр}}} = \text{const}.$$

Тогда угловое ускорение будет:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\omega_0}{T_a}. \quad (7)$$

Угловое ускорение при относительном открытии турбины будет [4]:

$$\varepsilon = \mu \varepsilon_{\max}.$$

Оно в μ раз меньше углового ускорения при полной разгрузке. Если за какой-либо промежуток времени t_d произошло изменение угловой скорости, равное $\Delta\omega = \omega - \omega_0$, то:

$$\Delta\omega = \varepsilon t_d = \mu \frac{\omega_0}{T_a} t_d,$$

а соответствующее относительное изменение угловой скорости будет:

$$\varphi = \frac{\Delta\omega}{\omega_0} = \mu \frac{t_d}{T_a}. \quad (8)$$

При полной разгрузке агрегата и при наибольшем открытии турбины из уравнения (8) при $\mu = 1$ получим:

$$\varphi_{\max} = \frac{\omega_{\max} - \omega_0}{\omega_0} = \frac{T_d}{T_a},$$

или

$$T_d = \varphi_{\max} T_a, \quad (9)$$

где T_d — время, в течение которого число оборотов агрегата повышается от нормального до разгонного.

Определим условие протекания процесса регулирования во времени в том случае, когда установившийся режим работы агрегата нарушен.

Вращающий момент агрегата является функцией открытия m турбины и некоторой функцией времени, но за время регулирования его зависимостью от времени, практически, можно пренебречь и считать [5]

$$M_T = i(m) \text{ и } M_{T_0} = i(m_0).$$

Зависимость эта графически выразится кривой, проходящей через начало координат, так как при $m = 0$ должно быть $M_T = 0$. Следовательно:

$$M_T - M_{T_0} = i(m) - i(m_0).$$

Разложим эту функцию в ряд Тейлора по степеням приращения независимого переменного $\Delta m = m - m_0$:

$$f(m) - f(m_0) = \frac{df}{dm} (m - m_0) + \frac{1}{1 \cdot 2} \frac{d^2f}{dm^2} (m - m_0)^2 + \frac{1}{1 \cdot 2 \cdot 3} \frac{d^3f}{dm^3} (m - m_0)^3 + \dots$$

Пренебрегая всеми членами ряда, кроме первого, ввиду их малости по сравнению с ним, получим:

$$f(m) - f(m_0) = \frac{df}{dm} (m - m_0),$$

или

$$M_T = M_{T_0} + \frac{df}{dm} (m - m_0). \quad (10)$$

Ввиду малости изменения открытия m турбины за время регулирования, вращающий момент $M_T = f(m)$ можно приблизительно принять изменяющимся по линейному закону (фиг. 3):

$$\frac{df}{dm} = \frac{M_{T_{\max}}}{m_{\max}} = \frac{N_{\max}}{\omega_0 m_{\max}}.$$

Фиг. 3. Кривые зависимости M_T и z от открытия турбины m

Следовательно, уравнение (10) примет вид:

$$M_T = M_{T_0} + \frac{N_{\max}}{\omega_0 m_{\max}} (m - m_0). \quad (12)$$

Кроме того из схемы действия регулятора имеем:

	Положение муфты регулятора	Положение конуса
При $\omega_{\max}$	$z_{\min}$	$m_{\min}$
При ω	z	m
При ω_0	z_0	m_0
При $\omega_{\min}$	$z_{\max}$	$m_{\max}$

Имея в виду линейную зависимость между z и m (фиг. 3), а также и между z и ω , из приведенной выше связи между z , ω и m получим:

$$\frac{z - z_0}{z_{\max} - z_{\min}} = \frac{\omega - \omega_0}{\omega_{\min} - \omega_{\max}} = \frac{m - m_0}{m_{\max} - m_{\min}}. \quad (13)$$

Здесь $z_{\max} - z_{\min} = h$, есть полный ход муфты маятника.

Учитывая зависимости (13), выражение для вращающего момента турбины можно переписать в виде:

$$M_T = M_{T_0} + \frac{N_{\max}}{\omega_0} = \frac{z - z_0}{h} = M_{T_0} + M_{T\max} \frac{z - z_0}{h} \quad (14)$$

Обозначим

$$\frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0} = \delta,$$

где δ — коэффициент неравномерности регулятора.

Заменяя в уравнении (13)

$$\omega_{\max} - \omega_{\min} \text{ через } \delta\omega_0,$$

получим:

$$\frac{z - z_0}{h} = \frac{\omega - \omega_0}{\delta\omega_0} = \frac{\pi - \pi_0}{\pi_{\max}} \quad (15)$$

Для удобства дальнейших выводов перейдем к отвлеченным величинам. Введем обозначения:

$$\frac{\omega - \omega_0}{\omega_0} = \varphi, \quad (16)$$

$$\frac{z - z_0}{h} = \zeta, \quad (17)$$

где φ — относительное изменение угловой скорости,

ζ — относительное перемещение муфты регулятора.

Тогда из уравнения (15) получим:

$$\frac{z - z_0}{h} = \zeta = -\frac{\varphi}{\delta} \quad (18)$$

При полном сбросе нагрузки ($M_T = 0$) уравнение (14) для вращающего момента турбины с учетом уравнений (5) и (18) переписывается в виде:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_{T\max} \frac{z - z_0}{h} = -M_{T\max} \frac{\varphi}{\delta} \quad (19)$$

Разделив все члены уравнения (19) на $I\omega_0$ и учитывая выражение (6), получим:

$$\frac{1}{\omega_0} \frac{d\omega}{dt} = -\frac{M_{T\max}}{I\omega_0} \cdot \frac{\varphi}{\delta} = -\frac{\varphi}{\delta T_a}$$

Из уравнения (16) имеем:

$$\frac{1}{\omega_0} \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\varphi}{dt}$$

Тогда уравнение движения агрегата можем написать в виде:

$$\frac{d\varphi}{dt} = -\frac{\varphi}{\delta T_a} \quad (20)$$

или

$$\frac{d\varphi}{dt} + \frac{\varphi}{\delta T_a} = 0. \quad (24)$$

Интеграл этого дифференциального уравнения будет:

$$\varphi = A e^{-\frac{t}{\delta T_a}}. \quad (22)$$

Произвольную постоянную интегрирования находим из условия, что при $t = 0$, $\varphi = \varphi_{\max} = A$.

Получим:

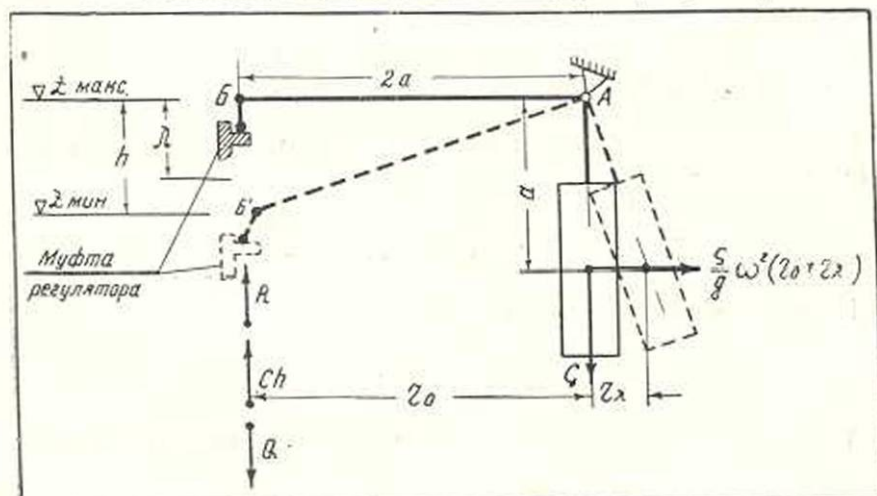
$$\varphi = \varphi_{\max} e^{-\frac{t}{\delta T_a}}. \quad (23)$$

Совокупность кривых, выражаемых уравнениями (9) и (23) дает закон изменения угловой скорости вращения агрегата по времени. Полученная закономерность находит подтверждение в экспериментах (фиг. 2).

Кроме того из уравнения (23) видно, что процесс регулирования устойчивый, следовательно указанное выше понижение числа оборотов по сравнению с нормальным и последующее колебание числа оборотов агрегата является следствием неправильно выбранного соотношения сил, действующих на центробежный маятник.

Расчет маятника центробежного регулятора

С целью проверки работы маятника и установления границы устойчивости его работы, проведем расчет центробежного маятника. На фиг. 4 приведена схема действия маятника. Показано отклонение грузов и, связанное с ним, перемещение муфты регулятора.



Фиг. 4. Расчетная схема маятника центробежного регулятора.

Из конструкции регулятора следует, что центр тяжести груза находится на расстоянии a от точки его качания A .

Длина рычага $AB = 2a$; вертикальному перемещению λ муфты регулятора, отсчитываемому от точки B , соответствует горизонтальное смещение центра тяжести груза на величину $r_\lambda = \frac{\lambda}{2}$.

Пусть G — вес груза регулятора, Q — вес муфты и жестко связанного с ней конуса турбины, k — число грузов, R — первоначальное натяжение пружины, C — жесткость пружины. Тогда, пренебрегая массой соединительных деталей и силой трения, сумма моментов всех сил относительно точки качания рычага будет равна [6]:

$$\frac{G}{g} k \omega^2 (r_0 + r_\lambda) a + Q r_0 - R r_0 - C \lambda r_0 = 0,$$

или

$$\frac{G}{g} k \omega^2 \left(r_0 + \frac{r_\lambda}{2} \right) \frac{a}{r_0} = R + C \lambda - Q. \quad (24)$$

Левая часть этого уравнения представляет из себя усилие E , действующее на муфту регулятора, т. е.

$$E = \frac{G}{g} k \omega^2 \left(r_0 + \frac{\lambda}{2} \right) \frac{a}{r_0}. \quad (25)$$

Для рассматриваемой схемы, усилие регулятора равно силе, развиваемой пружиной, минус вес муфты и конуса.

Обозначим угловую скорость $\omega_{\min}$, соответствующую началу работы регулятора.

Эта скорость соответствует крайнему верхнему положению муфты. Так как при этом $\lambda = 0$, то из уравнения (24) получим:

$$\frac{G}{g} k \omega_{\min}^2 a = R - Q. \quad (26)$$

Таким образом, если известны веса грузов и геометрические размеры регулятора, то можно определить силу первоначальной затяжки пружины.

С другой стороны, максимальной угловой скорости $\omega_{\max}$, на которую рассчитывается центробежный регулятор, соответствует полный ход муфты регулятора. Тогда, подставляя в уравнение (24) $\lambda = h$, получим:

$$\frac{G}{g} k \omega_{\max}^2 \left(r_0 + \frac{h}{2} \right) \frac{a}{r_0} = R - Q + Ch. \quad (27)$$

Решая совместно уравнения (26) и (27), будем иметь:

$$Ch = \frac{G}{g} a k \left[\frac{\omega_{\max}^2}{r_0} \left(r_0 + \frac{h}{2} \right) - \omega_{\min}^2 \right]. \quad (28)$$

Коэффициент неравномерности регулятора равен:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_0},$$

где ω_0 — заданная средняя угловая скорость, вычисляемая по формуле:

$$\omega_0 = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Решая совместно эти два равенства, получим:

$$\omega_{\max} = \omega_0 \left(1 + \frac{\delta}{2} \right),$$

$$\omega_{\min} = \omega_0 \left(1 - \frac{\delta}{2} \right).$$

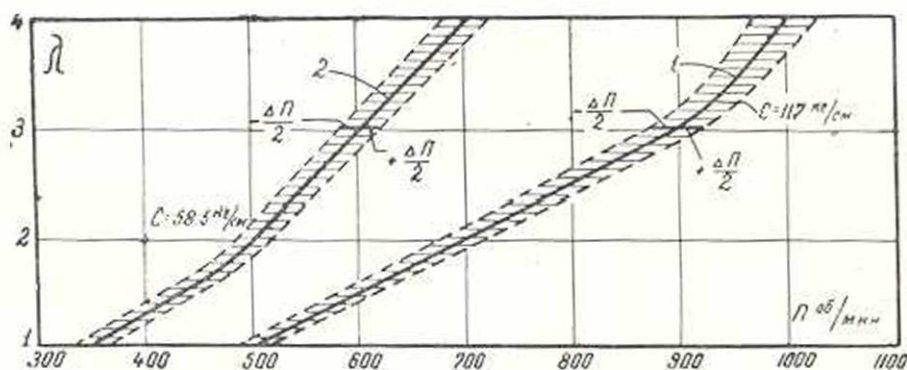
Подставляя эти значения в уравнение (28), получим:

$$Ch = \frac{G}{g} \frac{a}{r_0} k \omega_{\text{ср}}^2 \left[\frac{h}{2} \left(1 + \delta + \frac{\delta^2}{4} \right) + 2\delta r_0 \right]. \quad (29)$$

Из этого уравнения видно, что увеличение угловой скорости сопровождается соответствующим увеличением перемещения муфты регулятора. Оно позволяет также рассчитать необходимую жесткость пружины регулятора, если известны веса его элементов и степень неравномерности хода регулятора.

Беря геометрические размеры маятника из данной конструкции получим при значениях весов грузов маятника 4 кг и 2 кг, жесткость пружины соответственно равной $C = 117 \text{ кг/см}$ и $C = 58,5 \text{ кг/м}$.

Для разных промежуточных положений муфты регулятора подсчитываем числа оборотов агрегата с учетом нечувствительности регулятора, оцениваемой в 6%, и строим кривые зависимости $\lambda = f(n)$ для указанных значений жесткости пружины. Эти кривые (1 и 2) представлены на фиг. 5.



Фиг. 5. Характеристика регулятора.

Заштрихованная площадь представляет собою зону нечувствительности регулятора. Каждая из указанных кривых является характеристикой регулятора для соответствующей жесткости пружины.

Вправо от кривой—зона устойчивой работы регулятора, влево—зона неустойчивой работы.

Из кривой 1 видно, что в случае работы агрегата на установившемся режиме, например, $n=960$ об/мин. и при опускании муфты регулятора на 3,5 см работа регулятора перестает быть устойчивой. При данных универсальных характеристиках турбины это нарушение устойчивости до $N=7$ квт, которому соответствует опускание муфты регулятора на 3,5 см.

Из кривой 2 видно, что при любом положении муфты регулятора изменение числа оборотов данного агрегата происходит в пределах устойчивой зоны.

Таким образом, путем изменения веса грузов маятника, а следовательно и жесткости пружины, можно увеличить зону устойчивой работы регулятора.

В заключение можно сказать, что применение регулятора данной конструкции для регулирования малых турбин является рациональным.

Водно-энергетический институт
Академии наук Армянской ССР

Поступило 27 II 1952

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бунятян Б. Л. Опыт эксплуатации микрогэс в Армении. Известия АН Армянской ССР (серия ФМЕТ наук), т. IV, № 1, 1951.
2. Кетоя Х. Ф. и Колчин Н. И. Теория механизмов и машин М.—Л., 1939.
3. Егиззаров И. В. Регулирование гидроагрегатов. Лекции в ЕрПИ, 1947.
4. Толле М. Регулирование двигателей. Госэнергоиздат, 1951.
5. Каспаров М. К. Динамика регулирования. Изд. ВМА им. Крылова. Л., 1947.
6. Шеглаев А. В. Регулирование паровых турбин. ОНТИ, М.—Л., 1938.

Բ. Լ. Բունյանց

ՈՒՂԱԿԻ ԱՎՏՈՄԱՏԻԿ ԿԱՆՈՆԱՎՈՐՈՒԶՈՎ ՄԻԿՐՈԳԷՍԻ ՏՈՒՐԲԻՆԱՅԻ ԿԱՆՈՆԱՎՈՐՄԱՆ ՊՐՈՑԵՍԻ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅՈՒՆԸ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Ինչպես անդալախյալով միկրոգէս-երի շահագործման փորձից, տշնպես էլ նրանց լարորատոր փորձարկումներից պարզվել է, որ հաշվաշին հզորությանը աշխատող ադրեդատը մասնակի կամ լրիվ բեռնաթափման ենթարկվելիս նրա պտույտների թիվը աճելով 1,5—2 վայրկյանում հասնում է իր մաքրիմումին, ապա սկսում է նվազել և հաջորդ 5—6 վայրկյանում ստանում է մի նոր, միջին արժեք, ընդ որում այդ նոր արժեքը 3%-ով փոքր է լինում սկզբնական պտույտների թվից:

Բացի այդ, բեռնաթափված ադրեդատի պտույտների թիվը հաստատուն է և միշտ տատանվում է այդ նոր արժեքի շուրջը, առաջացնելով էլեկտրոնային լարվածություն տատանումներ:

